

МИКОЛА КОРЕЦЬ

**ГІДРАВЛІКА, ПНЕВМАТИКА,
ТЕРМОДИНАМІКА**

*(навчальний посібник для студентів
спеціальності 015-професійна освіта)*



Київ
Вид-во НПУ імені М. П. Драгоманова,
2020

УДК 621.22.621.5:536(075.8)

ББК 30.123я73+31.76я73+31.311я73

*Рекомендовано до друку Вченої Ради
Національного педагогічного університету імені М. П. Драгоманова
(протокол № 11 від 25 червня 2020 року)*

Рецензенти: *Ничкало Нелля Григорівна*, доктор педагогічних наук, професор, академік Національної академії педагогічних наук України, академік-секретар відділення професійної освіти і освіти дорослих;
Пашечко Михайло Іванович, доктор технічних наук, професор, професор кафедри теорії і методики трудового навчання і технологій Кременецької обласної гуманітарно-педагогічної академії ім. Тараса Григоровича Шевченка;
Оршанський Леонід Володимирович, доктор педагогічних наук, професор, завідувач кафедри технологічної та професійної освіти Дрогобицького державного педагогічного університету імені Івана Франка.

Корець Микола

К 66 Гідравліка, пневматика, термодинаміка : навчальний посібник (для студентів спеціальності 015-професійна освіта) / М. С. Корець. – Київ : Вид-во НПУ імені М. П. Драгоманова, 2020. – 323.

У навчальному посібнику викладені основні положення гідростатики, гідродинаміки та відомості про будову, принципи роботи і сфери застосування деяких гідравлічних машин: насосів, гідравлічного приводу, гідравлічних передач та гідравлічних турбін. Дано короткий опис основних закономірностей стисненого повітря та конструктивних особливостей компресорів. Подані відомості про робочі тіла теплових двигунів, водяну пару, термодинамічні процеси та способи поширення тепла і види теплообміну. Викладена інформація щодо палива та його складу, будови, принципів роботи котельних установок, парових турбін, газотурбінних та реактивних двигунів, а також двигунів внутрішнього та зовнішнього згоряння. Зроблено огляд принципу дії, технологічних схем та ефективності роботи гідравлічних, теплових та атомних електростанцій. Приведено інформацію, щодо нетрадиційних методів перетворення теплової енергії в електричну. Окремий розділ посібника зосереджений на відомостях про інструктивно-технологічну послідовність виконання серії лабораторних робіт з окресленої тематики.

УДК 621.22:621.5:536(075.8)

ISBN 978-966-931-220-4

© Корець М. С., 2020

© Вид-во НПУ імені М. П. Драгоманова, 2020

ПЕРЕДМОВА

Нормативна навчальна дисципліна “Гідравліка, пневматика, термодинаміка” вивчається відповідно до освітньо-професійної програми підготовки фахівців освітнього рівня бакалаврів галузі знань 01 Освіта спеціальності 015 – Професійна освіта (за спеціалізаціями). Предметом навчальної дисципліни є вивчення основних законів гідравліки, пневматики та термодинаміки, конструктивних особливостей та принципу роботи гідравлічних машин, компресорів та теплових двигунів, а також проблем енерго- і теплозабезпечення. Вивчення навчальної дисципліни “Гідравліка, пневматика, термодинаміка” базується на знаннях з фізики (за професійним спрямуванням), матеріалознавства (конструкційні матеріали), стандартизації, метрології та сертифікації, а також є стартовою основою для опанування знаннями про устаткування деревообробних виробництв та лісопильно-деревообробних технологій (спеціалізація “Деревообробка”), устаткування закладів готельно-ресторанного господарства та технології продукції ресторанного господарства (спеціалізація “Готельно-ресторанна справа”), машин і апаратів легкої промисловості та технології виробів легкої промисловості (спеціалізація “Технології виробів легкої промисловості”), теоретичних основ харчових виробництв, загальних технологій харчових виробництв, процесів і апаратів харчових виробництв (спеціалізація “Харчові технології”) та інших навчальних дисциплін.

Метою навчальної дисципліни “Гідравліка, пневматика, термодинаміка” є формування у майбутніх педагогів професійного навчання знань і умінь з основ гідравліки, пневматики та термодинаміки, а також знань з конструктивних особливостей та

принципу роботи типових гідравлічних машин, компресорів та теплових двигунів.

Основними завданнями вивчення цієї дисципліни є ознайомлення майбутніх педагогів професійної освіти з основними законами гідравліки, пневматики та термодинаміки, з техніко-технологічними можливостями та конструктивними особливостями гідравлічних машин, компресорів та теплових двигунів, поширених у провідних галузях виробництва.

Знання законів гідравліки, пневматики, термодинаміки, а також конструктивних особливостей гідравлічних машин, компресорів і теплових є необхідним бо для педагогів професійної освіти вони слугують науково-теоретичною основою для вивчення більшості базових технічних дисциплін, а також розширюють діапазон інженерних знань студентів і сприяють формуванню в них техніко-технологічної культури та навичок до розвитку до технічної творчості.

Згідно з вимогами освітньо-професійної програми підготовки бакалаврів професійної освіти у процесі вивчення цієї дисципліни студенти повинні опанувати такими компетентностями:

№ з/п	Результати навчання	Компетентності
1.	<i>Знати:</i> <ul style="list-style-type: none">- фізичні основи функціонування гідравлічних і пневматичних систем;- структури систем автоматичного управління з гідравлічної та пневматичної елементної бази;- будову та принцип дії типових, широко поширених гідравлічних пневматичних пристроїв та апаратів;- основні напрямки технічного прогресу при створенні нових систем гідравлічного і пневматичного приводів;	<i>Енергетико-технологічна:</i> оперування поняттями властивостей робочих тіл теплових двигунів і гідравлічних машин; володіння загальними технічними характеристиками найбільш типових теплових двигунів, гідравлічних насосів і турбін та знанням будови, схем і комплектації гідравлічних, теплових та атомних електростанцій; володіння вміннями користуватися нормативною документацією щодо конструкції та експлуатації холодильних установок.

№ з/п	Результати навчання	Компетентності
	<ul style="list-style-type: none"> - основні закони термодинаміки і теплопередачі; - фізичну суть основних теплофізичних величин; - суть передачі тепла теплопровідністю, випромінюванням, конвективним теплообміном; - поняття температурного режиму; - будову та принцип дії, технічні характеристики найбільш типових теплових двигунів (турбін, д. В.З. реактивних газотурбінних); - конструктивні особливості, класифікації, принцип дії холодильних установок; - технологічні схеми, будову гідравлічних, теплових, атомних електростанцій. <p><i>Вміти:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> - розраховувати основні параметри гідро і пневмосистем; - користуватись нормативними документами і довідковою літературою при виборі основних видів гідравлічного і пневматичного обладнання; - визначати будь-який параметр газу з рівняння газових законів; - розраховувати протипожежні розриви між спорудами; - визначати товщину теплоізоляційних шарів та товщину будівельних конструкцій; - визначати температури в будь-якій точці конструкції в заданий момент часу прогрівання, розраховувати час прогрівання. 	<p><i>Політехнічна:</i></p> <p>Володіти загальним розумінням ролі, місця гідравлічних, пневматичних машин та теплових двигунів у сучасному виробництві, побуті і освітніх та навчальних установах.</p>

Навчальний посібник адресується студентам які навчаються на освітньому рівні бакалавра за спеціальністю 015 – професійна освіта, а також може бути корисною для викладачів, аспірантів та докторантів педагогічної освітньої галузі.

У цьому навчальному посібнику використаний матеріал навчального посібника за моїм авторством – М. С. Корець “Машинознавство: Основи гідравліки та теплотехніки. Гідравлічні машини та теплові двигуни” : навч. посіб. для студ. вищ. пед. закл. освіти. – Київ : Знання України, 2001. – 448 с., який адаптований відповідно до освітньо-професійної програми підготовки бакалаврів професійної освіти.

РОЗДІЛ І

ОСНОВИ ГІДРОСТАТИКИ

Гідравлікою називають прикладну науку про закони руху і рівноваги рідин та про способи застосування цих законів до розв'язку конкретних технічних задач. Назва “Гідравліка” має походження від грецьких слів “хюдор” – вода та “аулос” – труба, жолоб. Гідравліка, як механіка рідини, поділяється на кінематику рідини, яка розглядає зв'язок між геометричними характеристиками руху і часом (швидкістю, прискоренням) та гідродинаміку, що вивчає рух із врахуванням діючих на рідину сил. Розвиток гідравліки як науки тісно пов'язаний з використанням людством води. Гідравліка дає методи розрахунку і проектування різних гідротехнічних споруд (гребель, каналів, насосів, гідротурбін, гідропередач).

Першою науковою працею в галузі гідравліки вважають трактат Архімеда (287–212 рр до н. е.) “Про плаваючі тіла”, хоч відомості про деякі закони гідравліки були відомі раніше, тому що до цього будувалися канали, водогони. Так, раніше, в Римі, за 6 століть до нашої ери був побудований перший водогін, залишки якого збереглися по сьогодні.

Нові ґрунтові дослідження з гідравліки з'явилися лише в XVII ст., коли значний вклад в розвиток науки зробили Леонардо да Вінчі (закони рівноваги рідини), С. Стевін (основи гідростатики), Галілео Галілей (закони плавання тіл, гідростатичний парадокс), Е. Торрічеллі (витікання рідини через отвори в посудині), Б. Паскаль (закон про передачу тиску в рідині), І. Ньютон (гіпотеза про внутрішнє тертя в рідині). Але гідравліка як цілісна наука

сформувалася пізніше, після робіт М. В. Ломоносова (закони збереження речовини та енергії), Д. Бернуллі (рівняння руху рідини), Л. Ейлера (диференціальні рівняння рівноваги і руху рідини). Поряд з цим, успішно на протязі цього часу розвивалася і експериментальна гідравліка, великі заслуги тут мають такі вчені: А. Базен (витікання рідини через водозливи), Ю. Вейсбах (опори руху рідини), А. Шезі (рівномірний рух рідини), Д. Вентурі (витікання рідини через отвори та насадки), О. Рейнольдс (режими руху рідини), М. Е. Жуковський (гідравлічний удар), М. М. Павловський (рівномірний і нерівномірний рух, фільтрація) та інші.

1.1. Рідина та її властивості

Об'єктом дослідження гідравліки є **рідина**, якою називають фізичне тіло, що легко змінює свою форму під дією досить незначних сил і характеризується текучістю, тобто здатністю набирати форму посудини, в якій вона міститься.

Кожен із існуючих агрегатних станів тіл характеризується специфічними властивостями, які визначаються особливостями їх атомно-молекулярної структури, зокрема, силами взаємодії між частинками. Сюди відносяться сили притягання та відштовхування, які діють одночасно і залежать від відстані між частинками.

Рідини за молекулярною структурою займають проміжне положення між кристалічними твердими тілами та газами. Вважають, що молекули рідини упаковані так щільно, як і в твердих тілах, про що свідчать їх приблизно однакові значення густини. Молекулярні сили і потенціальна енергія молекул рідини мають той же порядок, що і для твердих тіл, але характер теплового руху молекул в рідинах дещо складніший, ніж у твердих тілах. Спрощено тепловий рух молекул рідини можна представити як нерегулярні коливання відносно деяких центрів. Кінетична енергія коливань окремих молекул в деякі моменти може виявитися достатньою для

подолання міжмолекулярних зав'язків. Тоді ці молекули одержують можливість стрибком перейти в оточення інших молекул, змінивши при цьому центр коливань. Здійснивши ряд таких міграцій, молекула рідини буде знаходитися в оточенні нових молекул, які мають іншу орієнтацію. Тому в рідинах спостерігається лише ближній порядок в розміщенні молекул. Стрибки молекули здійснюють хаотично, і нове місце ніяк не може бути визначене попереднім. Стрибкоподібні переходи з місця на місце, які проходять неперервно і в великій кількості, забезпечують дифузію молекул і текучість рідин. Рідини практично не проявляють опору розтягуючим зусиллям, а сили зчеплення, що існують між молекулами цих рідин, проявляються лише на поверхні у вигляді так званих сил поверхневого натягу, де існує опір рідини розриву (тонкі плівки мильних бульбашок; утворення краплі, яка утримується від падіння).

Рідини бувають *краплинними та газоподібними*. До краплинних відносяться такі, як вода, нафта, масла тощо. Всі краплинні рідини чинять великий опір зміні об'єму і тяжко піддаються стиску. При зміні тиску і температури їх об'єм змінюється незначним чином.

Газоподібні рідини (гази) більш суттєво змінюють свій об'єм під дією вказаних факторів. В гідравліці вивчаються лише краплинні рідини, в яких рідина розглядається як деформована система матеріальних частинок, неперервно заповнюючих простір, де вона рухається, тобто рідина розглядається як суцільне середовище, в якому відсутні пустоти і розриви.

При розгляді деяких задач для спрощення їх розв'язку вводять поняття *ідеальної* рідини, в якій відсутнє внутрішнє тертя (в'язкість), що зовсім не стискається, не має теплового розширення. Всі існуючі в природі рідини – *реальні*, тому закони ідеальних рідин по відношенню до них застосовують із внесенням поправочних коефіцієнтів.

Розглянемо основні фізичні властивості рідини. Густиною однорідної рідини називають відношення маси рідини m до об'єму V , який вона займає:

$$\rho = \frac{m}{V}, \frac{кг}{м^3} \quad (1.1)$$

Одиницею густини в СІ прийнято $кг/м^3$. У виробничих умовах густину рідини вимірюють спеціальним приладом *ареометром*.

Інколи в гідравліці використовують поняття відносної густини – безрозмірного числа, яке є відношенням густини даної рідини до найбільшої густини дистильованої води (при $4^\circ C$). Густина рідини змінюється при зміні її температури та тиску.

Питоною вагою називають вагу рідини γ в одиниці її об'єму:

$$\gamma = \frac{G}{V} = \frac{mg}{V} = \rho g \quad (1.2)$$

Слід відзначити, що питома вага не є величиною сталою (довідниковою), тому що вона залежить від прискорення сили тяжіння, яке змінюється залежно від місця вимірів на Землі. Відомо, і що максимальне значення g буде на полюсі, а мінімальне – на екваторі в межах $9.781 < g < 9.831 \text{ м/с}^2$.

В таблиці 1.1. наведені довідникові дані густини при $20^\circ C$ і питокої ваги ($g = 9.81 \text{ м/с}^2$) для деяких рідин.

Таблиця 1.1

Довідникові дані густини та питокої ваги деяких рідин

Назва	$\rho, кг/м^3$	$\gamma, Н/м^3$
Бензин автомобільний	712...761	6990...7470
Вода морська	1002...1029	10010...10080
Вода прісна	998	9790
Дизельне паливо	831..861	8150...8450
Гас	792..840	7770...8240
Мастило автотракторне АК-11	925...930	9070...9120
Мастило веретенне АУ	888...896	8710...8790
Мастило для гідравлічних систем АМГ	до 850	до 8340
Мастило індустріальне і ІС-12, 20, 45	900...930	8830...9120

Назва	ρ , кг/м ³	γ , Н/м ³
Нафта	850...950	8340...9320
Ртуть	13547	132900
Спирт	789	7740

Стисливість – це властивість рідини змінювати об’єм V при зміні тиску; кількісно вона характеризується коефіцієнтом об’ємного стиску, який є відносною зміною об’єму ΔV на одиницю зміни тиску:

$$\beta_v = -\frac{\Delta V}{\Delta P} \quad (1.3)$$

Знак “мінус” тут свідчить про те, що позитивному приросту тиску відповідає зменшення об’єму.

Так, стисливість води суттєво впливає на положення рівня водяної поверхні Світового океану. Якщо б вода була абсолютно нестислива, то відмітка рівня води в океані піднялася б приблизно на 30 м.

Середні значення коефіцієнта об’ємного стиску β_v , 10^7 кПа⁻¹:

Таблиця 1.2

Довідникові дані коефіцієнта об’ємного стиску деяких рідин

Рідина	β_v
Вода	51
Гас	59
Нафта	74
Дизельне паливо	64
Ртуть	-3,13

Температурне розширення – це властивість рідини змінювати свій об’єм (відповідно і густину) при зміні температури, яке характеризується температурним коефіцієнтом об’ємного розширення β_t :

$$\beta_T = \frac{1}{V} \cdot \frac{\Delta V}{\Delta T}, \quad (1.4)$$

де ΔV – зміна об'єму V при зміні температури на ΔT .

Одиницею вимірювання β_T є K^{-1} . В таблиці 1.3 наведені значення β_T для деяких рідин при $20^\circ C$ і нормальному атмосферному тиску.

Таблиця 1.3

Довідникові дані коефіцієнта теплового розширення

Рідина	β_T, K^{-1}	Рідина	β_T, K^{-1}
Вода	0,00015	Спирт	0,0011
Гас	0,0011	Ртуть	0,00018
Нафта	0,0006	Масило АМГ-10	0,0008

Густина рідини ρ_0 при зміні температури на ΔT зміниться і набуде нового значення ρ :

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 + \beta_T \Delta T} \quad (1.5)$$

Завдяки зміні густини рідини в залежності від температури в природі реалізуються конвективні явища.

Поверхневий натяг (капілярність) зумовлений силами взаємного притягання, які виникають між частинками поверхневих шарів рідини і викликають напружений їх стан. Під дією цих сил поверхня рідини виявляється немов би покритою натягнутою тонкою плівкою, яка надає об'єму рідини форму із найменшою поверхнею. Сили поверхневого натягу спричиняють на рідину додатковий тиск, нормальний до її поверхні. Цей тиск визначають за формулою Лапласа:

$$P = \sigma \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right), \quad (1.6)$$

де σ – коефіцієнт поверхневого натягу;

r_1 і r_2 – радіуси кривизни кривих, які одержують при перетині поверхні рідини будь-якими двома взаємно-перпендикулярними площинами, проведеними через нормаль до цієї поверхні в будь-якій точці.

Величина σ залежить від природи середовищ, що мають співдотик, а також від їх температури. З підвищенням температури значення σ зменшується; при 20°C і контакту з повітрям вони становлять: для води 0,0726 Н/м; для нафти 0,0235-0,0380 Н/м. Суттєво поверхневий натяг проявляється в капілярах, де надлишковий тиск визначається таким чином:

$$P = \frac{2\sigma}{r}, \quad (1.7)$$

де r – радіус капіляра.

Внаслідок цього в капілярах можливий капілярний підйом (при змочуванні поверхні) або опускання (при не змочуванні) рідини на висоту h :

$$h = \frac{4\beta \cos \theta}{\rho g d}, \quad (1.8)$$

де θ – гострий кут між дотичною до вільної поверхні в точці перетину з стінкою трубки і самою стінкою капіляра; d – діаметр капіляра.

Викривлення поверхні розділу рідини в капілярах, яка межує з газом, також залежить від змочуваності рідини стінок трубки. Так, при змочуваності вільна поверхня в капілярі буде вгнута, а при незмочуваності – навпаки, випукла.

Так для прикладу, підняття води в капілярах ґрунту забезпечує розповсюдження вологи, і цей підйом може досягати до 5 м. Важливе значення капілярні явища мають у текстильній промисловості при фарбуванні тканини.

В'язкість – це властивість реальних рідин здійснювати опір відносному руху (зсуву) шарів рідини. Тому ця властивість не характерна для рідин, які знаходяться в стані абсолютного спокою.

Розглянемо схему, де є пластина **A** (рухома) і **B** (нерухома), між якими знаходиться рідина (рис. 1.1). При цьому шари рідини, які прилипають до пластин будуть мати однакові з ними швидкості: рухома – **V**; нерухома – **0**. Проміжні шари будуть ковзати один по одному зі швидкістю, пропорційною їх відстані до нижньої пластини.

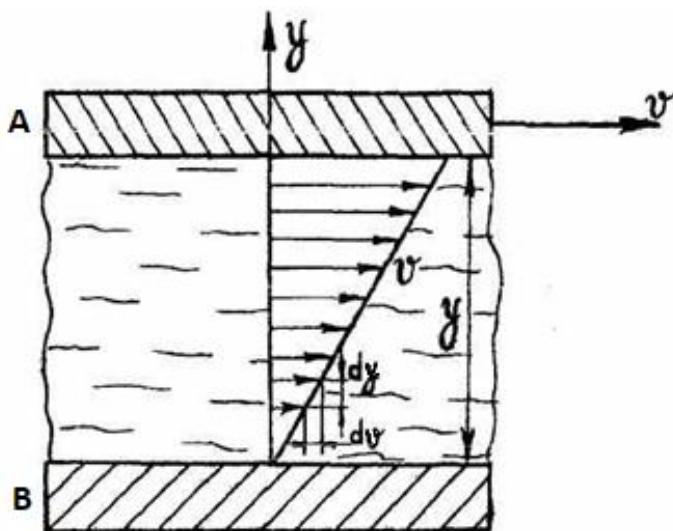


Рис. 1.1. Розподіл швидкостей між шарами нерухомої та рухомої пластини

Закон розподілу швидкостей тут має лінійний характер. Зміну швидкості шарів рідини у напрямку, перпендикулярному до векторів швидкості потоку рідини, характеризує градієнт швидкості – $\frac{dV}{dy}$ (dy – елементарна товщина шару).

Сили в'язкості або внутрішнього тертя виникають внаслідок дії міжмолекулярних зав'язків між рухомими шарами рідини. За гіпотезою Ньютона сили внутрішнього тертя в рідині, яка рухається

прямолинійно, визначають за формулою:

$$F = \mu S \frac{dV}{dy}, \quad (1.9)$$

де μ - коефіцієнт внутрішнього тертя або динамічна в'язкість, S – площа поверхні дотику шарів.

Виходячи з цього, закон внутрішнього тертя в рідині відрізняється від закону тертя твердих тіл, і сила внутрішнього тертя, яка виникає між двома шарами в рухомій рідині, не залежить від тиску в рідині, а пропорційна поверхні співдотику тертьових шарів, відносній швидкості їх переміщення і залежить від роду рідини.

Дотичні напруження чи напруження внутрішнього тертя, які виникають в рідині, можуть бути визначені із залежності:

$$\tau = \pm \mu \frac{dV}{dy} \quad (1.10)$$

Існують рідини, дім яких залежність (1.10) не справедлива. На відміну від звичайних ньютонівських такі рідини називають *неньютонівськими* або *аномальними* (смола, нафта та ін.). В загальному курсі гідравліки, як правило, вивчають лише ньютонівські рідини, неньютонівськими рідинами займається реологія - спеціальна наука, яка виділилася як самостійний розділ механіки. Для таких рідин дотичні напруження становлять:

$$\tau = \tau_0 \pm \frac{dV}{dy}, \quad (1.11)$$

де τ_0 - дотичне напруження в рідині, що знаходиться в стані спокою, після подолання якого рідина розпочинає рухатися.

Н. П. Петров експериментально підтвердив справедливість гіпотези Ньютона про залежність сил тертя від швидкості в першому

ступені лише при ламінарному русі рідини. В інших випадках сила тертя залежить від швидкості, але ця залежність підсилюється. При турбулентному режимі руху окрім дотичних напружень, обумовлених турбулентним перемішуванням частинок, виникають також сили в'язкості, які зумовлені зчепленням частинок між собою, а також між потоком і стінками русла. Тоді повне дотичне напруження буде становити:

$$\tau = \varepsilon_T \frac{dV}{dy} + \mu \frac{dV}{dy}, \quad (1.12)$$

де ε_T – турбулентна в'язкість.

Турбулентна в'язкість на відміну від динамічної залежить не від фізичних властивостей рідини, а від особливості турбулентного режиму руху рідини. При високому рівні турбулентності ε_T , в багато разів перевищує динамічну в'язкість, співрозмірні при невисокому ступені турбулентні дотичні напруження пропорційні квадрату швидкості потоку рідини.

Динамічна в'язкість – характеризує собою силу E що виникає на квадратному метрі поверхні двох шарів рідини, які переміщуються один по відношенню до іншого при градієнті $\frac{dV}{dy}=1$.

Одиниця вимірювання $[\mu]$ – $[\text{Па} \cdot \text{с}]$ (Паскаль на секунду) називається Пуазейлем, яку на практиці μ вимірюють в пуазах $[\text{Пз}]$.
 $1 \text{ Па} \cdot \text{с} = 10 \text{ Пз}$.

Кінематичну в'язкість визначають із співвідношення:

$$\gamma = \frac{\mu}{\rho}, \quad (1.13)$$

де ρ – густина рідини.

Одиницею вимірювання кінематичної в'язкості СІ є $\text{м}^2/\text{с}$ (допускаються довільні одиниці – $\text{см}^2/\text{с}$, $\text{мм}^2/\text{с}$), а у фізичній системі

одиниць користуються Стоксами (Ст). $1 \text{ м}^2/\text{с} = 10^4 \text{ Ст}$.

Величину обернену до динамічної в'язкості $\epsilon = \mu^{-1}$ називаються текучістю. В таблиці 1.4 наведені значення кінематичної деяких рідин.

Таблиця 1.4

Довідникові дані кінематичної в'язкості деяких рідин

Рідина	T, °C	γ , см ² /с	Рідина	T, °C	γ , см ² /с
Вода	20	0,0101	Гас	18	0,00250
Бензин	18	0,0065	Гліцерин	20	0,7000
Спирт	18	0,0133	Нафта	20	0,0857

Кінематична в'язкість для більшості рідин із зростанням їх температури зменшується, результати яких представлені в таблиці 1.5.

Таблиця 1.5

Дані про зміну в'язкості залежно від температури

t, °C	γ , см ² /с	t, °C	γ , см ² /с	t, °C	γ , см ² /с
0	0,0179	18	0,0106	45	0,0060
2	0,0167	20	0,0101	50	0,0056
4	0,0157	22	0,0099	55	0,0051
6	0,0147	24	0,0092	60	0,0048
8	0,0139	26	0,0088	70	0,0041
10	0,0131	28	0,0084	80	0,0037
12	0,0124	30	0,0080	90	0,0033
14	0,0118	35	0,0073	100	0,0028
16	0,0112	40	0,0065		

Вплив тиску на в'язкість рідин значно менший і в більшості випадків, коли тиск менше 10 МПа, ним нехтують.

Для визначення в'язкості рідин користуються спеціальним приладом, який називається віскозиметром, серед яких найпоширенішими є конструкції:

1. Капілярний віскозиметр Оствальда - Пінкевича застосовують при визначенні в'язкості високотекучих рідин (вода, спирт, бензин, гас) (рис. 1.2). В основу вимірювання в'язкості рідин за допомогою таких віскозиметрів покладено визначення часу витікання її з фіксованого об'єму через капіляри. Віскозиметр капілярний скляний типу ВПЖ-1 з висячим рівнем має вимірювальний резервуар 4, обмежений двома кільцевими відмітками M_1 і M_2 . Резервуар переходить в капіляр 5, з потім в резервуар 6, який з'єднаний із відігнутою трубкою 3 і трубкою 1. Трубка 1 має резервуар 7 із двома відмітками M_3 і M_4 , які показують межі наповнення віскозиметра досліджуваною рідиною. Рідина із резервуара 4 по капіляру 5 витікає в резервуар 6 по його стінках, утворюючи біля нижнього кінця капіляра "висячий рівень".

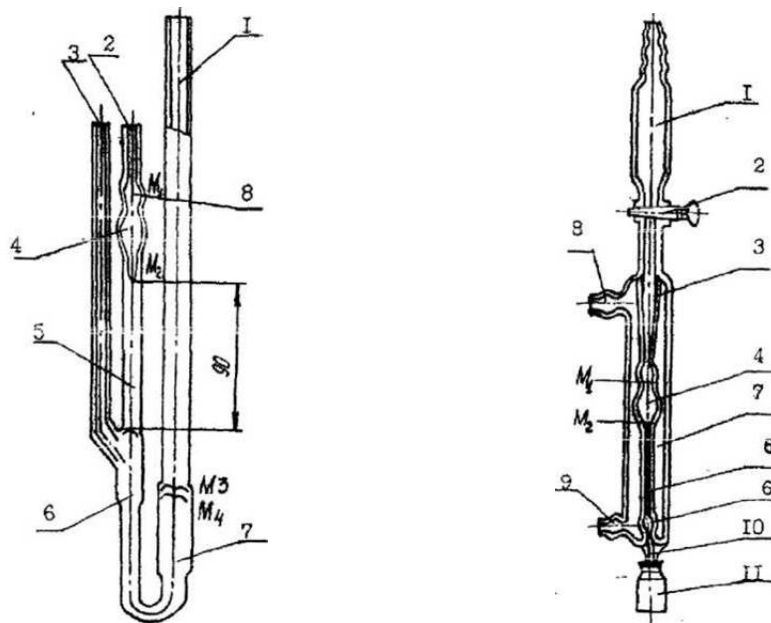


Рис. 1.2. Капілярні віскозиметри ВПЖ-1 (а) та ВПЖ-3 (б)

$$\gamma = \frac{g}{9,807 \text{ м/с}^2} \cdot \tau \cdot K, \quad (1.14)$$

де g – прискорення вільного падіння в місці вимірювання (м/с^2);

τ – час витікання рідини в секундах;

K – стала віскозиметра;

γ – кінематична в'язкість в $\text{см}^2/\text{с}$.

Вискозиметр ВПЖ-3 має капілярну трубку впаяну всередині корпусу 7, який має два виводи 8 і 9. До приладу додається насадка 1 і проміжна скляна трубка 10. Насадка має кран 2. Насадка і проміжна скляна трубка з'єднані шліфами 3 і 6 із корпусом. Визначення витікання рідини із об'єму між фіксованими лініями M_1 та M_2 дає змогу вимірювати в'язкість рідини. Через виводи 8 і 9 подається і відводиться теплоносій (вода) для виключення впливу коливань температури оточуючого середовища.

2. *Вискозиметр витікання* або *вискозиметр Енглера* має латунний циліндричний резервуар, який розміщений у водяній ванні (рис. 1.3). У центрі сферичного дна внутрішнього резервуару є калібрований отвір із трубкою, через яку виливається досліджувана рідина.

Отвір закривається стопорним стержнем, а температура рідин контролюється термометром. У внутрішню посудину наливають 200 см^3 досліджуваної рідини, відкривають стопорний стержень і визначають час витікання τ_g цієї кількості рідини при даній температурі t . В'язкість визначають у градусах умовної в'язкості:

$$\frac{\tau_g}{\tau_0} = {}^\circ\text{E}, \quad (1.15)$$

де τ_0 – час витікання такої ж кількості дистильованої води при 20°C .

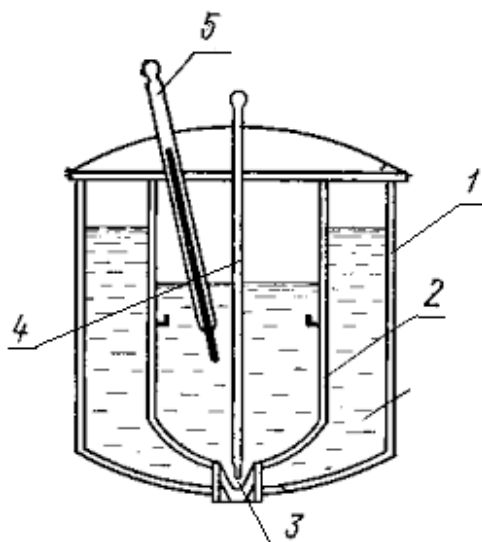
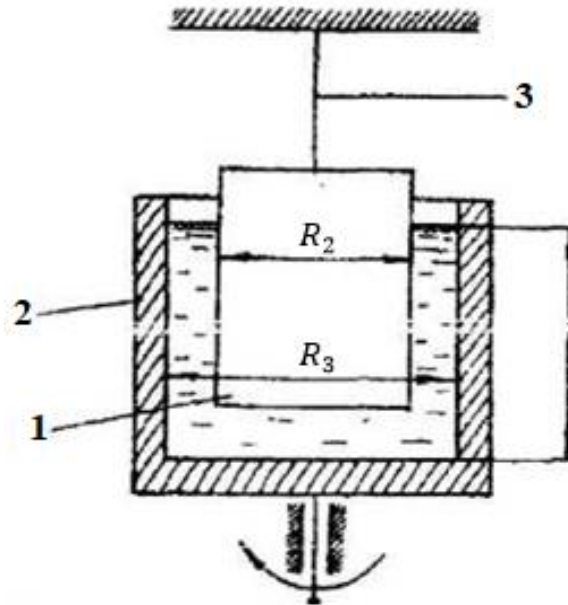


Рис. 1.3. Вискозиметр Енглера:

1 – водяна ванна, 2 – латунний циліндричний резервуар,
3 – калібрований отвір, 4 – запірний стержень, 5 – термометр

3. Для визначення кінематичної в'язкості рідин з більш високою силою внутрішнього тертя користуються *торсіонними вискозиметрами Воларовича* (рис. 1.4). В нижній циліндр, який обертається із заданою стабільною частотою обертання, розміщується підвішений на нитці циліндр, поверхня якого знаходиться в об'ємі нижнього циліндра. Вільний простір між циліндрами заповнюється досліджуваною рідиною. В результаті внутрішнього тертя при постійній частоті обертання зовнішнього циліндра внутрішній циліндр буде повертатись на певний кут навколо своєї осі, і по куту закручування нитки будуть визначати в'язкість рідини. Одним із варіантів такого типу вискозиметрів може бути така конструкція, коли робочим елементом служить пластина, що здійснює коливальний рух. Здатність чинити опір коливному рухові робочого елемента, зануреного у випробовану рідину, дозволяє визначати її в'язкість.



*Рис. 1.4. Вискозиметр Воларовича:
 1 – внутрішній циліндр, який підвішений на торсіоні,
 2 – зовнішній циліндр, який обертається навколо осі;
 3 – сталева нитка*

4. Вискозиметр Гепплера використовують для визначення в'язкості з середніми та великими силами внутрішнього тертя. В цьому випадку рідину наливають у спеціальну посудину, а в'язкість визначають шляхом знаходження часу досягнення дна стандартної посудини падаючої в рідину кулькою, яка має калібровані розміри.

1.2. Гідростатичний тиск та його властивості

Сили, які діють на певний об'єм рідини, поділяються на *зовнішні* і *внутрішні*. *Внутрішні* – це сили взаємодії між окремими структурними частинками цього елемента рідини. Рідина, яка знаходиться в стані спокою, піддається дії зовнішніх сил двох категорій: масових і поверхневих. До масових відносяться сили, що пропорційні масі рідини: сили тяжіння та сила інерції. Поверхневими називають такі сили, які діють на поверхні об'ємів рідин, наприклад, атмосферний тиск на поверхню рідини. Додатково

при русі рідини на неї будуть діяти сили внутрішнього тертя, які виникають внаслідок гальмування шарів один об одній та стінки каналу.

На рідину в стані спокою діють зовнішні сили, які зумовлюють лише один вид напружень – напруження стиску, тобто гідростатичний тиск, тому що дотичні напруження в цьому випадку відсутні. Для того, щоб ввести поняття гідростатичного тиску, виділимо в рідині, яка знаходиться в стані спокою, деякий об'єм і умовно розділимо його площиною на дві частини (рис. 1.6).

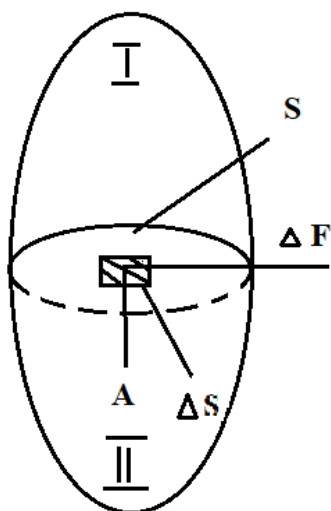


Рис. 1.5. Пояснення гідростатичного тиску

Умовно відкинемо верхню частину. Тоді для збереження рівноваги до нижньої частини треба прикласти силу, дія якої буде еквівалентна дії відкинутої частини на частину I. Розглянемо в межах контуру площини перерізу елементарну площину ΔS , на якій знаходиться довільна точка A. Якщо на цю площину буде діяти сила ΔF , то відношення:

$$P_{\text{ср}} = \frac{\Delta F}{\Delta S}, \quad (1.16)$$

буде середнім гідростатичним тиском. Дійсне значення тиску в різних точках розглядуваної площини буде не однаковим. Тому для того, щоб знайти гідростатичний тиск в точці A, досить взяти

граничне значення відношення сили тиску до площин, при умові що остання вироджується в точку:

$$P = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \left| \frac{\Delta F}{\Delta S} \right|, \quad (1.17)$$

Гідростатичний тиск характеризується такими основними властивостями:

1. Гідростатичний тиск завжди спрямований за внутрішньою нормаллю до площини, на яку він діє і створює тільки напруження стиску. Це є наслідком того положення, що в стані спокою в рідині відсутні дотичні та розтягуючі зусилля. Якби дія тиску була б не по нормалі, а під кутом до площини, то тоді його можна було б розкласти на нормальну і дотичну складові. Наявність дотичних зусиль приводить до зсуву шарів рідини, то є порушенням умови рівноваги. До того ж, коли б тиск діяв по зовнішній нормалі, тобто не в середину розглядуваного об'єму, а назовні, то виникли б розтягуючі зусилля, які б із своєю боку порушили умову рівноваги. Ці факти підтверджують, що гідростатичний тиск створює стискаюче середовище в рідині.

2. В будь-якій точці об'єму рідини гідростатичний тиск діє однаково в усіх напрямках, тобто його значення не залежать від кута нахилу площини, на яку він діє. Тому сам по собі тиск є скалярною величиною і лише сила тиску \mathbf{F} є вектором і характеризується конкретним напрямком.

3. Гідростатичний тиск в кожній точці рідини залежить лише від положення її в просторі, тобто:

$$P = f(x, y, z) \quad (1.18)$$

Одиницею вимірювання тиску в СІ служить 1 паскаль: $\text{Па} = 1 \text{ Н/м}^2$. Окрім цього є багато одиниць тиску в інших системах, зокрема:

- | | |
|------------------------|-----------------------------------|
| - 1 технічна атмосфера | - 1 ат. = 1 кГс/см ² ; |
| - 1 фізична атмосфера | - 1 атм.; |

- 1 Торр - 1 мм.рт.ст.;
- 1 бар
- 1 п'єза
- 1 мм.вод.ст - 1 кГс/м²

Таблиця 1.6

**Значення тиску по відношенню до одного Паскаля
в інших системах одиниць**

Па	ат=кГс/см ²	атм	Бар	мм.рт.ст.	мм.вод.ст
1	$1,02 \cdot 10^{-5}$	$9,87 \cdot 10^{-6}$	10^{-5}	$75 \cdot 10^{-4}$	0,102
$9,81 \cdot 10^4$	1	0,968	0,981	736	10^4
$1,013 \cdot 10^5$	1,033	1	1,013	760	$1,033 \cdot 10^4$
10^5	1,02	0,978	1	750	$1,02 \cdot 10^4$
133	$1,36 \cdot 10^{-3}$	$1,32 \cdot 10^{-3}$	$1,33 \cdot 10^{-3}$	1	13,6
9,81	10^{-4}	$9,68 \cdot 10^{-5}$	$9,81 \cdot 10^{-5}$	$7,36 \cdot 10^{-2}$	1

Існує така класифікація приладів для вимірювання тиску.

За величиною вимірювання тиску прилади поділяються на:

- манометри, які вимірюють надлишковий (понад атмосферний тиск);
- барометри, які призначені для вимірювання атмосферного тиску;
- вакууметри, що вимірюють тиск у розрідженому середовищі (нижче атмосферного);
- мановакууметри, які призначені як для вимірювання надлишкового тиску, так і для тиску в розрідженому середовищі;
- диференціальні манометри, що вимірюють різницю тисків в двох точках.

За призначенням прилади бувають робочі, контрольні, зразкові, мікрометри.

Контрольні манометри використовують для перевірки робочих, а зразкові – служать як еталонні. Для вимірювання низьких тисків, близьких до атмосферного, і з високою точністю застосовують мікроманометри.

За принципом дії прилади для вимірювання тиску поділяються на:

1. Рідинні, в яких висота стовба зрівноважує вимірювальний

тиск рідини, а його величина є мірою тиску (п'єзометр, ртутний манометр, диференційний манометр, мікроманометр, вакууметр).

2. Механічні, які працюють за принципом пропорційності пружних деформацій робочих органів (трубок, мембран, пластинок) від вимірюваного тиску.

3. Поршневі, в яких тиск вимірюється шляхом визначення навантаження на поршень при дії на нього рідини під певним тиском. Вони дають можливість вимірювати дуже високі тиски.

4. Електричні, що діють за принципом вимірювання опору чи ємності певного середовища зі зміною тиску (тензодатчики). Такі найчастіше використовуються в системах автоматики.

5. Комбіновані.

Рідинні прилади використовують для вимірювання тиску, який не перевищує 0,4 Па. Основним елементом таких манометрів є **U** – подібна прозора трубка, яка заповнена рідиною (ртуттю, водою, маслом, спиртом і т.п.) і закріплена на проградуєйованій шкалі. При надлишковому тиску в об'ємі, де здійснюється вимірювання, рівень рідини в трубці **I** підіймається, а в трубці **II** опускається на висоту **h/2**, в результаті чого перепад між рівнями становить **h**:

$$P = \rho_e gh - \rho g \cdot \left(h_0 + \frac{h}{2} \right) \quad (1.19)$$

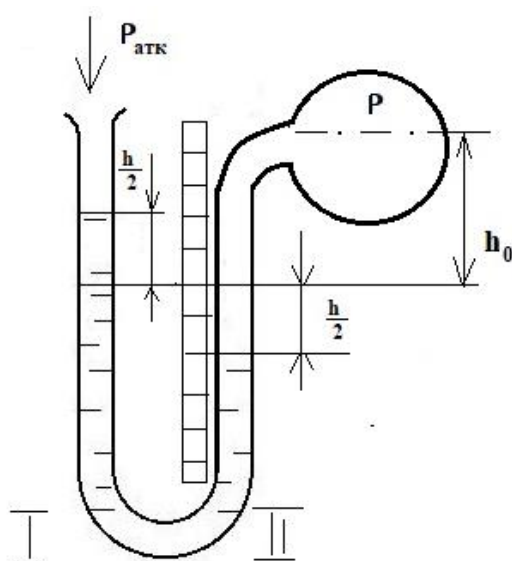


Рис. 1.6. Рідинний манометр

При вимірюванні різниці тисків у двох посудинах U-подібна трубка приєднується до двох цих об'ємів і тоді будемо диференціальний манометр:

$$P_1 - P_2 = hg (\rho_e - \rho) \quad (1.20)$$

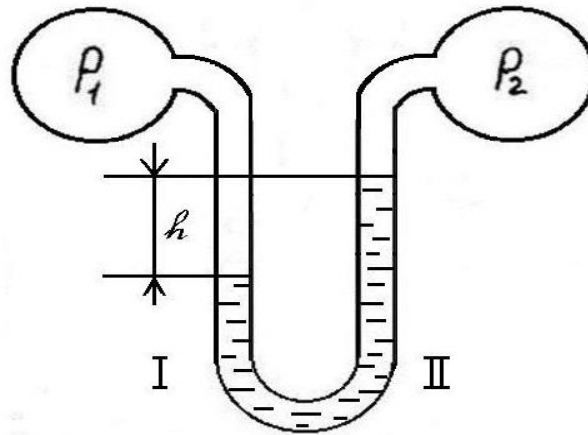


Рис. 1.7. Диференціальний манометр

Дуже чутливим і точним приладом для вимірювання тиску є п'езометр. Це скляна трубка невеликого діаметру (не більше 5 мм.), відкрита з одного кінця. Інший кінець трубки приєднаний до посудини, де необхідно виміряти тиск. Гідростатичний тиск у місці приєднання становить:

$$P = P_{\text{атм}} + \rho g \cdot (h_1 + h) \quad (1.21)$$

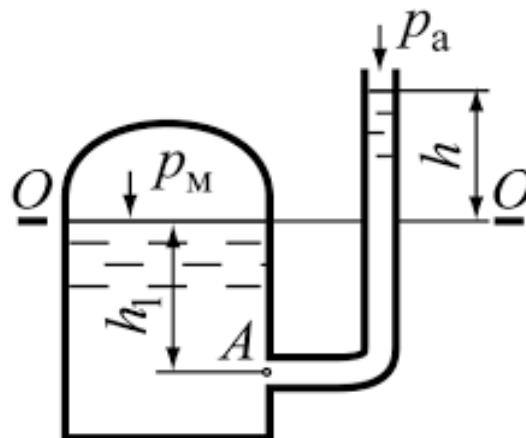
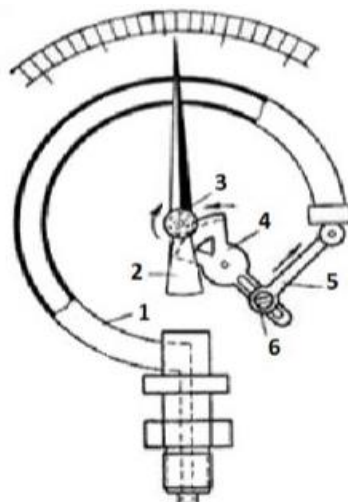


Рис. 1.8. П'езометр

Серед механічних приладів для вимірювання манометричного тиску в техніці найбільш широко використання знайшли пружинні манометри, в яких робочим органом служать зігнуті латунні трубки (рис. 1.9).



*Рис. 1.9.Схема пружинного манометра:
1 – трубочата пружина; 2 – стрілка; 3 – шестерня;
4 – зубчатий сектор; 5 – тяга; 6 – шарнірне з'єднання*

Трубка має один запаяний кінець, а іншим приєднана через штуцер до об'єму, де вимірюється тиск. Через цей кінець в трубку поступає рідина і під дією тиску пружина розправляється, а через зубчатий механізм приводить в рух стрілку, за величиною відхилення якої на проградуєйованій шкалі визначають значення тиску. Крім цього, існують мембранні манометри, в яких рідина діє на тонку пластинку – мембрану, деформація від якої передається через систему важелів до стрілки. До недоліків пружинних манометрів слід віднести:

- нестабільна робота манометрів в умовах вібрації (коливання стрілки);

- не можна вимірювати тиск в агресивному середовищі, яке діє на металеві стінки трубок;

- не можна вимірювати тиск у дуже в'язкому середовищі (забиваються трубки);

- в робочих органах (трубках, мембранах) виникають залишкові деформації, а також спрацьовується передаточний

механізм. Тому в процесі експлуатації манометри періодично перевіряють шляхом звірки показів з контрольним приладом.

Для вирішення конкретних технічних задач, зокрема, при розрахунках ємкостей резервуарів, гідротехнічних споруд на міцність необхідно знати розподіл сил тиску на стінки. В умовах гурткової роботи з учнями інколи доводиться визначати розподіл тиску по об'єму посудини з рідиною, тому для цього необхідно знати закон такого розподілу. На це питання можна відповісти, знаючи основне рівняння гідростатики.

1.3. Основне рівняння гідростатики

Основне рівняння гідростатики виводиться із диференціального рівняння рівноваги рідини, яке характеризує основні закономірності розподілу тиску по всьому об'єму рідини, яка знаходиться в стані спокою. При ньому зроблені такі допущення. Рідина є нестисненою та однорідною по всьому об'єму, тобто $\rho = \text{const}$

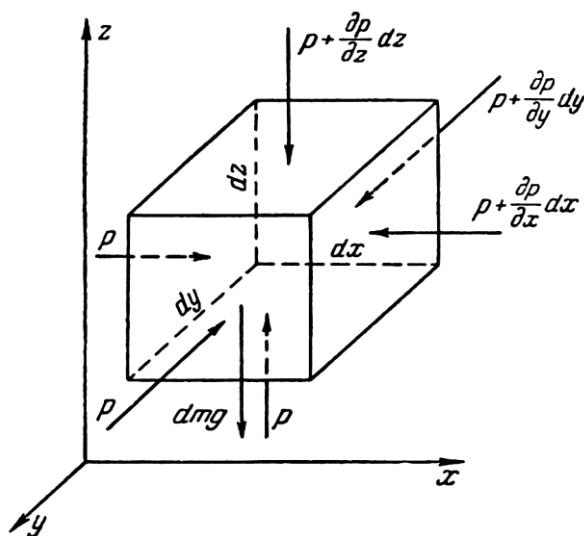


Рис. 1.10. До виведення диференційного рівняння рівноваги Ейлера

Проекції сили F на осі x , y , z представлені у вигляді системи трьох рівнянь:

$$\begin{aligned}
 F_x &= \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} \\
 F_y &= \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial y} \\
 F_z &= \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial z}
 \end{aligned}
 \tag{1.22}$$

Ці рівняння є основними диференціальними рівняннями рівноваги рідини і називаються рівняннями Ейлера.

Кожен вираз системи характеризує зміну тиску при зміні однієї з координат. Для встановлення закономірностей зміни тиску при зміні декількох координат слід враховувати рівняння Ейлера і для інших відповідних координатних осей. Тому приведемо систему рівнянь (1.23) у більш зручний для користування вигляд. Для цього домножимо перше рівняння на ρdx , друге на ρdy , третє на ρdz , і почленно їх додамо:

$$\rho (F_x dx + F_y dy + F_z dz) = \frac{\partial P}{\partial x} dx + \frac{\partial P}{\partial y} dy + \frac{\partial P}{\partial z} dz
 \tag{1.23}$$

Права частина рівняння є повним диференціалом тиску dP :

$$dP (F_x dx + F_y dy + F_z dz)
 \tag{1.24}$$

Рівняння (1.24) називають основним диференціальним рівнянням гідростатики.

Для демонстрації основного рівняння гідростатики розглянемо найбільш поширений в практиці випадок з рідиною, яка міститься в закритій посудині і перебуває в стані спокою під дією лише сил тяжіння (рис. 1.11). При цьому проекції прискорень об'ємних сил будуть становити $F_x = 0$, $F_y = 0$, $F_z = -g$ і рівняння (1.25) приймає

ВИГЛЯД:

$$d\rho = -\rho g dz \quad (1.25)$$

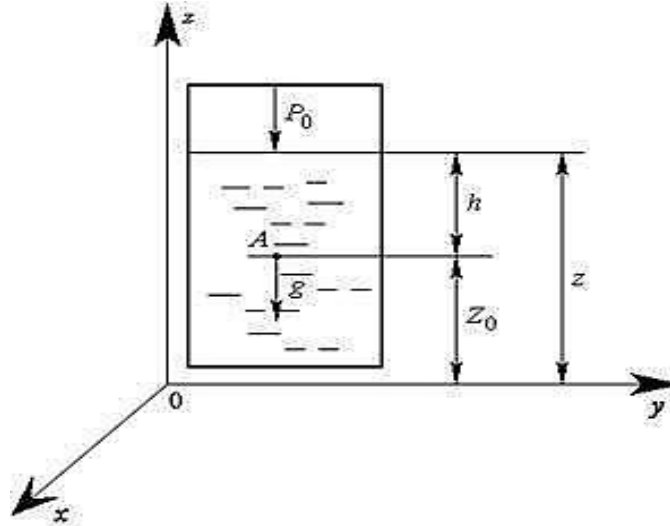


Рис. 1.11. До виведення основного рівняння гідростатики

Зафіксуємо в об'ємі рідини якусь точку А, яка занурена на глибину h . В цій точці необхідно знайти тиск, для цього проінтегруємо вираз (1.25):

$$P + \rho g z = C \quad (1.26)$$

І одержимо основне рівняння гідростатики:

$$P = P_0 + \rho g h, \quad (1.27)$$

де $h = z - z_0$ глибина занурення точки.

Рівняння (1.27) називається основним рівнянням гідростатики. Величина $\rho g h$ називається ваговим тиском. Надлишковий або манометричний тиск співпадає з ваговим, коли тиск на вільну поверхню рідини дорівнює атмосферному. Враховуючи те, що точку А взято довільно, для всього об'єму нерухомої рідини справедливо:

$$Z + \frac{P}{\rho g} = \text{const} \quad (1.28)$$

Ордината z точки A відраховується від довільної горизонтальної площини осі, її називають *площиною порівняння*, а ординату z - *геометричним напором* в рідині.

Величина $\frac{P}{\rho g}$ має лінійну розмірність і називається *г'єзометричною висотою*.

Сума $Z + \frac{P}{\rho g} = \text{const}$ є *гідростатичним напором*.

Проаналізуємо рівняння (1.28). *Тиск на дно не залежить від форми і об'єму посудини, а лише від висоти стовба рідини в посудині і від її густини.* Тому для посудин різної форми, заповнених однією і тією ж рідиною на однакову висоту H , тиск на їх дно буде однаковим. Це нестандартне явище називають *гідростатичним парадоксом* або *парадоксом Паскаля*. При ньому сила тиску на дно цих посудин буде відрізнятися і зростати пропорційно збільшенню площі дна S , оскільки $F = P \cdot S$.

1.4. Сила тиску на плоску і криволінійну поверхню

На практиці при розрахунку різних конструкцій, ємностей необхідно знати не тільки тиск в окремих точках об'єму рідини, а і загальну силу тиску рідини на поверхню тих чи інших обмежуючих конструкцій. Коли плоска поверхня знаходиться горизонтально (наприклад, дно посудини), то визначити силу тиску можна, знаючи площу поверхні S і значення тиску P в цих точках:

$$F = P \cdot S = (P_0 + \rho gh) S \quad (1.29)$$

Розглянемо визначення сили тиску на плоску поверхню довільної форми, яка нахилена під кутом α до горизонту (рис. 1.12).

Рідина тисне на поверхню S у всіх точках, але тиск нерівномірний: у верхніх точках тиск менший, а в нижніх – більший. Розіб'ємо площу поверхні на елементарні горизонтальні смужки dS і визначимо силу тиску на одну із них:

$$dF = P \cdot dS, \quad (1.30)$$

де P – тиск на рівні видаленої смужки, тобто на глибині h . Будемо вважати, що його значення у всіх точках буде однаковим.

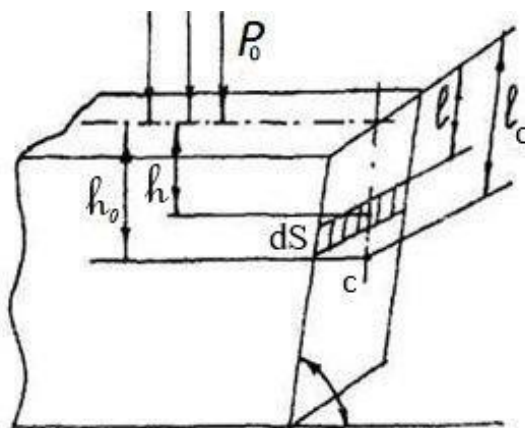


Рис. 1.12. Сила гідростатичного тиску на плоску поверхню

Тиск на глибині h становить $P = P_0 + \rho gh$, де P_0 – тиск на вільну поверхню рідини.

Таким чином, сила тиску на плоску стінку дорівнює добутку величини змоченої площі стінки на гідростатичний тиск в її центрі тяжіння.

З рівняння (1.30) витікає, що мінімальне значення сила тиску на плоску стінку при незмінних інших умовах буде мати у випадку її вертикального положення, а при відхиленні від нього по мірі нахилу сила тиску буде збільшуватись і досягне максимуму при горизонтальному положенні стінки.

Сила тиску рідини на стінку характеризується точкою її прикладання, яку називають центром тиску. Якщо стінка має вісь симетрії і знаходиться у вертикальному положенні, то центр тиску в

такому випадку знаходиться на осі симетрії, і для визначення його положення достатньо знайти лише одну вертикальну координату

Як бачимо з виразу, центр тиску знаходиться нижче центра тяжіння стінки. Для горизонтальної поверхні (наприклад, дна резервуара) центр тиску і центр тяжіння знаходяться на одному рівні. У випадку, коли конструкція, на яку тисне рідина, має постійну ширину, то силу і центр тиску можна знайти графоаналітичним способом. Площа епюри тиску чисельно відповідає силі тиску, що відноситься до одиниці площі стінки. Центр тиску буде знаходитись у місці прикладання рівнодіючої сил тиску, яка проходить через центр тяжіння епюри тиску.

Розглянемо порядок визначення сили тиску на криволінійну поверхню. Враховуючи те, що в техніці серед криволінійних поверхонь найчастіше можна зустріти циліндричні поверхні, то далі будемо розглядати лише цей окремий випадок. Нехай маємо елемент циліндричної поверхні, яка обмежує певний об'єм рідини (рис. 1.13). Сила дії на таку поверхню визначається як геометрична сума вертикальної і горизонтальної складових:

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_z^2}, \quad (1.31)$$

де F_x , F_z – відповідно горизонтальна і вертикальна складові сили F .

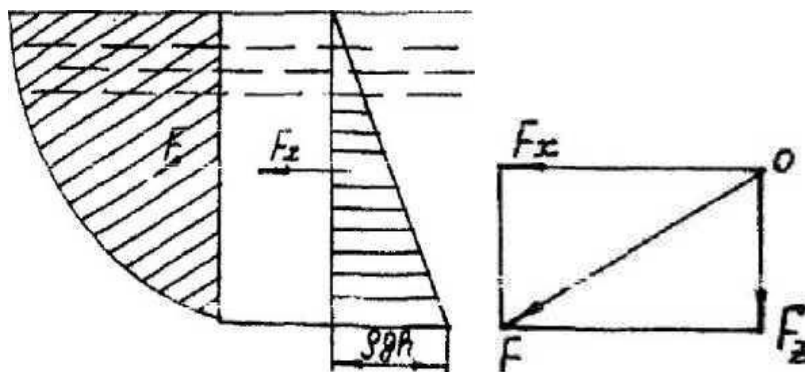


Рис. 1.13. Сила тиску на криволінійну поверхню

Горизонтальна складова F_x дорівнює силі тиску на вертикальну

проекцію криволінійної поверхні:

$$F_x = \rho g h_c \cdot S_z, \quad (1.32)$$

де h_c – глибина зануреного центра тяжіння вертикальної проекції криволінійної поверхні;

S_z – площа вертикальної криволінійної поверхні.

Вертикальна складова F_z чисельно дорівнює вазі рідини в об'ємі тіла тиску, тобто тіла, обмеженого вертикальними площинами, які проходять через крайні утворюючі циліндрично поверхні, самою циліндричною поверхнею і вільною поверхнею рідини. На рис. 1.14. заштриховано тіла тиску площиною, яка перпендикулярна до осі тіла:

$$F_z = \rho g W, \quad (1.33)$$

де W – об'єм тіла тиску.

Положення центра тиску, тобто місця, де прикладена рівнодіюча сила, як правило, знаходиться графічним шляхом. Для цього на кресленні (рис. 1.14.) переводять спочатку зображення горизонтальної складової F_x .

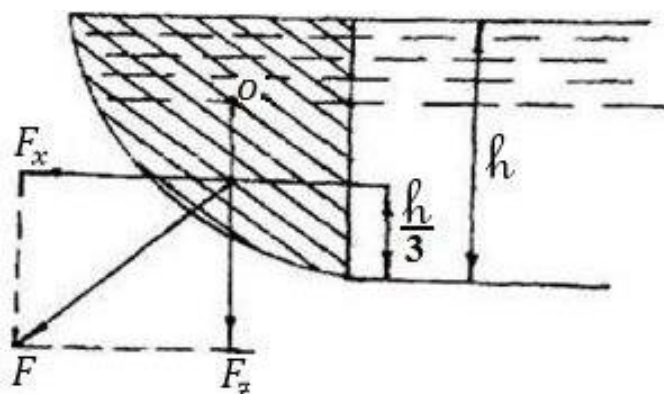


Рис. 1.14. Сила тиску на криволінійну поверхню

Вона завжди розміщена на $1/3 h$ від нижньої кромки поверхні. Положення центра тяжіння тієї чи іншої поверхні знаходять за довідковими таблицями, або розраховують. Потім з центру тяжіння тіла тиску опускають вертикаль, знаходять точку перетину сил F_x і

F_z , і зрештою геометричним шляхом визначають рівнодійну. Ця інформація використовується при розрахунку ємкостей, труб. Так, зокрема, можна розрахувати допустимий тиск рідини в тих чи інших трубах круглого перерізу:

$$[P_0] = 2[\sigma] \cdot \frac{\delta}{D}, \quad (1.34)$$

де $[\sigma]$ – допустиме напруження, δ і D – відповідно товщина стінки і діаметр труби.

1.5. Закони Паскаля та Архімеда, їх застосування в техніці

Французький фізик Блез Паскаль встановив, що тиск, який створюється поверхневими силами, передається без зміни в кожен точку рідини. Це твердження залишається в силі і тоді, коли враховується і сила тяжіння розглядуваного об'єму рідини. Тому можна зробити такий висновок, що тиск, який діє на рідину, передається в усі сторони з однаковою силою.

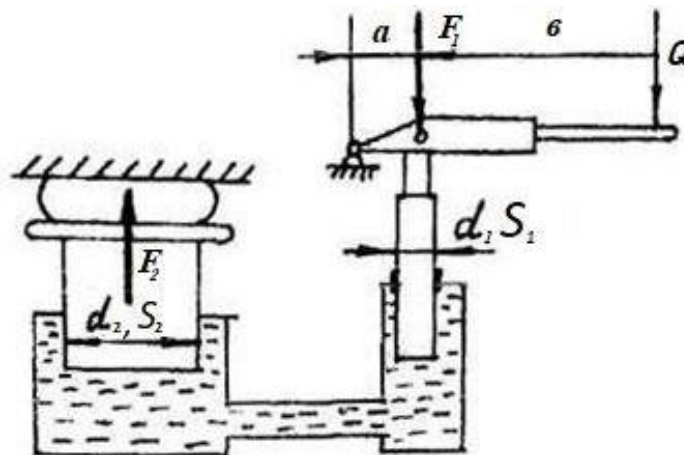


Рис. 1.15. Схематичне зображення гідравлічного пресу

Закон Паскаля дозволяє пояснити дію дуже поширеного в

техніці гідравлічного пресу. Прес складається із двох циліндрів різного діаметру, всередині яких є поршні. Циліндри з'єднані між собою трубкою, трубка і простір під поршнями заповнені рідиною – технічним маслом. Позначимо площу малого поршня через S_1 , а великого – через S_2 .

Нехай на малий поршень приклали силу F_1 на великий – F_2 (в протилежному напрямку, на відміну від того, як це показано на рисунку). Знайдемо силу F_2 , нехтуючи вагою рідини, тоді тиск у всіх точках повинен бути однаковим, тобто:

$$\frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2} \quad (1.35)$$

Звідки:

$$F_2 = \frac{S_2}{S_1} \cdot F_1, \quad (1.36)$$

тобто сила F_2 у стільки разів більша за F_1 у скільки разів площа другого поршня більша за площу першого. Ми маємо виграш у силі, це в деякому наближенні є аналогом важеля в механіці, де в даному випадку роль плечей важеля відіграють площі поршнів.

Підставимо у вираз (1.36) значення площ:

$$F_2 = \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 \cdot F_1, \quad (1.37)$$

де d_1, d_2 – відповідно діаметри меншого і більшого поршнів.

Реальна сила, яка діє на стіл великого поршня, дещо менша від розрахованої F_2 через втрати енергії на подолання сил тертя в рухомих частинах преса та через витікання рідини крізь нещільності конструкції. Ці фактори враховує коефіцієнт корисної дії преса, який в залежності від ступеня досконалості преса знаходиться в межах $0,75 \div 0,85$:

$$\mathbf{F}_2 = \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 \cdot \eta \cdot \mathbf{F}_1 \quad (1.38)$$

Розглянемо, які сили тиску будуть діяти на тіло довільної форми, що занурена в рідину з густиною ρ . Горизонтальні і вертикальні сили діють на тіло так, як сили на криволінійні поверхні (рис. 1.16).

Горизонтальні сили, які спрямовані на тіло зліва \mathbf{F}_{x1} та справа \mathbf{F}_{x2} , визначимо як сили, що діють на вертикальні проекції криволінійних поверхонь \mathbf{ADC} і \mathbf{ABC} . Враховуючи те, що площі їх проекцій $\mathbf{A'D'C'}$ і $\mathbf{A'B'C'}$ рівні між собою, а центри їх тяжіння занурені на одну і ту ж глибину, то $\mathbf{F}_{x1} = \mathbf{F}_{x2}$. Коли б ця рівність не виконувалася, то був би порушений стан рівноваги, і тіло почало б рухатися. Таким чином, сили, \mathbf{F}_{x1} і \mathbf{F}_{x2} зрівноважуються.

Вертикальні сили тиску на криволінійні поверхні \mathbf{DAB} і \mathbf{DCB} визначаються за величиною сили тяжіння сил тиску, які опираються на розглядувані поверхні. Ці сили тиснуть на тіло зверху і знизу і мають протилежні знаки:

$$\mathbf{F}_{z1} = -\rho g V_{EDABF}, \mathbf{F}_{z2} = -\rho g V_{EDCBF}, \quad (1.39)$$

Перша буде направлена по вертикалі вниз, а друга – вгору. Їх рівнодіюча становить:

$$\mathbf{F} = \rho g (V_{EDCBF} - V_{EDABF}) = -\rho g V_{ABCD}, \quad (1.40)$$

де V_{ABCD} - об'єм зануреного тіла.

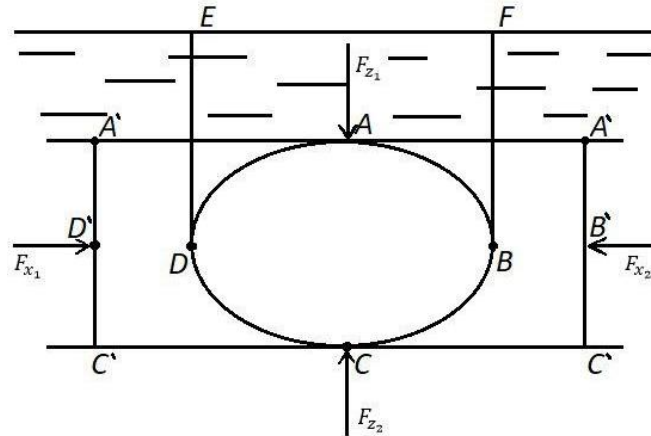


Рис. 1.16. Пояснення дії сили Архімеда

Таким чином, вертикальна складова сил тиску зі сторони рідини на занурене в неї тіло направлена вгору і дорівнює вазі рідини, яка витіснена зануреним тілом. Цей закон вперше був експериментально встановлений Архімедом у 250 році до нашої ери і має назву закону Архімеда, а сила F називається архімедовою підйомною силою. Більш чітко цей закон можна сформулювати таким чином.

На занурене в рідину тіло діє направлена вертикально вгору виштовхувальна сила, яка проходить через центр ваги зануреного тіла і дорівнює вазі рідини в об'ємі, витісненому тілом.

В такому випадку на тіло, занурене в рідину, діють дві сили:

сила тяжіння (ваги) G та архімедова підйомна сила F .

Розглянемо три основні випадки співвідношення величин цих сил.

1. Нехай густина тіла ρ_t і густина рідини ρ будуть однаковими: $\rho_t = \rho$.

Тоді $G = \rho_t gV$, $F = \rho gV$. Рівнодіюча цих сил $G - F = 0$, тобто тіло буде знаходитися в стані байдужої рівноваги. Якщо його помістити на будь-яку глибину в рідині, то воно не буде ні тонути, ні випливати. Тут наближено моделюється стан невагомості.

2. При більшій густині тіла ρ_t за густину рідини ρ ($\rho_t > \rho$), тіло буде тонути, бо $G > F$, а рівнодіюча $R = G - F$, відповідно, буде спрямована вниз. Але при цьому вага тіла у рідині буде меншою за реальну вату на величину, яка відповідає величині сили Архімеда F .

3. Густина тіла ρ_T менша за густину рідини ρ ($\rho_T < \rho$). Тоді рівнодіюча сила буде спрямована вгору, і тіло буде випливати:

$$\mathbf{R} = \mathbf{F} - \mathbf{G} > \mathbf{0} \quad (1.41)$$

Тіло буде випливати до тих пір, поки внаслідок виходу частини його над поверхнею рідини підйомна сила не зменшиться настільки, що стане рівною з силою ваги тіла. В ньому випадку рівнодіюча сил буде дорівнювати нулю і тіло буде плавати на поверхні рідини з частиною зануреного об'єму.

Крім умови рівності сил ваги та Архімеда, для рівноваги тіл, занурених у рідину, слід ще забезпечити, щоб точки прикладання цих сил лежали на одній вертикалі.

Якщо тіло однорідне, точки прикладання цих сил співпадають, а якщо тіло неоднорідне, то точки не співпадають (рис. 1.17).

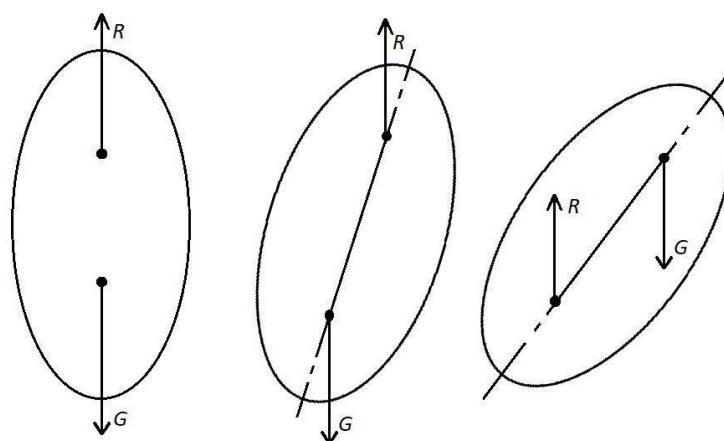


Рис. 1.17. Схеми дії сил ваги та Архімеда на тіло

Отже, сили G і F утворюють пару сил, під дією яких тіло повертається і прийде в положення рівноваги лише тоді, коли точки прикладання цих сил будуть розміщені на одній вертикалі. Найбільш практичний інтерес мають умови плавання тіл, які занурені в рідину. Це поняття особливо важливе для суден та інших плаваючих засобів, і його необхідно знати вчителям, керівникам гуртків, у яких займаються практичним судномодельюванням.

Сила тяжіння рідини в об'ємі зануреної в неї частини тіла називається *водовитісненням*, а центр тяжіння цього об'єму –

центром водовитіснення. Лінія перетину вільної поверхні рідини з боковою поверхнею судна називається *ватерлінією*. Вертикальна вісь, яка проходить через центр водовитіснення, називається *віссю плавання*.

Стійкістю називають властивість плаваючого тіла відновлювати після крену своє попереднє положення в рідині. Як правило, поздовжня стійкість дуже висока, і тому у більшості випадків розглядають поперечну стійкість. При крені судна центр його тяжіння C не змінює свого положення, а центр водовитіснення B переміститься в положення D' (рис. 1.18), бо об'єм водовитіснення змінює свою форму.

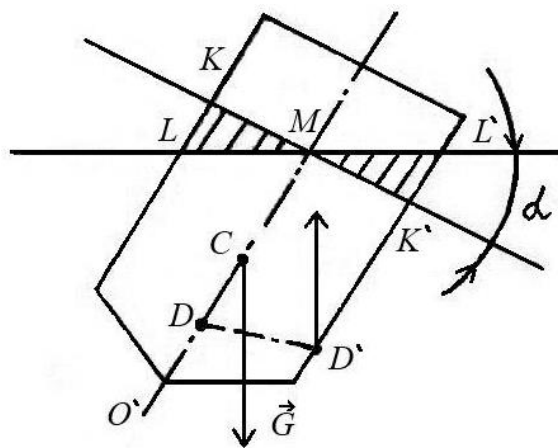


Рис. 1.18. До пояснення стійкості суден

Частина судна KLM вийшла із рідини, а частина $K'L'M$ зануриться в неї і тому архімедова сила зміститься в сторону більш зануреної частини судна.

Точка перетину лінії дії підйомної сили F при нахиленому положенні з віссю плавання OO' називається *метацентром (M)*, а відстань між метацентром і центром тяжіння по осі плавання називається *метацентричною висотою (CM)*.

Для того, щоб плаваюче тіло у підводному стані мало статичну стійкість, необхідно, щоб центр його тяжіння C був розміщений на осі плавання, нижче осі водо витіснення D . У випадку надводного плавання можливі три варіанти:

1. *Стійка рівновага*, коли метацентр лежить вище центра тяжіння, тоді пара сил G і F повертає судно у вихідне положення.

2. *Байдужа рівновага*, коли метацентр співпадає з центром тяжіння, і метацентрична висота дорівнює нулю. Тут будь-який крен судна без дії зовнішніх сил не виведе його у вертикальне положення саме тому, що момент зовнішніх сил дорівнює нулю.

3. *Нестійка рівновага* – метацентр лежить нижче центра тяжіння, тобто від'ємна метацентрична висота. Пара сил буде зумовлювати подальше перевертання судна. Можна зробити такий висновок, що чим нижче центр тяжіння і чим більша метацентрична висота, тим більш висока його стійкість. В практиці конструювання невеликих суден цю висоту беруть не менш ніж 0.3 м.

РОЗДІЛ II

ОСНОВИ ГІДРОДИНАМІКИ

2.1. Завдання та основні поняття гідродинаміки

Гідродинамікою називається розділ гідравліки, в якому вивчаються закони руху рідин під дією зовнішніх сил, а також взаємодія між рідиною і твердими тілами при їх відносному русі.

При цьому вважають, що рідина є суцільним неперервним середовищем, в якому відсутні пустоти. Рух рідини порівняно з рухом твердих тіл більш складний. Якщо рідина в стані спокою характеризується лише гідростатичним тиском, то тут з'являється ще одна характеристика – швидкість руху окремих частинок. Загалом значення тиску та швидкості в різних точках простору з часом можуть змінюватися. В реальних рідинах взаємодія між частинками визначається не лише силами тиску, але і дотичними силами, які зумовлені в'язкістю рідини.

Гідродинамічним тиском характеризується будь-яка точка простору рухомої рідини, тобто:

$$\mathbf{P} = (x, y, z, t) \quad (2.1)$$

Основні завдання гідродинаміки полягають у визначенні швидкості і гідродинамічного тиску, взаємозв'язку їх при заданій системі зовнішніх сил, що діють на рухому масу рідини, і знаходження величин, які чинять опір цьому руху.

Зміна основних параметрів рухомої рідини може здійснюватися

в одно-, двох-, і трьохвимірних координатах. Двох- і трьохвимірний рух розглядається переважно в теоретичній гідродинаміці. Математичне представлення характеристик цього руху подається в формі диференціальних рівнянь, де основні динамічні і кінематичні характеристики є неперервними функціями координат і часу.

Із-за великої кількості змінних, що характеризують рух рідини, виникають складності в математичному його дослідженні і тому обмежуються побудовою спрощених схем.

Струминна модель найбільш вдало відповідає природнім уявленням про рух рідини. Вона розглядає потік рідини як суму певної кількості елементарних струменів.

Для опису руху рідини користуються двома методами – *методом Лагранжа та Ейлера*.

Метод Лагранжа полягає в спостереженні за рухом одних і тих же умовно відмічених частинок рідини, що проходять через різні точки простору, і, по суті, зводиться до вивчення траєкторії цих точок в часі і зміну їх кінематичних характеристик.

За *методом Ейлера* об'єктом спостереження є кінематичні характеристики різних точок рідини, які неперервно рухаються одна за одною через певний фіксований переріз (точки простору). Цей метод більш зручний і простий, тому в подальшому будемо користуватися лише ним. Метод Лагранжа в гідродинаміці використовується дуже рідко із-за його складності та громіздкості. При використанні методу Ейлера задаються зовнішні об'ємні сили проєкціями їх прискорень x , y , z , а швидкість – проєкціями швидкостей V_x , V_y , V_z на координатні осі, додається гідродинамічний тиск P і густина рідини ρ . Для кожної частинки ідеальної однорідної рідини одержимо 8 величин, визначення яких в залежності від часу t і координат x , y , z і є основним завданням гідродинаміки.

Нехай маємо деякий простір, заповнений рухомою рідиною. Частинки рідини заповнюють простір без будь-яких пустот і становлять суцільне матеріальне середовище (ρ -const), швидкість і тиск будуть неперервно змінюватися в різних точках простору. Картина швидкості і тиску в кожен момент часу в просторі, який

заповнений рухомою рідиною, називається *полем швидкості і полем тисків*. Якщо прослідкувати за рухом якоїсь частинки, то геометричне положення цих точок в просторі з часом називається *траєкторією* частинки рідини.

Усталеним рухом рідини називається такий рух, в якому всі характеристики (швидкість, прискорення, тиск) в точках простору, через які проходить рідина, не змінюється в часі.

При *неусталеному* русі поля швидкостей і тисків будуть неперервно змінюватися. Прикладом усталеного і неусталеного руху можуть бути витікання рідини із резервуару, рівень якої відповідно не змінюється та змінюється. Відцентровий насос забезпечує подачу рідини з усталеним рухом, а поршневий – з неусталеним. Усталений рух може бути *рівномірним і нерівномірним*.

Рівномірним називають такий рух рідини, при якому площі живих перерізів і середня швидкість потоку не змінюються по його довжині. При *нерівномірному русі* ці елементи не залишаються сталими.

У першому випадку прикладом може служити напірний рух рідини в круглій трубі сталого перерізу, а прикладом для другого випадку буде напірний рух рідини в трубі з конічним поперечним перерізом у руслі.

Рівномірний і нерівномірний рух може бути *напірним і безнапірним*. При *напірному русі* потік дотикається до стінок русла по всьому периметру свого перерізу, а при *безнапірному* лише до частини периметра (при цьому потік має вільну поверхню).

Лінією течії називається крива, яка проведена через сукупність точок у рухомій рідині таким чином, що дотичні до якої в будь-якій точці збігаються за напрямком із вектором швидкості в даній точці (рис. 2.1). Для усталеного руху лінія течії збігається із траєкторією руху частинок вздовж потоку, а для неусталеного не збігається. Слід зауважити, що лінія течії і траєкторія руху частинки – це не одне і те ж саме. В той час, коли траєкторія відноситься лише до певної однієї частинки рідини і показує шлях, який проходить частинка в просторі за певний проміжок часу, лінія течії зв'язує між собою різні частинки, які лежать на ній і характеризується напрямом їх руху в даний момент часу.

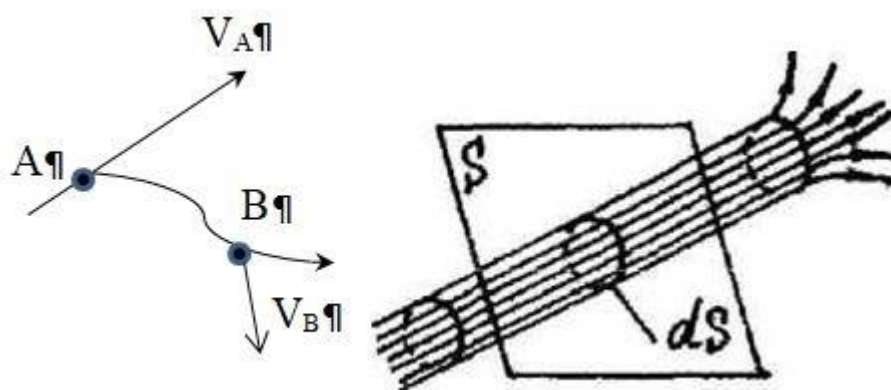


Рис. 2.1. Лінія току і елементарна струмина

Лінія течії відповідає стану поля швидкостей в рухомій рідині в даний момент часу. Сукупність ліній течії утворює деякий об'ємний пучок, який називають *елементарною струминою рідини*.

В реальних умовах поряд з поступальним рухом частинок відбувається обертання їх навколо якоїсь миттєвої осі і одночасна деформація (зміна форми) розглядуваного об'єму, такий рух називається *вихровим*. Сукупність вихрових ліній утворюють вихрову трубку. Утворення завихрень обумовлено парою сил тертя, що діють на частинку рідини.

Потік рідини складається з певної кількості елементарних струмин. При вивченні потоків рідини вводять такі нові поняття, які характеризують його з геометричної і гідравлічної точок зору. До них відносяться: живий переріз, змочений периметр, гідравлічний радіус.

Площею живого перерізу чи живим перерізом називають площу потоку, проведену нормально до напрямку ліній току. Коли ми маємо циліндричну трубу, то тут живий переріз співпадає з площею поперечного перерізу у випадку напірного руху рідини, але при конусності труби живий переріз матиме сферичну форму (рис. 2.2).

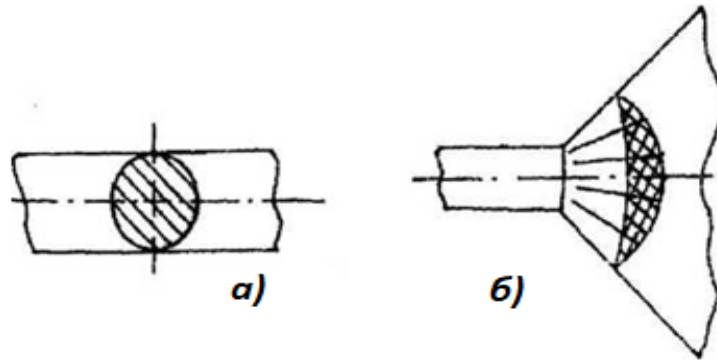


Рис. 2.2. Профіль живого перерізу
циліндричній (а) і конусноподібних (б) трубах

Змоченим периметром називається частина периметру живого перерізу, на якій рідина дотикається з твердими стінками.

Гідравлічним радіусом R називається відношення площі S живого перерізу до змоченого периметру Π :

$$R = \frac{S}{\Pi} \quad (2.2)$$

Витратою потоку називають кількість рідини, яка протікає через живий переріз за одиницю часу. Розрізняють об'ємні Q , масові M , та вагові G витрати, які відповідно мають такі одиниці вимірюванім: м³/с; кг/с; Н/с.

Між ними існує такий взаємозв'язок:

$$G = \gamma Q = gM, \quad M = \rho Q \quad (2.3)$$

Витрати рідини визначають за допомогою водоміра Вентурі, витратоміріних шайб, діафрагм, сопл.

Для визначення витрат в природніх потоках і відкритих каналах, а також напірних трубопроводах, користуються вертушкою, в якій робочим елементом служить крильчатка з гвинтовими лопастями. Вісь крильчатки приєднана до лічильника обертів, за показами якого встановлюють витрати. Крім цього дуже поширені турбінний витратомір з магнітним тахометром, ротаметр та інші різновидності приладів. В гідравліці переважно користуються об'ємними витратами.

2.2. Рівняння нерозривності потоку

Умови руху рідини без утворення розривів (пустот) характеризуються рівнянням нерозривності (суцільності), яке виражає закон збереження маси. Розглянемо спочатку рівняння для елементарної струмини, а потім для потоку:

$$d \cdot Q = V \cdot d \cdot S, \quad (2.4)$$

де V – середня швидкість потоку у поперечному перерізі площею dS .

Це є рівняння витрат елементарної струмини, з якого витікає, що витрати дорівнюють добутку площі поперечного перерізу на швидкість в цьому перерізі.

Для знаходження витрат потоку рідини необхідно рівняння (2.4) проінтегрувати. Тобто знайти суму витрат елементарних струминок, з яких складається потік. Але для цього треба знати закон розподілу швидкостей по поперечному перерізу. Такий закон в більшості випадків встановити неможливо, тому скористуємося спрощеннями. Приймемо значення швидкості таким, щоб воно відповідало даним реальним витратам. Будемо мати на увазі якусь усереднену швидкість і назвемо її середньою швидкістю потоку:

$$Q = \int_S V_{cp} dS = V_{cp} \cdot S \quad (2.5)$$

Аналогічно, як і для елементарної струмини, рівняння (2.5) буде справедливим для будь-якого перерізу потоку:

$$Q = V_{cp} \cdot S = \text{const} \quad (2.6)$$

Ми одержимо математичний вираз умови нерозривності потоку, тому рівняння (2.6) називають *рівнянням нерозривності*. З нього витікає, що при усталеному русі нестикаємої рідини витрати її в будь-якому перерізі потоку постійні.

Розглянемо будь-які два перерізи потоку рідини і застосуємо до

них рівняння (2.6):

$$V_{cp1} \cdot S_1 = V_{cp2} \cdot S_2, \text{ звідси: } \frac{V_{cp1}}{V_{cp2}} = \frac{S_2}{S_1} \quad (2.7)$$

Тобто між середніми швидкостями і площами живих перерізів існує обернено пропорційна залежність: при зменшенні площі живого перерізу середня швидкість збільшується, а при збільшенні – зменшується.

2.3. Рівняння Бернуллі та його застосування в техніці

Рівняння Бернуллі встановлює зв'язок між швидкістю та тиском у потоці рідини і застосовується при розрахунках трубопроводів, насосів і т. п. Воно є законом збереження енергії для потоку рухомої рідини.

Спочатку розглянемо рівняння руху для елементарної струмینی ідеальної рідини. Це дає можливість не враховувати сил тертя і вважати, що масові сили і сила тиску, які є причиною руху, визначаються таким чином, як і для нерухомої рідини.

Розглянемо випадок усталеного руху ідеальної рідини. Виділимо в об'ємі ідеальну струмину, обмежимо розгляд її перерізами 1-1 та 2-2 (рис. 2.3). До об'єму між перерізами прикладені тільки сили тяжіння і сили гідродинамічного тиску. Нехай за деякий проміжок часу dt зафіксований об'єм переміститься в положення 1'-1', 2'-2'.

Застосуємо до цього руху відому з теоретичної механіки теорему про кінетичну енергію, за якою приріст кінетичної енергії рухомої системи матеріальних частинок ΔW дорівнює сумі всіх робіт над системою: $\sum A_i$

$$\Delta W_k = \sum A_i \quad (2.8)$$

Позначимо швидкість в перерізах 1-1 і 2-2 відповідно V_1 та V_2 . Виходячи з умови неперервності струмину витрати рідини через ці перерізи будуть становити:

$$dQ_1 = dQ_2 = dQ \quad (2.9)$$

Тому за час dt через розглядувані перерізи пройде однакова маса рідини dm . Приріст кінетичної енергії можна знайти як різницю між кінетичною енергією кінцевого і початкового станів:

$$\Delta W_k = \frac{dmV_2^2}{2} - \frac{dmV_1^2}{2} = dm \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} \right) \quad (2.10)$$

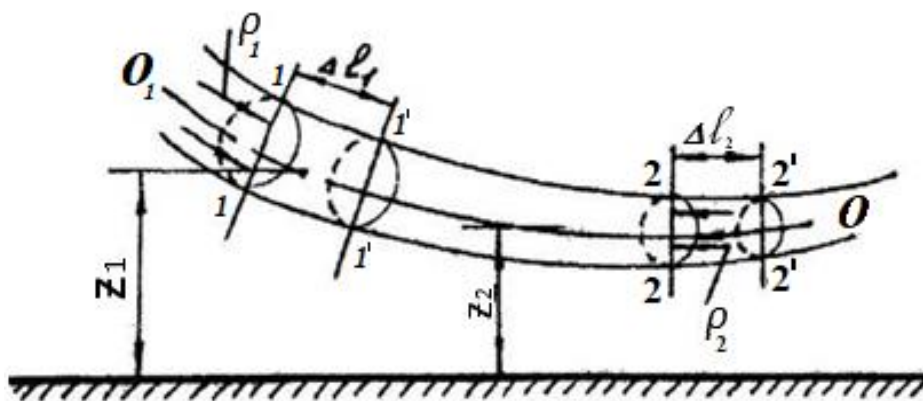


Рис. 2.3. Схематичне зображення до виведення рівняння Бернуллі для ідеальної рідини

Робота сил тяжіння дорівнює добутку цієї сили на шлях, пройдений центром ваги рухомого об'єкту по вертикалі:

$$A_{\text{тяжіння}} = dmz_1g - dmz_2g = dmg(z_1 - z_2), \quad (2.11)$$

де z_1 і z_2 відповідно відстані по вертикалі від площини відліку до центрів мас об'ємів V_{1-1} , V_{2-2}

Робота сил тиску, що діють на розглядуваний об'єм складається з дії на бокові поверхні і на кінцеві поперечні перерізи. Робота сил тиску на бокові поверхні дорівнює нулю, бо ці сили діють перпендикулярно до напрямку потоку. Результуюча робота сил тиску на торцеві перерізи буде визначатися як різниця:

$$A_{\text{тиску}} = P_1 dS_1 dl_1 - P_2 dS_2 dl_2, \quad (2.12)$$

де $P_1 dS_1$ та $P_2 dS_2$ – сили тиску на торці 1-1 та 2-2;
 $dS_1 dl_1$ та $dS_2 dl_2$ є рівними між собою об'ємами;
 $dV_1 = dV_2 = dV = \frac{dm}{\rho}$, де ρ – густина рідини.

Після перетворень рівняння (2.12) прийме вигляд:

$$A_{\text{тиску}} = \frac{dm}{\rho} \cdot (P_1 - P_2)$$

Підставимо всі складові у рівняння (2.8):

$$dm \cdot \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} \right) = dm g (z_1 - z_2) + \frac{dm}{\rho} (P_1 - P_2) \quad (2.13)$$

Віднесемо рівняння до одиниці маси протікаючої рідини:

$$\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} = g (z_1 - z_2) + \frac{P_1 - P_2}{\rho}, \quad (2.14)$$

або

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} + z_1 = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} + z_2$$

Оскільки перерізи 1-1, 2-2 взяті довільно, то рівність (2.14) можна поширити на будь-який переріз, тобто:

$$\frac{V^2}{2g} + \frac{P}{\rho g} + z = \text{const} \quad (2.15)$$

Це є рівнянням Бернуллі для елементарної струмини ідеальної рідини і представляє собою закон збереження енергії для рухомої рідини. Ця енергія віднесена до одиниці вага рідини і підрахована відносно довільно вибраної горизонтальної площини відліку. Така

енергія буде називатися *питомою енергією елементарної струмини*.

При цьому $\frac{V^2}{2g}$ – *питома кінетична енергія*, $\frac{P}{\rho g} + z$ – *питома потенціальна енергія*, яка складається з питомої потенціальної енергії положення z і питомої потенціальної енергії тиску $\frac{P}{\rho g}$.

З геометричних поглядів $\frac{P}{\rho g}$ представляє собою *п'езометричну висоту* або *напір*. Іншими словами – це висота, на яку підніметься рідина в трубці з відкритим кінцем під дією гідростатичного тиску в трубопроводі.

$\frac{V^2}{2g}$ – це *швидкісний напір*, який можна визначити за допомогою **трубки Піто** (рис. 2.4). В результаті дії потоку рідина у вертикальній частині трубки підніметься на висоту, при якій тиск стовпа в трубці зрівноважиться з тиском рухомої рідини з іншого боку. Швидкісний напір не залежить від роду рідини і визначається лише лінійною швидкістю. Третя складова рівняння (2.15) є висотою положення від площини відліку. Сума всіх трьох доданків представляє собою **H** повний напір, який для елементарної струмини ідеальної рідини залишається для всіх перерізів сталим (рис. 2.5).

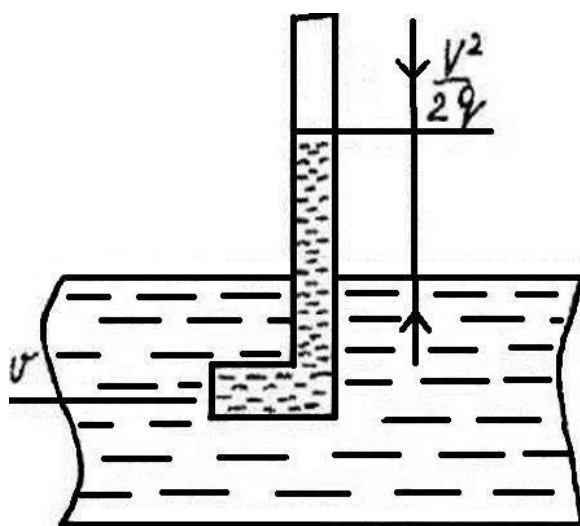


Рис. 2.4. Схематичне зображення трубки Піто

На графіку лінія **OO'** називається *п'езометричною лінією* і є характеристикою зміни її питомої потенціальної енергії.

При постійності відміток z в різних перерізах із рівняння Бернуллі витікає дуже важлива властивість: із збільшенням швидкості тиск зменшується і, навпаки, – із зменшенням швидкості тиск збільшується.

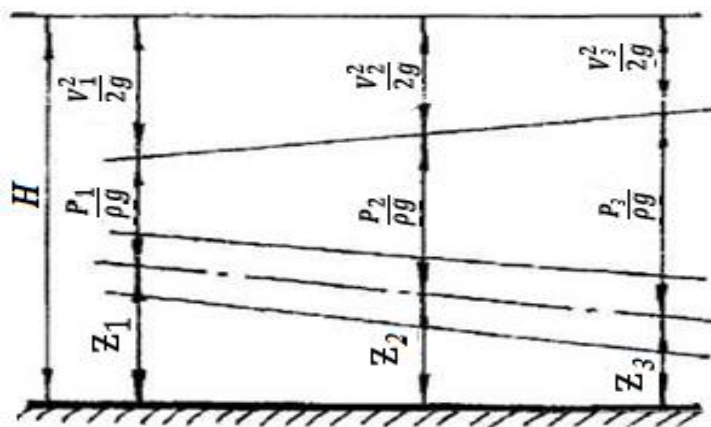


Рис. 2.5. Геометричне зображення рівняння Бернуллі для ідеальної рідини

Для елементарної струмочки реальної рідини рівняння Бернуллі буде мати дещо інший вигляд, оскільки проявлятимуться дотичні сили внутрішнього тертя між шарами рідини і зовнішнього тертя між частинками рідини та поверхнями, які обмежують потік. На це буде витрачатися певна енергія. Тому повна питома енергія в перерізі 1-1 буде більша, ніж повна питома енергія в наступному перерізі 2-2 на величину цих витрат енергії (рис. 2.6).

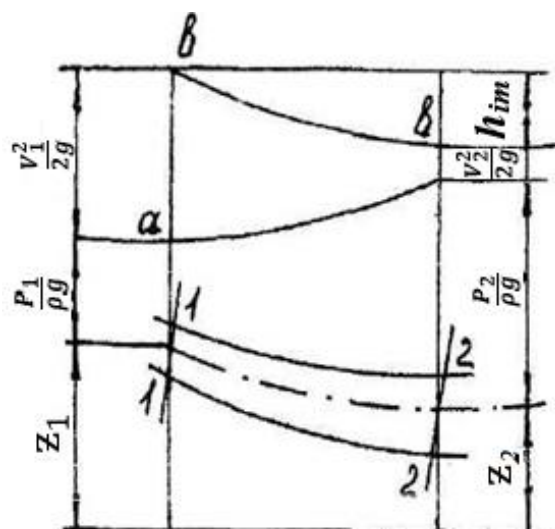


Рис. 2.6. Геометрична інтерпретація рівняння Бернуллі для реальної рідини

Рівняння Бернуллі буде мати такий вигляд:

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} + z_1 = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + h_{lm}, \quad (2.16)$$

де $h_{lm} = h_1 + h_m$, h_1 – втрати енергії на подолання опору тертя по довжині між розглядуваними перерізами, h_m – витрати енергії на подолання місцевих опорів.

Внаслідок витрат енергії повний напір не буде постійним, а зменшуватиметься в напрямку руху і геометрично буде зображуватися не горизонтальною лінією, як це було в попередньому випадку, а нахиленою в сторону руху кривою **вв**. Витрачена частина енергії на подолання сил опору перетвориться з механічної в теплову, причому, цей процес не є зворотнім і називається *дисипацією* енергії.

При розв'язку конкретних технічних задач мають справу не з елементарними струминами, а потоком. Рівняння Бернуллі тут буде одержано при розгляді потоку як сукупності елементарних струмин. Для цього домножимо кожен член рівняння (2.16) на масові витрати $dm = \rho dQ$ і проінтегруємо їх:

$$\rho \int \frac{V_1^2}{2} dQ + \int (P_1 + \rho g z_1) dQ = \rho \int \frac{V_2^2}{2} dQ + \int (P_2 + \rho g z_2) dQ + \int \rho g h_{lm} dQ$$

Вирази $\rho \int \frac{V_1^2}{2} dQ, \rho \int \frac{V_2^2}{2} dQ$ інтегрувати неможливо, оскільки невідомий закон розподілу швидкостей по поперечному перерізу. Тому доцільно швидкість замінити середньою для всього потоку швидкістю V_{cp} , а щоб така заміна не змінила значення кінетичної енергії, необхідно ввести поправочний коефіцієнт α , який називають *коефіцієнтам Коріоліса*. Його визначають дослідним шляхом на основі вимірювань швидкості в різних точках потоку. Цей коефіцієнт залежить від ступеня нерівномірності розподілу швидкостей по поперечному перерізу і завжди більший одиниці. При прямолінійному турбулентному русі в трубах $\alpha \cong 1.05 \dots 1.10$, а при такому ж русі в земляних каналах $\alpha \cong 1.10 \dots 1.25$, при прямолінійному ламінарному русі в трубах $\alpha = 2$.

При повільній зміні руху розподіл тиску в живих перерізах потоку підлягає основному рівнянню гідростатики. Тому прийmemo, що величина $\mathbf{P} + \rho \mathbf{g}z$ у всіх точках перерізу буде однаковою. Це дасть можливість проінтегрувати другий доданок рівняння. Останній доданок рівняння виражає суму робіт опору і може бути представлений як втрати енергії потоку на подолання сил опору. Проінтегруємо всі доданки з врахуванням запропонованих спрощень і скоротимо на ρQ розділимо рівняння на \mathbf{g} :

$$\frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} + z_1 = \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} + z + h_{lm} \quad (2.17)$$

Таким чином, маємо *рівняння Бернуллі для потоку реальної рідини*.

Застосування рівняння Бернуллі має певні обмеження, а саме:

- рух рідини повинен бути усталеним;
- рівняння справедливе і для вихрового руху, але тільки для кожної окремої лінії течії і для вихрової лінії;
- рівняння справедливе тільки для перерізів з повільно змінюваним рухом;
- рівняння, як правило, застосовується спільно з рівнянням нерозривності;
- рівняння записується для перерізу потоку, але значення $\frac{P}{\rho g}$ і z беруться для однієї і тієї ж точки;
- рівняння справедливе для всього потенціального потоку в цілому.

На закономірностях, одержаних з рівняння Бернуллі, оснований принцип роботи деяких гідравлічних приладів. Витрати рідини в трубці можна визначити також за допомогою водоміра Вентурі. Витратомір Вентурі складається з двох циліндричних труб діаметром \mathbf{D} з'єднаних між собою вставкою меншого діаметру \mathbf{d} (рис. 2.7). У звуженій частині швидкість збільшується, а тиск і п'єзометрична висота $\frac{P_2}{\rho g} = h_2$ зменшується в порівнянні з тиском і

п'езометричною висотою до звуження $\frac{P_1}{\rho g} = h_1$.

П'езометричні висоти визначають за допомогою двох п'езометрів. Користуючись рівнянням Бернуллі і рівнянням витрати встановимо залежність між витратами Q та перепадом рівнів у п'езометрах $\Delta h = h_1 - h_2$.

Величина $c = S_2 \cdot \frac{2g}{\sqrt{1 - \left(\frac{S_2}{S_1}\right)^2}}$ називається сталою витратоміра, тому

що вона залежить лише від параметрів кожного із водомірів.

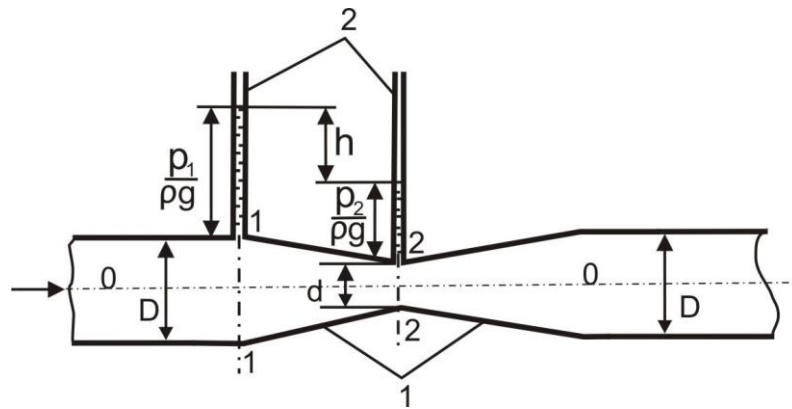


Рис. 2.7. Витромір Вентури

В результаті маємо:

$$Q = c \cdot \sqrt{h} \quad (2.18)$$

Видно, що між витратами та перепадом рівнів в п'езометрах існує квадратична залежність. За аналогічним принципом визначають витрати, користуючись витратомірною шайбою (діафрагмою).

Слід зауважити, що рівняння Бернуллі успішно можна використовувати і для аеродинаміки. Продемонструємо це на прикладі при поясненні принципу роботи карбюратора, який використовується у двигунах внутрішнього згорання на легкому паливі (бензин, гас). Обмежимося лише схематичним зображенням цього пристрою, тому що детально принцип його роботи буде вивчатися в наступних розділах машинознавства. На рис. 2.8

показана принципова схема найпростішого карбюратора.

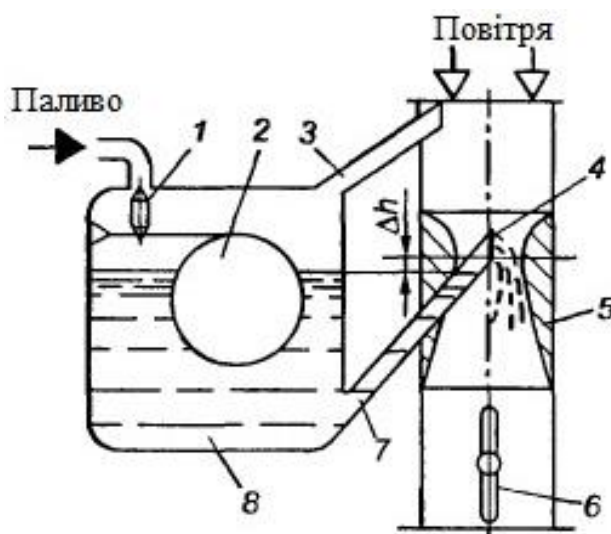


Рис. 2.8. Принципова схема карбюратора:
1 – запірний клапан; 2 – поплавок; 3 – балансувальний канал;
4 – розпилювач; 5 – дифузор; 6 – дросельна заслонка;
7 – жиклер; 8 – поплавкова камера

Основними елементами карбюратора є поплавковий камера 8 з поплавком 2 і запірним клапаном 1, паливний жиклер 7, дросельна заслонка 6, розпилювач 4 і дифузор 5. Паливний жиклер 7 дозує паливо, яке надходить через розпилювач 4 в повітряний канал карбюратора. Дросельною заслонкою регулюється кількість паливної суміші, яка подається з карбюратора у впускний тракт і циліндри двигуна. За допомогою поплавка 2 та голчастого клапана 1 в камері поплавка 8 підтримується постійний рівень палива. На тракті впуску між навколишнім середовищем і циліндром створюється перепад тисків, в результаті якого повітря з навколишнього середовища надходить в повітряний канал карбюратора і рухається по цьому каналу. У дифузори 5 перетин повітряного потоку зменшується, в результаті чого підвищується його швидкість і створюється місцеве розрядження. Максимального значення розрядження досягає в найбільш вузькій частині дифузора, де зазвичай встановлюється сопло розпилювача 4. Під дією розрядження в дифузори паливо з розпилювача фонтанує в повітряний канал. При виході з сопла розпилювача, паливо підхоплюється повітряним потоком і, переміщуючись по повітряному каналу зі значно меншою швидкістю, ніж повітря,

дрібно розпорошується. Потім в камері змішувача, яка знаходиться в зоні дросельної заслонки, розпорошене паливо частково випаровується, утворюючи горючу суміш.

2.4. Поняття про гідродинамічну подібність та моделювання

Ні експериментальне дослідження (моделювання), ні математичний опис руху рідини (диференціальні рівняння) не можуть ефективно використовуватись для розв'язанім практичних задач. Ці методи поєднують, використовуючи їх позитивні сторони, що здійснюється завдяки теорії подібності. Вона дає можливість зробити ряд висновків із диференціальних рівнянь та умови однозначності, не вдаючись до їх розв'язку. Складність гідравлічних явищ вимагають розробки таких експериментальних методів, які дозволяють проводити дослідження в лабораторних умовах на моделях, виготовлених в меншому масштабі в порівнянні з натуральним об'єктом. Такі знання необхідно мати і для занять з технічного моделювання, коли мова йде про виготовлення моделей човнів, гідроспоруд та гідросистем. Для того, щоб результати експериментальних досліджень на моделях перенести на натурний об'єкт необхідно знати *закони подібності*.

В основу теорії подібності покладено такі основні положення:

1. Існують певні безрозмірні комплекси фізичних величин, які називають *критеріями подібності*.

2. Фізичні явища подібні лише в тому випадку, коли відповідні критерії подібності рівні для природи і моделі.

3. Математичні рівняння, які описують подібні явища, приведені до безрозмірного вигляду (до критеріальної форми), будуть тотожними.

Гідродинамічна подібність, яка покладена в основу досліджень різних явищ в області гідравліки, поєднує в собі геометричну, кінематичну і динамічну подібності.

Група явищ – це сукупність фізичних процесів, що описуються однаковими диференціальними рівняннями і мають однакові розмірні умови однозначності. Відмінність між окремими процесами полягає лише у різниці числових значень величин. У теорії подібності групу можна утворити множенням кожної величини на сталі числові множники, які називаються *множниками перетворення* або *константами подібності*.

Розрізняють математичне і фізичне моделювання. *Математичне моделювання* передбачає вивчення інших, відмінних від натуральних фізичних явищ, які описуються аналогічними математичними залежностями. Для прикладу, електрогідродинамічні аналогії використовують для вивчення фільтрації. Це моделювання покликане на розв’язок гідравлічних задач з допомогою чисельних методів на ЕОМ без виконання лабораторних досліджень. Фізичне моделювання на моделі досліджує одне і те ж явище, що і в природі, але в іншому масштабі. *Фізичне моделювання* набуло найбільш широкого застосування в практичних дослідженнях гідравліки.

Співвідношення сил можна представити співвідношеннями густини (ρ) лінійних розмірів (λ^3), швидкості (λ_v) у вигляді **критерія Ньютона** величин в природі:

$$\frac{F}{\rho \ell^2 v^2} = Ne = \frac{F \cdot \ell}{m v^2} \quad (2.19)$$

Для забезпечення гідродинамічної подібності необхідно, щоб $Ne_m = Ne_n$.

Безрозмірний комплекс (2.20) називають **критерієм Рейнольдса**:

$$Re = \frac{v \ell}{\gamma}, \quad (2.20)$$

де ℓ – характерний геометричний розмір русла потоку, наприклад діаметр труби.

Критерій **Re** встановлює співвідношення між силами інерції та силами внутрішнього тертя і для забезпечення гідродинамічного моделювання його значення на натурному об’єкті повинно

дорівнювати його значенню на моделі.

Якщо визначальними є сили ваги (наприклад, при витіканні рідин із великих отворів, при русі рідини у відкритих руслах), то критерієм гідродинамічної подібності для цих явищ буде **критерій Фруда**, який встановлює співвідношення між силами інерції та силами тяжіння:

$$\mathbf{Fr} = \frac{v^2}{g \cdot l} \quad (2.21)$$

Критерій Вебера (We) використовують в системах, де домінуюче значення мають сили поверхневого натягу:

$$\mathbf{We} = \frac{r \ell v^2}{d} = \mathbf{idem}, \quad (2.22)$$

де δ – коефіцієнт поверхневого натягу.

2.5. Режими руху рідини

Визначити втрати напору на подолання гідравлічного опору неможливо без знання режиму руху рідини. В 1880 р. Д. І. Менделєєв встановив наявність різних режимів руху рідини в залежності від співвідношення сил внутрішнього тертя і швидкості руху. Детально це питання було досліджено в 1883 р. О. Рейнольдсом, який провів серію дослідів на установці, схема якої подана на рис. 2.9.

До баку 1, в якому стабільно підтримується заданий рівень води, приєднана труба 2 з краном 3. За допомогою крана 3 можна регулювати швидкість потоку в трубі. В посудині 4 знаходиться розчин фарби, який через трубу 6 поступає в трубу 2. Через трубу 7, яка має вентиль 8, в бак 1 подається вода.

Відкривши кран 3 і 5, і підтримуючи в баці 1 стабільний рівень

води, можна спостерігати в скляній трубці 2 за лініями току, які виділяються фарбою. Регулюючи краном 3 витрати води, спостерігають за фарбою ліній току і тим самим досліджують режими руху рідини. Лінії току при незначному відкритті крану будуть прямолінійними і стійкими. При деякому збільшенні швидкості зафарбована струмина втратить прямолінійність, виникнуть хвилеподібні пульсації. При ще більшому відкритті крану 3 струмина розпадається на окремі завихрення, відбуваються перемішування зафарбованої струмини зі всією масою рідини.

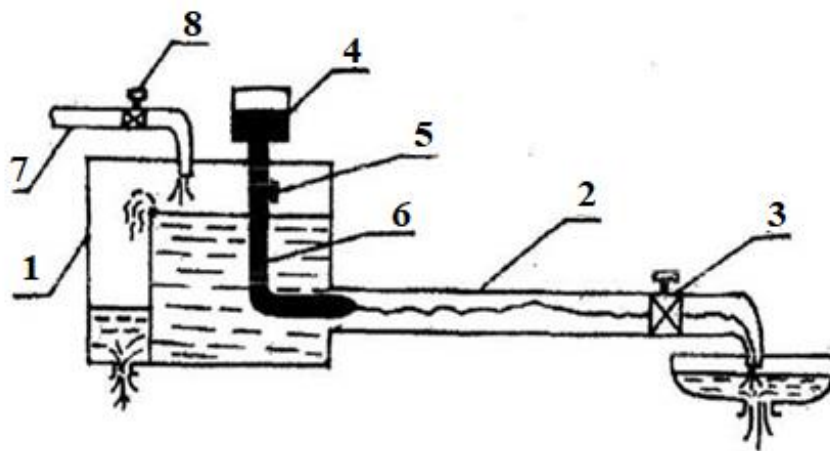


Рис. 2.9. Схема установки для дослідів Рейнольдса

Рух рідини, при якому окремі струмини рухаються паралельно одна одній, не переміщуючись, називається *ламінарним* (від латинського слова – *lamina* – смужка).

Рух рідини, при якому відбувається зміна (пульсації) місцевих швидкостей, які приводять до перемішування, неупорядкованого руху рідини, називається *турбулентним* (від латинського слова *turbulentus* – неупорядкований)

Швидкість потоку, при якій відбувається зміна режиму руху, називається *критичною*. Існують дві критичні швидкості: одна – при переході від ламінарного в турбулентний режим – називається *верхньою критичною швидкістю* $V''_{кр}$, а інша – при переході турбулентного режиму в ламінарний, вона називається *нижньою критичною швидкістю* $V'''_{кр}$.

Коли швидкість потоку $V < V_{кр}$, то будемо мати ламінарний режим руху, а при $V > V''_{кр}$ реалізується турбулентний режим руху. В діапазоні швидкостей $V'_{кр} < V < V''_{кр}$ буде перехідна зона, яка в більшості розрахунків приймається як турбулентний режим руху.

Рейнольдс на основі дослідів встановив, що визначальними факторами режиму руху рідини є середня швидкість руху рідини V , діаметр трубопроводу d , густина рідини ρ , її в'язкість ν .

Для того, щоб одночасно врахувати вплив цих факторів на режим руху рідини, був введений безрозмірний параметр Re , який називають *числом (критерієм) Рейнольдса*:

$$Re = \frac{Vd\rho}{\mu} = \frac{Vd}{\nu} \quad (2.23)$$

При $Re < Re_{кр}$ можливий лише ламінарний режим, а при $Re > Re_{кр}$ – тільки турбулентний. Так як існує нижня і верхня критична швидкість, то слід відрізнити нижнє і верхнє $Re_{кр}$ в дослідях Рейнольдса були одержані такі результати: верхнє $Re_{кр} = 12000$, нижнє $Re = 2000$. Але пізніше з'ясували, що $Re_{кр}$ не є постійним і при спеціальних умовах воно може досягти $(40...50) \cdot 10^3$ (наприклад, плавний перехід в трубу).

Для круглих циліндричних труб при розрахунках беруть лише одне критичне значення числа Рейнольдса - $Re_{кр} = 2300$. При $Re < 2300$ режим вважається ламінарним, а при $Re > 2300$ – завжди турбулентним. Відрізняються між собою також критичні числа Рейнольдса для труб з великою швидкістю і на ділянках труб, які мають звуження або розширення.

Число Рейнольдса характеризує співвідношення сил інерції до сил тертя (в'язкості). Для будь-якого випадку числа Рейнольдса визначають за такою формулою:

$$Re = \frac{V \cdot \ell}{\nu}, \quad (2.24)$$

де ℓ характерний геометричний розмір живого перерізу.

Число Рейнольдса є мірою відношення кінетичної енергії рідини до сил в'язкості тертя і від нього залежать в загальному випадку всі безрозмірні коефіцієнти, що входять в розрахункові залежності, які застосовують на практиці гідравлічних розрахунків.

Як видно із формули (2.24) характер течії рідини в трубах залежить від таких факторів: середньої швидкості потоку рідини, діаметра трубопроводу, динамічної в'язкості і густини рідини (або кінематичної в'язкості). Ламінарний рух тим легше здійснити, чим менше швидкість руху рідини, менше діаметр труби, більше в'язкість рідини і менше її густина. Але в природі і техніці турбулентний рух рідини спостерігається частіше, ніж ламінарний. Ламінарний рух реалізується при русі таких в'язких рідин, як мастило в трубах і механізмах, рух ґрунтових вод, рух в капілярах (в тому числі і рух крові в живих організмах).

На рис. 2.10 в порівнянні показані розподіли усереднених швидкостей по перерізу для турбулентного режимів руху.

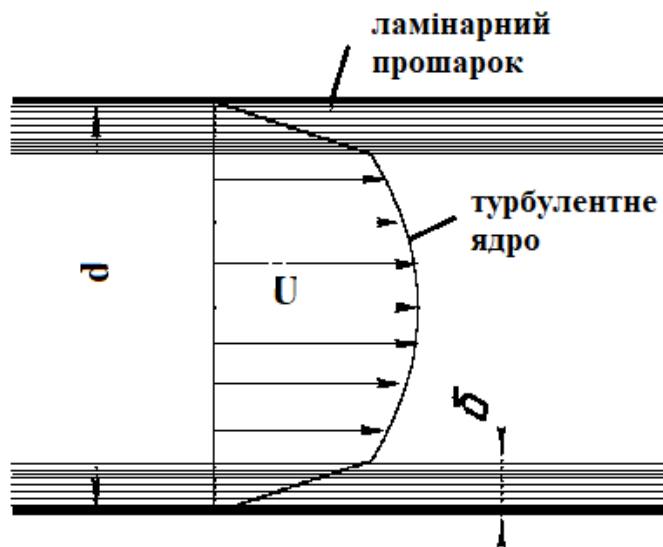


Рис 2.10. Розподіл швидкостей при ламінарному і турбулентному режимах руху

Наявність біля стінок твердих меж робить неможливим тут поперечний рух частинок рідини. Тому в ламінарному підшарі не відбувається перемішування рідини, а її частинки рухаються дещо хвилястими траєкторіями, майже прямолінійно і паралельно стінкам. Рівномірний розподіл швидкостей, який спостерігається в ядрі

поток, пояснюється інтенсивним перемішуванням основної маси рідини в центральній частині потоку. Товщина в'язкого під шару дуже мала (долі міліметра) і обернено пропорційно залежить від величини числа Рейнольдса.

2.6. Втрати напору по довжині потоку та місцеві опори

При русі потоку реальної рідини, обмеженої твердими стінками, виникають втрати напору, які викликані опорами двох видів: гідравлічного опору по довжині потоку, зумовленого силами тертя, та місцевими опорами, зумовленими змінами швидкості потоку за величиною та напрямком в зв'язку з різними перешкодами, які зустрічаються на шляху потоку.

При проведенні розрахунків по визначенню втрат напору використовують принцип накладання, коли загальні втрати напору визначають як суму втрат напору від кожного виду опору зокрема:

$$h = \sum h_L + E h_m, \quad (2.25)$$

де h_L, h_m – відповідно втрати на гідравлічне тертя та місцеві опори.

Розглянемо втрати напору на гідравлічне тертя. При русі рідини в трубах круглого перерізу запас питомої механічної енергії зменшується. Це зумовлено тим, що при русі реальної рідини внаслідок її в'язкості виникають сили опору, на подолання яких витрачається частина механічної енергії. Наявність гідравлічних опорів при русі в'язкої рідини пов'язано з роботою сил тертя всередині рідини. Завдяки силам тертя механічна енергія може перейти в теплоту. Через складність механізму дії сил опору для розрахунку втрат напору використовують емпіричні залежності. Втрати питомої енергії можна визначити через втрати напору h_L .

При інженерних розрахунках шляхові втрати напору при

рівномірному русі визначають за формулою Дарсі-Вейсбаха:

$$h_L = \lambda \frac{\ell}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad (2.26)$$

де d – діаметр труби;

ℓ – довжина ділянки трубопровода, на якій визначаються втрати;

λ – коефіцієнт гідравлічного тертя.

Для некруглих труб і відкритих русел формула (2.26) приймає вигляд:

$$h_L = \lambda \frac{\ell}{4R} \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad (2.27)$$

де R – гідравлічний радіус живого перерізу потоку.

Величина λ за фізичними властивостями суттєво відрізняється від коефіцієнта тертя для твердих тіл, де сили тертя діють тільки на поверхні тертя тіл. В рухомій рідині сили тертя діють як у місцях контакту рідини і поверхні, яка обмежує потік, так і по всьому об'єму потоку, оскільки складові елементарні струмини рухаються із різною швидкістю.

Визначення втрат напору по суті зводиться до визначення коефіцієнта λ . Гідравлічний коефіцієнт тертя λ , які залежать від дотичних напружень. Вони, в свою чергу, залежать від в'язкості рідини, яка входить в формулу числа Рейнольдса, і від турбулентних пульсацій швидкості, на які переважно впливає відносна шорсткість стінок труб $\frac{\Delta}{d} = K$ – (Δ – абсолютна висота виступів шорсткості, d – діаметр труби).

При спостереженні за дельфінами виявлено, що специфічні особливості будови їх шкіри впливають на виникаючий при русі гідравлічний опір які його зменшують (**парадокс Грея**). Використання демпфіруючих покриттів, які моделюють поверхню шкіри дельфіна, в реальних гідравлічних системах дають змогу

знизити втрати напору.

На відміну від втрат напору на тертя по довжині трубопроводу, які розподілені вздовж всього потоку, місцеві втрати носять локальний характер. *Місцеві опори* в трубопроводах викликані різними факторами: раптова зміна конфігурації живого перерізу потоку, течія із зміною швидкості, поперечна циркуляція, сполучення і розділення потоків. До місцевих опорів вносяться звуження, розширення, коліна, трійники, вентилі, крани. Вони вказують на деяку аналогію між явищами, які спостерігаються при ударі в твердих тілах, коли з механічної точки зору місцевий опір характеризується раптовою зміною швидкості.

При проходженні рідини через місцеві опори, енергія потоку витрачається на зміну напрямку течії, перерозподіл швидкостей, завихрення та зрив потоку. Втрати енергії на місцевих опорах прийнято виражати в долях питомої кінематичної енергії (швидкісного напору) тобто:

$$h_m = \xi \cdot \frac{V^2}{2g}, \quad (2.28)$$

де V – середня швидкість потоку після перешкоди (місцевого опору), ξ – коефіцієнт місцевого опору, який є відношенням втраченої енергії на місцевому опорі до питомої кінетичної енергії потоку.

Всі особливості місцевого опору при русі рідини враховує коефіцієнт ξ , який є функцією геометрії місцевого опору, шорсткості стінок трубопроводу, в'язкості рідини і швидкості її руху.

Течія рідини через місцеві опори дуже складне явище і в більшості випадків його неможливо математично аналізувати. Ось чому коефіцієнт ξ визначають дослідним шляхом. У випадку раптового розширення при турбулентному режимі руху рідини h_m можна розрахувати теоретично за *формулою Борда*, знаючи швидкість у різних перерізах:

$$h_m = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}, \quad (2.29)$$

де V_1 V_2 – відповідно швидкості рідини до і після розширення. При раптовому розширенні потоку від площі S_1 до площі S_2 на деякій відстані транзитна струмина заповнює переріз S_2 , а між стінкою труби і транзитним потоком утворюються завихрення (рис. 2.11).

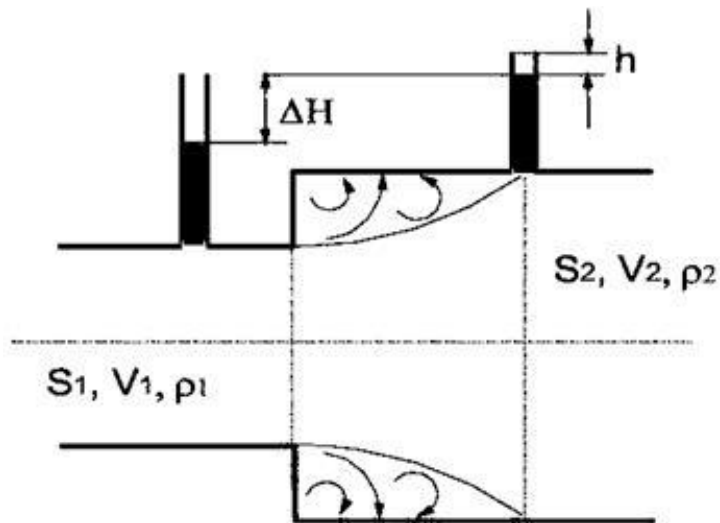


Рис. 2.11. Раптове розширення

При поступовому розширенні (дифузори, конуси) коефіцієнт ξ визначають за формулою (рис. 2.12):

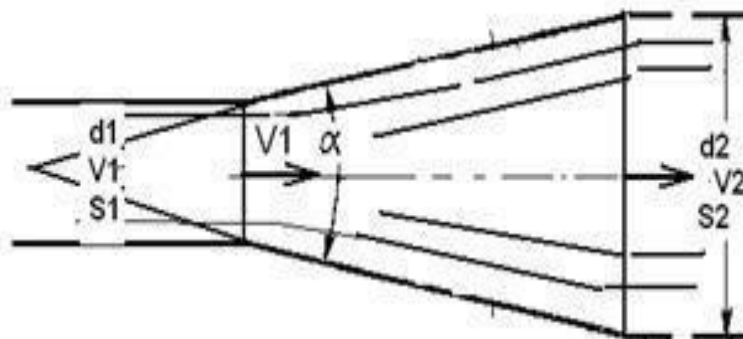


Рис. 2.12. Поступове розширення (дифузор)

Тут відбувається перехід потоку з перерізу з меншим тиском до перерізу з більшим тиском. Цей протитиск ускладнює поступовий рух частинок рідини, особливо біля стінок. При кутах розширення $\theta < 8...10^\circ$ частинки біля стінок можуть відриватися і навіть можуть рухатися назад, що викликати відрив основного потоку від стінок і утворення водоворотних зон. Як правило, відрив буває несиметричним і відбувається біля однієї із стінок, а транзитний потік зміститься до протилежної стінки. Для усунення цього явища рекомендують, що α розширення труб було з кутом $\theta < 8^\circ$.

При *раптовому звуженні* (рис. 2.13) коефіцієнт опору також залежить від співвідношення S_2 і S_1 .

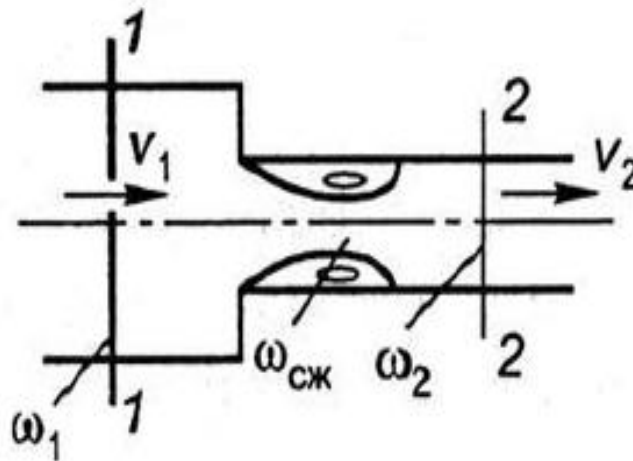


Рис. 2.13. Раптове звуження

В цьому випадку відбувається стиск струмини (її площа перерізу зменшується до S_c). Тому коефіцієнт ξ розраховується за формулою:

$$\xi = \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2, \quad (2.30)$$

де $\varepsilon = \frac{S_c}{S_2}$ – коефіцієнт стиску струмини, який знаходиться за теоретичними залежностями М. Е. Жуковського.

Таблиця 2.1

Значення коефіцієнту стиску за залежностями М. Жуковського

$\frac{S_1}{S_2}$	0,01	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
ξ	0,611	0,612	0,616	0,622	0,633	0,644	0,622	0,687	0,722	0,781

Коефіцієнт місцевого опору при поступовому звуженні (конфузор) (рис. 2.14) визначають за формулою:

$$\xi = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\theta}{2}} \cdot \frac{n^2 - 1}{n^2}, \quad (2.31)$$

де n – ступінь звуження потоку, тобто відношення $\frac{S_1}{S_2}$;

λ – середнє значення коефіцієнта Дарсі для підвідної і відвідної труб;

θ – кут конусності.

Втрати напору на конфузорах менші за втрати в дифузорах і зумовлені переформуванням швидкісної структури потоку при звуженні, а також обтіканням кута при виході із конфузора.

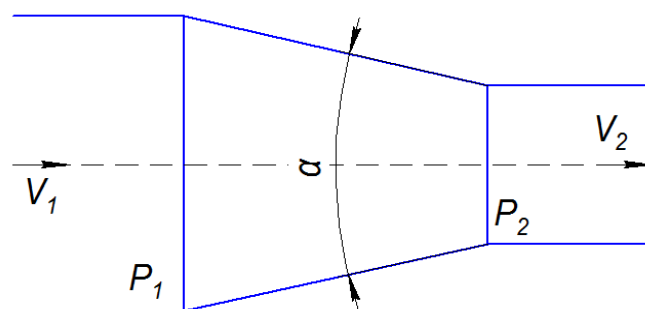


Рис. 2.14. Поступове звуження (конфузор)

Для крана коефіцієнт опору залежить від ступіню закриття крана θ (рис. 2.15).

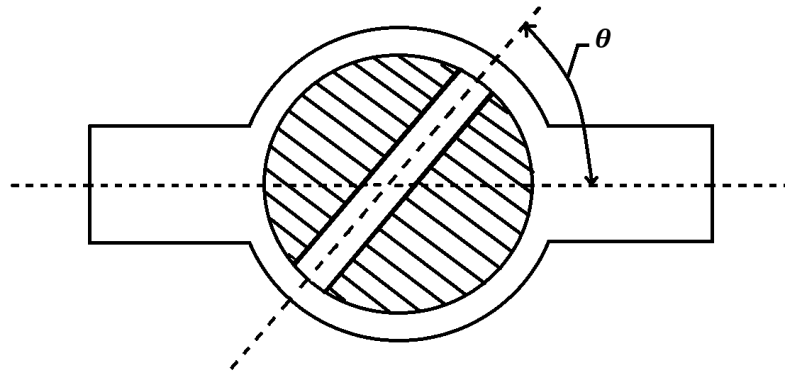


Рис. 2.15. Кран

Таблиця 2.2

Залежність коефіцієнту опору від ступеню закриття крану

θ	5^0	10^0	20^0	30^0	40^0	50^0	60^0	65^0
ξ	0,05	0,29	1,56	5,47	17,3	52,6	206	486

Коефіцієнт опору *діафрагми* залежить від відношення площі перерізу її отвору S_0 до площі перерізу труби S і може бути визначеним за формулою І. Є. Ідельчика:

$$\xi = \left[1 + \frac{0,707}{\sqrt{1 - \frac{S_0}{S}}} \right]^2 \cdot \left(\frac{S}{S_0} - 1 \right)^2 \quad (2.32)$$

Для колін із заокругленням (рис. 2.16) коефіцієнт опору знаходять згідно формули:

$$\xi = \left[0,131 + 0,163 \cdot \left(\frac{d}{R_3} \right)^{3,5} \right] \cdot \frac{\alpha}{90}, \quad (2.33)$$

де d – діаметр труби, R_3 – радіус заокруглення, α – кут повороту.

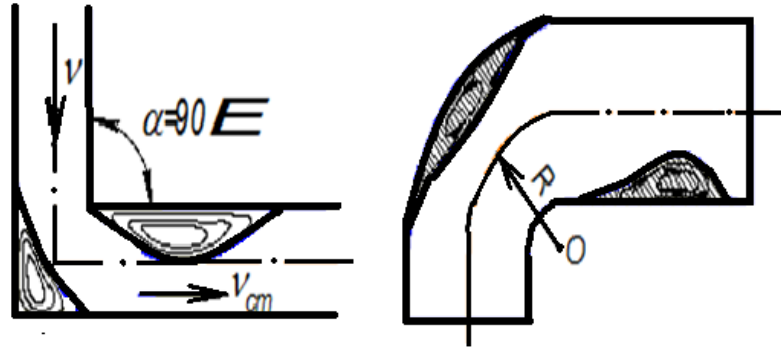


Рис. 2.16. Коліно

Аналогічно можна розрахувати коефіцієнт ξ в деякому наближенні і для змійовика ($\xi=3,6$).

Коефіцієнт місцевого опору залежить від режиму руху рідини. При ламінарному режимі руху в області малих значень числа Рейнольдса цей коефіцієнт обернено пропорційний Re :

$$\xi = \frac{A}{Re}, \quad (2.34)$$

де A числовий коефіцієнт; який залежить від виду місцевого опору. Залежність ξ від Re для деяких місцевих опорів показана на рис. 2.17.

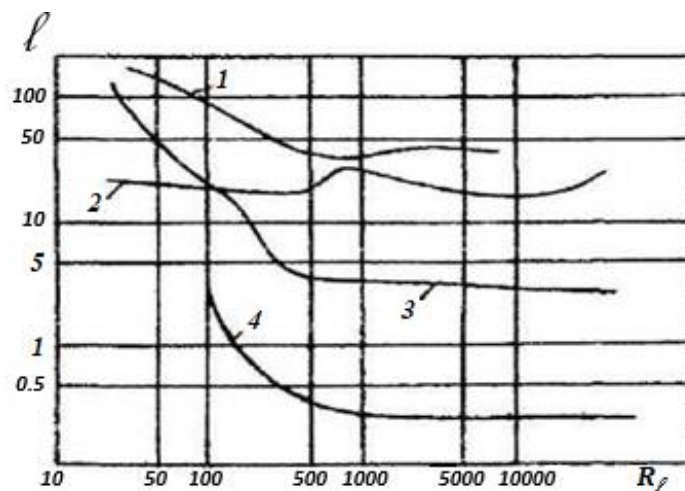


Рис. 2.17. Залежність коефіцієнтів місцевого опору від числа Рейнольдса.
1 – клапан; 2 – вентиль; 3 – засувка, 4 – трійник

При турбулентному режимі рідини ця залежність менш помітна. Дослідно показано, що при $Re = 2000$ інтерференція найбільше проявляє себе, а із збільшенням числа Re прояв зменшується і має стабілізоване значення при $Re = 7000$.

При послідовному з'єднанні опорів можлива їх інтерференція. Основною характеристикою інтерференції приймають так звану довжину впливу, яку при великих числах Рейнольдса оцінюють за формулою:

$$\ell = (20 \div 50) \cdot d \quad (2.35)$$

При наближених розрахунках можна прийняти за середні значення ξ такі:

– вхід в трубу без заокруглених вхідних кромки	0,5
– теж саме, при добре заокруглених кромках	0,1
– вихід із труби в посудину великих розмірів	1,0
– різкий поворот труби без перехідних заокруглень при куті повороту біля 90°	1,25...1,5
– коліно на трубі з кутом 90° при $R_3 \geq 2d$	0,5
– засувка відчинена наполовину	2,0
– засувка відчинена повністю	0,1
– кран	5...7
– вхід у всмоктуючу коробку із зворотнім клапаном	5...10

2.7. Витікання рідини через отвори та насадки

В інженерній практиці часто розглядають задачі розрахунку витікання рідини через отвори в стінках, на дні резервуару, через отвори у греблях, стінках водозабірних споруд. Особливості витікання залежать від розмірів отвору і його форми, а також інших факторів. Якщо до отвору приєднати насадку, то умови витікання

рідини суттєво змінюються. Для прикладу, в авіаційній і ракетній техніці подача палива в камери згорання газотурбінних і рідинно-реактивних двигунів регулюється і подається через насадки.

Задача про витікання зводиться до визначення швидкості витікання і витрат витікаючої рідини. В гідравліці розрізняють малі великі отвори. Отвір вважають малим, якщо площа перерізу отвору S_0 мала порівняно з площею S отвору посудини. Розмір живого перерізу малого отвору (його діаметр d_0 або висота h для прямокутних) не повинен перевищувати $0,1 H$ (висота напору над отвором). Стінка називається тонкою, якщо вона утворює біля отвору загострену кромку і товщина стінки δ не впливає на форму та витікання струменя:

$$\delta < 0,2 \cdot d_0 \quad (2.36)$$

У цьому випадку струмина не торкається стінок в межах її товщини, а гострі краї стінки не впливають на форму струмини і її гідравлічні характеристики. Стиск струменя буде на відстані від поверхні отвору на відстані $0,5 d_0$ і прийме найменше значення. Умови стиску струменя впливають на пропускну здатність. Стиск характеризується коефіцієнтом ε , який є відношенням площі стиснутого перерізу струмини S до площі живого отвору S_0 :

$$\varepsilon = \frac{S}{S_0} \quad (2.37)$$

Траєкторії елементарних струминок під дією сил інерції зближуються і спрямовуються із всіх периферійних сторін отвору, що і спричинює стиск витікаючого потоку. В зоні стиску в ідеальному випадку лінії траєкторій для елементарних струминок не перетинаються.

Витікаюча струмина на виході із отвору може попадати в атмосферу, тобто буде знаходитися під дією атмосферного тиску, а також можливий випадок, коли струмина витікає під рівень рідини, який знаходиться в іншій посудині або водосховищі. Як в першому, так і в другому випадках на швидкість та витрати будуть впливати

сили тяжіння і напір H (при витіканні в атмосферу), або різниця рівнів $H_1 - H_2$ (при витіканні в затоплений отвір чи насадку).

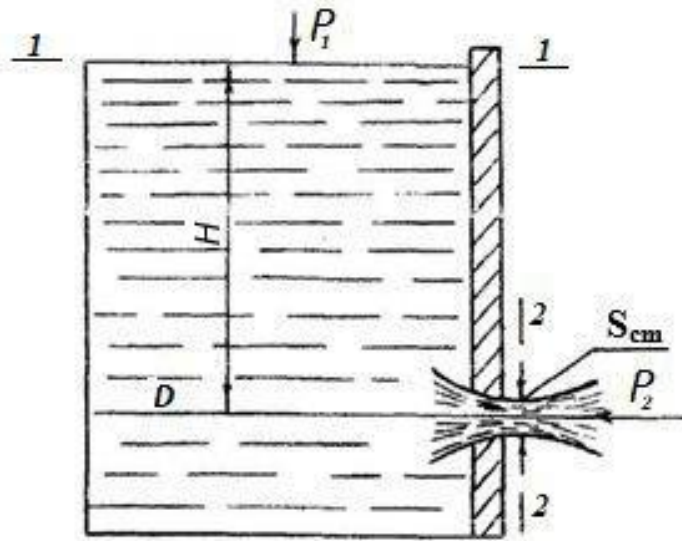


Рис. 2.18. Витікання через малий отвір в тонкій стінці

Напір і різниця рівнів можуть в процесі витікання залишатися постійними, а можуть і змінюватися, що, цілком природньо, вплине на параметри витікання. Характер витікання також залежить від виду отвору чи насадки.

Для малих отворів в тонкій стінці приймають $\Phi=0,97 + 0,98$. Витрати потоку становлять $Q=S_{см} \cdot v_2 = \epsilon \cdot S_0 \cdot v_2$. Тоді:

$$Q = \epsilon S_0 \Phi \sqrt{2gH}, \quad (2.38)$$

де $\epsilon\Phi = \mu$ – коефіцієнт витрат. Який показує наскільки дійсні витрати рідини при витіканні із отвору зменшується порівняно з теоретичним у ідеальному випадку. При витіканні: води через малий отвір $\epsilon=0,64$, $\mu=0,62$.

Коефіцієнти витікання ϵ , Φ , μ для малого отвору у тонкій стінці залежать від значення числа Re , яке можна визначити за теоретичною швидкістю витікання:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = d \sqrt{\frac{2gH}{\nu}}, \quad (2.39)$$

В таблиці 2.3 подані середні значення коефіцієнтів витікання води через малі створи та насадки при $Re > 10^5$, коли значення числа Рейнольдса практично не впливає на величину коефіцієнтів. При менших значеннях числа Re коефіцієнти $\varepsilon, \varphi, \mu = f(Re)$.

Таблиця 2.3

Залежність $\varepsilon, \varphi, \mu, \xi$ від типу отвору і насадки

Тип отвору і насадка	ε	φ	μ	ξ
Отвір в тонкій стінці	0,64	0,97	0,62	0,06
Циліндрична насадка зовнішня	1,00	0,82	0,82	0,49
Циліндрична насадка внутрішня	1,00	0,71	0,71	
Конічна насадка, яка звужується ($\theta=13^\circ$)	0,98	0,96	0,95	0,06
Конічна насадка, яка розширюється ($\theta=8^\circ$)	1,00	0,45	0,45	3,94
Коноїдальна насадка	1,00	0,97	0,97	0,06

Витрати через отвір визначають за формулою:

$$Q = \mu S_0 \sqrt{2gH} \quad (2.40)$$

На практиці інколи мають справу із витіканням рідини не лише в газоподібне середовище, а і в рідину, рівень якої знаходиться вище отвору, тобто витікання рідини в затоплений отвір. Швидкість витікання при цьому не залежить від глибини занурення отвору під вільною поверхнею, а визначається різницею двох рівнів:

$$v = Q \sqrt{2g(H_1 - H_2)} \quad (2.41)$$

Коефіцієнт витрат при витіканні із затопленого отвору дещо менший, чим при витіканні в атмосферу, а витрати становлять:

$$Q = \mu S_0 \sqrt{2g\Delta H} \quad (2.42)$$

Якщо трубка має, такі розміри, як і отвір, і має довжину $l > (2,5 \div 3) \cdot d$, то її називають *насадками* або *соплами*.

При значній товщині стінки характер явищ, які спостерігаються при витіканні, змінюються внаслідок впливу на струмину товстої стінки. Такі ж явища будуть спостерігатися і при витіканні із малого отвору у тонкій стінці, які мають насадки. Найпоширенішими є такі типи насадок:

1. Циліндричні – зовнішні (рис. 2.19 а) і внутрішні (рис. 2.19 б).
2. Конічні – із звуженням (рис. 2.19 в) і із розширенням (рис. 2.19 г).
3. Коноїдальні криволінійного обрису, який має форму стисненої струмини (рис. 2.19 д).

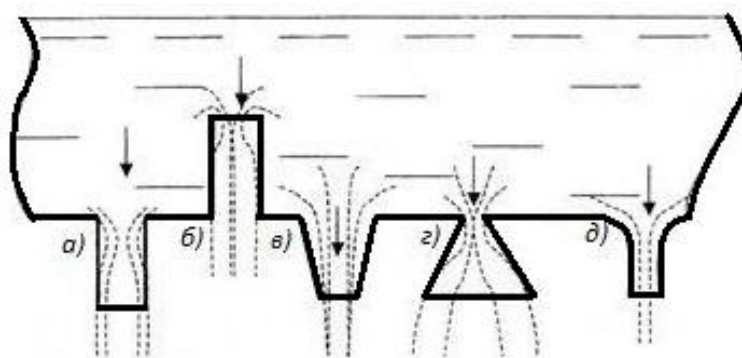


Рис. 2.19. Типи насадок

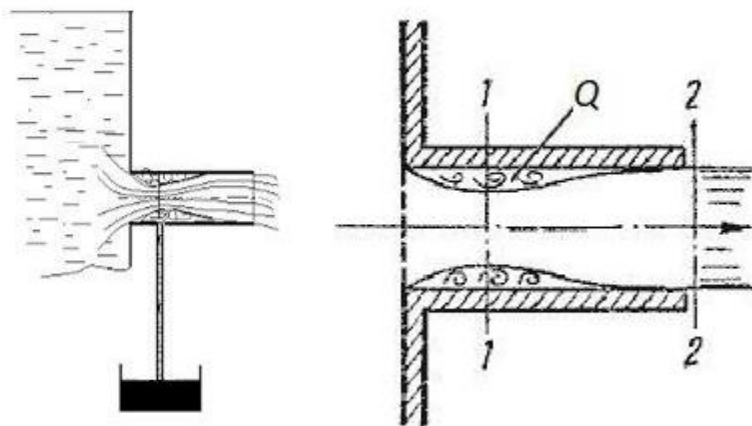


Рис. 2.20. Витікання рідини через циліндричну насадку

Розглянемо витікання рідини через циліндричну зовнішню насадку (рис. 2.20). Тут рідина на виході має стиск, а потім поступово розширюється і заповнює весь переріз. Струмина в насадці обмежена твердими стінками, тому навколо стисненої

струмини утворюється зона розрідження і кільцевий мертвий простір, який періодично заповнюється рідиною, що знаходиться у вихреподібному стані. Внаслідок цього в даній зоні створюється тиск меншим за атмосферний, що буде сприяти підсмоктуванню рідини і тим самим збільшувати витрати.

Таким чином, в таких насадках на відміну від інших швидкість у вихідному перерізі значно менша, але суттєво зростають витрати. При витіканні струмина ділиться на декілька дрібних струминок, розбризкується, що при випуску води на ґрунт зменшує небезпеку розмиву.

Витрати Q через цю насадку будуть приблизно в $4/3$ рази більші, чим при витіканні з отвору в тонкій стінці. Швидкість витікання через насадку зменшиться приблизно на 15%, чим через отвір. Прикладом циліндричних насадок є труба для випуску рідини із резервуарів і водоймищ, а також різноманітні крани. При необхідності збільшити витрати через отвір достатньо приєднати до зовнішньої стінки резервуара циліндричну насадку.

Виходячи з граничних значень розрідження в насадці (вакууметрична висота ~ 8 м), при проектуванні гідротехнічних споруд беруть до уваги те, що максимальний напір повинен бути не більше 10,7 м. При невиконанні цієї умови можлива поява кавітації та порушення суцільності потоку.

Не дивлячись на те, що пропускна здатність насадок значно вище, чим отвору в тонкій стінці, все таки можна її збільшити за рахунок вдосконалення конструкції насадок, зокрема, зменшуючи втрати напору в них, які в основному відбуваються при розширенні потоку в насадці. Так, якщо вихідні кромки насадки заокруглити, то потік в насадку входить більш плавно без стиску і наступного розширення, і в залежності від радіусу заокруглення коефіцієнт швидкості і витрат може досягти 0,93...0,95. Якщо заокруглення зробити у вигляді витікаючої струмини, то таку насадку називають коноїдальною, для якої $\varphi = \mu = 0,97$. Коефіцієнти витікання всіх типів насадок додані у таблиці 2.3.

Внутрішня циліндрична насадка виготовляється у вигляді трубки, яка приєднана до отвору зсередини посудини. В такій насадці порівняно із зовнішньою погіршуються умови для виходу

рідини, внаслідок чого збільшується ступінь стиску струмینی всередині насадки і, відповідно, зростають втрати напору на вихроутворення. Режим витікання через внутрішню насадку залежить від напору і відношення довжини насадок ℓ до діаметра d . При довжині насадки $\ell > 2,5 d$ рідина заповнює повністю весь його вхідний переріз ($\varepsilon = 1, \varphi = 0,75$). При $\ell > 1,5 d$ насадка працює не всім перерізом і рідина витікає із отвору, не торкаючись стінок насадки, що суттєво зменшує витрати ($\mu = 0,5$). Такі насадки використовують для випуску ріднин, що може мати осадки, подача яких у магістраль є небажаною. Для прикладу можна назвати насадку у бензобаках двигунів внутрішнього згорання.

Конічна насадка, що звужується, дає компактну струмину з великою швидкістю і великими витратами. В ній окрім внутрішнього стиску струмینی, який менший порівняно з циліндричною насадкою, при виході рідини із насадки відбувається повторний (зовнішній) стиск, після чого вона тече паралельними струминами. Завдяки незначному внутрішньому стиску втрати напору в цій насадці менші, чим у циліндричній, а коефіцієнт φ більший. Всі характеристики витікання для таких насадок залежать під кута конусності. Так, при збільшенні кута конусності коефіцієнти φ і μ зростають, а при 13° досягають максимуму ($\mu = 0,945$), а потім починають зменшуватися. Такі насадки використовують у гідромоніторах, в наконечниках пожежних брандспойтів, а також у різноманітних струминних пристроях.

У конічних насадках, які розширюються, після стиску перерізу розширення потоку більше, чим у циліндричних, що зумовлює більші втрати напору і зменшення швидкості. Але витрати рідини при цьому збільшуються завдяки збільшенню розрахункового вихідного перерізу.

При куті конусності $\theta > 8^\circ$ ця насадка перестає працювати повним перерізом. Струмина витікає, не торкаючись стінок, і витікання проходить таким чином, як і для отвору в тонкій стінці. Конічні насадки, які розширюються, застосовують в коротких водоводах для наповнення шлюзових камер, в дифузорах насосів,

відводних трубах гідравлічних турбін, в еферліфтах і інших установках, де необхідно мати великі витрати.

2.8. Гідравлічний удар та явище кавітації

Гідравлічним ударом називають різке підвищення тиску рідини в трубах внаслідок раптової зміни швидкості руху рідини. Гідравлічний удар відбувається при раптовому перекиванні різноманітних запірних пристроїв, які встановлюються в трубопроводах (кран, вентиль, засувка), раптовій зупинці насосів, які перекачують рідину. Особливо небезпечний гідравлічний удар в довгих трубопроводах, в яких рухається значна маса рідини з великими швидкостями. У цих випадках, якщо не використати запобіжні заходи, гідравлічний удар може привести до пошкодження місць з'єднання окремих труб (стики, флянці, раструби), розрив стінок трубопроводу та виведення із ладу насосів.

При швидкому перекиванні потоку в трубопроводі швидкість руху рідини в ньому зменшується до нуля і кінетична енергія потоку перетворюється в потенціальну, внаслідок чого суттєво зростає тиск. Виходячи із закону збереження енергії для потоку рухомої рідини (рівняння Бернуллі) видно, що швидкість потоку під час удару зменшується до нуля, а це зумовить зростання тиску. Чим більше довжина трубопроводу, тим більше в ньому маса рухомої рідини і величина кінетичної енергії і тим більше буде підвищення тиску.

Теоретично це явище обґрунтував в 1898 р. М. Жуковський і виявив хвильовий характер поширення ударного тиску, довівши, що швидкість поширення ударної хвилі наближається до швидкості поширення звуку в даному середовищі. При моментальному закритті засувки рідина біля неї зупиняється і тиск різко зростає, бо запас кінетичної енергії переходить в потенціальну.

Підвищення тиску передається за законом хвилеподібного руху по трубопроводу від зони перекидання до резервуару.

Коли хвиля досягає вхідного отвору, то вся вода в трубі

стискується і швидкість всіх частинок дорівнюватиме нулю, а біля засувки тиск буде відповідати максимальному значенню P_{\max} . Біля входу тиск визначається лише величиною напору H , оскільки об'єм резервуару набагато більший об'єму трубопроводу. Тому стан рідини в резервуарі не змінюється. Після цього хвиля зниженого тиску поширюватиметься з тією ж швидкістю в напрямку засувки. Ця хвиля називається зворотною ударною хвилею. Час поширення прямої і зворотної ударної хвилі називається *фазою гідравлічного удару*.

Коли ця хвиля дійде до засувки, то наступить повторний гідравлічний удар, який має значно менший тиск, чим спочатку. Це повториться декілька разів, поки акустична хвиля зовсім не згасне. Якщо час перекриття потоку менший або дорівнює фазі удару, то його називають *прямим*. Якщо час перекриття потоку буде більший за фазу удару, то за час підвищення і пониження тиску потік не буде ще перекритим і не вся кінетична енергія перейде в потенціальну, тобто підвищення тиску буде меншим, чим при прямому ударі. Такий удар називають *непрямим* і він відноситься до категорії неусталеного руху.

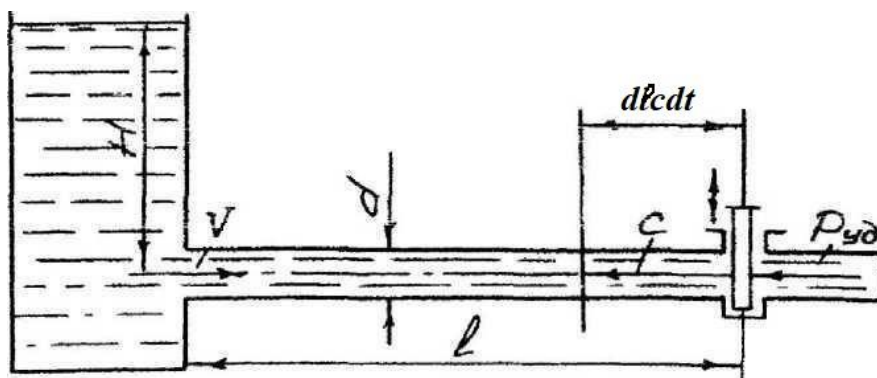


Рис. 2.21. До пояснення гідравлічного удару

В результаті маємо:

$$\Delta p = \rho v c, \quad (2.43)$$

де ρ – густина рідини, v – середня швидкість потоку, c – швидкість поширення ударної хвилі в даному середовищі.

Це *формула М. Жуковського* для ідеальної рідини і абсолютно

жорсткого трубопроводу згідно якої величина ударного тиску пропорційна початковій швидкості потоку рідини u , швидкості поширення ударної хвилі C , яка залежить від пружних властивостей рідини і трубопроводу:

$$C = \sqrt{\frac{E_p}{\rho}}, \quad (2.44)$$

де E_p – модуль пружності.

Гідравлічний удар буде сильнішим у трубах малого діаметру, а також у трубах, виготовлених із матеріалу з високим модулем пружності рідини. Ці формули справедливі для прямого гідравлічного удару, коли хвиля зниженого тиску не встигає підійти в зону засувки до повного її закриття. При поступовому закритті засувки коли відбита хвиля зниженого тиску не встигне підійти до неї при повному її закритті. При поступовому закритті засувки, коли відбита хвиля підходить до неї до закриття надлишковий тиск гідравлічного удару наближено можна визначити із залежності:

$$P_{уд} = P + \rho V c \frac{t_{\phi}}{t}, \quad (2.45)$$

де t – час закриття, t_{ϕ} – фаза гідравлічного удару.

Усунення гідравлічного удару можливо за таких умов:

1. Час перекриття потоку повинен бути більшим за фазу гідравлічного удару, тобто перекриття повинно бути якомога повільним.

2. Чим довші будуть вільні прольоти труб, тим імовірніше наступить гідравлічний удар, оскільки при цьому зростає фаза гідравлічного удару.

3. Встановлюють повітряні ковпаки, які амортизують удар, видаляючи певний об'єм рідини з трубопроводу в момент удару.

4. На насосних станціях на початку напірних трубопроводів встановлюють протиударні апарати. При зупинці насосу і пониженні тиску в трубопроводі клапани апарату автоматично відчиняються

при зворотньому підході рідини частина її виливається через клапани без підвищення тиску, після чого клапани зачиняються.

5. У трубопроводах можуть бути встановлені вирівнювальні резервуари, аналогічно, як і у повітряних ковпаках, при гідравлічному ударі в резервуар поступає деяка кількість рідини, що знижує надлишковий тиск у трубопроводі.

6. Перед засувками та вентилями встановлюють запобіжні клапани, спрацювання яких розраховано на критичний тиск у зоні удару.

Кавітацією (від латинського слова “cavitas” – порожнина) називають утворення в рухомих рідинах порожнин, які заповнені парою або повітрям (газом). Кавітація виникає тоді, коли тиск в деяких місцях потоку знижується на стільки, що стає меншим за тиск насиченої пари, тобто тиску, який відповідає кипінню рідини при даній температурі. Це явище відіграє особливу і, головним чином, негативну роль в гідродинаміці машин і апаратів. Кавітація може проявлятися як у вигляді утворення окремих бульбашок, які виникають в місцях пониження тиску і захоплюються потоком, так і у вигляді суцільної, заповненої парою рідини, порожнин, що контактують з поверхнею обтікаючих тіл (суперкавітація). Явище кавітації приводить до зміни закономірностей руху у зв'язку з порушенням суцільності, а також до кавітаційного руйнування твердих стінок при руйнуванні бульбашок поблизу границі течії. Деякі типи вимірювальних гідродинамічних пристроїв (наприклад, витратоміри) не повністю виконують свої функції при кавітації. Кавітаційне руйнування лопастей гідравлічних турбін, насосів, гребних гвинтів є однією із складних технічних проблем.

Причиною кавітації є виникнення великих локальних швидкостей, які ведуть до зниження тиску нижче його значення для насиченої пари і у відповідних місцях проходить інтенсивне випарування рідини з утворенням кавітаційної порожнини у вигляді бульбашок пари. Тобто виникає так зване “холодне кипіння”. При подальшому русі потоку тиск в ньому підвищується і проходить зворотній процес – конденсація пари, яка супроводжується тріском і передачею імпульсу найближчим поверхням. Виникненню кавітації суттєво сприяє наявність в рідині бульбашок повітря і розчинених

газів. За законом Генрі концентрація газу, розчиненого у рідині, пропорційна його тиску над розчином.

Кавітація може виникати як на рухомих, так і нерухомих елементах проточної частини. Розрізняють три стадії кавітації: початкову, розвинуту і суперкавітацію. При початковій стадії кавітаційна порожнина відсутня. Розвинута кавітація характеризується наявністю значних за розмірами пустот на обтікаємому тілі. В умовах суперкавітації весь обтікаємий елемент знаходиться в зоні порожнини, яка може виходити за межі цього елемента. Кавітаційний потік викликає такий вплив на роботу гідромашин:

- виникають додаткові гідравлічні втрати, що приводить до зниження к.к.д.;
- виникає різкий шум і створюються підвищені вібрації;
- підвищується знос поверхонь в місцях кавітації.

Кавітаційна ерозія виникає в тих місцях потоку, де відбувається підвищення тиску, яке супроводжується зіткненням бульбашок пари і їх конденсація. Внаслідок миттєвих імпульсивних процесів стиску окремих бульбашок виникають великі локальні імпульсивні тиски. Вони приводять до коротких інтенсивних ударів, які руйнують поверхню металу. При кавітації окрім розглянутого механічного впливу проявляються і хімічні та електричні явища.

Підвищити кавітаційні якості насосів можна шляхом збільшення числа лопаток робочого колеса при високій частоті обертання і зменшення їх в колесах при низьких частотах обертання. Щоб уникнути кавітації лопатки і лопасти проектують у формі слабо вигнутих профілей із закругленими вхідними і загостреними вихідними кромками. Їх виготовляють із матеріалів стійких проти корозії, ретельно обробляючи поверхню.

2.9. Рух рідини в напірних трубопроводах

Транспортування рідин по трубопроводах є економічним і легко піддається кількісному і якісному регулюванню. Залежно від виду

перекачуваної рідини трубопроводи класифікують на водопроводи, нафтопроводи, бензопроводи і т.п. В залежності від призначення трубопроводу труби виготовляють із чорних і кольорових металів, кераміки, пластмас, бетону, скла та інших матеріалів. Поряд з трубопроводами з незначним діаметром (капіляри), які мають застосування в лабораторній техніці, використовують трубопроводи діаметром в декілька метрів (водоводи ГЕС) і довжиною в тисячі кілометрів (магістральні водо- і нафтопроводи).

Трубопроводи поділяють на *прості* і *складні*.

Простий трубопровід не має розгалуження від місця забору до точки споживача. Вони можуть мати повороти і послідовно з'єднані труби різного діаметру.

Складний трубопровід має розгалуження, які відходять від основної магістральної труби. Такі трубопроводи можуть бути таких різновидностей: розгалужені, паралельні, кільцеві (рис. 2.22). В першій схемі рідина з основної магістралі подається в бокові розгалуження і назад в магістраль не поступає.

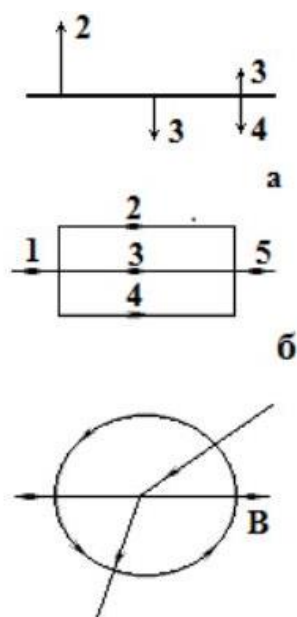


Рис. 2.22. Схеми складних трубопроводів:
 а – розгалужений; б – паралельний; в – кільцевий

Тут на початкових ділянках, де витрати рідини більше, діаметр повинен бути більшим, ніж в кінцевих. До того ж, при виходу з ладу хоч однієї ділянки такого трубопроводу рідина не буде подаватися і

до інших споживачів. Цей недолік усувається у другій і третій схемах трубопроводу. Тому водопроводи в містах виготовляються за кільцевою схемою.

Розрізняють також водопроводи *напірні* і *безнапірні*. В напірних трубопроводах рідина знаходиться під надлишковим тиском і повністю заповнює весь поперечний переріз. Безнапірні трубопроводи працюють неповним перерізом і характеризуються наявністю вільною поверхнею під атмосферним тиском. Переміщення рідини по трубопроводу може здійснюватися внаслідок створення штучного напору насосами чи водонапірними башнями, а також завдяки різниці нівелірних висот (рівнів) місцевості.

Залежно від величини втрат напору на гідравлічне тертя та місцеві опори трубопроводи поділяють на *короткі* і *довгі*. До *коротких* відносять трубопроводи малої довжини з великою кількістю місцевих опорів, в яких місцеві втрати співрозмірні з втратами напору по довжині, а до довгих – трубопроводи, в яких місцеві втрати напору дуже малі (менше 5%) порівняно з втратами напору по довжині.

Розрахунок трубопроводу полягає в розв'язку таких задач:

1. Визначення втрат напору H чи перепадів тиску в трубопроводах при заданих діаметрі d , матеріалі і характеристик шорсткості внутрішньої поверхні, довжини l при перекачуванні певної кількості Q даної рідини.

2. Визначення витрат рідини Q при подачі и по трубопроводу заданих діаметрі d , матеріалі і характеристик шорсткості внутрішньої поверхні, довжини l і профілю труб. Допустимі втрати напору H або перепад тисків також задаються.

3. Визначення діаметру трубопроводу d для перекачування по ньому заданої рідини з відомими витратами Q при відомих втратах напору H чи перепаду тиску. При цьому також відомі довжина трубопроводу і характеристики шорсткості внутрішньої поверхні і профіль.

Будь-який складний трубопровід можна розглядати як сукупність декількох простих трубопроводів, які з'єднані між собою паралельно чи послідовно.

При розрахунку можуть бути використані два способи, один з яких передбачає враховувати всі опори трубопроводу. Другий спосіб скорочений з використанням витратних характеристик та поправочних коефіцієнтів на місцевих опорах. Для гідравлічного розрахунку трубопроводів використовують рівняння Бернуллі, рівняння постійності витрат, рівняння Дарсі-Вейсбаха. Середню швидкість потоку рідини визначають за формулою Шезі:

$$v = C \sqrt{\frac{R \cdot H}{\ell}}, \quad (2.46)$$

де R – гідравлічний радіус;

C – коефіцієнт Шезі.

У такому випадку рівняння витрат рідини набирає вигляду:

$$Q = v \cdot S = CS \sqrt{\frac{R \cdot H}{\ell}} = k \sqrt{i} = k \sqrt{\frac{H}{\ell}}, \quad (2.47)$$

де K – витратна характеристика трубопроводу:

$$K = CS = \sqrt{R} \sqrt{\frac{g \pi^2 d^2}{8\lambda}}, \quad (2.48)$$

Значення витратних характеристик труб, які випускає промисловість є в спеціальних таблицях Шевелева.

Втрати напору можна визначити за наближеним рівнянням:

$$H = 0,0827 \frac{Q^2}{d^4} \left(1 + \lambda \frac{\ell}{d} + \sum \xi \right), \quad (2.49)$$

де λ – гідравлічний коефіцієнт тертя, ξ – коефіцієнт місцевих опорів. Їх вибирають в таблицях залежно від виду труб, величини шорсткості, режиму руху та виду транспортованої рідини.

Якщо необхідно визначити необхідну висоту напору шляхом повного розрахунку, то використовують таке рівняння:

$$H = \frac{8}{\pi^2} \cdot \frac{Q^2}{gd^4} \cdot \left(1 + \lambda \frac{\ell}{d} + \sum \xi \right) \quad (2.50)$$

Скорочений розрахунок здійснюється за формулою:

$$H = 1,1 \frac{Q^2}{k^2} \cdot \ell \quad (2.51)$$

Витратну характеристику K визначають з таблиць залежно від діаметра труб. Висота напору насоса або напірної башні повинна становити:

$$H' = H - z_1 + z_2 \quad (2.52)$$

Коли слід встановити витрати потоку при інших відомих параметрах, то при повному розрахунку користуються такою формулою:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2gH}{1 + \lambda \frac{\ell}{d} + \sum \xi}} \quad (2.53)$$

У цьому випадку роблять таке допущення, нібито коефіцієнти гідравлічного тертя та місцевого опору не залежать від числа Рейнольдса Re .

При скороченому розрахунку формула витрат має такий вигляд:

$$Q = k \sqrt{\frac{H}{\ell}} \quad (2.54)$$

Якщо при відомому напорі, висоті башні, витрат по довжині трубопроводу необхідно знайти його діаметр, то задачу розв'язують наближено, користуючись такою формулою (2.53), приймаючи до уваги, що $\lambda = f(d)$.

Задаючись при сталому напорі H рядом значень діаметра d_1, d_2, d_3 і т.п., можна побудувати графік залежності $Q = f(d)$, а за графіком нескладно знайти діаметр трубопроводу, який відповідає заданому значенню втрат Q_x .

Слід відзначити, що із зменшенням діаметру труб зменшуються капітальні витрати на будівництво трубопроводу, але при цьому зростають втрати напору, що потребує більш високої потужності насосів, тобто більших витрат енергії, а відповідно, собівартість обладнання та його експлуатації. В. Яблонський запропонував формулу, за якою можна розрахувати економічно доцільний діаметр трубопроводу. Було встановлено, що економічно вигідно транспортувати рідину приблизно при швидкості 1 м/с, тоді оптимальний діаметр знаходять за формулою:

$$d=1,13\sqrt{Q}, \quad (2.55)$$

де d в м, Q в м³/с.

При розрахунку простого трубопроводу змінного діаметру його розбивають на ділянки з постійним діаметром, а потім на кожній ділянці знаходять витрати напору.

Інколи на практиці для розрахунку трубопроводів використовують номограми і таблиці, які існують для різних діаметрів і дають значення уже підрахованих витрат, швидкості і втрат напору на 1 м довжини труби.

Розрахунок складних трубопроводів більш трудомісткий і громіздкий. При цьому слід відзначити, що при паралельному з'єднанні трубопроводів витрати кожного із розгалужених додаються, а втрати напору визначаються втратами в одній із віток.

Для життєвої практики цікаво буде розглянути такий тип простого трубопроводу як *сифонний* (грецьке слово “сифон” означає “трубка”). Тут рідина піднімається самотьком із верхнього резервуару **A** на деяку висоту, що вище рівня рідини в ньому, і далі зливається в нижній резервуар **B** (рис. 2.23).

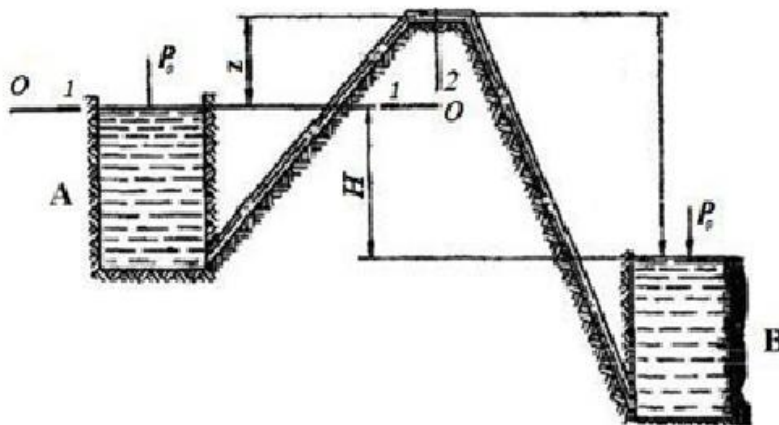


Рис.2.23. Схема сифонного трубопроводу

Особливістю цього трубопроводу є те, що тиск в підйомній і частково у зливній магістралях нижче атмосферного. Для його роботи необхідно, щоб вся магістраль суцільно була заповнена рідиною. Запишемо рівняння Бернуллі для двох перерізів 1-І і II-ІІ, які співпадають з вільними поверхнями рідини в резервуарах А і В, і, нехтуючи місцевими опорами, в результаті розв'язку маємо:

$$H = \lambda \frac{\ell}{d} \cdot \frac{Q^2}{g\pi^2 d^4} \quad (2.56)$$

За цією формулою при відомому діаметрі d і довжині ℓ сифонної трубки визначають Q витрати або, навпаки, підбирають діаметр сифонної трубки, який би забезпечив витрати при заданому напорі H .

Для встановлення надійної роботи сифона необхідно знати розрідження в найвищій точці трубопроводу. При тиску на поверхні рідини рівному атмосферному практична висота всмоктування не може перевищувати 7 м, що і стосується всмоктуючої труби насосів. Таким чином, висота вильоту не може бути більше цього значення, оскільки існуюче розрідження у верхній точці буде не достатнім для самостійної подачі рідини під дією атмосферного тиску, а також пониження розрідження буде призводити до кавітаційних явищ.

РОЗДІЛ ІІІ

ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ

3.1. Класифікація та основні параметри гідравлічних машин

Гідравлічні машини призначені для перетворення потоку рідини в механічну енергію, а також передачі енергії від машини-двигуна до машини-знаряддя чи перетворення різних видів рухів і швидкостей за допомогою рідини. Відповідно до цього існують три основних класи гідравлічних машин: **насоси**, **гідродвигуни** (гідротурбіни) і **гідропровід**. У насосах одержана механічна енергія від двигуна перетворюється в енергію переміщуваного середовища. За характером силової дії насоси поділяють на **об'ємні** і **динамічні**. Загалом їх нараховується біля 130 різновидностей, а систематизована класифікація схематично продемонстрована на рис. 3.1.

У *об'ємному насосі* рідке середовище переміщується за рахунок періодичної зміни об'єму камери, яку воно займає, поперемінно сполучаючись із входом і виходом насоса. До цієї групи відносяться такі насоси: діафрагменні, поршневі, плунжерні, роторні, шестеренчаті, гвинтові тощо. У *динамічному насосі* рідке середовище переміщується під силовою дією на нього в камері, яка постійно з'єднана із входом і виходом насоса. До них відносять такі насоси: лопатеві, відцентрові, осьові, вихрові, інжекційні та інші.

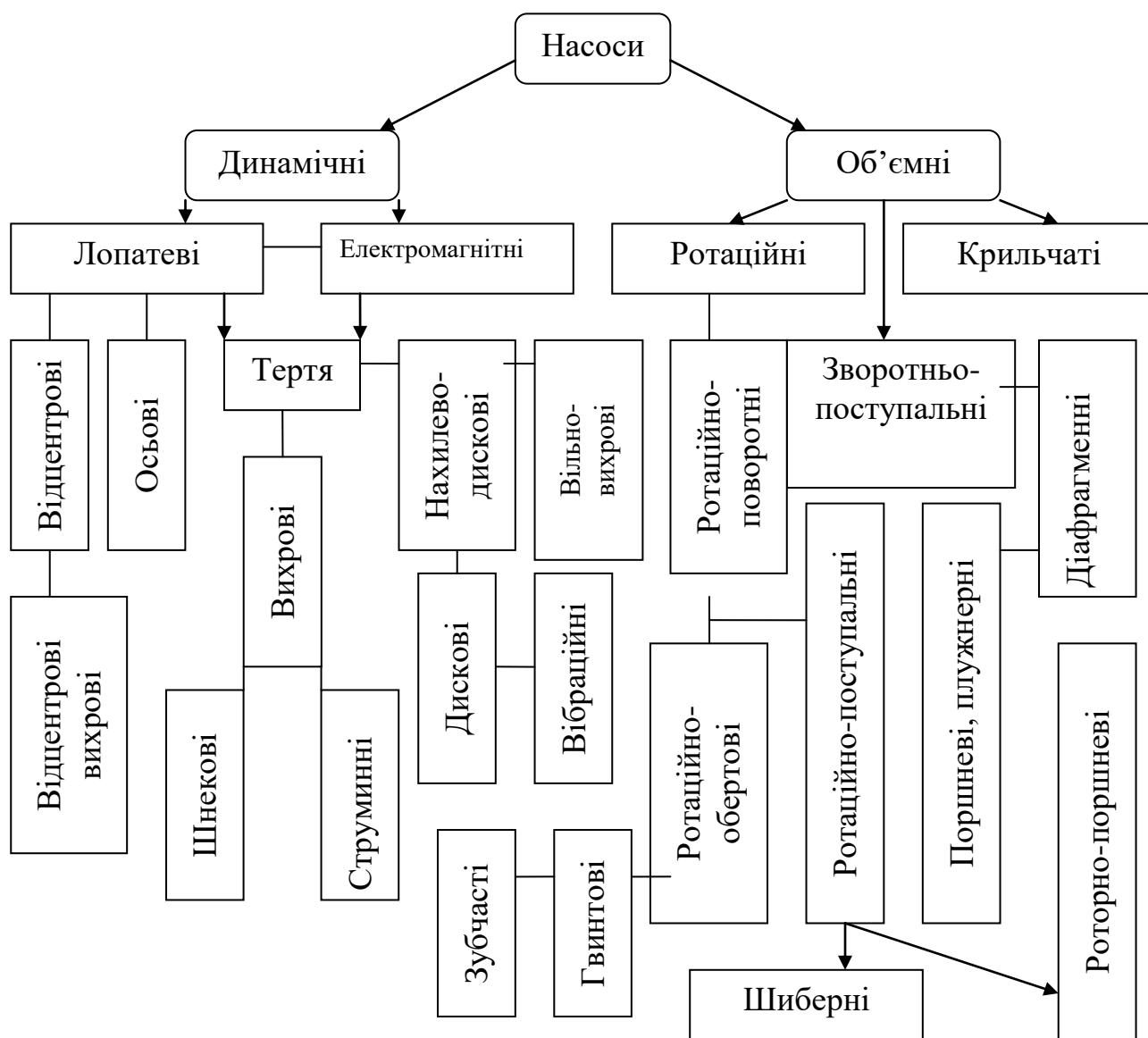


Рис.3.1. Схема загальної класифікації гідравлічних насосів

Гідравлічні двигуни також поділяються на машини об'ємної і динамічної дії. До них відносяться гідравлічні турбіни, водяні колеса, гідроциліндри і роторні гідродвигуни. Порівняльні схеми насосної і турбінних установок показані на рис. 3.2.

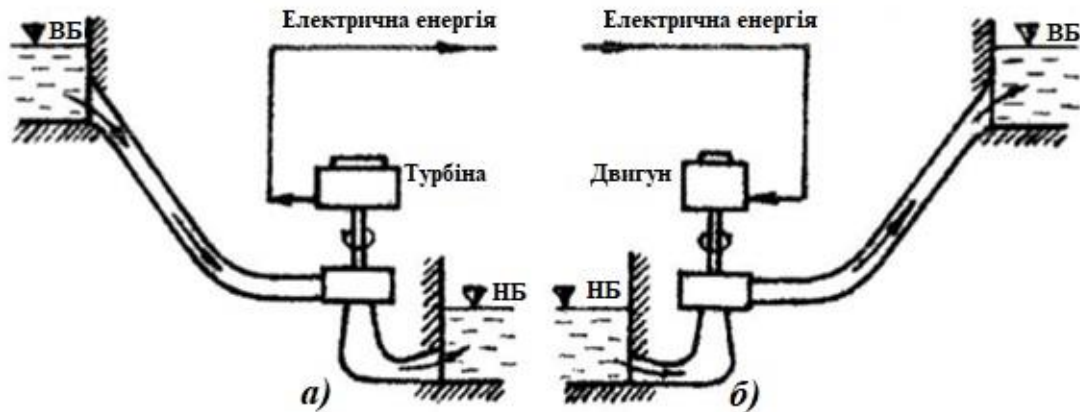


Рис. 3.2. Принципові схеми турбінної (а) і насосної (б) установок

Гідропривід складається із трьох основних елементів: гідропередачі, обладнання управління і обслуговуючого блоку. Силовою частиною гідроприводу є гідропередача, яка складається із насоса і гідродвигуна. Гідропередачі, в свою чергу, поділяються на об'ємні і динамічні. До об'ємних відносяться комбінації об'ємних насосів і гідродвигунів, а до динамічних – гідравлічні муфти і гідравлічні трансформатори.

Слід виділити такі основні параметри гідравлічних насосів.

1. *Статистичний чи геометричний напір* насосної становки визначається як різниця відміток у верхньому Z_B і нижньому Z_H басейнах, тобто висота, на яку піднімається рідина:

$$H_{cm} = Z_B - Z_H \quad (3.1)$$

Якщо рідина подається в резервуар, в якому підтримується надлишковий тиск P , то статичний напір становить:

$$H_{CT} = Z_B - Z_H + \frac{P}{\rho \cdot g}, \quad (3.2)$$

де ρ – густина рідини в кг/м^3 ;

g – прискорення вільного падіння в м/с^2 ;

H_{cm} – напір в м.

2. *Висота всмоктування* H_B визначається як висота насоса

над рівнем в нижньому басейні. Вакууметрична висота всмоктування насоса визначається за формулою:

$$H_B = H_S + \frac{V_1^2}{2g} + h_{BC}, \quad (3.3)$$

де H_S – висота положення насоса, в якому визначається розрідження над нижнім рівнем рідини;

V_1 – середня швидкість потоку в цьому перерізі;

h_{BC} – висота всмоктування.

3. *Тиск в напірному патрубкові P_2* визначають за формулою:

$$\frac{P_2}{\rho \cdot g} = H_{CT} - H_S - \frac{V_2^2}{2g} + h_H, \quad (3.4)$$

де V_2 – середня швидкість потоку на виході насоса;

h_H – гідравлічні втрати в напірному трубопроводі;

4. *Напір насоса* дорівнює різниці питомих енергій рідини на вихідному e_2 і вхідному e_1 патрубках:

$$H = e_2 - e_1 = H_{cm} + h_{lm}, \quad (3.5)$$

де $h_{lm} = h_1 + h_m$ – сумарні гідравлічні втрати по довжині і на місцевих опорах.

Таким чином, напір насоса дорівнює сумі статичного напору і гідравлічних втрат в мережі чи трубопроводах.

5. *Тиск створений насосом становить:*

$$P = P_2 - P_1 + \rho \cdot \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}, \quad (3.6)$$

де P_1, P_2 – відповідно тиск на вхідному і вихідному патрубках;

V_1, V_2 – середні швидкості потоку у відповідних перерізах.

При відомому тиску напір насоса можна визначити через залежність:

$$H = \frac{P}{\rho \cdot g} \quad (3.7)$$

6. Важливим параметром, що характеризує роботу насоса, є *подача (витрати) Q*, тобто об'єм рідини, який подається насосом в напірний патрубок за одиницю часу. Витрати визначаються за допомогою витратомірів.

7. *Загальна корисна потужність*, що надається насосом рідині становить:

$$N_p = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H, \text{ Вт}, \quad (3.8)$$

де ρ – густина рідини в кг/м^3 ;

Q – подача насосу в $\text{м}^3/\text{с}$;

H – напір в м.

8. Втрати енергії, які є в насосі, враховуються через *коефіцієнт корисної дії*:

$$\eta = \frac{N_p}{N}, \quad (3.9)$$

де N – потужність приводу насоса.

9. *Питома корисна робота* – це робота на валу машини віднесена до одиниці маси рідини. Вона менше від питомої роботи на величину втрат.

10. *Загальний коефіцієнт корисної дії* насоса показує ефективність використання енергії насосом і є відношенням корисної потужності насоса до його споживаної потужності. Його можна подати у вигляді:

$$\eta = \eta_r \cdot \eta_0 \cdot \eta_M, \quad (3.10)$$

де η_r – гідравлічний к.к.д., який показує долю втрат енергії на гідравлічне тертя, і буде залежати від в'язкості рідини та стану поверхні труб; η_0 – об'ємний к.к.д. враховує втрати енергії за

рахунок неповноти заповнення об'єму робочої камери, η_M ~ механічний к.к.д., який характеризує втрати на механічне тертя у механізмах приводу насосу. Для поршневих насосів ці коефіцієнти мають такі показники: $\eta_r = 0,85 \dots 0,99$, $\eta_0 = 0,70 \dots 0,98$, $\eta_M = 0,85 \dots 0,95$.

3.2. Об'ємні насоси

Загальний вигляд схеми насосної установки показаний на рис. 3.3. Для підйому рідини через всмоктуючий трубопровід, коли насос розміщений над поверхнею рідини, необхідно в насосі створити розрідження, тобто, щоб тиск в насосі в зоні всмоктування був нижчим, ніж в місці забору рідини. За рахунок цієї різниці тисків рідина буде поступати до насосу.

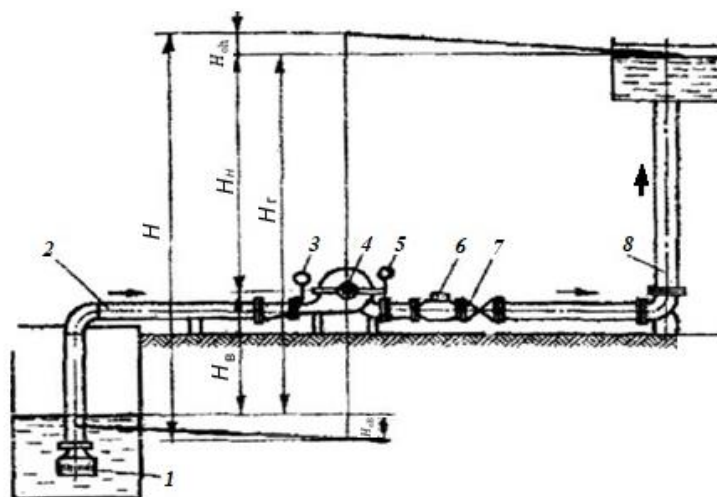


Рис. 3.3. Схема насосної установки
 1 – прийомний клапан, 2 – всмоктуючий трубопровід, 3 – вакууметр,
 4 – насос, 5 – манометр, 6 – зворотній клапан,
 7 – засувка, 8 – напірний трубопровід

Для вказаної схеми сума втрат напору для всіх ділянок становить:

$$H = H_{Г.В.} + H_{Г.Н.} + h_{В} + h_{Н},$$

де $H_{Г.В.}$ – геометрична висота всмоктування, $H_{Г.Н.}$ – геометрична висота нагнітання, h_B – втрати напору у всмоктуючому трубопроводі, h_H – втрати напору в напірному трубопроводі.

Поршневі насоси класифікуються за такими ознаками:

– за характером руху ведучої ланки: прямодійні, в яких ведуча ланка здійснює зворотньо-поступальні рухи; вальні, в яких ведуча ланка здійснює обертовий рух (кривошипні, кулачкові);

– за числом циклів (односторонньої і двохсторонньої дії);

– за кількістю поршнів (плунжерів): однопоршневі, двохпоршневі, трьохпоршневі і багатопоршневі;

– за видом приводу: механічний, ручний.

Основними робочими органами поршневих насосів є поршень 4 і циліндр 3 (рис. 3.4). Поршень робить у циліндрі зворотньо-поступальний рух завдяки кривошипно-шатунному механізмові. В циліндрі є дві групи клапанів: нагнітальні 2 і всмоктуючі 5. При русі поршня зліва направо в робочій камері створюється розрідження, за рахунок чого перекривається випускний клапан 2 і відкривається впускний 5. При цьому рідина через фільтр 8, перепускний клапан 7 і всмоктуючий канал 6 поступає в робочу камеру. При русі поршня у зворотньому напрямку (з права наліво) в робочій камері створюється надлишковий тиск, впускний клапан 5 перекривається, а випускний – відкривається, внаслідок чого рідина з робочої камери нагнітається у випускний канал 1. З метою зменшення нерівномірності руху рідини в трубопроводах застосовують насоси подвійної дії (рис. 3.5). Цей поршневий насос працює таким чином. При русі поршня вправо відкриваються лівий всмоктуючий клапан і правий нагнітальний. Рідина із всмоктуючої магістралі заповнює лівий об'єм циліндра, а правий витісняється в напірний трубопровід. При зворотньому русі поршня – навпаки із лівого об'єму циліндра рідина витісняється, а в правий – всмоктується.

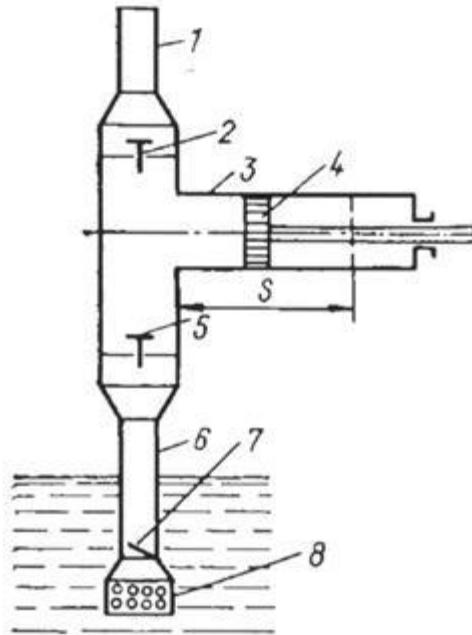


Рис. 3.4. Схема поршневого насоса

Більш рівномірна й збільшена подача рідини, у порівнянні з насосом простої дії, може бути досягнута насосом подвійної дії (рис. 3.5), у якому кожному ходу поршня відповідають одночасно процеси усмоктування й нагнітання. Ці насоси виконуються горизонтальними й вертикальними, причому останні найбільш компактні.

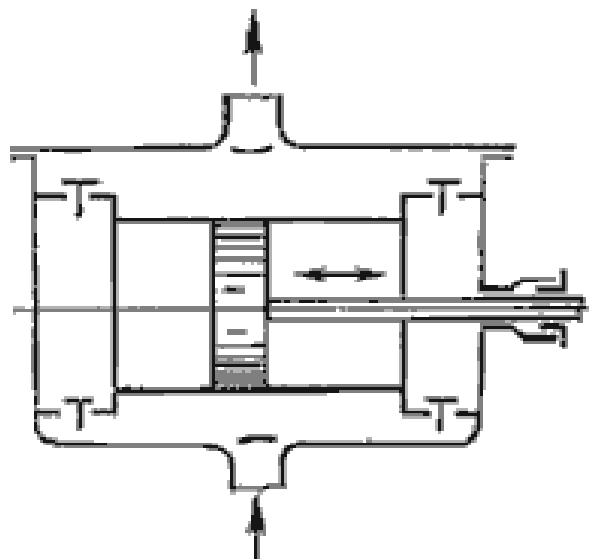


Рис. 3.5. Схема поршневого насоса подвійної дії

Одним із шляхів зменшення нерівномірності подані рідина в поршневих насосах є паралельне з'єднання двох або трьох насосів таким чином, щоб їх робочий ход мав відповідний зсув по фаз: (120° , 180°). В результаті інтегруюча подача вирівнюється (рис. 3.6.)

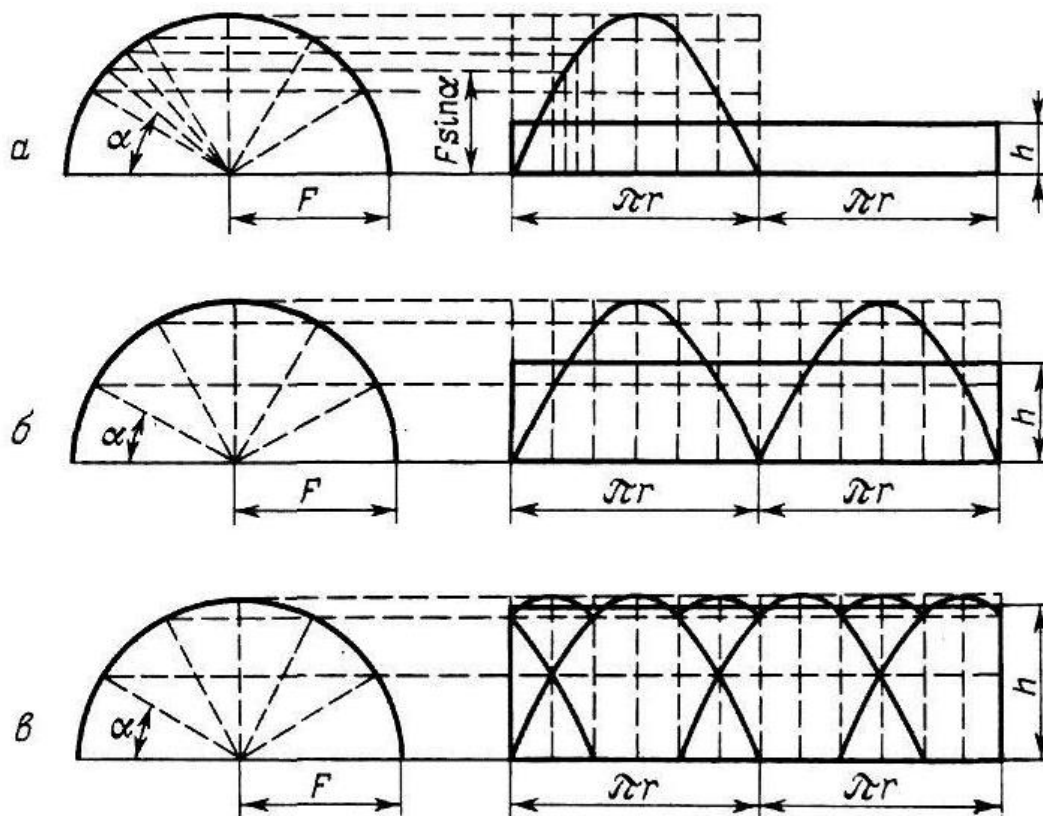
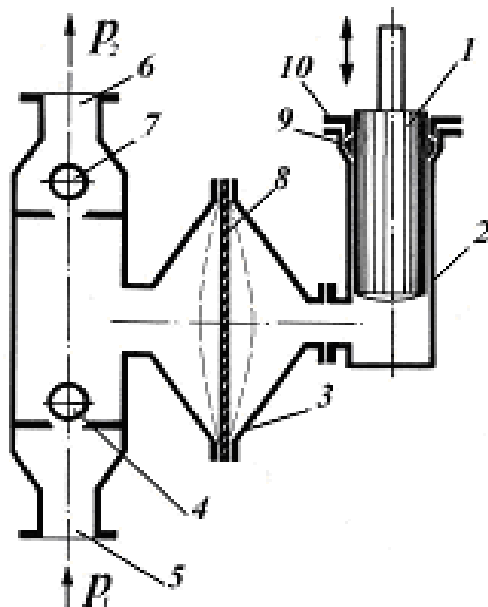


Рис. 3.6. Діаграми подачі рідини поршневими насосами:
 а – для насосу простої дії; б – для насосу подвійної дії;
 в – для насосу потрійної дії (триплексу)

Діафрагменні насоси також можна віднести до поршневих. Їх використовують для перекачування агресивних рідин, мають відносно низьку подачу і незначний тиск на виході.

Різновидом поршневого насосу простої дії є *діафрагмовий* (мембранний) насос (рис. 3.7), який використовують для перекачування забруднених і агресивних рідин. У цьому насосі циліндр 2 і плунжер 1 відокремлені від рідини, що перекачується, гнучкою перегородкою-діафрагмою 8 з гуми або спеціальної сталі. При русі плунжера наверх діафрагма під дією різниці тисків з двох її боків прогинається вправо, при цьому відкривається всмоктувальний

клапан 4 і рідина потрапляє у насос. При ході плунжера вниз діафрагма прогинається вліво, відкривається нагнітальний клапан 7 (всмоктувальний клапан при цьому закривається), і рідина потрапляє в нагнітальний трубопровід 6.



*Рис. 3.7. Схема діафрагмового насоса:
 1 – плунжер; 2 – циліндр; 3 – корпус;
 4, 7 – всмоктувальний і нагнітальний клапани;
 5, 6 – всмоктувальний і нагнітальний патрубки;
 8 – діафрагма; 9 – сальник; 10 – грунбуksа*

На рис. 3.8. зображено дещо іншу різновидність діафрагменного насосу. Тут клапанна коробка із всмоктуючим 5 та нагнітальним 4 клапанами розміщена окремо, а прогин діафрагми 3 здійснюється завдяки зворотньо-поступальному руху плунжера 2 в циліндрі насоса 1, заповненого спеціальною рідиною. Насоси подібного типу часто використовуються для перекачування рідин із різними домішками (пісок, абразивні матеріали тощо), а також хімічно активних рідин і будівельних розчинів. Діафрагму можна приводити в рух не тільки за допомогою плунжера, а і звичайним важільним механізмом.

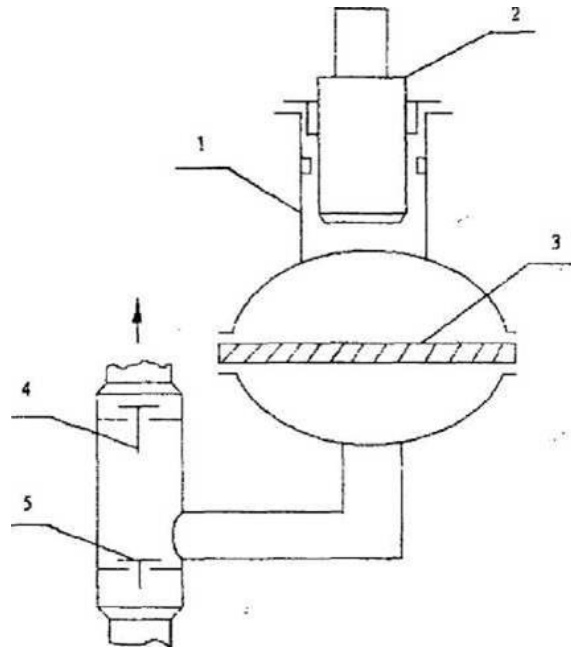


Рис. 3.8. Діафрагменний насос з плунжерним приводом

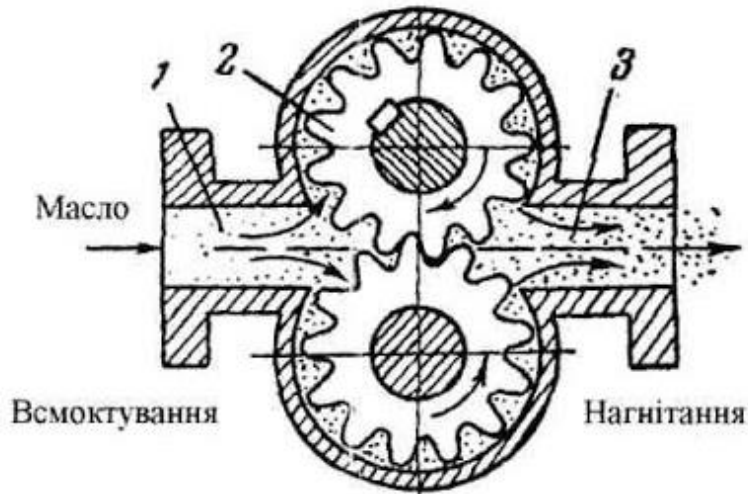
Шестеренчаті насоси відносяться до класу роторних насосів, які, як і попередні, працюють за принципом витіснення рідини. Такі насоси мають статор (нерухомий корпус), ротор (з'єднаний нерухомо з приводним валом) і витіснювач (зубці колес). Ці насоси не мають клапанів і для них характерні такі переваги:

- швидкоходні, частота обертання досягає $3 \cdot 10^3 \text{ хв}^{-1}$;
- рівномірність подачі, можливість реверсування;
- оборотність, тобто можливість працювати в режимі гідродвигуна;
- створює високі тиски при значному к.к.д.;
- мала питома маса і об'єм;
- надійні в роботі;
- характеризуються змащувочними властивостями.

Подача таких насосів визначається розмірами робочого простору і частотою обертання ротора. Ці насоси при незначній подачі можуть створювати високі тиски.

Із всіх роторних насосів шестеренчаті мають найпростішу конструкцію. Вони можуть бути із шестернями з зовнішнім і внутрішнім зачепленнями. На рис. 3.9 показана схема найпростішого насоса із зовнішнім зачепленням.

Робочим органом є дві шестерні 2, які розмішені в корпусі, що має всмоктувальний 1 і нагнітальний 3 патрубкі. При обертанні коліс, як це показано на рисунку, рідина надходить із патрубка у западини між зубцями і подається в напірний патрубок. Такі насоси широко застосовуються в системах змащування (як приклад, масляний насос змащення). Вони також можуть працювати і в режимі гідравлічного двигуна.



*Рис. 3.9. Схема шестеренчастого насоса:
1 – всмоктувальний патрубок; 2 – зубчасті колеса;
3 – нагнітальний патрубок*

Подача шестеренчастого насоса при умові однакових параметрів двох зубчатих коліс становить:

$$Q = 2 \cdot S \cdot \ell \cdot Z \cdot n \cdot \eta, \quad (3.11)$$

де Z – кількість зубів на одній шестерні;

ℓ – довжина зуба;

S – площа западини зуба;

n – кількість обертів шестерні за одиницю часу.

В насосах високого тиску (понад 10 МПа) торцеві зазори ущільнюють спеціальними “плаваючими” втулками. Для підвищення тиску рідини на виході (до 20 МПа) застосовують багатоступеневі насоси, в яких подача кожного наступного ступеню менше за подачу попереднього. Для збільшення подачі інколи

використовують насоси з трьома і більше шестернями, які розміщені навколо центральної ведучої шестерні.

При визначенні подачі шестеренчатого насоса мають на увазі, що кожний зуб витісняє із відповідної йому впадини об'єм в S . Площу робочої частини зуба, який витісняє рідину, наближено можна вважати $S = \frac{\pi D^2}{z^2}$, де D – діаметр початкового кола. Неповнота заповнення робочого об'єму враховується к.к.д. $\eta_0 = 0,80 \dots 0,95$. З врахуванням цього формула (3.11) набирає вигляду:

$$Q = \frac{\pi D^2 \cdot n \cdot \eta_0}{30z} \quad (3.12)$$

Шестеренчасті насоси з внутрішнім зачепленням більш компактні і мають кращі всмоктуючі характеристики, але суттєво складніші у виготовленні.

Коловратні насоси також можна віднести до шестеренчастих, що мають два або три зуба на кожному роторі. На рис. 3.10 показаний такий насос з двома зубами, які мають такий профіль, щоб вони щільно контактували між собою і стінками статора.

Ці насоси використовують для перекачування великих об'ємів дуже в'язких рідин при низьких тисках (смоли, фарби).

Шибєрні (пластинчасті) насоси мають пластини (шибєри), які відіграють роль витіснювачів. Вони встановлюються в радіальні прорізи ротора, який ексцентрично розмішений в робочій камері. Внаслідок обертання ротора пластини здійснюють одночасно обертовий і зворотньо-поступальний рухи. Останній вид руху зумовлений дією на пластини відцентрової сили і дії обмежуючої поверхні статора.

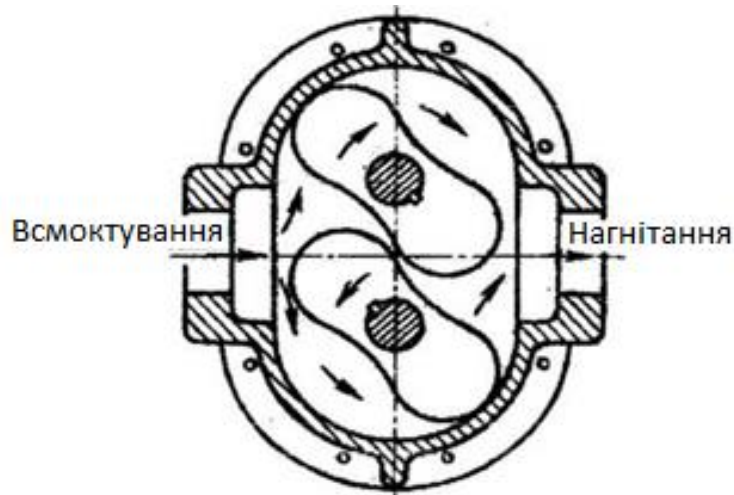


Рис. 3.10. Схема коловратного насоса

Шибєрні насоси бувають одноразової, двохразової і багаторазової дії. Насоси одноразової дії можуть бути регульовані і нерегульовані, а багаторазової – нерегульовані. Схема насосу одноразової дії показана на рис. 3.11.

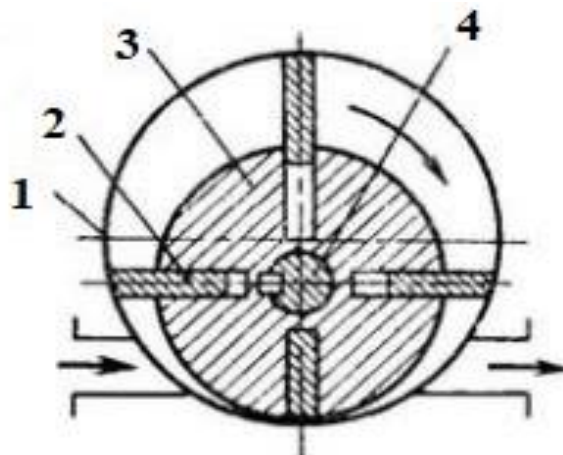


Рис. 3.11. Шибєрний насос одноразової дії

У насоса простої дії (рис. 3.11) ротор розташований ексцентрично по відношенню до корпусу 1. У поздовжні пази барабана 3 ротора вставлені пластини 2. При обертанні ротора дією відцентрових сил пластини висуваються з пазів і притискаються до внутрішньої поверхні корпусу. Внаслідок цього в лівій частині корпусу утворюється розрідження, і сюди засмоктується рідина. Захоплюючи робочими пластинами, вона нагнітається в верхню

частину корпусу і далі в трубопровід. У деяких насосів під пластини в пазах вставляють пружини для створення додаткової висуває сили. Вал 4 ротора обертається в підшипниках.

Подача насосу одноразової дії становить ($\mathbf{V} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$):

$$Q = \left[2\pi(r - e) - \frac{\delta z}{\cos\alpha} \right] \cdot \frac{2ve\pi}{60}, \quad (3.13)$$

де r – радіус робочої камери статора в м; e – ексцентриситет в м; δ – товщина пластини в м; z – число лопаток; $\alpha = 0 \dots 15^\circ$ – кут нахилу пластин до радіусу.

Регулювання робочого об'єму та величини подачі насоса здійснюється зміною величини ексцентриситета, що технічно реалізується за допомогою спеціального гвинтового механізму.

Якщо насос призначений для роботи без реверсування, то пластини в роторі встановлюються під кутом $\alpha = 7 \dots 15^\circ$, нахиленим в сторону обертання. Рівномірність подачі залежить від кількості пластин. Максимальне число пластин обмежується 12, тому що подальше їх збільшення зменшує корисний об'єм насосу і ускладнює конструкцію.

Шибєрні насоси розраховані на роботу при невеликих подачах ($0,1 \dots 3,5 \frac{\text{л}}{\text{с}}$) і високих тисках (до 7 МПа). Ці насоси найпоширеніші в системах гідроприводу, оскільки вони можуть створювати необхідні високі тиски рідини в чітко заданих значеннях.

Гвинтові насоси можна розглядати як машини з косозубими шестернями, які мають таку кількість зубців, яка відповідає числу заходів гвинтової нарізки. Залежно від кількості гвинтів розрізняють одно-, дво- і багатогвинтові насоси. На рис 3.12. показаний двохгвинтовий, а на рис. 3.13. – трьохгвинтовий насос.

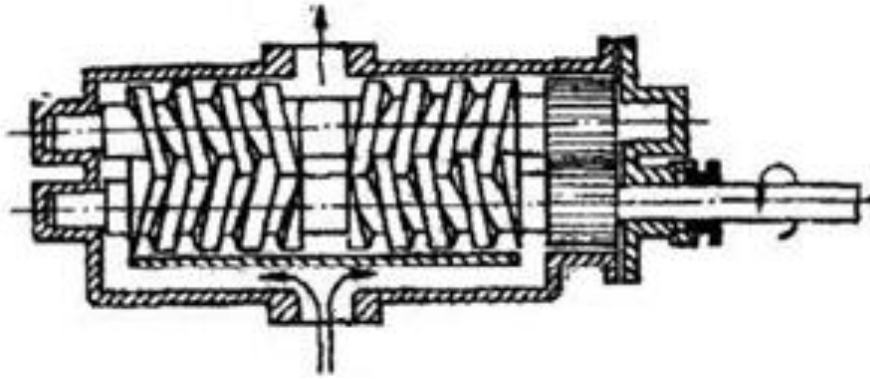


Рис. 3.12. Двохгвинтовий насос

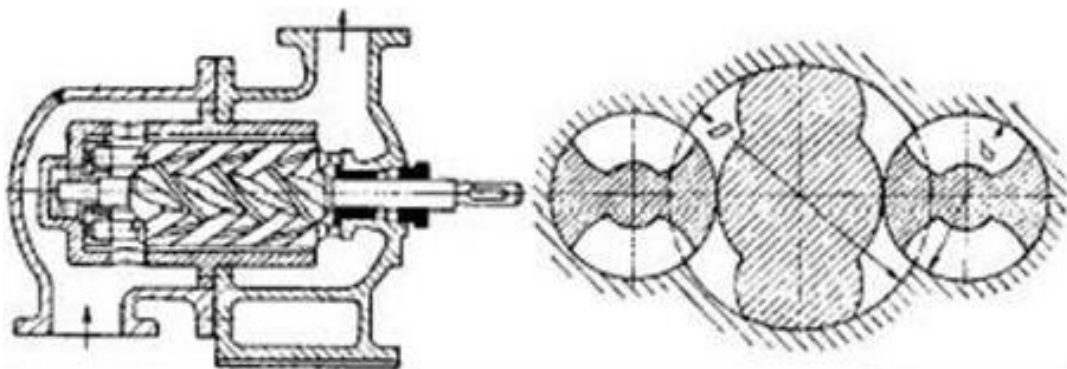


Рис. 3.13. Трьохгвинтовий насос

В останньому типі насосів середній гвинт – ведучий, а два бокові – ведені. Виступи одного гвинта входять у впадини іншого. Частина впадин між витками заповнена рідиною, яка при повороті гвинта рухається від вхідної порожнини в тому ж напрямку, куди б рухалася гайка при загвинчуванні. Ведучі гвинти не допускають руху рідини по гвинтовій лінії навколо гвинта. Виступи нарізки немов би виконують функції поршнів і тому подача таких насосів є рівномірною і досягає досить великих значень ($0,16 \dots 0,25 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$).

Подача гвинтового насоса визначається за формулою в $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$:

$$Q = \frac{(S_k - S_{\text{Г.В}}) t n \eta_0}{60}, \quad (3.14)$$

де S_k – площа поперечного перерізу об'єму корпусу, в якому розміщені гвинти в m^2 , $S_{2в}$ – площа тіла гвинтів в тому ж перерізі в m^2 , t – крок гвинтів в м, n – частота обертання в об/с, $\eta_0 = 0,75 \dots 0,98$ – об'ємний к.к.д.

Слід зауважити, що такі насоси мають велику самовсмоктуючу здатність (до 6...7 м. вод. ст.), можливість змінювати тиск в широкому діапазоні, компактні. Але зони не знайшли широкого застосування із-за складності у виготовленні. Такі насоси в основному використовуються для перекачки змащувачих рідин, їх зокрема, установлюють на маслonaпiрних установках.

3.3. Динамічні насоси

В динамічних насосах рідина рухається під дією сил інерції в камері, яка постійно з'єднана з вхідним і вихідним патрубком. До динамічних відноситься велика група лопатевих насосів, які мають широке використання, а також вихрові та струминні. Лопатеві насоси здійснюють перетворення енергії за рахунок динамічної взаємодії між потоком рідини і лопатками обертового робочого колеса, яке є робочим органом. До них відносяться відцентрові, осьові і діагональні насоси.

Відцентрові насоси класифікуються за такими ознаками:

1. За числом ступеней: одноступінчаті, двохступінчаті і багатоступінчаті (високонапірні).
2. За числом потоків (паралельно розміщених коліс): однопоточні, двохпоточні і багатопоточні.
3. За умовами підводу рідини до робочого колеса: з одностороннім і двохстороннім входом.
4. За умовами відводу рідини від робочого колеса: із спіральним відводом, із кільцевим відводом, із направляючим апаратом.

5. За конструкцією робочого колеса: із закритим робочим колесом (з двома дисками), із напіввідкритим робочим колесом (з одним диском), з відкритим колесом (без дисків).

6. За способом розміщення валу: горизонтальні і вертикальні.

7. За способом з'єднання з двигуном: приводні зі шківом чи редуктором, з'єднані з двигуном муфтою, мають спільний вал з електродвигуном (насоси-моноблоки).

8. За величиною створюваного напору: низьконапорні (до 0,2 МПа), середньонапорні (від 0,2 до 0,6 МПа), високонапорні (понад 6 МПа).

9. За ступенем швидкохідності робочого колеса: тихохідні, нормальні і швидкохідні.

10. За родом рідини, яку перекачують: водопровідні, каналізаційні, кислотні і лужні, нафтові, землесосні тощо.

Найпростіша конструкція одноколісного відцентрового насоса з одностороннім входом зображена на рис. 3.14. В корпусі, який виготовлений у формі ракушки, на валу обертається робоче колесо з криволінійними лопатками. Корпус насоса має робочу камеру і два патрубки: всмоктувальний і нагнітальний. Всмоктувальний патрубок підходить до центру корпусу насоса, а нагнітальний розміщений на периферії і немов би служить продовженням мушлі.

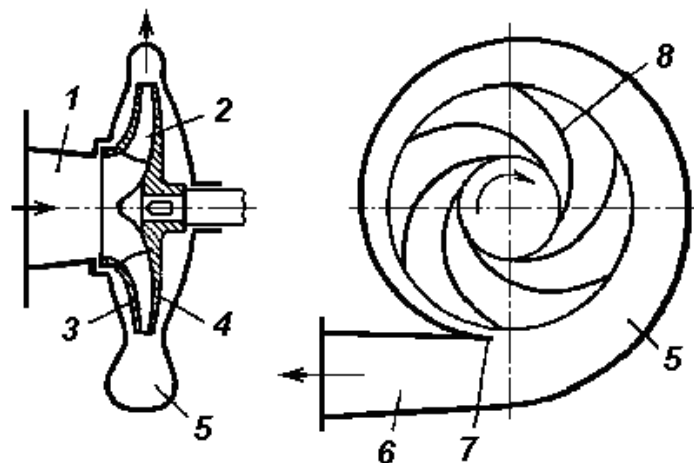


Рис. 3.14. Схема відцентрового насоса:

1 – підведення; 2 – робоче колесо; 3 – ведений диск; 4 – ведучий диск;
5 – дифузор; 6 – відвід; 7 – язик; 8 – лопатка

Всмоктувальний патрубок насоса з'єднаний з підводним трубопроводом, на кінці якого, як правило, встановлюють фільтр, що не допускає попаданню в насос сторонніх предметів і бруду, а також зворотній клапан, який запобігає зворотньому руху рідини. Нагнітальний патрубок приєднаний до напірного трубопроводу, в який поступає рідина до споживача.

Робоче колесо є основним елементом насоса, тому що в ньому здійснюються перетворення енергії, яка одержується від двигуна, в енергію перекачуваної рідини. Форма робочого колеса насоса залежить від коефіцієнта його швидкості і виготовляються в більшості випадків цільнолитими (бронзове, чавунне, сталеве). При обертанні робочого колеса рідина заповнює міжлопастний простір і під дією відцентрових сил переміщується від центра насоса до периферії. В результаті такого переміщення в центрі насоса створюється розрідження і за рахунок атмосферного тиску, який діє на вільну поверхню рідини, відкривається зворотній клапан і рідина по всмоктувальному патрубку поступає в насос.

Рух у робочому колесі близький до площинного. Всі розміри, які визначають проточну частішу робочого колеса, відомі, причому величини, віднесені до вхідної кромки лопастів, мають індекс 1, а до вихідної – індекс 2.

Для збільшення тиску рідини, що подається насосом, на одному валу можна розмістити декілька (до 10-12) робочих коліс. Випускаються багатоступеневі насоси секційного типу для чистої води з подачею від 6 до 1000 м³/год і напором від 40 до 2000 м. Відцентрові насоси доцільно застосовувати там, де необхідно мати велику подачу при порівняно невеликих тисках.

Розглянемо рух рідини в робочому колесі, вважаючи, що кількість лопастей нескінченно велика, а лопасті розташовані еквідистантно. На рис. 3.15 зображена схема швидкості рідини при її русі в міжлопастному просторі. C_1 C_2 – швидкість потоку щодо нерухомого корпусу насоса на вході і виході робочого колеса. ω_1 , ω_2 – відносна швидкість потоку відповідно на вході і виході по відношенню до рухомого робочого колеса. Зміна моменту кількості руху маси рідини, яка проходить через колесо за одиницю часу,

дорівнює моментів всіх зовнішніх сил, які діють на масу рідини за той же час.

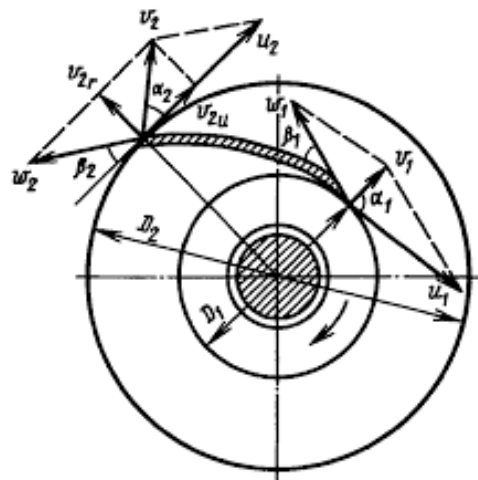


Рис. 3.15. Схема швидкості руху рідини на робочому колесі

Виходячи з цих міркувань, можна одержати основне рівняння відцентрового насосу:

$$H = \frac{\omega_2 C_2 \cos \alpha_2 - \omega_1 C_1 \cos \alpha_1}{g} \quad (3.15)$$

У сучасних конструкціях насосів прагнуть, щоб $\alpha_1 = 90^\circ$. В цьому випадку рівняння (3.15) буде мати вигляд:

$$H = \frac{\omega_2 C_2 \cos \alpha_2}{g} \quad (3.16)$$

Для одержання максимальних значень напору кут α_2 повинен бути не значним і оптимальне значення його на практиці становить 8... 15°. Напір буде зростати при збільшенні частоти обертання та зовнішнього діаметра робочого колеса. Враховуючи втрати напору на гідравлічне тертя, та із-за нерівномірності розподілу швидкостей в поперечному перерізі кожного каналу, формула (3.16) приймає вигляд:

$$H = \frac{\omega_2 C_2 \cos \alpha_2 \cdot \eta_r \cdot K}{g}, \quad (3.17)$$

де η_r – гідравлічний коефіцієнт корисної дії, який знаходиться в межах 0,80...0,96; K – коефіцієнт, який враховує форму і кількість лопаток (0,75...0,85).

Аналізуючи рівняння (3.17), можна зробити такі висновки:

1. Напір насоса не залежить від роду рідини і кількості лопаток робочого колеса.

2. Напір насоса буде тим більший, чим більше колова швидкість на зовнішньому крузі робочого колеса, тобто пропорційний його діаметру і частоті обертання.

3. Напір насоса буде зростати по мірі збільшення кута між векторами колової швидкості колеса і абсолютної швидкості потоку рідини на виході насоса.

Подача відцентрового насоса становить:

$$Q = \pi D_2 b_2 V_2 \sin \alpha_2 \varepsilon \cdot \eta_0, \quad (3.18)$$

де ε - коефіцієнт стиску потоку лопатками на виході із колеса (наприклад, при кількості лопаток 6-12, $\varepsilon = 0,90-0,95$); η_0 - об'ємний ККД (0,85-0,95); b_2 - ширина каната робочого колеса на виході.

Корисна потужність відцентрового насосу визначається аналогічно, як і для інших гідравлічних насосів:

$$N_0 = \rho g Q H \quad (3.19)$$

Потужність двигуна приводу повинна бути дещо більшою:

$$N = \frac{N_0}{\eta}, \quad (3.20)$$

де η – загальний коефіцієнт корисної дії, який враховує всі втрати потужності при роботі насоса.

На величину ККД робочого колеса істотно впливає вибір кількості лопаток. Мала кількість лопаток сприятиме створенню зони відриву потоку в міжлопатеких каналах, а надмірна кількість лопаток збільшує втрати на тертя. Для визначення оптимальної кількості лопаток користуються формулою:

$$Z = 6,5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}, \quad (3.21)$$

де β_1, β_2 – кут нахилу робочих лопаток, значення яких, як правило, знаходиться в малих межах.

$$\beta_1 = 14 \dots 25^\circ, \beta_2 = 20 \dots 35^\circ$$

Для правильної експлуатації насосів та підбору їх для конкретних умов роботи необхідно знати, як змінюються основні параметри насосів при різних режимах роботи, для чого досліджують робочі характеристики, а $H-Q$ – називається головною. Ці характеристики одержують експериментальним шляхом. Для вибору оптимального режиму роботи насоса; знімають характеристики при різних швидкостях обертання.

Вихровий насос (рис. 3.16) складається з робочого колеса 1 і корпусу 2 з кільцевим каналом, що має перемичку 3. Короткі прямолінійні лопатки робочого колеса частково перекривають циліндричний канал і при обертанні рідина захоплюється лопатками і одночасно під дією відцентрових сил закручується. Таким чином, по кільцевій камері рухається спарений вихровий велець від вхідного до вихідного отвору.

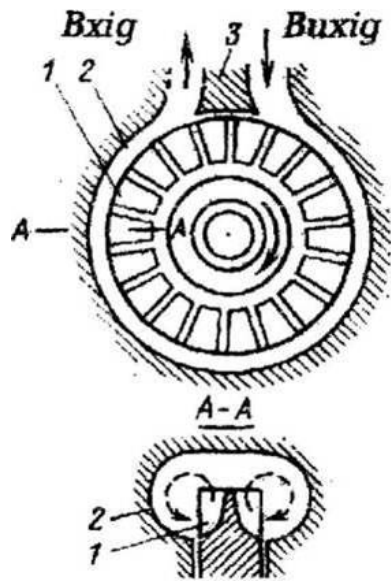


Рис. 3.16. Схема вихрового насосу

Лопатки розміщують на робочому колесі радіально або під кутом. За один оберт робочого колеса одна і та ж кількість рідини багатократно дією відцентрових сил відкидається від центра до периферії, внаслідок чого послідовно нарощується запас енергії рідини. Це нарощування енергії можна порівняти із збільшенням напору в багатоступінчатих відцентрових насосах. Тому порівняно з відцентровим насосом однакових розмірів і колових швидкостей тут досягається напір в 4...9 раз більший. Вихрові насоси мають достатнє самовсмоктування для його запуску при тій кількості рідини, яка залишалася в насосі від попереднього пуску.

За рахунок великих втрат напору на вихроутворення та на подолання гідравлічного опору колеса ці насоси мають низький к.к.д. (до 45%). Тому ними не можна розвивати великі потужності (до 25 кВт), їх подача не перевищує 12 а напір досягає до 250 м.

Вихрові насоси використовують для перекачки рідин у суміші з газами, а саме: для подачі бензину, спирту, а також для подачі рідин, насичених парами кислот, лугів і зріджених газів.

Осьові насоси використовують при відносно низькому напорі (до 15. .25 м) і великій подачі. Схема такого насоса показана на рис. 3.17. Він складається з робочого колеса 1, з втулкою, на якій закріплено декілька робочих лопаток (їх кількість становить 4...6).

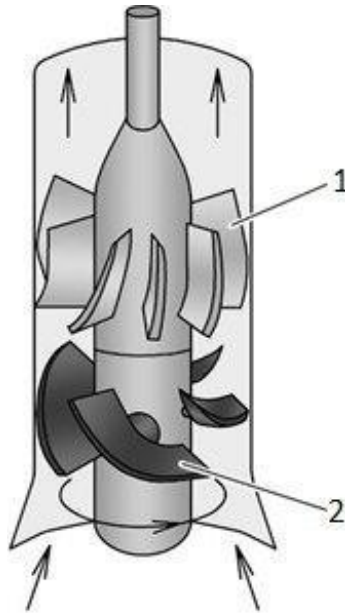


Рис. 3.17. Схема осьового насоса

Вал обертається в підшипниках, причому нижній упирається у направляючий апарат. Робоче колесо розміщено у трубчатому корпусі, по якому в осьовому напрямку рухається перекачувала рідина. Робочі лопатки обертаються разом з валом, рідина спочатку рухається під кутом (перпендикулярно до поверхні лопаток), а потім за допомогою вирівнювального апарата спрямовується вздовж осі. Існують два типи насосів: із постійно закріпленими лопатками під заданим кутом і поворотно-лопатні.

Кут повороту лопаток робочого колеса може бути різним в залежно від заданих подачі та напору. Окрім вертикального варіанту осьових насосів є і горизонтальний.

Вони ефективні при досить великих подачах ($100 \dots 250 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$) і при напорах до 10...12 м. Такі насоси використовують в орошувальних системах, а вертикальні на потужних теплових електростанціях. Висота всмоктування таких насосів незначна (2...3 м), а теоретична подача (в $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$) визначається за формулою:

$$Q = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) v_z, \quad (3.22)$$

де D – зовнішній діаметр робочого колеса в м, d – діаметр ступиці в м, v_z – осьова швидкість в $\frac{м}{с}$, $v_z = \varphi \sqrt{2gH}$, φ – коефіцієнт швидкості, $\varphi = 0,55n^{3/4}$.

Струминні насоси відрізняються від всіх розглянутих раніше тим, що у них немає рухомих частин, а робочим органом є сама рідина. Робота струминного насоса ґрунтується на використанні кінетичної енергії робочої рідини, яка, змішуючись з рідиною, що перекачується, передає їй частину своєї енергії, і утворена суміш поступає в нагнітальний патрубок.

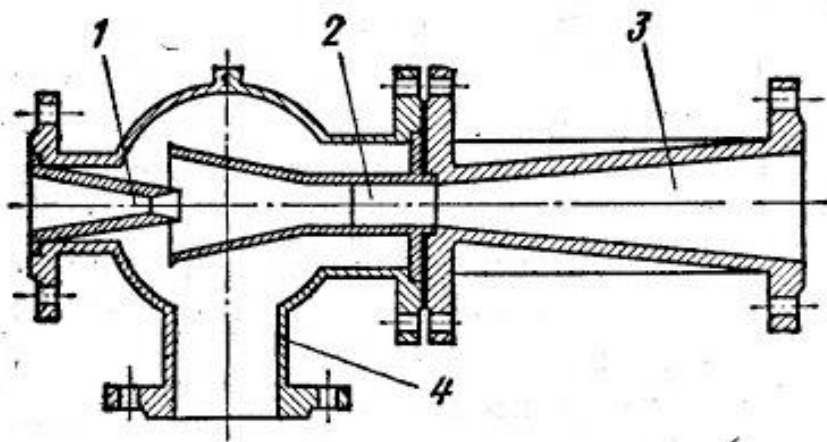


Рис. 3.18. Схема струминного насоса

Насос складається із сопла 1, через яке подається робоча рідина під напором, дещо більшим за напір, створюваний насосом. На виході із сопла швидкість рідини зростає, за рахунок чого зменшується тиск, тобто створюється розрідження. Це забезпечить підсмоктування перекачуваної рідини через всмоктуючий патрубок 4. В змішувальній камері 2 вона перемішується з робочою рідиною і утворена суміш спрямовується в дифузор 3, де втрачає швидкість. Після цього тиск її підвищується і далі рідина надходить до нагнітального трубопроводу. Робочою і перекачуваною рідиною можуть бути як рідина, так і газ (чи водяна пара) в різних комбінаціях.

Такі насоси характеризуються низьким к.к.д. (до 40%), але достатньою подачею. їх використовують в тих умовах, де через швидке спрацювання не вигідно використовувати інші насоси

(гідромеханізація будівельних і гірських робіт, перекачування води забрудненої піском та ін.).

3.4. Пневматичні підйомники рідини, ерліфти

Переміщення рідини в пневматичних підйомниках здійснюється за рахунок стиснутого повітря або іншою газу. **Ерліфтами** називають такі пневмопідйомники, в яких повітря переміщується з рідиною, утворюючи емульсію з меншою питомою вагою, чим у рідини. Внаслідок ліквідації за питомою вагою ця емульсія буде витіснятися доверху. Ерліфти використовують у нафтодобувних промислах, коли у свердловинах тиск нафти з часом експлуатації знижується і буде недостатнім для її подачі на поверхню. Для цього у бурову свердловину розміщують обсадну трубу, в яку встановлюють підйомну трубу 2 (рис. 3.19).

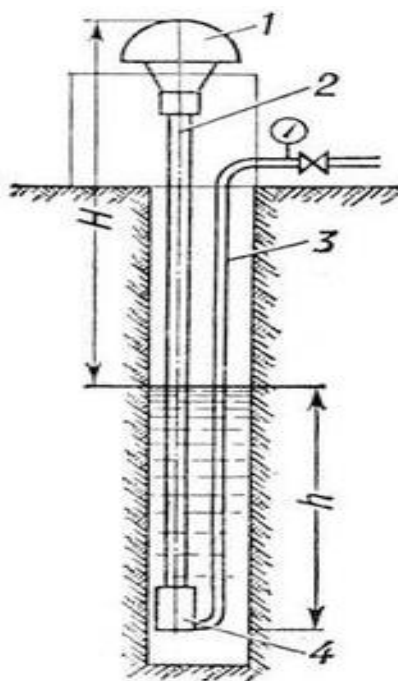


Рис. 3.19. Схема ерліфта:

1 – сепаратор; 2 – труба для підйому емульсії;

3 – труба для подачі повітря; 4 – форсунка;

H – висота підйому водно-повітряної суміші;

h – глибина занурення труби

До початку роботи в свердловині існує **статичний рівень** H , до підйомної труби повітря надходить від компресора до повітряпроводу 3, який опускають на глибину h . На кінці повітряпроводу закріплена форсунка 4, яка служить для перемішування повітря з рідиною і утворення емульсії. Вона виливається через трубу 2 в прийомний бак 1, з якого повітря відводиться через конус.

Необхідна глибина занурення форсунки знаходиться із співвідношення:

$$H \cdot \gamma_e = h_0 \gamma_p, \quad (3.23)$$

де γ_e, γ_p – відповідно питома вага емульсії і рідини.

Кількість повітря, яку необхідно надати для забезпечення заданих витрат рідини Q , визначають за формулою:

$$V = \frac{QV_0}{60}, \quad (3.24)$$

де Q – витрати рідини в $\text{м}^3/\text{с}$, V_0 – питомі витрати повітря віднесені до подачі 1 м^3 рідини.

Будова ерліфта надзвичайно проста, оскільки він не має рухомих частин і тому не боїться попадання дрібнодисперсних фракцій. Його зручно використовувати для підйому води із свердловин малого діаметра та підйому нафти із свердловин без надлишкового тиску. Недоліком ерліфтів є низький к.к.д. (15...25 %) та необхідність великого заглиблення труб під рівень.

3.5. Гідравлічний привод

До *гідроприводу* відносять сукупність обладнання, яке призначене для приведення в рух механізмів і машин через рідину.

До *гідралічної передачі* входить насос, гідродвигун і з'єднуючі їх магістральні канали, а також обладнання управління ними та обслуговування. За принципом дії гідроприводи поділяються на *об'ємні і гідродинамічні*.

В *об'ємних гідроприводах* використовують насоси і гідродвигуни об'ємного типу і тому їх робота основана на використанні нестисненості рідини при певних режимах та передачі тиску за законом Паскаля. Прикладом таких гідроприводів можуть слугувати гідравлічний прес, система гідравлічного гальмування у автомобілі.

В *гідродинамічних приводах* гідравлічною передачею є лопатеві насоси і турбінні колеса, які розміщені співвісно на невеликій відстані. При цьому насос нагнітає потік рідини на турбінне колесо, передаючи обертовий рух і круглий момент. Такого типу привод називають гідравлічними передачами, конструктивні особливості та принцип дії яких буде розглянуто в наступному параграфі.

Змінюючи напрям руху і подачу рідини, можна змінювати швидкість і напрям обертання гідродвигуна або переміщення поршня в гідроциліндрі.

За видом джерела енергії об'ємні гідроприводи поділяються на три типи: насосний, акумуляторний і магістральний.

В *насосному гідроприводі* використовується для подачі робочої рідини насоси об'ємної дії. Вони бувають із замкнутою і розімкнутою циркуляцією, тобто коли рідина із гідродвигуна поступає відповідно у всмоктуючу магістраль насоса і гідробак. В *акумуляторному гідроприводі* робоча рідина подається в гідродвигун від попередньо зарядженого гідроакумулятора. Їх використовують в системах з короткочасним робочим циклом (наприклад, відкриття і закриття шлюзів). В *магістральному гідроприводі* робоча рідина подається в гідродвигун від гідромагістралі, яка живить від насосної станції одночасно декілька гідродвигунів.

За характером руху вихідної ланки гідроприводи бувають поступального, повторного і обертового рухів (рис. 3.20). Ці ланки можуть мати стабільну швидкість, а також із зміною її за певним законом залежно від заданого пристрою.

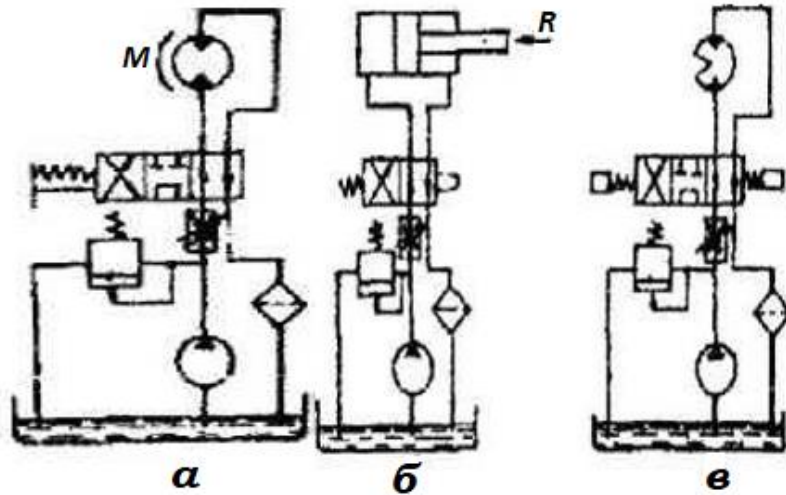


Рис. 3.20. Схеми об'ємного гідроприводу обертового (а), поступального (б) і поворотного (в) руху

У процесі роботи різноманітних машин виникає необхідність змінювати швидкість їх робочих органів, для чого в гідроприводі треба мати управління, яке може здійснюватися трьома способами: дросельним, машинним, а також комбінованим. При дросельному керуванні частина рідини, що подається насосом, відводиться в зливну магістраль і не виконує корисної роботи. В гідроприводі з машинним керуванням зміна швидкості вихідної ланки здійснюється шляхом зміни об'єму насоса чи гідродвигуна. Дросель може включатися послідовно в нагнітальному трубопроводі такої схеми на виході і тоді будемо мати комбінований спосіб.

К.к.д. гідроприводу з дросельним управлінням поруч з іншими втратами враховує к.к.д. системи управління. При послідовному під'єднанні двоселя:

$$\eta = 0,385 \frac{S_{др.}}{S_{др.мах}} \quad (3.25)$$

при паралельному під'єднанні:

$$\eta = 1 - \frac{Q_{др.}}{Q_H}, \quad (3.26)$$

де $S_{др.}$ і $S_{др.мах}$ – відповідно поточна і максимальна величина площі проходного перерізу дроселя;

$Q_{др.}$ і Q_H – витрати дроселя і насоса.

Робочою рідиною в гідроприводах служать різноманітні мінеральні мастила: індустріальне, турбінне, веретенне, трансформаторне та інші. Вона одночасно є і змащуючим та охолоджуючим агентом. Тому робоча рідина повинна відповідати таким вимогам: мати високі змащувальні характеристики, не значну зміну в'язкості в робочому діапазоні температур, низьку пружність парів і високу температуру кипіння, бути хімічно нейтральним до матеріалів гідравлічної системи, мати високу механічну стійкість, стабільність характеристик в процесі збереження та експлуатації, бути пожежобезпечним, нетоксичним, мати хороші діелектричні властивості.

Гідропривод має такі переваги:

- безступеневе регулювання швидкостей в широкому діапазоні;
- можливість працювати в умовах перевантажень;
- можливість автоматизації і дистанційного керування;
- простота конструкції;
- самозмащення окремих елементів.

До недоліків гідроприводу слід віднести такі:

- значні втрати енергії при передачі руху;
- залежність експлуатаційних характеристик від температурних умов роботи;
- можливе неконтрольоване витікання робочої рідини.

Розглянемо одну із багаточисленних принципових схем гідроприводу.

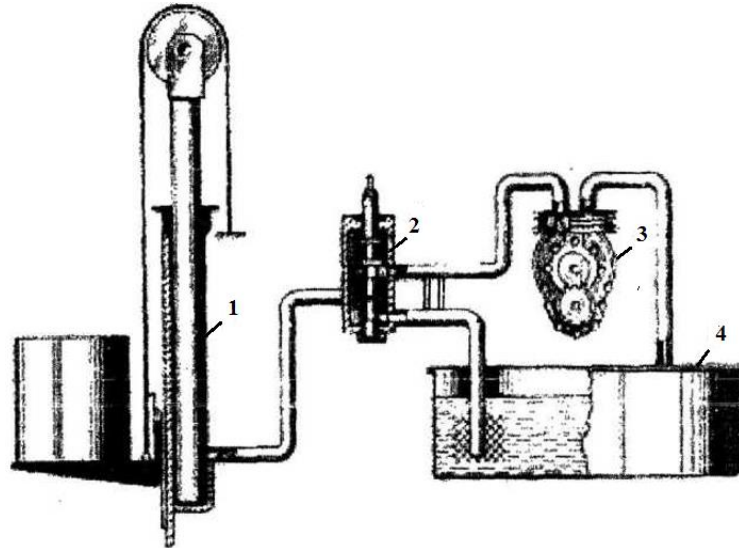


Рис. 3.21. Гідропривід підйомного механізму навантажувача

Шестеренчатий насос 3 подає робочу рідину з баку 4 через розподільник 2 до силового гідроциліндра і піднімає його разом з вантажною платформою. При цьому шток розподільника повинен знаходитися у верхньому положенні. Якщо шток розподільника перевести у середнє положення, то циліндр відключиться від насосу і від зливного баку. Таким чином рідина в циліндрі буде закрита і поршень разом з площадкою буде зафіксованим у певному положенні. При переведенні рукоятки в нижнє положення гідроциліндр з'єднується з масляним резервуаром і під дією сил тяжіння платформа з вантажем опускається, видаляючи рідину із циліндра в бак.

На рис. 3.22 показано гідропривод стола шліфувального верстата, який здійснює зворотньо-поступальні рухи. Масло з резервуара 1 подається насосом 2 через кран 9 і золотник 8 у праву порожнину циліндра 5, змушуючи поршень 7 і зв'язаний з ним стіл верстата б здійснювати рух подачі. Золотник 8 приводиться у рух сервоциліндром 4, який керує краном 3. Для зворотнього руху стола кран 3 повертають, золотник пересувається сервоциліндром і з'єднує ліву порожнину циліндра 5 з насосом.

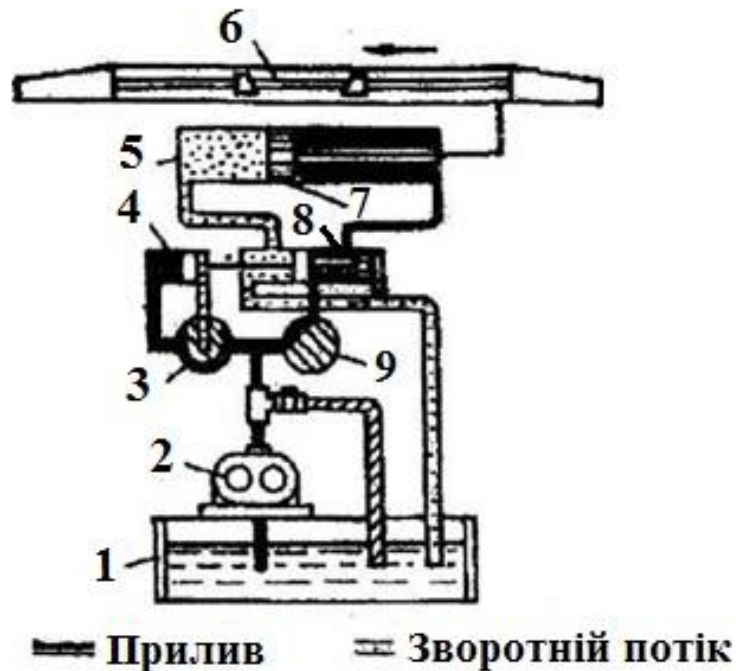


Рис. 3.22. Гідравлічний привод стола плоскошліфувального верстата

Гідропривід, в якому вихідна ланка повторює рух ланки керування у заданому масштабі, називається **слідкуючим**. Як вихідна ланка в такому гідроприводі використовують шток гідроциліндра або вал гідродвигуна, а в ролі ланки керування слугує пристрій, на який подається керуючий сигнал. Інколи до функцій слідкування додається функція підсилення керуючого сигналу, тоді такий гідропривод називають **гідропідсилювачем**. Коефіцієнт підсилення сигналу може бути досить великим. Так для прикладу, у системах кермового керування морських човнів він може досягти до 10^5 , а в системах автоматики з електричним керуванням гідроприводу – до 10^7 . Такого типу гідроприводи встановлюють там, де ручне керування машиною фізично не підсилить людині: на літаках, на човнах, на тяжковантажних автомобілях, тракторах.

Для прикладу розглянемо роботу слідкуючого гідроприводу в металорізальних верстатах з автоматичним керуванням (рис. 3.23).

Вихідна ланка гідроприводу – рухомий корпус 7 гідроциліндра з'єднаний із супортом 1. Золотниковий розподільник 4 нерухомо закріплений з гідроциліндром і відіграє роль ланки керування.

Поршень гідроциліндра закріплений на корпусі 8 верстата. При поздовжньому русі супорта щуп 5 ковзає по копіру 6 і переміщує шток гідророзподільника. При цьому золотник відкриває доступ мастила із підвідної лінії в одну з порожнин 3 гідроциліндра. Внаслідок цього відбувається зміщення корпусу 7 із закріпленим на ньому різці, який повторює зміщення гідророзподільника. При цьому отвір, що з'єднує порожнину з відвідною лінією, перекривається, і переміщення супорта у вертикальному напрямку припиняється. Неперервність проходження процесів неузгодження і відновлення забезпечує слідкування вихідної ланки за командою задаючої.

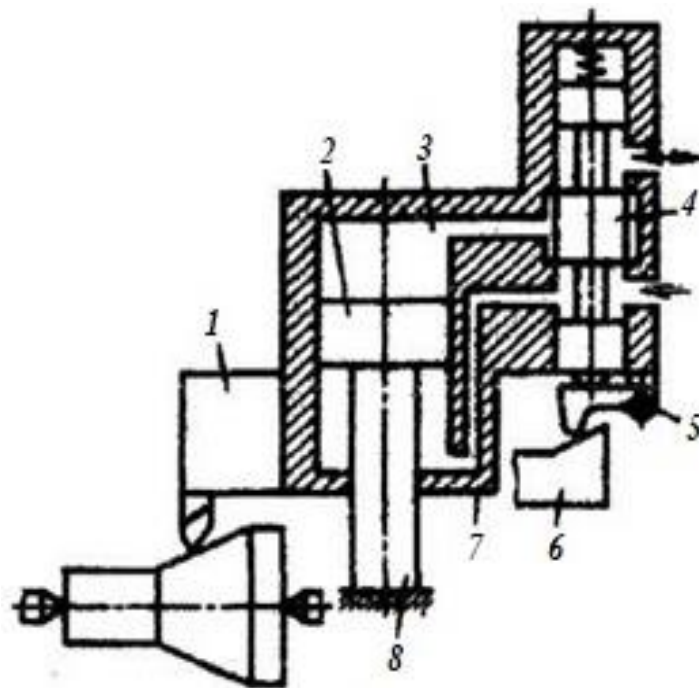


Рис. 3.23. Слідкуючий гідропривод копірувального верстата

Роботу гідропідсилювача можна продемонструвати на системі рульового керування автомобіля (рис. 3.24).

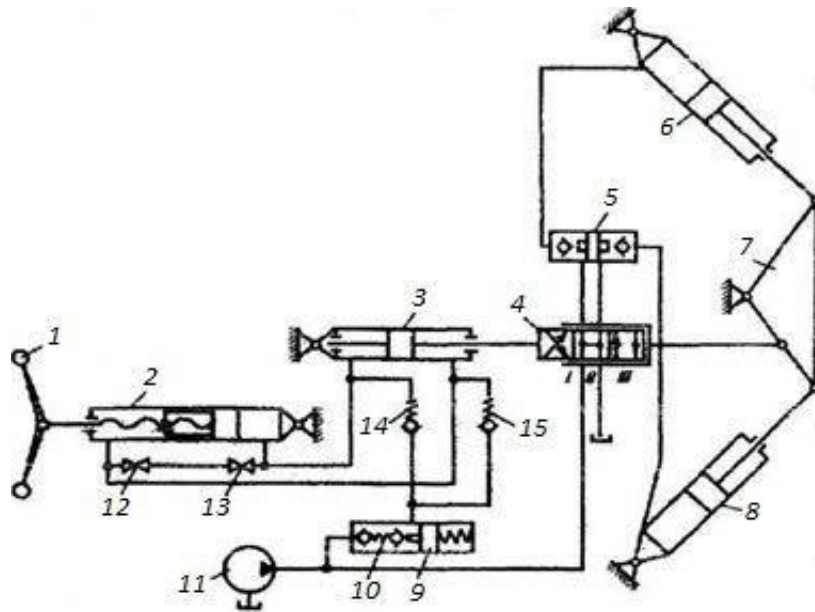


Рис. 3.24. Схема гідропідсилювача рульового керування

Коли кермове колесо 1 повертають вправо, то поршень гідроциліндра рульової колонки 2 нагвинчується по нарізці вала і переміщується вліво, витісняючи частину рідини із лівої порожнини в сервоциліндр 3. Під її дією поршень сервоциліндра переміщується вправо і зсовує слідкуючий золотник 4 із нейтрального положення II в положення III. При цьому мастило із насоса II поступає через подвійний зворотній клапан 5 в робочий гідроциліндр 6, де переміщує поршень і повертає колеса на певний кут. Одночасно із гідроциліндра 8 рідина через клапан 5 і золотник 4 поступає в змивну лінію, а траверса 7 через жорсткий зворотній зв'язок переміщує корпус слідкуючого золотника вправо доти, поки він не займе положення II і не перекриє подачу мастила до гідроциліндра 6. Пружинний акумулятор 9 із зарядними клапанами 10 і зворотніми клапанами 14 і 15 призначені для поповнення системи керування рідиною у випадку її витікання. Кранами 12 і 13 регулюють систему.

Таким чином, в даному випадку керування здійснюється за методом слідкування, при якому поворот колес стежить за поворотом рульового колеса через гідравлічну ланку.

3.6. Гідродинамічні передачі

Гідродинамічні передачі передають зусилля від двигуна до виконавчої машини через проміжну ланку – рідину. У тому випадку, коли не змінюється при передачі крутий момент та частота обертання, то маємо справу із **гідромуфтою**. В гідротрансформаторах здійснюється зміна величини крутого моменту при передачі руху. Такі передачі від об'ємного гідроприводу відрізняються тим, що тут окрім потенціальної енергії тиску використовується кінетична енергія потоку рідини. Весь ланцюг передачі енергії наступний: механічна енергія двигуна перетворюється в енергію потоку рідини, а потім здійснюється перетворення енергії потоку рідини в механічну роботу робочого органу. Вперше гідродинамічну передачу використали в 1987 році на морських човнах, вона мала досить високий к.к.д. (85%). Конструкція найпростішої такої передачі показана на рис. 3.25. Рідина із насоса 1 поступає через направляючий апарат 2, трубопровід 3, направляючий апарат 4 до турбіни 5, де на лопатках здійснюється перетворення енергії потоку в механічну роботу. Потім рідина по трубопроводу 6 за рахунок розрідження в центральній зоні насоса підсмоктується і цикл повторюється.

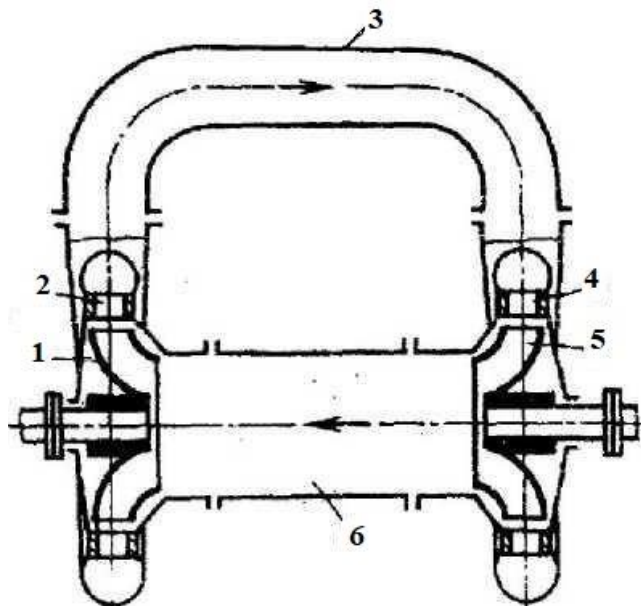


Рис. 3.25. Гідродинамічна передача

Гідродинамічні передачі мають такі переваги:

- можливість безступінчато і автоматично змінювати частоту обертання веденого вала в широкому діапазоні;
- плавність рушання з місця і переходу з одного режиму на інший;
- обмеження крутильних коливань і захист від поштовхів, режим роботи двигуна може бути незалежним від режиму роботи веденого вала, що зберігає двигун від перевантажень і збільшує його моторесурс на 50...100%.

До недоліків цих передач відносять такі:

- складність у виготовленні порівняно з механічними передачами, що приводить до підвищення їх вартості;
- необхідність живлення рідиною і її охолодження;
- у гідротрансформаторів к.к.д. нижчий (83...90%) порівняно з к.к.д. механічної передачі (93...97%).

Гідромуфта (рис. 3.26) складається із корпусу, двох співвісно розміщених один напроти іншого коліс з плоскими радіальними лопатками. З ведучим валом 1 з'єднане насосне колесо 3, а турбінне колесо 2 з'єднане з веденим валом 4. Відстань між колесами знаходиться в межах 3...10 мм. Робоча порожнина гідромуфти заповнена мастилом. При обертанні вала двигуна рідина, що міститься між лопатками насоса, під дією сил інерції спрямовується від центра до периферії робочого колеса насоса, внаслідок чію кінетична енергія рідини зростає. Потрапляючи на лопатки робочого колеса турбіни, рідина спрямовується від периферії до центра, віддаючи частину кінетичної енергії робочому колесу турбіни, приводить його в рух і повертається знову в насосне, неперервно циркулюючи в гідромуфті.

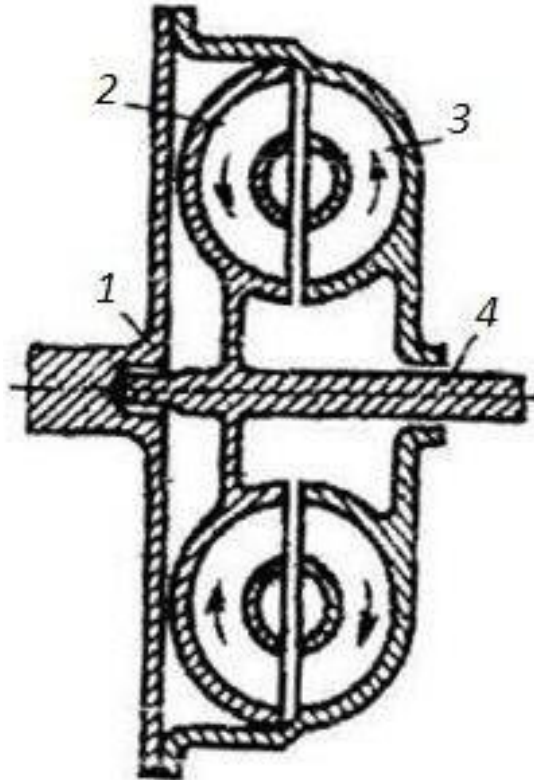


Рис. 3.26. Гідродинамічна муфта

3.7. Гідравлічні турбіни та двигуни

Гідравлічні турбіни і водяні колеса відносяться до численного класу гідравлічних машин, які називають *гідравлічними двигунами*.

Гідравлічна турбіна – це машина, в якій робочий орган отримує енергію від рухомої рідини і перетворює її в механічну енергію обертання вала. Тобто в турбінах проходить зворотній процес тому, що має місце в гідравлічних насосах. Гідротурбіна є основним агрегатом на ГЕС і вона з'єднується з електрогенератором, який перетворює корисну роботу турбіни в електричну енергію. Залежно від особливостей перетворення енергії потоку в механічну роботу турбіни поділяються на *активні і реактивні*. За конструктивними особливостями турбіни бувають *вертикальні і горизонтальні*. Активні турбіни використовують при великих напорах (300...2000 м), а

реактивні – при низьких (2...600 м). Принципова схема установки турбіни на ГЕС показана на рис. 3.27.

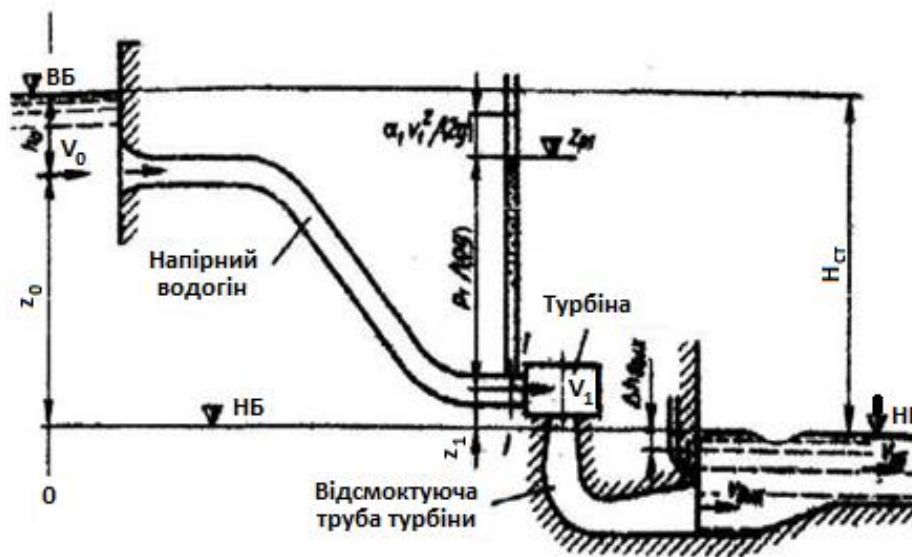


Рис. 3.27. Принципова схема установки турбіни на ГЕС

Вода із верхнього б'єфа (ВБ) через водоприйомник і водонапірний трубопровід підводиться до турбіни, і, відпрацювавши на їх лопатках, уже з нижчою енергією випускається через відсмоктуючу трубу і нижній б'єф (НБ). Різниця відміток між верхнім і нижнім б'єфом називається *статичним напором*:

$$H_{\text{СТ}} = z_{\text{ВБ}} - z_{\text{НБ}} \quad (3.27)$$

Турбіна використовує не весь напір, а лише його долю. У деякому наближенні напір турбіни можна подати у вигляді:

$$H = H_{\text{СТ}} - h, \quad (3.28)$$

де h – гідравлічні втрати в підводящому водоводі.

Потужність потоку рідини, що поступає на турбіну становить:

$$N_0 = \rho g Q H, \text{ Вт}, \quad (3.29)$$

де Q ($\text{м}^3/\text{с}$) – витрати води (подача), ρ ($\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$) – густина рідини, H – напір.

Але не вся енергія потоку передається валу і є корисною, оскільки є втрати в самій турбіні, які кількісно враховує к.к.д. турбіни:

$$\eta = \frac{N}{N_0}, \quad (3.30)$$

де N – корисна потужність на валу турбіни.

До активних турбін відноситься *ковшова турбіна Пельтона*. Їх інколи називають ще вільноструминними, тому що статичний напір переходить в кінетичну енергію раніше, чим струмина води матиме контакт з лопатками робочого колеса. З цього витікає, що в таких турбінах перетворюється лише кінетична складова енергії потоку в механічну роботу. Тут робоче колесо знаходиться над водою.

В реактивних турбінах (напірноструминних) потенціальна енергія тиску використовується більше, чим кінетична. В цих турбінах робоче колесо повністю занурене у воду і знаходиться в ній під тиском, а всі його лопасті постійно обтікаються потоком. До реактивних турбін відносяться: *осьові, діагональні, радіально-осьові*. Можливості застосування турбін різних класів показані на рис. 3.28.

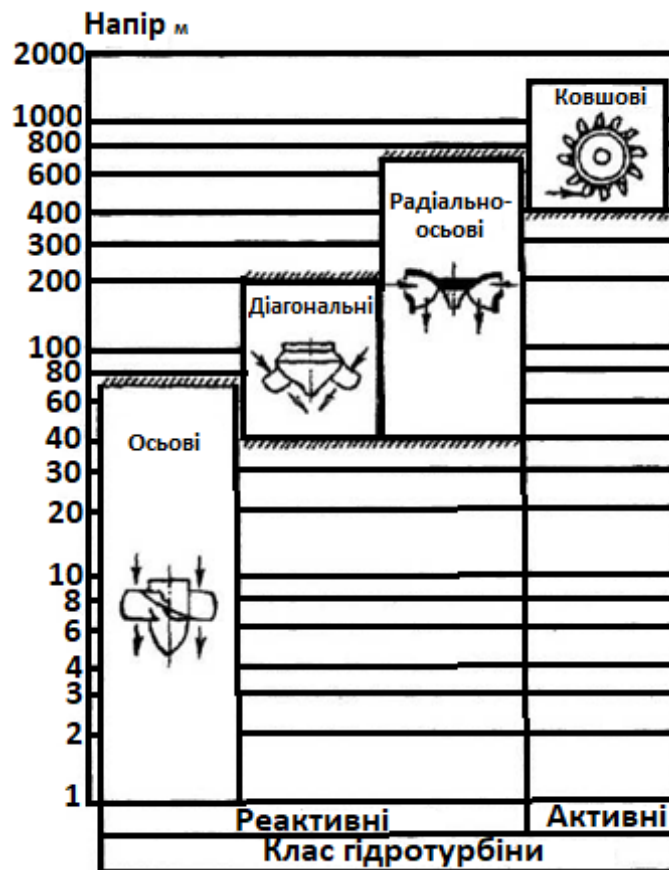


Рис. 3.28. Застосування різновидів турбін залежно від напору

Осьові турбіни або інколи їх називають турбінами Каплана є низьконапірними і використовуються при напорах від 1..3 м до 60...70 м. Ротор турбіни складається із робочого колеса з лопастями 9, вала 1 і обтікача 10 (рис. 3.29). До статора 5 приєднана турбінна камера і направляючий апарат 7. Статор складається із двох металевих поясів: верхнього опорного 4 і нижнього 8. Робоче колесо має від 4 до 8 лопастей. Чим більший напір, тим більша кількість лопастей. Лопасті можуть бути закріплені нерухомо під певним кутом, тоді турбіну називають **пропелерною**. Але переважно, лопасті роблять поворотними, тобто на ходу залежно від умов роботи кут установки лопастей можна змінювати. Такі турбіни називають поворотно-лопастними, вони мають в порівнянні з попередніми вищі енергетичні показники.

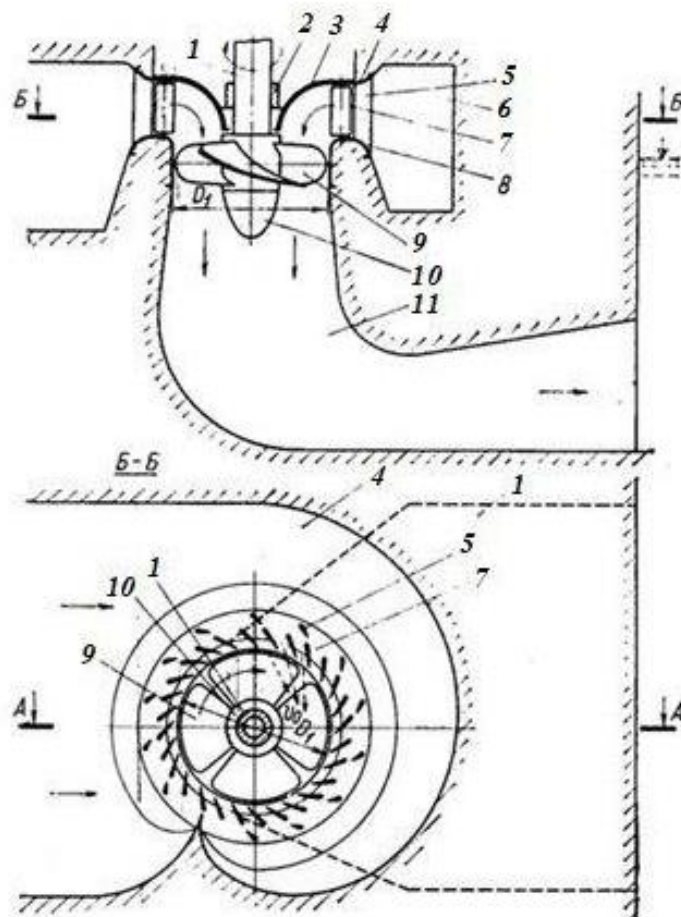


Рис. 3.29. Схема осьової турбіни

Підвод води до робочого колеса здійснюється по турбінній камері 6 через статор 5 і направляючий апарат 7. Турбінна камера виготовляється із бетону (при високих напорах й етапі) і має трапецевидний поперечний переріз. Направляючий апарат складається із направляючих лопастей (24...32), які утворюють кільцеві решітки. Решітка створює закрутку потоку перед його входом на лопасті робочого колеса і регулює потужність турбіни (рис. 3.30).

З цією метою кожна лопатка може повертатися навколо осі і при синхронному повороті всіх лопаток на деякий кут змінюється відкриття a_0 від деякого максимального значення (рис. 3.30 а) до повного перекриття потоку (рис. 3.30 б). Відвод води здійснюється по відсмоктуючій трубі 11, виготовленій у вигляді плавно розширюючого бетонного водовода (прототип конічної насадки із розширенням).

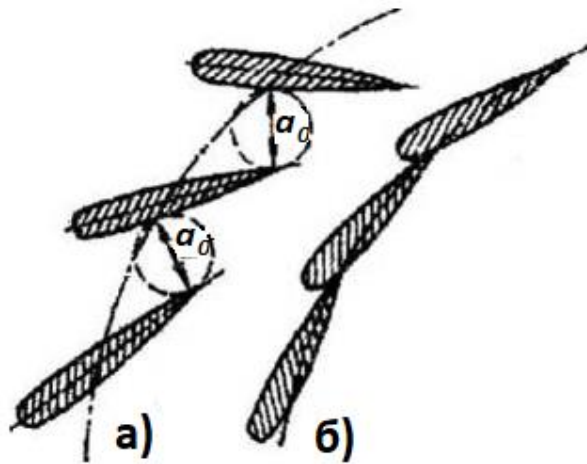


Рис. 3.30. Регулювання витрат турбіни направляючим апаратом

Діагональні турбіни відрізняються від осьових тим, що лопатки робочого колеса встановлені під кутом $45...60^{\circ}$ до осі обертання (рис. 3.31). В них статор і направляючі такі ж, як і в осьових турбін, а конструкція робочого колеса дещо відрізняється.

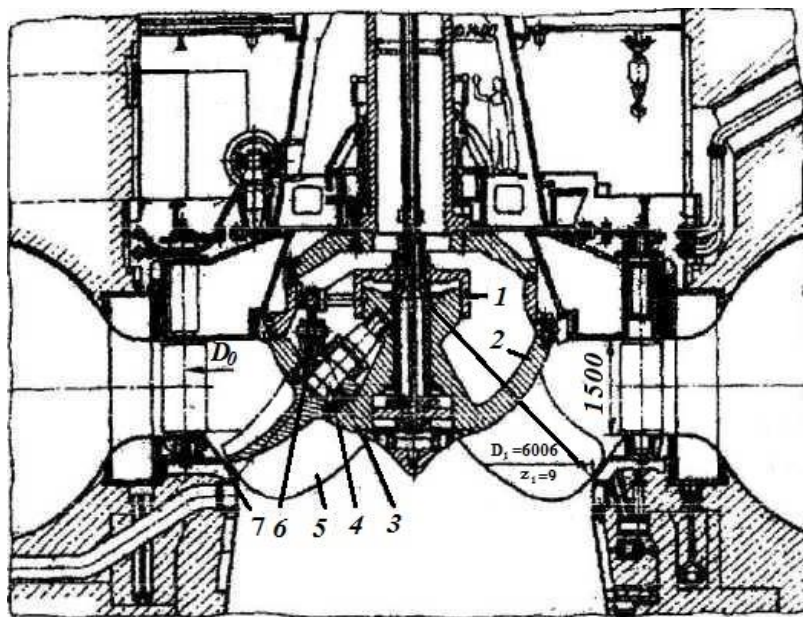


Рис. 3.31. Схема діагональної турбіни

Лопатки робочого колеса 5 з цапфами 4 закріплені під кутом в корпусі 2 сферичної форми. У кожній цапфі є важіль 6, з'єднаний з тягою і призначений для одночасного повороту всіх лопастей на

однаковий кут. Привод цього механізму здійснюється вад серводвигуна. Камера 7 робочого колеса має сферичну форму, то забезпечує малі зазори між стінками камери і лопастями робочого колеса і підвищує к.к.д. турбіни.

Радіально-осьові турбіни або турбіни Френсіса є середньонапірними (40...700 м) (рис. 3.32).

Робоче колесо в них складається з 12...17 лопастей 11, які нерухомо закріплені в ступиці 4, а обод 10 утворює колову решітку. Робоче колесо з'єднується фланцем з валом 2. Для зменшення гідравлічних втрат на виході слугує обтікач 12. Турбінна камера 6 має спіралеподібну форму, а статор 7, направляючий апарат 9, верхня 5 і нижня 8 опори, кришка 3 практичне не відрізняється за конструкцією від осьових турбін. Такі турбіни встановлені на Дніпровській ГЕС (75 МВт), к.к.д. їх досягає 93%.

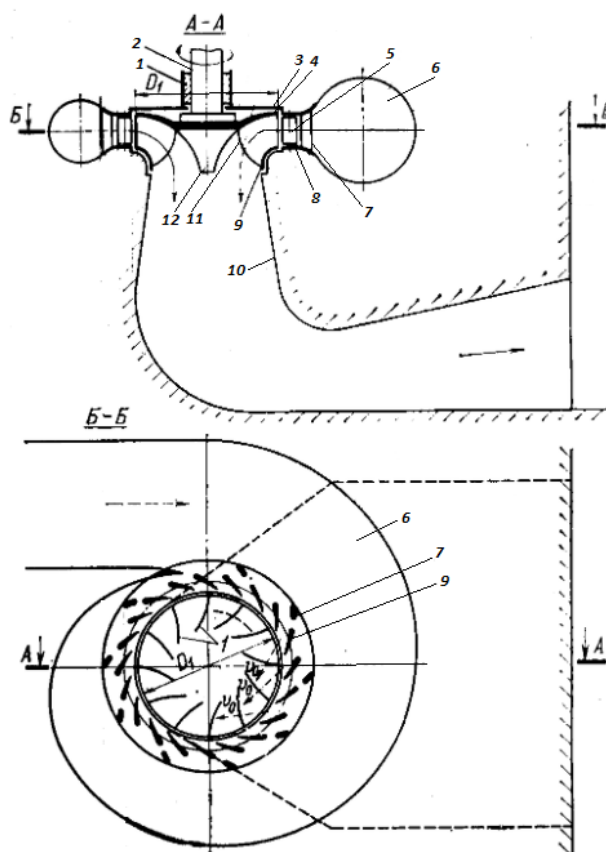


Рис. 3.32. Схема радіально-осьової турбіни

Найбільш поширено для всіх вище розглянутих типів турбін застосовується механізм приводу направляючих лопаток, який

показаний на рис. 3.33. На верхній кінець направляючих лопаток, виступаючих над кришкою турбіни, насажені важелі 1, які за допомогою тяг 2 з'єднані з регулюючим кільцем 3.

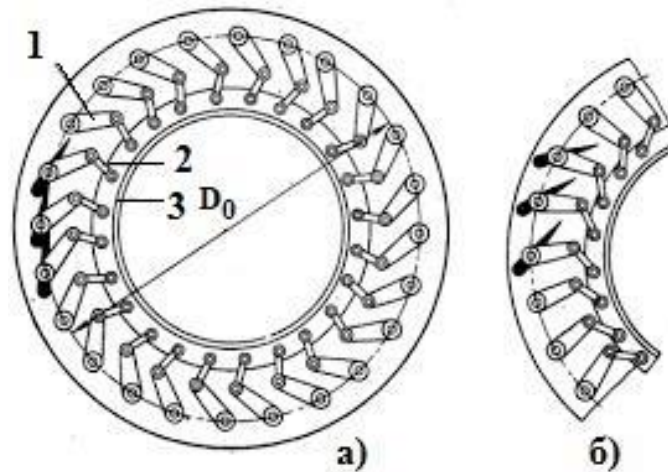


Рис. 3.33. Механізм приводу направляючих лопаток:
а) повне закриття потоку; б) повне відкриття потоку

Таким чином, для зміни потужності турбіни необхідно повертати регулююче кільце.

Ковшові турбіни або турбіни Пельтона – це високонапірні турбіни (понад 400 м) (рис. 3.34).

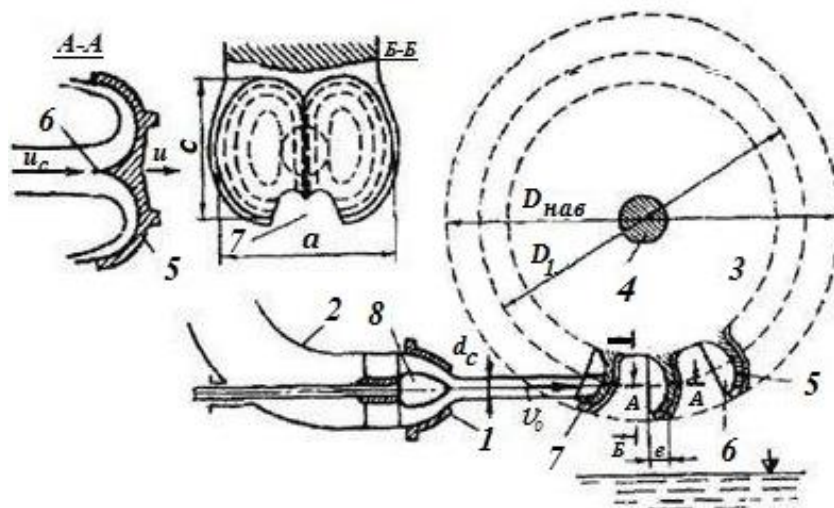


Рис. 3.34. Схема ковшової турбіни

Основним її елементом є сопло 1, до якого підводиться вода по трубопроводу 2, і робоче колесо 3, закріплене на валу 4. Сопло і

робоче колесо розміщені над рівнем води, тому для захисту від розбризкування води служить кожух.

Струмина води під дією напору H витікає із сопла (конічна насадка із звуженням) зі швидкістю v .

$$v = \varphi \sqrt{2gH}, \quad (3.31)$$

де φ – **0,98...0,99** – коефіцієнт швидкості.

Так при $H = 6000$ м; $v = 105$ м/с.

Робоче колесо 3 складається із диска з робочими лопатями 5, схожими на ковші за формою. їх кількість знаходиться в межах 12...40. Кожна лопасть виконана у вигляді двох криволінійних поверхонь, розділених ножем 6 (переріз А-А і Б-Б). При натіканні струмини на лопасть вона ділиться ножем на дві рівні частини, кожна з яких обтікає криволінійну поверхню (переріз А-А). За рахунок зміни величини і напрямку швидкості створюється тиск на лопасть і відповідно момент на робочому колесі. Щоб усунути при обертанні колеса удар з тильної сторони лапасті об струмину, в лопастях передбачено спеціальну прорізь 7.

Потужність турбіни регулюють за рахунок зміни витрат, що здійснюється за допомогою голки 8 (рис. 3.35). По мірі висовування голки прохідний отвір сопла зменшується і відповідно зменшуються витрати води (рис. 3.35а,б) і в кінцевому варіанті вона повністю перекриває потік (рис. 3.35в).

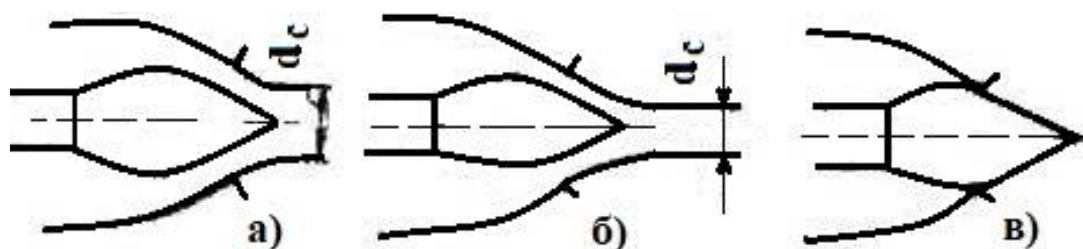


Рис. 3.35 Регулювання витрат

РОЗДІЛ IV

ПНЕВМАТИКА

4.1. Основні закономірності стисненого повітря

Стиснене повітря є таким, яке зберігається і використовується під тиском, що перевищує атмосферний. Системи стисненого повітря приймають деяку масу атмосферного повітря, що займає певний об'єм, і стискають її до меншого об'єму. На системи стисненого повітря припадає близько 10% промислового споживання електричної енергії. Порівнянне з паром, сухе повітря більш транспортабельне через малі енерго та теплові втрати (теоретично) по транспортабельності поступається тільки електриці. У ряді випадків більш вигідне, ніж пара.

Стиснене повітря використовується двома основними способами:

– як компонент технологічного процесу, наприклад, для виробництва азоту низького ступеня чистоти з метою створення інертної атмосфери для технологічного процесу; виробництва кисню низького ступеня чистоти в якості окислювача, наприклад, при очищенні стічних вод; перемішування при високих температурах, наприклад, розплавленої сталі або скла; видування скляних виробів або витягування волокон; лиття пластмас; пневматичного сортування;

– як енергоносій, наприклад, для приведення в дію інструментів, що працюють на стисненому повітрі, а також приведення в дію пневматичних пристроїв (наприклад, циліндрів).

На підприємствах стиснене повітря передбачено в якості компонента технологічного процесу. Необхідний тиск і чистота повітря, а також часовий графік його споживання визначаються умовами конкретного технологічного процесу. За своєю природою використання стисненого повітря є чистою та безпечною технологією внаслідок низького ризику займання або вибуху, як самовільного, так і при контакті з гарячими деталями. Внаслідок цього стиснене повітря широко застосовується на підприємствах, що характеризуються підвищеною небезпекою, наприклад, на хімічних виробництвах. На відміну від систем електропостачання, системи стисненого повітря не вимагають зворотного трубопроводу або кабелю. Система стисненого повітря, незалежно від її конкретного застосування, включає чотири основні підсистеми:

- виробництво стисненого повітря;
- зберігання стисненого повітря;
- підготовка стисненого повітря;
- розподіл стисненого повітря.

Крім цього, до складу системи можуть входити такі допоміжні підсистеми, як, наприклад, утилізація тепла або збір конденсату.

Зміна об'єму газоподібних тіл чи форми пластичних матеріалів вимагає витрат механічної енергії, при цьому виділяється тепло, що нагріває речовину, а також конструктивні елементи компресорів і пресів. Процеси стиснення газів і пресування пластичних мас широко використовуються в народному господарстві. Компресорами створюють тиск, необхідний для транспортування газів по трубопроводах і для здійснення виробничих процесів. Багато виробничих операцій можуть протікати тільки при підвищеному і високому тиску газу (гідрогенізація жирів вимагає тиску водню 4-5 атм., наповнення балонів ацетиленом проводиться при тиску 25-30 атм., виробництво етилового спирту з етилену вимагає тиску 100 атм., синтез аміаку здійснюється при тиску азотно-водневої суміші до 300 атм., одержання поліетилену високого тиску – при тиску до 1500 атм. і т.д.).

Майже на усіх виробничих підприємствах є повітряні компресори для одержання стиснутого повітря (для передавлювання, перемішування, розпилення або пневматичного

транспортування речовин, приведення в дію гальмових чи транспортуючих пристроїв і т.п.).

Практика експлуатації компресорів показала, що при несправностях і порушенні нормального режиму роботи можуть виникати спалахи, пожежі і вибухи не тільки при стисненні горючих газів, але і при стисненні повітря. Реальний процес стиснення газу, при якому одночасно зі зміною його об'єму і тиску змінюється температура і частина теплоти передається в навколишнє середовище, є політропічним. Однак з невеликим допущенням можна вважати, що процес стиснення компресорами є не політропічним, а адіабатичним. Оскільки при адіабатичному стисненні відсутні тепловтрати, тому температура стиснуваного газу наприкінці стиснення максимальна.

Якщо тиск газу треба підвищити більш ніж у 4-5 разів, він стискується не відразу, а ступінчасто. Для поступового стиснення, газу використовують багатоступінчасті компресори з міжступінчатими водяними холодильниками. Це дозволяє знизити температурний режим роботи компресора і здійснити охолодження газу після кожного ступеня стиснення.

Незважаючи на те, що повітряні компресори стискають і подають у трубопроводи не горючий газ, а повітря, у практиці мають місце їхні вибухи з наступними пожежами. Вибухи в повітряних компресорах відбуваються в результаті утворення вибухонебезпечних концентрацій парів і продуктів розкладання мастила з повітрям за одночасної наявності осередків самозаймання відкладень на поверхнях труб. Утворення ж парів мастила і продуктів його розкладання викликано високою температурою, причина якої – адіабатичне стиснення повітря.

Під впливом порівняно високої температури (150°C) частина мастила випаровується, розкладається й окислюється киснем стиснуваного повітря. Випаровуванню й окислюванню сприяє також розвита поверхня масляної плівки і суспензії. Подальше підвищення температури в компресорі різко збільшує інтенсивність процесу окислювання.

Основне завдання регулювання режиму роботи компресорних агрегатів і станцій складається в підтримці постійного заданого

тиску стисненого повітря в шляхом зміни продуктивності компресорів відповідно споживання стисненого повітря. У загальному випадку таке регулювання може бути здійснено впливом на комунікації, компресор або його привод. Розглянемо основні застосовувані і перспективні способи регулювання продуктивності компресорів.

Регулювання перепуском з нагнітання на всмоктування, застосовується на поршневих компресорах, полягає в переведення компресора на холостий режим роботи шляхом з'єднання нагнітаючої порожнини кожного циліндра з порожниною всмоктування за допомогою байпаса-трубопроводу, забезпеченого вентилем (клапаном, засувкою), управління яким може здійснюватися вручну або автоматично. Цей спосіб за характером регулювання ступінчастий; він зазвичай застосовується при пуску і зупинці компресора. Використовувати його для регулювання продуктивності компресора при роботі недоцільно внаслідок неекономічності.

Регулювання дроселюванням на всмоктуванні передбачає установку у всмоктуючому трубопроводі керованого дросельованому пристрої (заслінки). Зменшуючи прохідний перетин дроселя, збільшують його опір і знижують тиск повітря, що надходить в першу щабель компресора. При плавній зміні тиску повітря також плавно змінюється продуктивність компресора. Такий спосіб регулювання продуктивності є основним для турбокомпресорів (його застосування на поршневих компресорах обмежена підвищенням температури стисненого повітря до небезпечного для мастил значення). Він простий в реалізації, але неекономічний.

Найбільш поширене для поршневих компресорів регулювання віджиманням всмоктуючих клапанів. Суть цього способу полягає в наступному: всмоктувальні клапани обох ступенів утримуються у відкритому стані, тому стиснення в порожнині циліндрів припиняється і подача стає рівною нулю. Повний віджимання всмоктуючих клапанів для компресорів подвійної дії дозволяє отримати три ступені регулювання продуктивності: 100% – без віджиму клапанів; 50% – при відкритті всмоктуючих клапанів

передньої порожнини циліндра низького тиску і задньої порожнини циліндра високого тиску; 0% – при відкритті всіх всмоктуючих клапанів обох ступенів.

Економічніший – порівняно з віджиманням всмоктуючих клапанів, спосіб регулювання продуктивності за допомогою підключення до циліндра додаткової ємності (мертвого простору), застосовується на сучасних поршневих компресорах. Сутність його полягає в тому, що зі збільшенням обсягу мертвого простору зменшується обсяг свіжого повітря, яке засмоктується компресором, так як повітря, раніше стислий в мертвому просторі, при всмоктуванні розширюється і займає частину корисного об'єму циліндра.

Зазвичай регулювання продуктивності компресора зміною мертвого простору ступеневу: до циліндра компресора за допомогою керованих клапанів підключають додаткові обсяги, що представляють собою окремі порожнини, приєднані до циліндрів, або порожнини, розташовані безпосередньо в корпусі циліндрів.

Найбільш ефективно і перспективно регулювання продуктивності компресорів впливом на їх привод. Один з видів такого регулювання – періодичні аррестори компресора, здійснювані зупинкою двигуна або від'єднанням компресора від двигуна за допомогою електромагнітних або гідравлічних муфт. Регулювання продуктивності в обох випадках ступенева. Регулювання зупинкою двигуна виробляється, як правило, на компресорах з приводними двигунами потужністю до 300 кВт (продуктивністю до 50 м³/хв) і в поєднанні з іншими способами регулювання, наприклад, із ступінчастим регулюванням поршневих компресорів підключенням додаткових мертвих обсягів, а також при змішаному обладнанні компресорної станції (турбо- і поршневі компресори). В останньому випадку основне регулювання режиму роботи станції здійснюється плавним регулюванням продуктивності турбокомпресорів з подальшим при необхідності відключенням (включенням) поршневих, а в деяких випадках і турбокомпресорів.

Плавне і економічне регулювання продуктивності компресора в широких межах може бути забезпечено зміною частоти обертання за допомогою регульованого електроприводу. При цьому

продуктивність змінюється пропорційно кутовий швидкості. Цей спосіб регулювання є перспективним для турбокомпресорів. Для поршневих компресорів продуктивністю до $50 \text{ м}^3/\text{хв}$ застосування регульованого електроприводу поки не виправдано.

Автоматичне регулювання продуктивності компресорів здійснюється в системах автоматичної стабілізації тиску стисненого повітря. Такі системи можуть бути дискретними і безперервними і реалізуються за допомогою різних регуляторів загального призначення відповідно дискретного і безперервного дії.

Якщо споживачі стисненого повітря при зміні навантаження допускають відхилення тиску від заданого значення в порівняно великих межах, то для регулювання режиму роботи компресорів застосовують прості двохпозиційні (релейні) регулятори тиску, що впливають на виконавчі органи для ступеневої зміни їх продуктивності. Коли за умовами технологічного процесу потрібна висока точність підтримки тиску при широкому діапазоні витрат стисненого повітря, використовуються більш складні регулятори безперервної дії, плавно змінюють продуктивність компресорів.

4.2. Компресори

Компресор – це машина, яка призначена для стиснення повітря або газу до надмірного тиску не нижче за $0,015 \text{ МПа}$. За будовою розрізняють компресори *об'ємні* (поршневі і ротаційні), в яких стиснення газу відбувається при зменшенні замкненого об'єму, *лопаткові* (відцентровий і осьові), в яких силовий вплив на газ здійснюється лопатками, що обертаються, і струминні, принцип дії яких подібний до струминних насосів. Компресори можуть бути одно- і багатоступінчатими. Останні використовуються для отримання високого тиску.

Поршневі компресори широко використовуються в установках з двигунами внутрішнього згорання. На рис. 4.1 зображений двоступеневий компресор з уніфікованою базою, яка складається із

станини, колінчастого вала з корінними підшипниками, шатунів, крейцкопфів, проміжного холодильника, а також системи мащення і деяких інших частин машини. Циліндр першої ступені більшого діаметра розташований вертикально, а циліндр другої ступені – горизонтально, причому вихідна лінія направлена вниз, а не вгору, як у поршневих насосах (це необхідно для виносу із циліндрів конденсату). Циліндри і кришки циліндрів мають порожнини для циркуляції в них охолоджувальної рідини.

В поршневих компресорах використовують різні способи регулювання продуктивності. Один із способів – штучне збільшення “шкідливого” простору в циліндрі. В кришці циліндра першої ступені розміщена додаткова порожнина, яка приєднується до основної за допомогою клапана пневматичної дії.

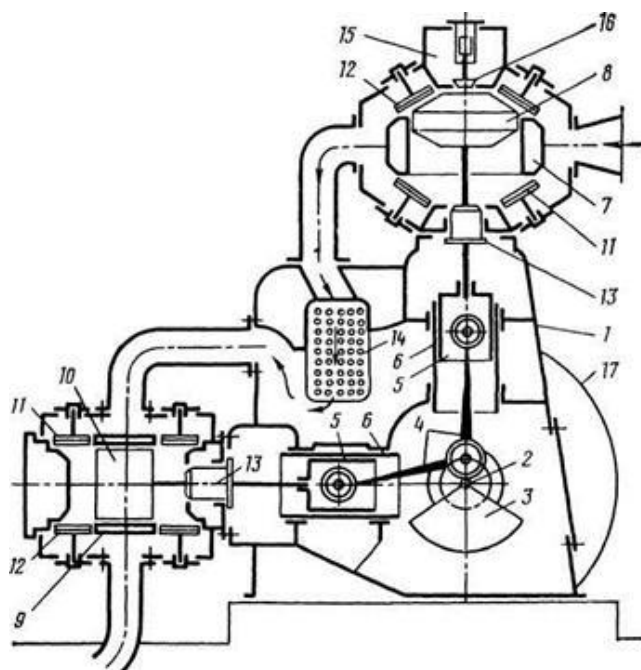


Рис. 4.1. Схема поршневого компресора

- 1 – станина; 2 – колінчастий вал; 3 – противаги колінчастого вала;
 4 – шатун; 5 – крейцкопф; 6 – направляючі крейцкопфа;
 7 – циліндр першої ступені; 8 – поршень першої ступені;
 9 – циліндр другої ступені; 10 – поршень другої ступені;
 11 – клапан вхідний; 13 – ущільнення штока; 14 – проміжний
 холодильник; 15 – додаткова порожнина (для регулювання
 продуктивності компресора); 16 – клапан; 17 – маховик*

Індикаторна діаграма компресора в координатах $P - v$ зображена на рис. 4.2. На її форму, крім інших чинників, впливає величина об'єму між днищем поршня в крайньому лівому положенні і кришкою. Перед всмоктуванням завжди спочатку відбувається розширення стиснених газів, які містяться у вказаному об'ємі (крива 3-4), потім починається всмоктування безпосередньо (крива 4-1) при тиску нижче атмосферного. У зв'язку з таким характером всмоктування корисна робота компресора зменшується. За всмоктуванням відбувається стиск газу (крива 1-2) і нагнітання його в систему споживання (крива 2-3). Теоретично крива 1-2 повинна бути адіабатою, однак на практиці вона має вигляд політропи. Тому робота стиснення 1 кг повітря визначається за формулою:

$$W = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (4.1)$$

де R – універсальна газова стала, $\frac{\text{Дж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$; $k = 1,4$ – показник адіабати для повітря $\left(k = \frac{C_p}{C_v} \right)$. Робота багатоступінчатих компресорів дорівнює сумі робіт окремих рівнів.

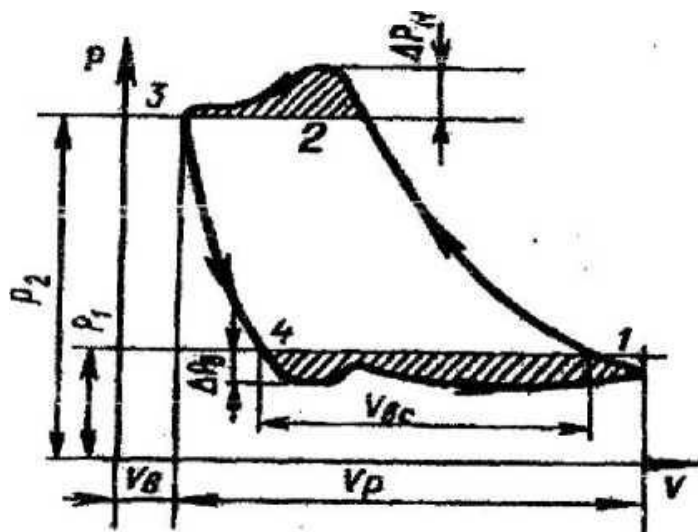


Рис. 4.2. Індикаторна діаграма компресора

Важливою характеристикою роботи компресора є ступінь стиснення:

$$\varepsilon = \sqrt[z]{\frac{P_2}{P_1}}, \quad (4.2)$$

де z – число ступенів компресора;

P_1 і P_2 – початковий і кінцевий тиск.

Продуктивність в умовах всмоктування визначається таким чином:

$$V_d = V_{ст} \frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{T_1}{T_2}, \quad (4.3)$$

де P_2 і T_2 тиск і температура стисненого повітря, P_1 і T_1 , тиск і температура повітря, що всмоктується. Теоретична продуктивність компресора в умовах всмоктування становить:

$$V_{теор} = \frac{\pi d^2}{4} L \omega n, \quad (4.4)$$

де ω – частота обертання вала;

D – діаметр циліндра;

L – хід поршня;

n – число поршнів.

Коефіцієнт продуктивності компресора λ можна визначити як:

$$\lambda = \frac{V_d}{V_{теор}} \quad (4.5)$$

Лопатеві компресори найширше застосовуються в авіації (осьові). Вони мають малі розміри і високу надійність, при багатоступінчастому варіанті досягається продуктивність в межах 15...20 при $\eta_k = 0,65...0,92$. Стиск повітря тут здійснюється шляхом розгону з наступним гальмуванням його в системі міжлопатевих

каналів, де воно може рухатися в радіальному і осьовому напрямках. Тому відповідно до цього розрізняють радіальні і осьові компресори.

Радіальні компресори виготовляють лише відцентровими (рис. 4.3а), а осьові (рис. 4.3б) мають нерухомий направляючий лопатевий апарат і робоче колесо, на диску якого також закріплені лопатки. Осьові компресори виготовляють лише багатоступінчатими (рис. 4.4).

Струминні або ежекторні компресори мають невелику продуктивність ($\lambda_k \leq 5 \dots 6$). Струмина ежективного газу витікає через сопло 1 (рис. 4.5а). При встановленому режимі на вхідному перерізі змішувальної камери підтримується тиск, який завжди менше повного тиску ежектованого газу. Під дією різниці тисків ежектований газ засмоктується в камеру. Різновидності таких компресорів показані на рис. 4.5 б, в, г, д.

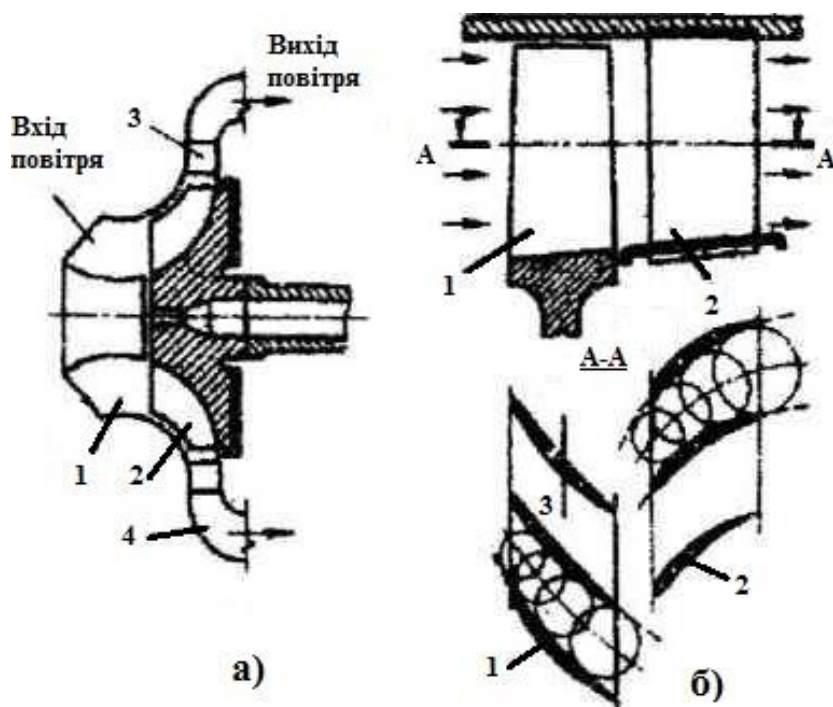
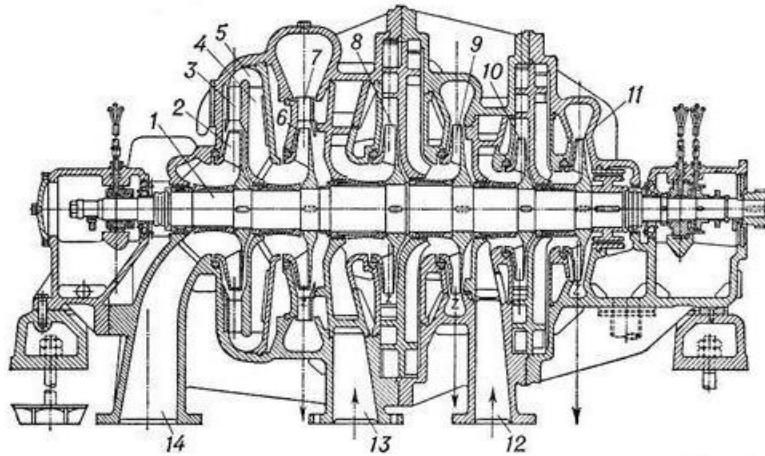


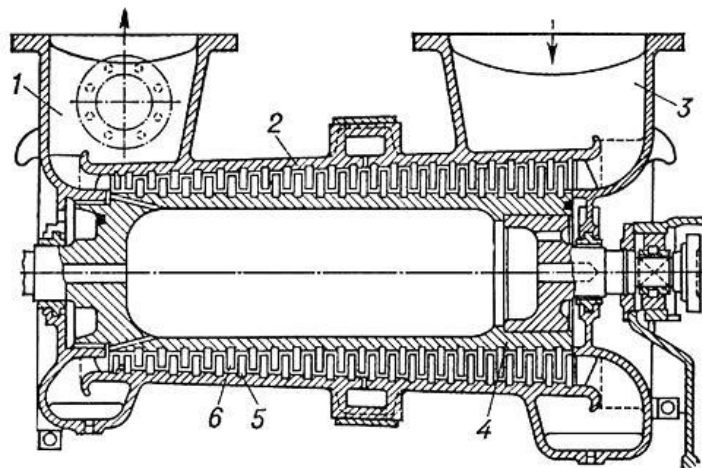
Рис. 4.3. Лопаткові компресори:

а – схема відцентровою компресора: 1 – вхідний пристрій, 2 – колесо з лопатками, 3 – дифузор, 4 – вихідний патрубок;
б – схематичне зображення ступені осьового компресора:

1 – лопатки робочого колеса, 2 – лопатки спрямовуючого апарату, 3 – напрямок обертання (знизу розгортка перерізу лопаток циліндричної поверхні а-а)



a)



б)

Рис. 4.4 Конструкції лопаткових компресорів:

a – відцентровий компресор: 1 – вал; 2, 6, 8, 9, 10 і 11 – робочі колеса; 3, 7 – кільцеві дифузори; 4 – зворотний направляючий канал; 5 – направляючий апарат; 12, 13 – канали для підведення газу з холодильників; 14 – канал для всмоктування газу.

б – осьовий компресор: 1 – канал для подачі стислого газу; 2 – корпус; 3 – канал для всмоктування газу; 4 – ротор; 5 – направляючі лопатки; 6 – робочі лопатки

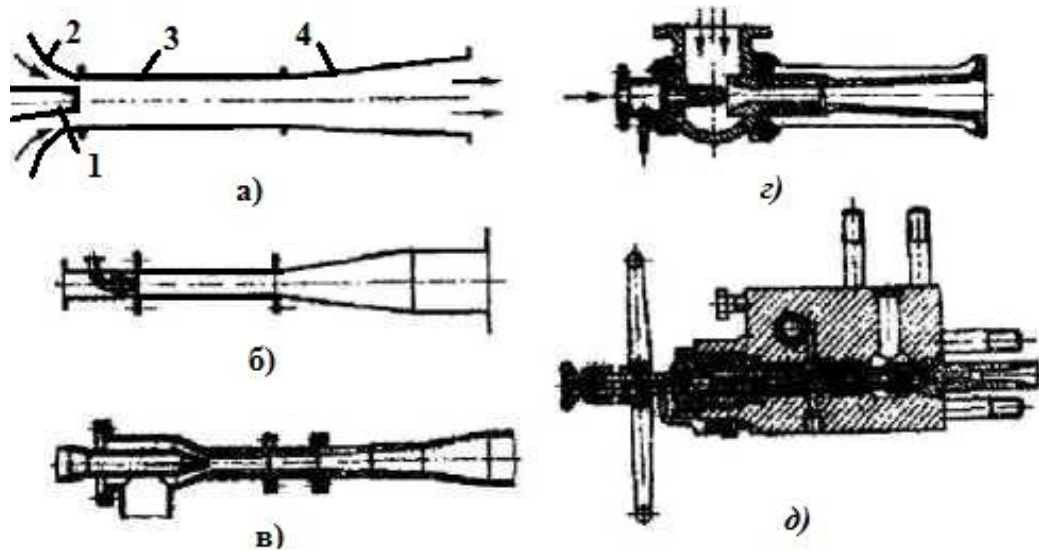


Рис. 4.5. Будова струминних компресорів.
 а – принципова схема: 1 - активне сопло, 2 – пасивне сопло,
 3 – камера зміщування, 4 – дифузор;
 б – найпростіший струминний компресор;
 в – компресор, що використовується на газових промислах;
 г – компресор для прискорення створення розряду
 в конденсаторі парової труби;
 д – компресор, що використовується при синтезі аміаку.

Порівняльні характеристики різних типів компресорів подані в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1

Характеристики різних типів компресорів

Назва типу компресора	Продуктивність $V_k, \text{м}^3/\text{хв.}$	Ступінь підвищення тиску λ_k	К.к.д. η_k
Поршневі	200	2...10000	0,75...0,85
Роторні	3000	3...10	0,65...0,75
Лопатеві відцентрові	50...3000	15...20	0,75...0,85
Лопатеві осьові	300...10000	8...10	0,85...0,95
Струминні	-	4...5	0,15...0,45

РОЗДІЛ V

ТЕРМОДИНАМІКА, ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

5.1. Робочі тіла теплових двигунів

Технічна термодинаміка досліджує загальні закономірності перетворення теплоти в роботу і навпаки. Вона встановлює взаємозв'язок між тепловими, механічними і хімічними процесами, які проходять в теплових і холодильних машинах, вивчає процеси, які проходять в газах і водяній парі, а також властивості цих тіл при різноманітних фізичних умовах.

Вивчення внутрішніх процесів переходу до стану рівноваги і їх закономірностей базуються на двох основних дослідних положеннях, що називаються *першим і другим законами* (початком) *термодинаміки*. Ці закони базуються на закони збереження і перетворення енергії, який має дві взаємопов'язані сторони:

– *кількісну* – незнищуваність руху матерії, що можна виміряти в певних одиницях;

– *якісну* – схильність до перетворення її в інші форми руху.

Перше начало термодинаміки є застосуванням до теплових явищ загального закону природи – закону перетворення і збереження енергії. Друге начало термодинаміки встановлює умови протікання і спрямованість мікроскопічних процесів в системах, що складаються із великої кількості частинок.

Об'єктами дослідження в термодинаміці є різні термодинамічні системи. *Термодинамічними системами* називається сукупність матеріальних тіл, що знаходяться в енергетичній взаємодії між собою і оточуючим середовищем. Термодинамічною системою може

бути окремо взяте макротіло. Термодинамічна система, що не може обмінюватися енергією з оточуючим середовищем називається *ізолюваною*. Однорідна система, що складається з однієї фази, називається *гомогенною*, яка може перебувати у твердому, рідкому і газоподібному стані. Система, що складається з декількох гомогенних частин, які мають поверхні розділу, називаються *гетерогенними*.

Під *термодинамічною рівновагою* розуміють таку рівновагу системи, яка перебуває в незмінних зовнішніх умовах, тобто без віддачі і акумулювання енергії: у всіх точках її об'єму тиск і температура будуть однаковими.

Рівноважним станом термодинамічної системи називається такий стан, який не змінюється без зовнішнього енергетичного впливу в часі. Параметри рівноважного стану всієї маси тіла однакові і рівні відповідним параметрам оточуючого середовища.

Послідовна зміна стану термодинамічної системи, яка відбувається внаслідок енергетичної взаємодії термодинамічних систем з навколишнім середовищем, називається *термодинамічним процесом*. Будь-який процес зміни стану системи є відхилення з стану рівновага. Процес, який протікає настільки повільно, що в системі в кожний момент установлюється рівновага, називається *рівноважним*. Якщо ця умова не витримується, процес називається *нерівноважним*.

Оборотним називають такий термодинамічний процес, який може відбуватися через ті самі рівноважні стани як у прямому, так і зворотному напрямках, без будь-яких залишкових змін у системі. Для того щоб процес був оборотним, треба, щоб він був рівноважним. Процеси, які не відповідають цим умовам, називають *необоротними*.

Коловим процесом або циклом називається такий послідовний процес, здійснивши який робоче тіло повертається, в початковий стан. Термодинамічний цикл, як і процес, може бути оборотним і необоротним.

Перетворення теплоти в механічну роботу здійснюється у теплових двигунах, де робоче тіло знаходиться в газоподібному стані. Таким чином, робочим тілом теплових машин є газ або водяна

пара. В цілому гази умовно поділяють на ідеальні та реальні. *Ідеальний газ* – це газ, коли нехтують розмірами молекул і силами міжмолекулярної взаємодії. В реальних газах ці фактори враховуються і також газ можна розглядати як пару певної рідини, яка знаходиться далеко від стану “зрідження”, а пара – значно ближче до нього.

Макроскопічні величини, які характеризують фізичні властивості тіла в даний момент, називаються *термодинамічними параметрами стану*. До основних параметрів стану, які можна виміряти простими технічними засобами, відносять абсолютний тиск P , абсолютну температуру T і питомий об’єм v .

Додатково до цього існують ще калоричні параметри стану: внутрішня енергія U , ентальпія h , ентропія S .

Абсолютний тиск є середнім результатом силової дії молекул на стінки посудини і чисельно дорівнює силі, яка діє на одиницю площі поверхні по нормалі до неї:

$$P = \frac{F}{S}, \quad (5.1)$$

де F – сила взята по нормалі до поверхні при умові рівномірного розподілу зусиль по ній; S – площа поверхні.

Розрізняють барометричний (атмосферний), манометричний тиск і вакуум або розрідження. *Барометричний* – це тиск навколишнього середовища, який вимірюють за допомогою барометрів. *Манометричний тиск* – це такий тиск, який перевищує барометричний, і вимірюють його манометрами. Якщо тиск нижчий за барометричний, то його називають *вакуумом* або *розрідженням* і вимірювання здійснюють за допомогою вакууметрів. Слід відзначити, що параметром стану робочого тіла є абсолютний тиск, який визначають таким чином:

$$P_{\text{абс.}} = P_{\text{б}} + P_{\text{м}}; P_{\text{абс.}} = P_{\text{б}} - P_{\text{вак}}, \quad (5.2)$$

де $P_{\text{б}}, P_{\text{м}}, P_{\text{вак}}$ – відповідно покази барометра, манометра, вакууметра. Слід мати на увазі, що у всі формули термодинаміки

входять абсолютний тиск, виражений у паскалях. Це пояснюється тим, що надлишковий тиск або розрідження при одному і тому ж абсолютному тиску можуть мати різні значення залежно від величини барометричного тиску.

Температура є мірою інтенсивності теплового руху молекул. З точки зору молекулярно-кінетичної теорії – це ступінь нагрівання тіла, яка залежить від швидкості хаотичного руху молекул цього тіла. Тому температуру можна розглядати як міру середньої кінетичної енергії молекул. Кінетичну енергію молекул безпосередньо виміряти не можна. У зв'язку з цим для вимірювання температури використовують залежність її від певних властивостей речовини: теплового розширення, електричного опору, ємності, тощо. Залежно від необхідної точності і інтервалу температури її вимірюють за допомогою термометрів, термоопорів, термопар і оптичних пірометрів. Якщо позначати температуру, виміряну в одиницях енергії – джоулях – θ , а ту ж саму температуру, виміряну в градусах – T , то зв'язок між ними є наступним:

$$\theta = kT, \quad (5.3)$$

де $k = 1,38 \cdot 10^{-23} \frac{\text{Дж}}{\text{К}}$ – стала Больцмана.

В СІ для вимірювання температури прийнята шкала Кельвіна, де одиницею вимірювання температури є Кельвін (1 К). Поряд з нею в Європі дуже поширена шкала Цельсія. Крім них ще користуються шкалами Фаренгейта і Реомюра. Оскільки не самі значення енергії системи, а лише різниця між ними мають певний фізичний зміст, то вибір нульової точки температури є питанням зручності і тому вона вибрана за домовленістю. Це і пояснює існування декількох температурних шкал.

Таблиця 5.1

Шкали температур

Назва шкали	Умовні позначення	Температура плавлення льоду	Температура кипіння води
Кельвіна	К	273	373
Цельсія	°С	0	100
Фаренгейта	°F	32	212
Реомюра	°R	0	80

Співвідношення між ними: $1\text{ }^{\circ}\text{C} = 1\text{ K} = 0,8\text{ }^{\circ}\text{R} = 1,8\text{ }^{\circ}\text{F}$.

Температуру вимірюють за допомогою термометрів, термоопорів, термопар і оптичних пірометрів. Першим приладом для вимірювання температури був термометр, який виготовив Галілео Галілей ще в 1597 році.

Питомий об'єм ν – це об'єм одиниці маси речовини:

$$\nu = \frac{V}{M}, \quad (5.4)$$

де M – маса однорідного тіла, яке займає об'єм V .

В СІ одиницею вимірювання питомого об'єму є $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$. Між питомим об'ємом і густиною речовини ρ існує таке співвідношення:

$$\nu = \frac{1}{\rho} \quad (5.5)$$

Калоричні параметри:

Кожна термодинамічна система має запас внутрішньої енергії, яка складається із енергії хаотичного руху (теплого) і взаємодії молекул. Вона є екстенсивною функцією стану системи, тобто залежить від її маси.

Внутрішня енергія залежить від температури T і об'єму V та є однозначною функцією цих параметрів стану:

$$U=f(T,V) \quad (5.6)$$

Її зміна не залежить від характеру процесу, а залежить від початкового і кінцевого стану газу. Оскільки абсолютне значення внутрішньої енергії методами термодинаміки визначити неможливо, то визначають не абсолютне значення U , а лише її зміну. Тому умовно приписують деякому стану тіла нульове значення U і відлік розрахунків ведуть від цього значення. Так, для ідеальних газів прийнято вважати внутрішню енергію при $t = 0^\circ\text{C}$ рівною нулю.

Повна енергія системи буде складатися із внутрішньої енергії і потенціальної енергії дії зовнішніх сил тиску. Величина, що характеризує енергетичний стан системи в цілому, називається *ентальпією*:

$$H=U+PV, \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}, \quad (5.7)$$

де H – величина екстенсивна, тому вводять поняття *питомої ентальпії*:

$$h=\frac{H}{m}, \quad (5.8)$$

де m – маса робочого тіла.

Ентропія – це міра цінності теплоти: його роботоздатності і технологічної ефективності.

$$S=S_0+k\ell nW, \quad (5.9)$$

де S_0 – початкове значення ентропії, k – стала Бальцмана, W – термодинамічна ймовірність, яка характеризує кількість мікростанів, які реалізуються в макросистемах.

Цим вище буде температура при однаковій кількості теплоти Q , тобто чим менше ентропія $s=\frac{Q}{T}$, тим теплота цінніше, тому що ширше може використовуватися не лише для здійснення роботи, а і

для технологічних потреб. З іншої сторони ентропія – міра втрати роботи внаслідок втрати необоротності реальних процесів. Чим більшим буде необоротним процес, тим більше буде розсіюватися енергія в оточуючому середовищі, тим більше зростатиме ентропія.

Ентропія – міра неупорядкованості термодинамічної системи. Із зростанням неупорядкованості збільшується ентропія, розсіювання енергії. При підводі теплоти збільшується хаотичний рух молекул і ентропія зростає, а при охолодженні системи, навпаки, теплота відводиться, впорядкованість системи зростає, а ентропія зменшується. При температурі, яка прагне до абсолютного нуля, ентропія речовини, що знаходиться в конденсованому стані з впорядкованою кристалічною структурою, прагне до нуля (*теорема Нерста або третій закон термодинаміки*).

Теплоємність – кількість теплоти, яку треба надати або забрати в системі, щоб змінити її температуру на **1К**. Залежно від способу вимірювання одиниці кількості речовини і характеру термодинамічного процесу розрізняють масову $C_x = \frac{\Delta Q}{\Delta T \cdot m}$, мольну

$C_\mu = \frac{\Delta Q}{\Delta T \cdot \mu}$, та ізобарну C_p і ізохорну C_v – питомі теплоємності.

Для ідеальних газів справедливе рівняння Майєра:

$$C_p - C_v = R, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}, \quad (5.10)$$

де **R** – газова стала, яка залежить від природи газу і є довідниковою величиною. Вона чисельно дорівнює роботі розширення одного кілограма газу при нагріванні його за постійного тиску на один Кельвін.

Теплоємність залежить від температури (рис. 5.1), а значення її для деяких газів подано в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2

Теплоємність деяких газів при 0 °С

Газ	Хімічна формула	Число ступенів вільностей	Мольна теплоємність кДж/(кмоль К)	$\kappa = \frac{c_p}{c_v}$
Гелій	He	3	12,60	1,660
Аргон	Ar	3	12,48	1,660
Кисень	O ₂	5	20,96	1,397
Водород	H ₂	5	20,30	1,410
Азот	N ₂	5	20,80	1,400
Метан	CH ₄	6	26,42	1,315
Аміак	NH ₂	6	26,67	1,313
Вуглекислий	CO ₂	6	27,55	1,302

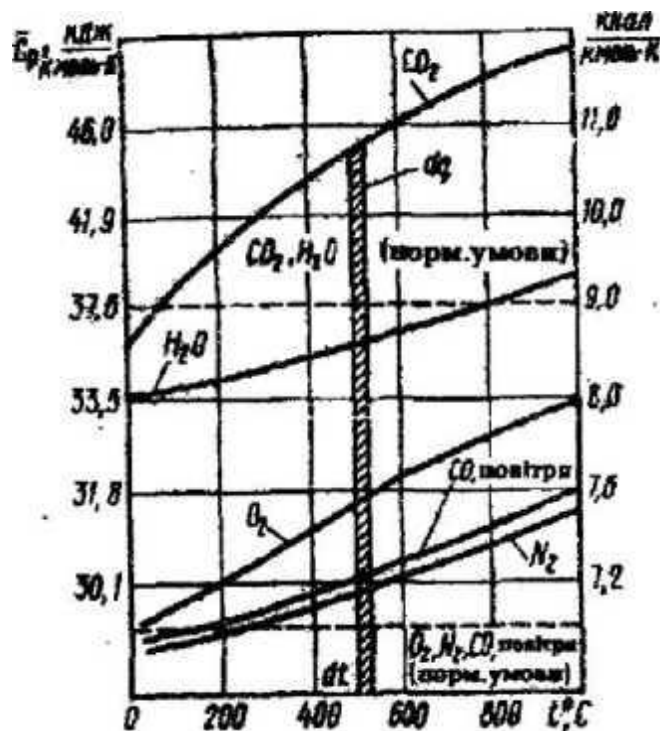


Рис. 5.1. Залежність середніх значень молярних теплоємностей різних газів від температур

Оскільки процеси проходять у більшості випадків із одночасно зміною всіх трьох параметрів, то необхідно виявити між ними певну взаємозалежність. Така залежність існує і виражається для випадку

ідеального газу через характеристичне рівняння стану, яке називають ще *рівнянням Клапейрона-Менделєєва*. Для довільної маси газу воно має вигляд:

$$PV = MRT, \quad (5.11)$$

де P – тиск, V – об'єм, T – температура, M – маса, K – газова стала.

Рівняння (5.11) можна представити в універсальному вигляді, якщо віднести газову сталу до одного кіломоля газу, тобто до кількості газу, маса якого в кілограмах чисельного відповідає молекулярній масі:

$$PV = \frac{m}{\mu} \mu RT, \quad (5.12)$$

де $\mu R = R_0 = 8,314 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$ – універсальна газова стала.

У випадку реальних газів, коли враховуються розміри молекул і міжмолекулярна взаємодія, користуються рівнянням Ван-дер-Ваальса, яке було запропоновано в 1873 р.:

$$\left(P + \frac{a}{V^2} \right) \cdot (V - b) = RT, \quad (5.13)$$

де a – коефіцієнт пропорційності, який залежить від природи газу, b – найменший об'єм, до якого можна стиснути газу. Поправка $\frac{a}{V^2}$ характеризує так званий внутрішній тиск, зумовлений силами притягання молекул, який разом із зовнішнім тиском P становлять повний тиск газу. Для газів внутрішній тиск порівняно невеликий і залежить від тиску температури газу. Вплив об'єму самих молекул, який зменшує вільний об'єм, де можуть переміщуватися молекули, враховує поправка b .

Але і це рівняння для випадку водяної пари не співпадає з результатами дослідів і є неточним. З врахуванням асоціації і

дисоціації молекул газів Вукалович М. і Новиков І. у 1939 р. запропонували рівняння:

$$PV = RT\left(1 - \frac{A}{V} - \frac{B}{V^2}\right), \quad (5.14)$$

де **A** і **B** – коефіцієнти, які залежать лише від температури.

5.2. Водяна пара

У всіх галузях промислового виробництва дуже поширено використання парів різних речовин: води, аміаку, вуглекислоти. Найпоширеніша серед них водяна пара, яка є робочим тілом в парових турбінах, парових машинах, в атомних установках та інших енергетичних агрегатах.

Якщо пароутворення рідини відбувається в необмеженому просторі, то вся вона буде перетворена у пару. У випадку, коли пароутворення проходить в закритій посудині, то вилітаючи з рідини молекули заповняють вільний простір над нею. При цьому частина молекул, які рухаються в паровому просторі над поверхнею, повертаються знову у рідину і буде відбуватися насичення пари.

Пароутворенням називають процес переходу речовини із рідкої фази в газоподібну. Будемо розглядати лише воду, оскільки водяна пара, як зазначалося раніше, є найпоширенішим у теплоенергетиці робочим тілом.

Випарування характеризується процесом пароутворення лише на межі розподілу рідина-газ і відбувається при температурах води, нижчих від температури її кипіння. Інтенсивність випарування зростає із збільшенням температури рідини.

Кипіння води супроводжується бурхливим пароутворенням по всьому об'єму рідини. *Кипінням* називається пароутворення, що характеризується новими поверхнями розділу рідкої та парової фази по всьому об'єму рідини, яка нагріта вище температури насичення.

У цьому випадку процес супроводжується утворенням в середині об'єму газових бульбашок. Температура і тиск кипіння води пов'язані між собою. Чим вище тиск, при якому кипить рідина, тим вище температура кипіння. Коли збільшити підвод тепла, то процес кипіння буде інтенсивнішим, але температура і тиск за таких умов залишаться сталими до того часу, поки не випарується остання краплина води. Перехід рідини із газоподібного стану у рідкий або твердий називають *конденсацією*. Процес конденсації, як процес пароутворення, проходить при постійній температурі за умови постійності тиску. Рідина, яка утворена внаслідок конденсації нари називається конденсатом.

Насиченою називається пара, що перебуває в термодинамічній рівновазі з водою, з якої вона утворюється. Тиск насиченої пари – монотонно зростаюча від температури функція. Двофазна суміш, в яку входять пара із краплинками рідкої, називається *вологою* насиченою парою. Масова частка сухості насиченої пари у вологій називається *ступенем сухості* й позначається x . Для киплячої води $x = 0$, а для сухої насиченої пари $x = 1$. Масова доля киплячої рідини у вологій парі становить $(1-x)$ і називається *ступеню вологості*. Стан вологої пари характеризується двома параметрами: тиском (або температурою насичення) і ступенем сухості.

Насичена пара, в якій відсутні частинки вологи, називається *сухою насиченою*. При наданні сухій парі теплоти при тому самому тиску її температура буде збільшуватись, пара буде перегріватися.

Перегрітою називається така пара, температура якої перевищує температуру насичення пари для того самого тиску. Чим вище температура перегріву (при даному тиску), тим ближче пара за своїми властивостями до ідеального газу. Перегріту пару над рідиною отримати не можна і $T = f(P, V)$. Перегріта пара не є насичена, оскільки густина її менша. Вона близька за своїми властивостями до газу і тим ближче, чим вище ступінь перегріву.

$$\Delta t = t - t_H, \quad (5.15)$$

де t – температура перегрітої пари; t_H – температура насиченої пари.

При постійному підвищенні тиску досягають такого стану при якому питомі об'єми води й пари стають рівними. Така точка називається *критичною* (однакові властивості води й пари). Ця точка **К** для води має такі параметри:

$$P_{кр} = 221,29 \cdot 10^5 \text{ Па}; t_{кр} = 374,15^\circ\text{C};$$

$$v_{кр} = 0,00326 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

При температурах, більших від критичної, можливе існування лише перегрітої пари.

Найменший тиск, при якому ще можливі рівновага води й насиченої пари, є тиском, який відповідає потрійній точці. В цій точці реалізується такий стан, у якому одночасно перебувають у рівновазі пара, вода та лід. Параметри потрійної точки для води наступні:

$$P = 611 \text{ Па}; t = 0,001^\circ\text{C}; v = 0,001 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

Для наочного зображення процесу пароутворення використовують різноманітні діаграми.

Фазовою **P – V**-діаграмою системи рідина-пара є графік залежності питомого об'єму води і пари від тиску (рис. 5.2). Нехай в циліндрі під поршнем знаходиться 1 кг води, яку треба перетворити в пару. До поршня прикладена сила тиску, що забезпечує сталий тиск в циліндрі.

Зображення на діаграмі трохи спотворене, оскільки питомий об'єм води при незначних тисках досить малий в порівнянні із питомим об'ємом пари того ж тиску. Розгляд діаграми варто проводити від 0°C , але вода майже не стискається, тому розгляд розпочинають із 100°C .

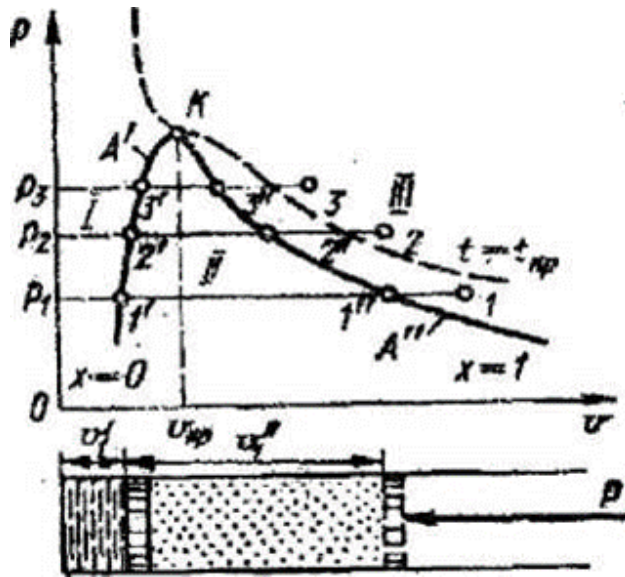


Рис. 5.2. P-v-діаграма водяної пари

Тому початок процесу розпочнемо із точки 1' ($P_1, t_1, V_1,$) в цей момент система однофазна (вода). При підводі теплота Q вода перетворюється в пару і процес пароутворення при $P = \text{const}$ іде по ізобарі 1' -1''. Ізобара співпадає із ізотермою, тому що теплота йде не на підвищення температури, а лише на подолання сил притягання між молекулами і роботу розширення газів. В цій зоні буде двофазна система вода + пара, тобто волога насичена пара. Пара буде зміщувати поршень вправо і тим самим буде збільшуватися об'єм.

Чим менше буде води, тим більше буде водяної пари. В точці 1'' останні краплі води перетворюються в пару, а точка сухості пари має такі параметри (P_1, t_1, V_1''). Із точки 1'' до точки 1' проходить конденсація. На відрізку 1-1' відбувається - перегрів пари, коли температура пари буде зростати по мірі підводу теплота. Розглянемо процес пароутворення при інших тисках $P_2 > P_1$ і $P_3 > P_2$ і P_5 . Як видно із діаграми, із підвищенням тиску відрізки 1' 1''; 2'2''; 3'3'' скорочуються і при певній температурі зміна об'єму буде прагнути до нуля. Точка початку кипіння і кінця пароутворення тут співпадають і відповідатимуть на діаграмі точці K.

З'єднуючи точки, маємо A' – ліву і A'' – праву граничну криву. A' – лінія нульового паровмісту (рідини на межі випаровування). A'' – лінія сухої насиченої пари $x = 1$.

Всю залежність можна розділити умовно на три ділянки. А саме: I – область рідини, II – область вологої насиченої пари, III – область перегрітої пари. К – критична точка, де втрачається різниця між рідиною і парою. Речовина тут однофазна, але має властивості і пари, і рідини одночасно.

Через К можна провести єдину ізотерму ($t_{кр}-const$) – критичну ізотерму, яка поділяє область перегрітої пари дві частини: зліва $t < t_{кр}$ пару можна перевести в рідину; справа $t > t_{кр}$ пара близька до ідеального газу. Така діаграма дуже важлива при проведенні зрідження газів. Часом, змінюючи параметри речовини, можна зріджувати гази без проходження двофазного стану.

T-S-діаграма встановлює залежність температури система вода-пара від її ентропії. Якщо на діаграмі зобразити ряд ізобарних процесів, то і T-S-діаграма буде гранична кривої кипіння рідини і сухої пари, які будуть сходиться в критичній точці.

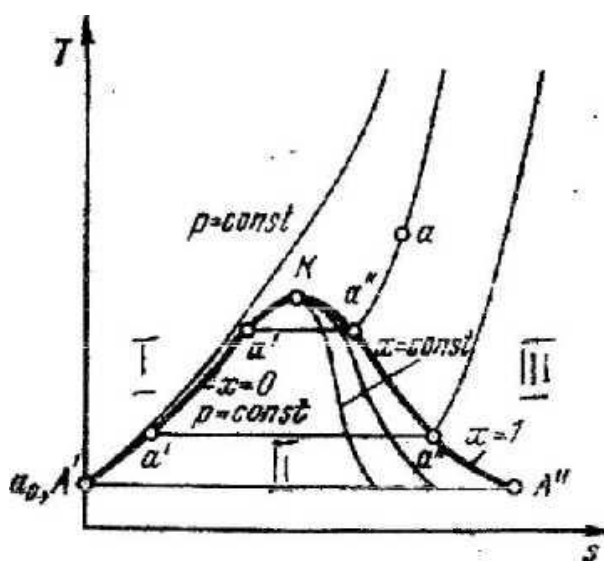


Рис. 5.3. T-S-діаграма

Діаграму будують відкладаючи значення ентропії S для початку і кінця кипіння. Тут також маємо три ділянки:

- I – рідина;
- II – волога насичена пара;
- III – перегріта пара.

В області вологої пари на діаграму наносять лінії однакових ступеней сухості пари і ізотерми. В області II ізотерми співпадають

із ізобарами, тому $a'a''$ – ізобари, а в області III – $a''a$ – ізобари, бо температура зростає

На T-S-діаграмі площа між лінією оборотного процесу і віссю абсцис є теплота, що надається 1 кг робочого тіла. Робота для оборотного циклу становить:

$$A = q_1 - q_2 \quad (5.16)$$

Із T-S-діаграми легко визначити *термічний* ККД, також зміну температури і кількість теплоти.

Для практичного використання для водяної пари існують діаграми Вукаловича, оскільки пара дуже відрізняється від ідеального газу і існуючі закони ідеальних газів тут застосувати не можна. h - S діаграму вперше запропонував Мольє в 1904 р. (рис. 5.4). Вона має перевагу при розрахунку перед T-S, який полягає в тому, що робота і теплота, які беруть участь у процесі зображаються відрізками ліній, а не площами.

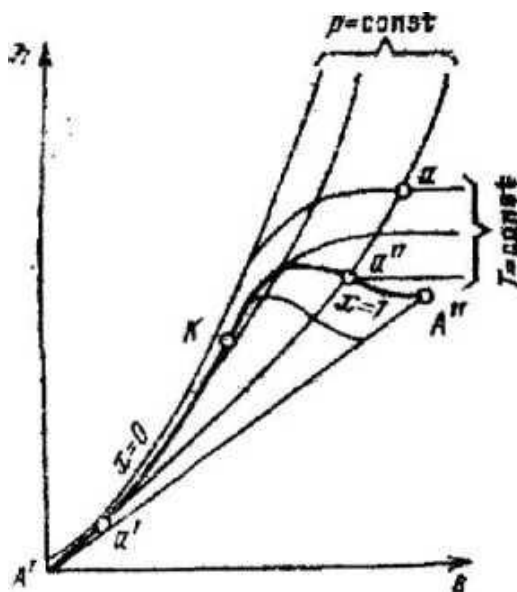


Рис. 5.4. h - S діаграма водяної пари

За початок координат взято стан водяної пари в потрібній точці, де $S_0 = 0$, $h = 0$. Лінії ізобар в області насиченої пари - прямі, тангенс кута нахилу яких відповідає величині температури. В області перегрітої пари ізобари мають крутизну із випуклістю.

В області вологої пари наноситься сітка сталих ступенів сухості, які сходяться в точці К. В області перегрітого пара ізобари вигнуті донизу, а ізотерми опуклі до верху. При суттєвому зменшенні тиску ізотерми практично горизонтальні. Всі вертикальні прямі в h - S діаграмі є адіабатами.

Стан перегрітої пари визначається двома параметрами: тиском і температурою. На h - S діаграмі цей стан визначається точкою перетину відповідних ізобар і ізотерм. Стан вологої пари може бути визначеним точкою перетину ізобари із лінією сталої паровмісту ($x = \text{const}$).

Знаючи кінцеві і початкові параметри пари, із першого начала термодинаміки і отриманих із діаграм ентропії і визначається зміна кількості теплоти та робота.

За допомогою h - S -діаграми можна визначити значення ентальпії, ентропії, ступеня сухості пари, термічний ККД процесу в паросилових установках, швидкість витікання пари із сопел, корисно виконану механічну роботу в конкретному процесі.

Термодинамічні параметри киплячої води й сухої пари знаходять за таблицями властивостей води та водяної пари. В таблицях термодинамічні величини із штрихом відносять до води, що нагріта до температури кипіння, а величини із двома штрихами – до сухої насиченої пари. Величина $r = h'' - h'$ (де h – ентальпія) називається *теплотою пароутворення* і визначає кількість теплоти, яка необхідна для перетворення 1 кг води в суху насичену пару з такою самою температурою. Приріст ентропії в процесі пароутворення визначається за формулою:

$$S'' - S' = \frac{r}{T_s} \quad (5.17)$$

За нульовий стан, від якого відраховують величини S' , S'' , h' , h'' , прийнято стан води в потрійній точці. Питомий об'єм v , ентропію S і ентальпію h вологої насиченої пари визначають за правилом адитивності. Оскільки в 1 кг вологої пари є x кілограмів сухої і $(1-x)$ кілограмів киплячої води, то:

$$v_x = v' + x(v'' - v'); S_x - S' + \frac{xr}{T_s}, \quad (5.18)$$

$$h_x = h' + xr$$

Із таблиць параметри вологої пари взяти не можна установити, тому їх визначають за цими формулами, виходячи із заданого тиску (чи температури) і ступеня сухості. **h-S**-діаграми мають сітку ізобар, які виходять із точки 0 ($S=0$; $h=0$). Тангенс кута нахилу ізобари чисельно відповідає абсолютній температурі даного стану. В області насиченої вологої пари ізотерми збігаються з ізобарами, тангенс кута сталий, а ізобара є прямою. Чим вищий тиск насичення, тим вища температура, тим більший тангенс кута нахилу, тому в області насичення прямі $p = \text{const}$ розходяться.

На **h-S**-діаграмі зображають також ізотерми, тільки в області перегрітої пари, тобто вище лінії $x=1$, вони майже горизонтальні криві із випуклістю поверху. На діаграмі можуть бути також нанесені лінії $v = \text{const}$, які йдуть дещо крутіше за ізобари. На практиці всю діаграму не представляють, а зображують лише її верхню частину, яка найчастіше використовується в практиці термодинамічних розрахунків.

5.3. Термодинамічні процеси

У загальному випадку із зміною температури газу змінюється його тиск і об'єм, оскільки всі ці три параметри пов'язані між собою. Проте бувають такі термодинамічні процеси, при яких залишається сталою одна із трьох величин, що характеризують стан робочого тіла. Такими процесами є:

- ізохорний ($v = \text{const}$);
- ізобарний ($P = \text{const}$);
- ізотермічний ($T = \text{const}$);

-
- адіабатичний (S-const);
 - політронний (Pv^k -const).

При ізохорному процесі для ідеальних газів діє закон Шарля:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2}, \quad (5.19)$$

тобто зміна абсолютних тисків прямо пропорційна зміні абсолютних температур. Теплоту процесу визначають за формулою:

$$d = C_v(T_2 - T_1) \quad (5.20)$$

При *ізохорному процесі* газ не здійснює роботи ($W = 0$), а зміна ентропії становить:

$$S_2 - S_1 = C_v \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} \quad (5.21)$$

Ізобарний процес описує закон Гей-Люссака:

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1}{T_2}, \quad (5.22)$$

Коли від системи відвести деяку кількість питомої теплоти, то газ при сталому тиску зменшить свій питомий об'єм і температуру. Кількість підведеної теплоти визначають за формулою:

$$dq = C_p(T_2 - T_1) \quad (5.23)$$

Ентропія в даному випадку змінюється за законом:

$$S_2 - S_1 = C_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} \quad (5.24)$$

Робота при ізобарному процесі становить:

$$W = R(T_2 - T_1) \quad (5.25)$$

При ізобарному процесі більша частина підведеної питомої теплоти витрачається на підвищення внутрішньої питомої енергії, а менша – на здійснення зовнішньої механічної роботи. На практиці такий процес реалізується у парових машинах, дизелях і топках парових котлів.

Ізотермічний процес для ідеального газу описують законом **Бойля-Маріотта**:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{v_1}{v_2} \quad (5.26)$$

Питома теплота в такому процесі становить:

$$dq = pdv \quad (5.27)$$

Зміну питомої ентропії можна визначити таким чином:

$$S_2 - S_1 = C_p \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (5.28)$$

Питома робота у цьому випадку дорівнює добутку температури процесу на зміну питомої ентропії:

$$W = T (S_2 - S_1) \quad (5.29)$$

При *адіабатичній зміні* стану газу вважають, що до нього не підводиться і від нього не відводиться теплота, тобто процес проходить теплоізовано. Проте процеси розширення і стискання газу відбуваються лише внаслідок зміни його внутрішньої енергії. Питома ентропія тут залишається не змінною:

$$S = \text{const}$$

На відміну від попередньо розглянутих процесів в цьому випадку всі три параметри, що характеризують термодинамічну систему, змінні, а рівняння, яке пов'язує параметри газу має вигляд:

$$Pv^{\kappa} - \text{const}, \quad (5.30)$$

де $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$. Теплота процесу дорівнює нулю, а корисна робота виконується за рахунок зменшення питомої внутрішньої енергії:

$$W = \frac{1}{\kappa - 1} (P_1 v_1 - P_2 v_2) \quad (5.31)$$

Рівняння *політропного процесу* має вигляд:

$$Pv^n - \text{const}, \quad (5.32)$$

де n – показник політропи.

Так, при $n = 0$ політропний процес стає ізобарним, при $n \rightarrow \infty$ – ізохорним, при $n = 1$ – ізотермічним, при $n = \kappa$ – адіабатичним.

Співвідношення між змінними параметрами газу має вигляд:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^n; \quad \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1} \quad (5.33)$$

Роботу при політропному процесі можна визначити за формулами:

$$W = \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2); \quad W = \frac{1}{n-1} (P_1 v_1 - P_2 v_2) \quad (5.34)$$

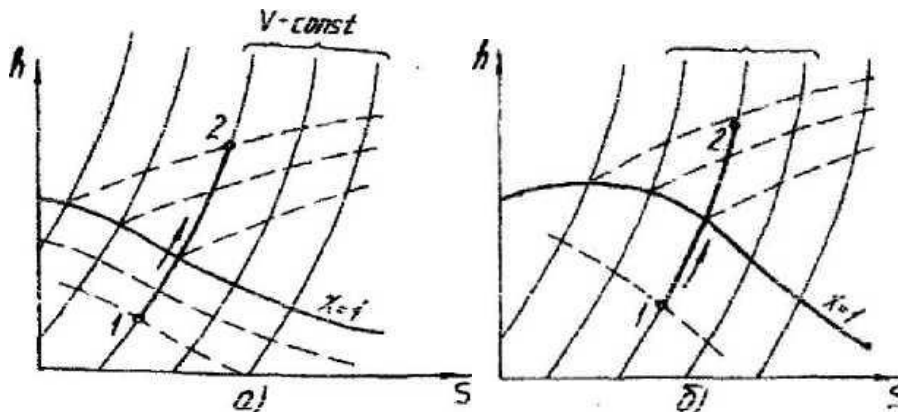
Всі загальні відомості про згадані процеси зведені у таблицю 5.3.

Таблиця 5.3

Показники термодинамічних газових процесів

Назва процесу Показники	Ізохорний	Ізобарний	Ізотермічний	Адіабатичний	Політропний
Значення	∞	0	1	κ	$+\infty \dots -\infty$
Рівняння процесу	$v\text{-const}$	$P\text{-const}$	$T\text{-const}$	$S\text{-const}$ $P_v^\kappa\text{-const}$	$P_v^R\text{-const}$
Зв'язок між параметрами	$\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2}$	$\frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1}{T_2}$	$\frac{P_1}{P_2} = \frac{v_2}{v_1}$	$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^\kappa$	$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^n$
Робота, W	0	$P(v_2 - v_1)$	$RT \ln = \frac{v_2}{v_1}$ $W=q$	$\frac{R(T_2 - T_1)}{\kappa - 1}$	$\frac{R(T_2 - T_1)}{n - 1}$
Питома теплота, q	$c_v(T_2 - T_1)$	$c_p(T_2 - T_1)$	$RT \ln = \frac{v_2}{v_1}$ $q=W$	0	$c_v \frac{n - \kappa}{\kappa - 1} (T_2 - T_1)$
Зміна питомої ентропії, ΔS	$c_v \ln \frac{T_1}{T_2}$	$c_p \ln \frac{T_2}{T_1}$	$\frac{q}{T}$	0	$c_v \frac{n - \kappa}{n - 1} \ln \frac{T_2}{T_1}$
Зміна питомої внутрішньої енергії,	$c_v(T_1 - T_2)$	$c_p(T_1 - T_2)$	0	$c_v(T_2 - T_1)$	$c_v(T_1 - T_2)$
Зміна питомої ентальпії,	$c_v(T_2 - T_1)$	$c_p(T_2 - T_1)$	0	$c_v(T_2 - T_1)$	$c_p(T_2 - T_1)$

Для демонстрації можливих процесів з водяною парою покажемо їх зміну в Pv , TS і h - S -діаграмах.



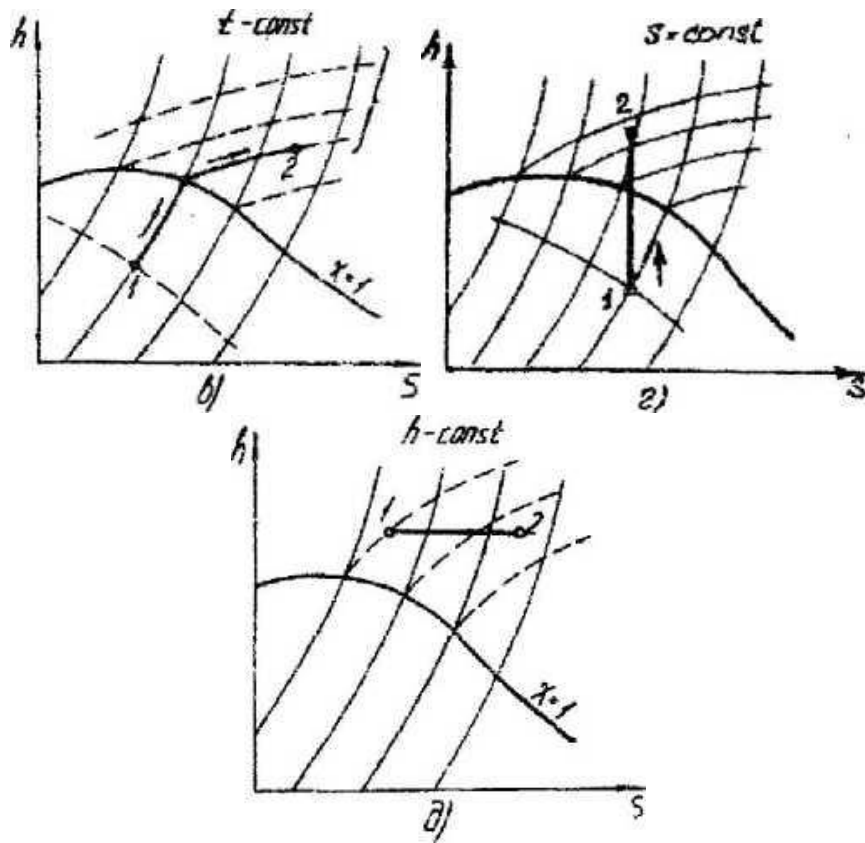


Рис. 5.5. Діаграми ізохорного (а), ізобарного (б), ізотермічного (в) та адіабатичного (г) процесів зміни стану пари, дроселювання водяної пари (д)

При *ізохорному* процесі ($V = \text{const}$) (рис. 5.5а) вологу пару можна перевести в суху насичену і перегріту й навпаки. Але сконденсувати її до кінця не можна, бо ізохора ніколи не перетинає на h - S - діаграмі нижню граничну криву. Зміна внутрішньої енергії ΔU при $v = \text{const}$ становить

$$\Delta U = U_2 - U_1 = (h_2 - p_2 v_2) - (h_1 - p_1 v_1) \quad (5.35)$$

Оскільки при цьому зовнішня робота $l = 0$, підведена теплота витрачається тільки на зміну внутрішньої енергії пари:

$$q = U_2 - U_1 = \Delta U \quad (5.36)$$

У випадку *ізобарного* процесу (рис. 5.5б) при підведенні теплоти до вологої насиченої пари її ступінь сухості збільшується і вона (при $T_s = \text{const}$) переходить у суху, а далі - в перегріту (T_{st}). При

відведенні теплоти волога пара конденсується при $T_s = \text{const}$. Теплота, що бере, участь у процесі, й робота розраховуються за формулами:

$$\begin{aligned} q &= h_2 - h_1; \\ \ell &= p(v_2 - v_1) \end{aligned} \quad (5.37)$$

При *ізотермічному* процесі (рис. 5.5в) внутрішня енергія водяної пари не залишається сталою, оскільки змінюється її потенціальна стала. Тому:

$$\begin{aligned} q &= T(S_2 - S_1); \\ \ell &= q - \Delta U \end{aligned} \quad (5.38)$$

При *адіабатичному* розширенні ($S = \text{const}$) (рис. 5.5г) тиск і температура пари зменшуються й перегріта пара стає спочатку сухою, а потім вологою. Робота при цьому визначається за формулою:

$$\ell = -\Delta U = U_1 - U_2 = (i_1 - p_1 v_1) - (i_2 - p_2 v_2) \quad (5.39)$$

Якщо здійснюється дроселювання пари, то ентальпія в кінцевому стані дорівнює ентальпії в початковому стані, а ентропія та об'єм збільшуються, тиск – зменшується (рис. 5.5д).

h - S -діаграма побудована для 1 кг водяної пари, тому тут на координатних осях задані питомі ентропія та ентальпія.

У таблиці 5.4 зведені всі необхідні формули для визначення основних характеристик описаних процесів.

Таблиця 5.4.

Енергетичні та калориметричні показники різних ізопроцесів

Процес	Зміна внутрішньої енергії	Робота	Кількість теплоти
<i>Ізохорний</i>	$\Delta U = (k_2 - p_2 v_2) - (k_1 - p_1 v_1)$	$A=0$	$q=\Delta U$
<i>Ізобарний</i>	$\Delta U = (k_2 - p v_2) - (k_1 - p v_1)$	$A= q - \Delta U$	$q = h_2 - h_1$

Процес	Зміна внутрішньої енергії	Робота	Кількість теплоти
Ізотермічний	$\Delta U = (k_2 - p_2 v_2) - (k_1 - p_1 v_1)$	$A = q - \Delta U$	$q = T(S_1 - S_2)$
Адіабатичний	$\Delta U = (k_2 - p_2 v_2) - (k_1 - p_1 v_1)$	$A = \Delta U - U_1 - U_2$	$q = 0$

Канали, в яких відбувається розгін газу або водяної пари, називають **соплами**. Канали, що призначені для гальмування потоку, називають **дифузорами**. Швидкість витікання потоку із сопла визначають за формулою:

$$C_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2) + C_1^2}, \quad (5.40)$$

де C_1 – швидкість на вході сопла, а h_1, h_2 – ентальпії на вході і виході.

Прискорення адіабатичного потоку відбувається за рахунок зменшення ентальпії, а гальмування потоку викликає збільшення ентальпії.

Щоб отримати за соплом надзвукову швидкість, необхідно мати за ним тиск, нижчий критичного. В цьому випадку сопло повинно мати дві частини: дозвукову (звужуюча) і надзвукову (із розширенням), (рис. 5.6). Таке комбіноване сопло було запропоновано в кінці 19 століття шведським інженером К. Г. Лавалем для отримання надзвукових швидкостей водяної пари. Нині сопла Лавалю використовують в реактивних двигунах літаків і ракет.

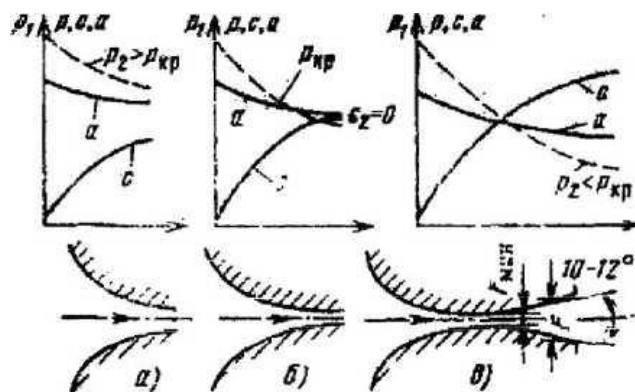


Рис. 5.6. Залежність форми сопла від швидкості витікання C_2 :
а) $C_2 < a$; б) $C_2 = a$; в) $C_2 > a$

Із досвіду відомо, що якщо на шляху руху газу або водяної пари зустрічається перешкода (місцевий опір), то тиск за перешкодою завжди буде меншим, чим перед ним. Цей процес зменшення тиску, коли не збільшується кінетична енергія й не виконується робота, називається *дроселюванням* (рис. 5.7).

При дроселюванні робочого тіла його ентальпія залишається сталою, ентропія і об'єм збільшується. Зміну температури при дроселювання називають *ефектом Джоуля-Томсона*.

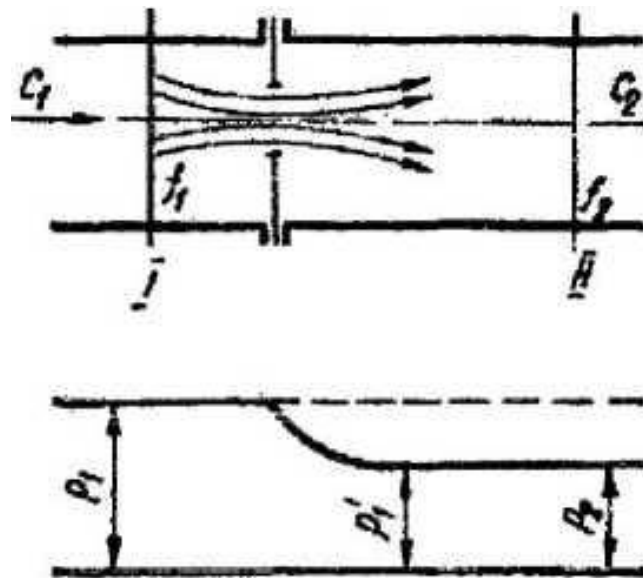


Рис. 5.7. Дроселювання робочого тіла

Дроселювання інколи використовують для регулювання (зменшення) потужності теплових двигунів, хоч воно є неекономічним, тому що частина роботи безповоротно втрачається. Оскільки при дроселюванні реальних газів їх температура зменшується, то цей процес розповсюджений в техніці для отримання низьких температур і зріджених газів. При дроселюванні кип'ячої води вона перетворюється у вологу пару, причому чим більше падає тиск, тим більше знижується температура водяної пари і збільшується ступінь її сухості.

5.4. Способи поширення тепла та види теплообміну

Робота всіх теплообмінних апаратів основана на теплопередачі, де в залежності від їх призначення необхідно інтенсифікувати або зменшити кількість теплоти, що передається.

Теплопередачею називається розділ, що вивчає закономірності процесів теплообміну між тілами і поширення теплоти в самих тілах. Це необхідно для керування тепловими потоками. Необхідною і достатньою умовою теплообміну є різниця температур. Перенос теплоти може здійснюватися трьома способами: теплопровідністю, конвекцією і випромінюванням або радіацією. Ці форми теплообміну різні за своєю фізичною природою і описуються різними законами.

Теплопровідність – процес поширення енергії в твердому тілі при безпосередньому дотику частин тіл, що мають різну температуру. В металах велику участь у теплопровідності беруть вільні електрони. У рідинах та газах існує молекулярний процес передачі тепла. Таким чином, теплопровідність – це молекулярний перенос теплоти в суцільному середовищі, зумовлений наявністю градієнта температури. При теплопровідності перенос теплоти здійснюється за рахунок співударів та дифузії частинок тіла, а також квантів пружних коливань їх кристалічної ґратки фононів – при макроскопічній нерухомості всієї маси речовини, тобто вона має атомно-молекулярний характер не пов'язаний з макроскопічним переміщенням в тілі. В чистому вигляді теплопровідність можна спостерігати лише в твердих тілах і в тонких нерухомих шарах рідини та газу. В металах і напівпровідниках теплообмін здійснюється за рахунок співудару і дифузії вільних електронів, а також пружних коливань кристалічної ґратки, тобто в теплопровідність вносять вклад дві складові: електронна і фонова. В металах остання складова низька, в напівпровідниках вона більша, а в діелектриках – є основною. В твердих теплоізоляційних матеріалах, які є діелектриками, механізм теплопровідності

зумовлений переносом теплоти фононами – квантами пружних коливань кристалічної ґратки.

При нагріванні тіла кінетична енергія його структурних частинок (вільних електронів, молекул) зростає. Частинки більш нагрітого об'єму тіла співдотикаються при хаотичному русі з сусідніми частинками тіла, віддаючи йому частину своєї кінетичної енергії. Такий процес поширюється по всьому тілу, в результаті чого температура більш нагрітого кінця тіла буде зменшуватися, а в інших ділянках зростатиме до певної величини. Для прикладу, якщо нагріти один кінець металевого стержня, то через певний час температура іншого його кінця також підвищиться. Нагрітий кінець має частинки з високою кінетичною енергією, які співударяються з іншими і передають частину йому своєї енергії.

Теплоносії – це рідкі або газоподібні речовини, які застосовуються для передачі теплоти від тіл з більшою температурою до тіл з меншою температурою. Вони завжди циркулюють у замкнутих системах і використовуються з метою нагрівання і охолодження в теплових і атомних енергетичних установках, системах теплозабезпечення, обладнанні технологічного призначення тощо. Як теплоносії найчастіше використовують газы, водяну пару, воду, а дещо менше – органічні і кремнієвоорганічні сполуки, розплавлені метали, солі, мінеральні масла.

При нагріванні тіла температура його в різних точках буде змінюватися з часом і теплота буде поширюватися від зон з вищою температурою до місць з нижчою температурою. У загальному випадку процес передачі теплоти теплопровідністю в твердому тілі супроводжується зміною температури як в просторі, так і в часі:

$$t = f(x, y, z, \tau), \quad (5.41)$$

де x, y, z – координати точки, τ – час.

Якщо температура у будь-якій точці тіла змінюється з часом, то температурне поле називається *нестационарним*, а коли температура з часом не змінюється, то поле в даному випадку називають *стационарним*. Поверхня, у всіх точках якої температура однакова, називається *ізотермічною*. Вектор, спрямований по нормалі до

ізотермічної поверхні в сторону збільшення температури і чисельно дорівнює похідній від температури по цьому напрямку, називають *градієнтом температури*. За позитивний напрямок градієнта приймається напрямок зростання температури:

$$\overrightarrow{\text{grad}t} = \frac{\overline{\partial t}}{\partial n} \quad (5.42)$$

Частинна похідна використана тут тому, що в загальному випадку температура може змінюватися не лише у просторі, а і у часі (при нестационарному режимі).

Тепловий потік – це кількість теплоти, яка передається через довільну поверхню за одиницю часу:

$$\Phi = \frac{Q}{\tau}, \text{ Вт},$$

де Q – кількість теплоти в Дж;

τ – час в с.

Тепловий потік утворюється в результаті різниці температури поверхонь, які співдотикаються.

Питомий тепловий потік або **густина теплового потоку** – це кількість теплоти, яка передається за одиницю часу через одиницю площадки, яка перпендикулярна напрямку потоку в даній точці або тепловий потік, віднесений до одиниці поверхні тіла:

$$\mathbf{q} = \frac{Q}{\tau \cdot S} = \frac{\Phi}{S}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \quad (5.43)$$

Величина \mathbf{q} є вектором, напрям якого протилежний до напрямку градієнта температури, тому що тепла енергія самостійно поширюється лише в сторону зменшення температури (рис. 5.8).

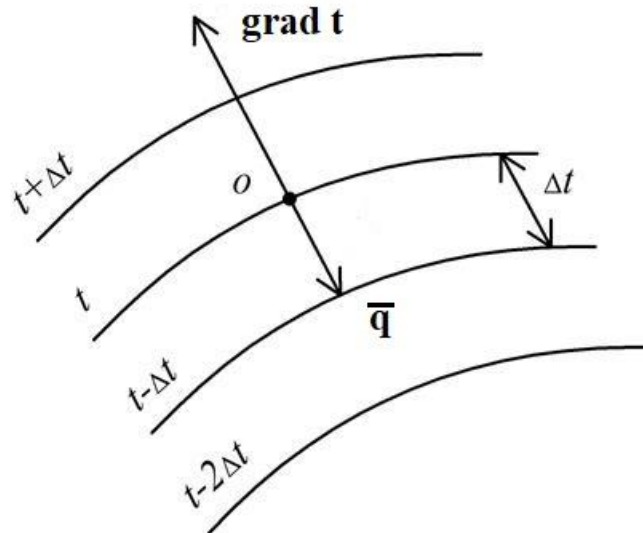


Рис. 5.8. До пояснення температурного градієнта і теплового потоку

Конвекція – процес переносу (теплоти) енергії при переміщенні рідини або газу із області із однією температурою в область із іншою температурою. Цей процес проходить тим швидше, чим більші швидкості руху рідини чи газу. Поряд з конвекцією в рідинах та газах завжди буде здійснюватися передача теплоти через теплопровідність.

Одночасний перенос теплоти конвекцією і теплопровідністю називається *конвективним теплообміном*. Він може бути вимушеним та вільним (природним за рахунок різних питомих густин газу).

Випромінювання (променевий теплообмін) – процес передачі енергії електромагнітними хвилями інфрачервоного діапазону. Тут відбувається подвійне перетворення енергії – більш нагріте тіло випромінює електромагнітні хвилі, а менш нагріте тіло поглинає енергію цих хвиль і нагрівається.

Як правило, теплообмін між тілами здійснюється всіма трьома способами одночасно, один із яких може домінувати. Процеси теплообміну можуть бути стаціонарними і нестаціонарними.

5.5. Теплопровідність

До висновку в попередньому підрозділі слід додати, що *теплопровідність* – це такий теплообмін, коли перенос теплової енергії в нерівномірно нагрітому середовищі проходить у відсутності макроскопічного руху середовища. У газах – де хаотичний рух молекул, у металах – це вільні електрони, у діелектриках – переважний механізм теплопровідності коливання атомів.

Теплопровідність може здійснюватися як всередині твердого тіла, так і через гази чи рідини. Поширення теплоти теплопровідністю буде лише тоді, коли в різних точках середовища будуть різці температури. Для простоти будемо вважати, що маємо стаціонарний тепловий режим, коли температура у всіх точках з часом не змінна. Нестационарний режим характеризується зміною температури точок тіла з часом. Такий режим буде однозначним, коли тіло весь час нагрівається або охолоджується. Коли період нагрівання і охолодження чергуються, то такий режим буде коливним. Деякі процеси передачі теплової енергії супроводжуються перенесенням речовини (конвекція, променевий теплообмін), то ці питання вивчає теорія масообміну.

Для теплопровідності твердих тіл Фур'є встановив наступний закон:

$$\vec{q} = -\lambda \cdot \overrightarrow{\text{grad}t} \quad (5.44)$$

Це є основним законом теплопровідності. Мінус тут значить, що вектори направлені в протилежні сторони.

λ – це фізичний параметр, який характеризує теплопровідність і називається *коефіцієнтом теплопровідності*.

λ , $\left[\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right]$ – дорівнює густині теплового потоку через одношарову стінку при температурному напорі 1 К.

Таблиця 5.5

Основні показники теплопровідності

Назва матеріалу	Густина ρ , кг/м ³	Температура T, °C	Коефіцієнт теплопровідності λ , Вт/м К
Азбест листовий	770	30	0,1163
Бетон	2300	20	0,279
Дуб (поперек волокон)	800	20	0,207
Цегла червона	1800	0	0,768
Цегла вогнетривка	1900	0	0,314
Пісок сухий	1500	20	0,326
Штукатурка	1600	0	0,698
Алюміній	2670	0	204
Латунь	8600	0	85
Мідь	8800	0	384
Срібло	10500	0	458
Сталь вуглецева	1900	20	45
Чавун	7220	20	63
Повітря	1,293	0	0,0244

Розглянемо плоску *одношарову стінку* товщиною δ із однорідного матеріалу. Приймемо, що $\lambda \neq f(T)$ і $T_1 > T_2$. Температурне поле – *одномірне* і поширення теплоти здійснюється лише в напрямку x .

Розрахункова формула густини теплового потоку для одношарової плоскої стінки має такий вигляд:

$$q = \frac{t_1 - t_2}{\delta / \lambda}, \quad (5.45)$$

де $\frac{\lambda}{\delta}$ – *теплова провідність стінки*;

$R_T = \frac{\delta}{\lambda}$ – *тепловий опір стінки*.

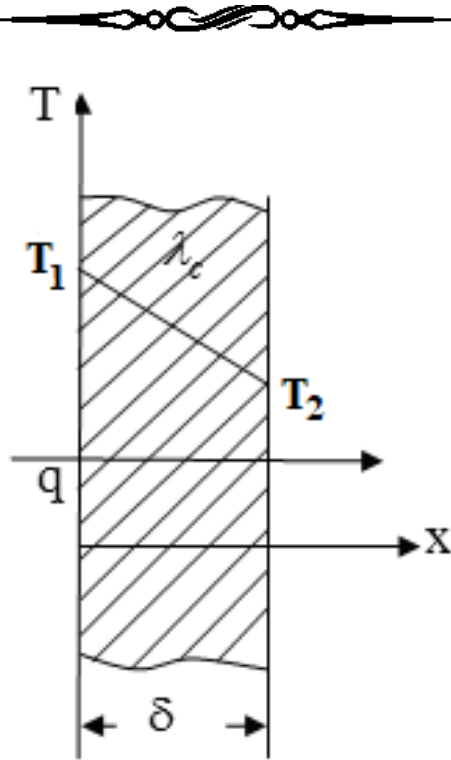


Рис.5.9. Стаціонарний розподіл температур по товщині плоскої стінки

Густина теплового потоку пропорційна різниці температур і обернено пропорційна тепловому опору. Загальна кількість теплоти, що передається через стінку площею S за час τ становить:

$$Q = q \cdot S \cdot \tau = S \cdot \tau \cdot \lambda \cdot \frac{t_1 - t_2}{\delta} \quad (5.46)$$

Багатошарова плоска стінка найчастіше використовується в життєвій практиці (стінки котлів, печей, будинків і т.п.). Нехай маємо стінки із трьох різнорідних матеріалів товщиною $\delta_1, \delta_2, \delta_3$ і теплопровідністю $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$. Будемо вважати, що режим стаціонарний і густина теплового потоку q , який проходить через кожен шар стінки, по величині однакова.

Для кожного із шарів можна записати (рис. 5.10):

$$q = \frac{\lambda_1}{\delta_1} (T_1 - T_2), \quad T_1 - T_2 = \frac{q \cdot \delta_1}{\lambda_1}$$

$$q = \frac{\lambda_2}{\delta_2} (T_2 - T_3), \quad T_2 - T_3 = \frac{q \cdot \delta_2}{\lambda_2}$$

$$q = \frac{\lambda_3}{\delta_3} (T_3 - T_4), \quad T_3 - T_4 = \frac{q \cdot \delta_3}{\lambda_3}$$

Для визначення повного перепаду температур додамо праві і ліві частини всіх трьох рівнянь, внаслідок чого будемо мати:

$$\Delta T = T_1 - T_4 = q \cdot \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right)$$

Звідси густина теплового потоку буде становити:

$$q = \frac{T_1 - T_4}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}}, \quad q = \frac{\Delta T}{\sum_{i=1}^n R_n} \quad (5.47)$$

Таким чином, густина теплового потоку для багатошарової плоскої стінки пропорційна температурному напору і обернено пропорційна сумі термічних опорів всіх складових стінки.

В середині кожного шару температура змінюється прямолінійно, а нахил лінії T залежить від величини коефіцієнта теплопровідності λ для кожної із стінок. Причому, чим нижче значення λ , тим крутішим буде характер зміни температури поперек стінки.

Розглянемо *циліндричну одношарову стінку*. Нехай температура буде змінюватися лише вздовж радіуса, а по довжині труби і по її периметру залишається незмінною. У даному випадку $\text{grad}t = \frac{dt}{dr}$, тоді рівняння Фур'є набирає вигляду:

$$q = -\lambda \cdot \text{grad}t = -\lambda \cdot \frac{dt}{dr} \quad (5.48)$$

Інтегрувати (5.48) не зручно, оскільки площа $S = 2\pi r l$, через яку проходить тепловий потік, залежить від r .

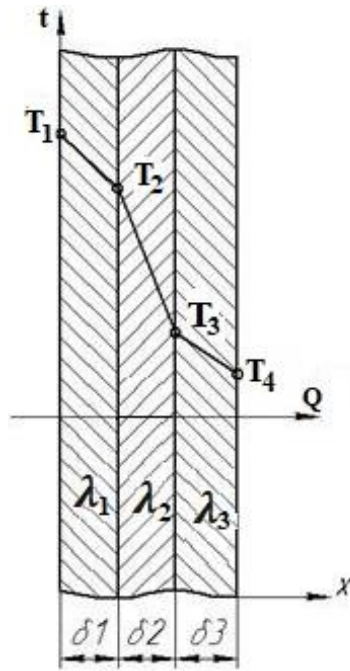


Рис. 5.10. Розподіл температури по товщині багат шарової плоскої стінки

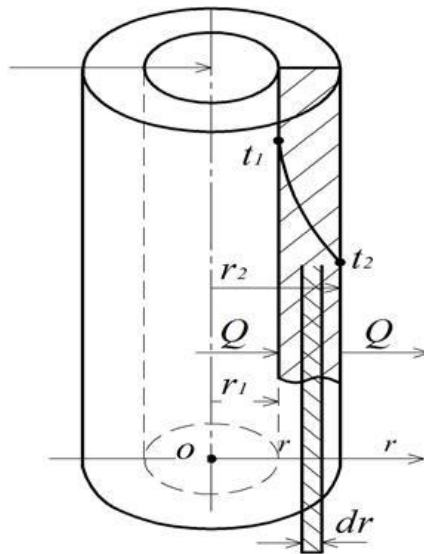


Рис. 5.11. Розподіл температури по товщині одношарової циліндричної стінки

$$\Phi = S \cdot q = -2 \cdot \pi \cdot r \cdot l \cdot \lambda \cdot \frac{dt}{dr}$$

$$dt = -\frac{\Phi}{2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot l} \cdot \frac{dr}{r}, \quad (5.49)$$

тобто розподіл температур через стінку носить парабологічний характер.

5.6. Конвективний теплообмін

Конвекцією називається процес передачі теплоти при переміщенні в просторі певного об'єму середовища. Це явище характерне для рідин і газів. Але одночасно в них тепло передається за рахунок теплопровідності. Одночасний процес конвекції і теплопровідності називають *конвективним теплообміном*.

Процес теплообміну між поверхнею твердого тіла і рідиною називається тепловіддачею, а поверхня тіла, від якої передається тепло, *теповіддаючою поверхнею*.

Тепловіддача складний процес і залежить від низки факторів:

1. Характеру конвекції (вільний і вимушений).
2. Режиму руху рідини (ламінарний, турбулентний).
3. Швидкості руху теплоносія.
4. Напрямку теплового потоку (нагрівання чи охолодження).
5. Фізичних властивостей теплоносія (λ , \bar{C}_p , ρ , μ , ΔT).
6. Стану поверхні стінок, що омиває теплоносій,
7. Форми тепловіддаючих стінок .

Згідно закону Ньютона-Ріхмана тепловий потік в процесі тепловіддачі визначають за формулою:

$$\Phi = \alpha \cdot S \cdot (t_c - t_p), \quad (5.50)$$

де $\alpha \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right]$ коефіцієнт тепловіддачі, який характеризує інтенсивність процесу тепловіддачі, S – площа тепловіддаючої поверхні, t_c , t_p , – відповідно температура стінки і рідини.

В процесі тепловіддачі не залежно від напрямку теплового потоку, значення прийнято вважати позитивним:

$$q = \alpha \cdot (t_c - t_p), \alpha = \frac{q}{t_c - t_p}, \quad (5.51)$$

$$q = \frac{t_c - t_p}{\frac{1}{\alpha}},$$

де $R_a = \frac{1}{\alpha}$ – термічний опір тепловіддачі.

Коефіцієнт тепловіддачі α визначають дослідним шляхом, оскільки він залежить від тих багатьох факторів, що і тепловіддача. Коефіцієнт α в різних точках поверхні може бути різним, тоді вводять поняття **локального** коефіцієнта тепловіддачі α , тобто $\alpha = f(x, y, z)$, а при спрощених теплових розрахунках користуються середнім коефіцієнтом $\alpha - \bar{\alpha}$.

Розрізняють *природню і вимушену конвекцію*. Вільний рух здійснюється під дією неоднорідного поля масових сил, які прикладені до частинок рідини. Масові сили можуть бути зумовлені різними зовнішніми полями: гравітаційним, магнітним, електричним. В наших умовах маємо справу з гравітаційним вільним рухом, який виникає під дією тяжіння в умовах неоднорідного розподілу густини рідини із-за наявності різниці температур між тілом і оточуючим його середовищем. Рідкі та газоподібні теплоносії нагріваються або охолоджуються при співдотику з поверхнями твердих тіл.

Природня конвекція виникає тільки при теплообміні за рахунок розширення нагрітої біля тепловіддаючої поверхні рідини. Інтенсивність теплового розширення характеризується коефіцієнтом теплового розширення об'єму:

$$\beta = \frac{1}{V} \cdot \left(\frac{\Delta V}{\Delta T} \right)_{P-\text{const}}, \quad (5.52)$$

де V – об’єм рідини, а ΔV – величина зростання об’єму за рахунок збільшення температури на ΔT . Для газів, які наближено можна вважати ідеальними можна прийняти:

$$\beta \approx T^{-1}$$

Для рідини коефіцієнт β значно менший, ніж для газів. Наявність різних густин по об’єму рідини приведе до того, що на одиницю об’єму нагрітої рідини буде діяти підйомна сила:

$$\vec{F}_n = \vec{A} - \vec{G}, \quad (5.53)$$

де \vec{A} – сила Архімеда, \vec{G} – сила тяжіння, \vec{F}_n – сила, яка буде піднімати нагріті шари рідини доверху.

Аналогічні міркування стосуються і рідини, що охолоджується.

Руху теплоносія біля поверхні завжди протидіє сила внутрішнього тертя, тому біля тепловіддаючої поверхні рідина буде гальмуватися. У зв’язку з цим, не дивлячись на те, що ці шари мають найбільшу підйомну силу, швидкість їх буде дорівнювати нулю. Це має місце і при вимушеній конвекції (рис.5.12).

Для прикладу приведено значення найменших і найбільших величин коефіцієнта тепловіддачі: $\alpha = 5,8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ (гази) і $1600 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ (вода).

Гази віддають теплоту стінці гірше, ніж вода, тому в теплообмінних апаратах раціонально використовувати пару, яка конденсується.

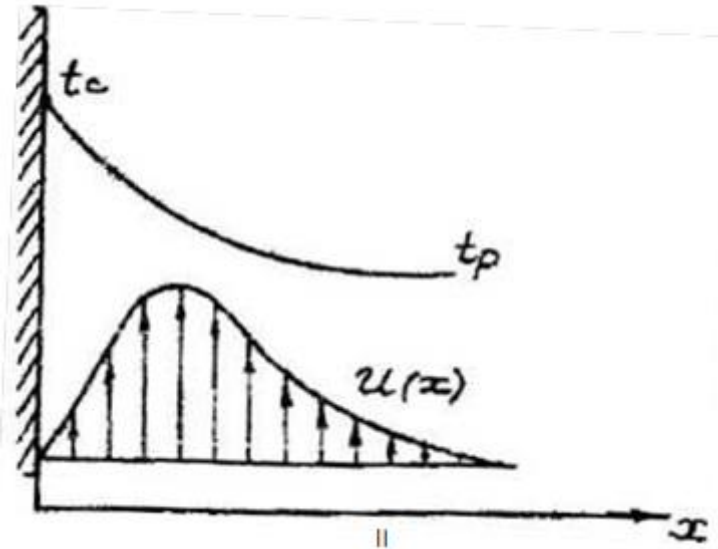


Рис. 5.12. Залежність швидкості руху потоків нагрітого теплоносія від відстані до тепловіддаючої поверхні

Розглянемо передачу теплоти від одного теплоносія іншому через теплопровідну стінку. Тут спочатку передача теплоти передається за рахунок конвекції, потім через стінку за рахунок теплопровідності, і, зрештою, від другої половини стінки до наступного теплоносія знову конвекцією.

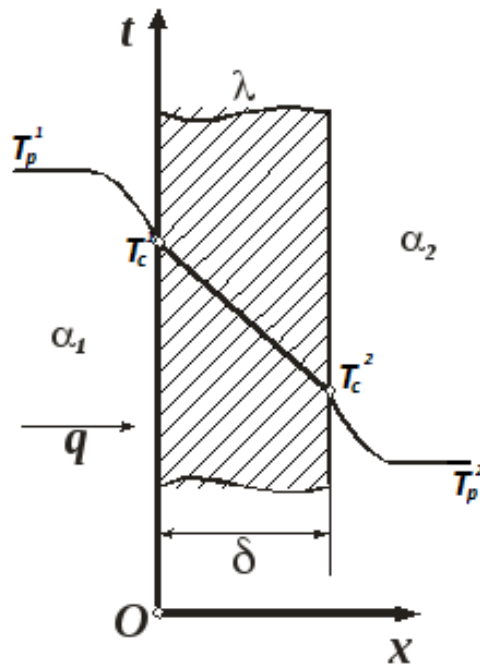


Рис. 5.13. Розподіл температури при передачі теплоти між теплоносіями через плоску стінку

При стаціонарному режимі тепловий потік Φ у всіх трьох процесах складної теплопередачі є незмінним, а перепад температур між гарячою і холодною рідинами складається із трьох складових:

$$1. \quad T_p' - T_c' = \frac{q}{\alpha_1} \text{ – цей етап обумовлений конвекцією}$$

$$2. \quad T_c' - T_c^2 = \frac{q}{\lambda/\delta} \text{ тут передача теплоти проходить за рахунок}$$

теплопровідності.

$$3. \quad T_c^2 - T_p^2 = \frac{q}{\alpha} \text{ – заключний етап, який обумовлений конвекцією/}$$

Результуючий температурний напір становить:

$$T_p' - T_p^2 = q \cdot \left(\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)$$

$$q = \frac{T_p' - T_p^2}{\left(\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)} = \kappa (T_p' - T_p^2), \quad (5.54)$$

де $\left(\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right) = R$ – термічний опір

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)}, \frac{Wm}{m^2 \cdot K},$$

K – коефіцієнт теплопередачі, який характеризує інтенсивність процесу теплопередачі від одного теплоносія до іншого через розділяючу їх стінку.

Для спрощення математичних розрахунків використовують теорію подібності. Розглянемо критерії подібності, які використовуються в описі теплопередач:

1. Критерій Рейнольдса встановлює співвідношення між силами інерції та в'язкості:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}, \quad (5.55)$$

де V – швидкість м/с;

d – внутрішній діаметр труби в м;

ν – кінематична в'язкість, м²/с.

Цей критерій характеризує гідродинамічний режим руху. При низьких значеннях числа Re сили інерції малі. При $Re < 2300$ режим руху буде ламінарним. Коли великі сили енергії і малі сили в'язкості рух буде турбулентним.

2. Критерій Грасгофа визначає співвідношення між підйомною силою і силою (в'язкості) тертя. Він характеризує інтенсивність руху теплоносія вверх.

$$Gr = \frac{g \cdot d^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot \Delta T, \quad (5.56)$$

де β – коефіцієнт об'ємного розширення,

ΔT – різниця температур між тепловіддаючою поверхнею та теплоносієм,

g – прискорення вільного падіння в м²/с.

Чим вище буде значення Gr , тим інтенсивнішим буде вільний рух.

3. Критерій Прандтля характеризує вплив фізичних властивостей на процес теплообміну і залежить від природи теплоносія (T, ρ):

$$Pr = \frac{\nu_p \cdot C_p}{\lambda} \quad (5.57)$$

Цей критерій показує здатність теплоти поширюватися в рідині. Для газів $Pr = 0,67...1,00$ і залежить лише від їх атомності, для рідин $Pr = 1...2500$.

4. Критерій Нуссельта комплексно характеризує процес тепловіддачі:

$$N_U = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}, \quad (5.58)$$

де α, λ – коефіцієнт тепловіддачі і теплопровідності.

Чим N_U вище, тим інтенсивніше процес конвективного теплообміну.

Він одночасно залежить від числа Рейнольдса, Грасгофа і Прандтля $N_U = f(Re, Cr, Pr)$.

5. Критерій Пекле (критерій теплової подібності):

$$Pe = \frac{V \cdot d}{a} = Re \cdot Pr, \quad (5.59)$$

де $a = \frac{\lambda}{C_p \cdot \rho}$ – коефіцієнт температуропровідності, який

характеризує швидкість зміни температури в будь-якій речовині при нестационарному режимі.

Критерій Pe характеризує відношення теплопровідності і конвективного переносу теплоти.

При тепловіддачі в наближеному просторі головну роль відіграє довжина поверхні, а не її геометрична форма і тоді користуються критеріальним рівнянням М.Михеєва:

$$Nu = C(Gr \cdot Pr)^m; \alpha_k = \frac{C \cdot \lambda (Gr \cdot Pr)}{1}, \quad (5.60)$$

де C і m константи і залежать від величини добутку $Gr \cdot Pr$.

Константа	$10^3 - 5 \cdot 10^2$	$5 \cdot 10^2 - 2 \cdot 10^7$	$2 \cdot 10^7 - 10^{13}$
C	1,18	0,54	0,135
M	0,125	0,250	0,333

Масообмін буде там, де є вирівнювання концентрації рідини. Закон Фіко аналітично характеризує таке явище:

$$M_D = D \cdot \frac{C_1 - C_2}{\delta} \cdot F, \frac{\text{кг}}{\text{с}}, \quad (5.61)$$

де $C_1 - C_2$ – градієнт густини, D - коефіцієнт дифузії.

5.7. Променевий теплообмін

Особливістю теплообміну випромінюванням є те, що такий теплообмін не потребує безпосереднього контакту тіл. Випромінювання розглядається як процес розповсюдження електромагнітних хвиль, які тіло випромінює. Теплове випромінювання є результатом перетворення внутрішньої енергії тіл в енергію електромагнітних хвиль. При будь-якій температурі всі тіла випромінюють хвилі різної довжини. Теплові властивості мають хвилі довжиною 0,4 - 80 мкм. Теплове випромінювання складається із видимої ділянки спектру (0,4-0,8 мкм) і інфрачервоної (0,8-800 мкм). В області температур до 2000°C основну роль в теплообміні відіграють інфрачервоні хвилі. При однакових або різних температурах між тілами, які розміщені довільно в просторі, існує неперервний теплообмін випромінюванням. Спектр випромінювання більшості твердих і рідких тіл неперервний, а спектр випромінювання газів має лінійний характер, тобто гази випромінюють промені на всіх довжинах хвиль. Таке випромінювання називають *селективним (вибірковим)*. Випромінювання газів носить об'ємний характер. У випромінюванні твердих тіл беруть участь не лише поверхневі частинки, а і тонкий шар певної товщини. Сумарне випромінювання з поверхні тіла у всіх напрямках напівсферичного простору і на всіх в довжинах хвиль спектра називається *інтегральним випромінюванням*.

Більшість тіл випромінюють енергію всього спектру, інертні гази і пари мають дискретний спектр. При попаданні електромагнітних хвиль на інше тіло їх енергія частково

поглинається ними, перетворюючись знову у внутрішню енергію. Так здійснюється променевий теплообмін між тілами. В теплотехніці привертають увагу хвилі інфрачервоного діапазону, який знаходиться в межах $(0,8 < \lambda < 80 \text{ мкм})$ – теплового випромінювання.

Тепловий потік, що випромінюється на всіх λ із одиниці поверхні у всіх напрямках називається *поверхневою густиною потоку інтегрального випромінювання* $\left(E, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right)$.

Загальний потік променевої енергії описують рівнянням:

$$E = E_A + E_R + E_D$$

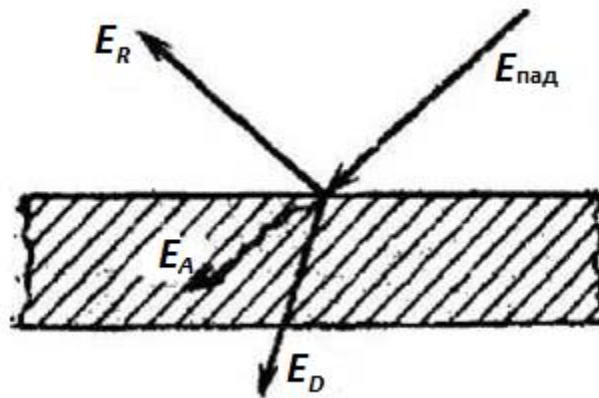


Рис. 5.14. Розподіл енергії випромінювання, що падає на тіло

$\frac{E_A}{E} = A$ – коефіцієнт поглинання;

$\frac{E_R}{E} = R$ – коефіцієнт відбивання;

$\frac{E_D}{E} = D$ – коефіцієнт пропускання.

$$A + R + D = 1 \text{ – рівняння теплового балансу} \quad (5.62)$$

Розглянемо три окремих випадки:

– коли $A = 1; R = D = 0$ – маємо абсолютно чорне тіло;

– у випадку $R = 1; A = 0; D = 0$ – тоді це буде абсолютно біле тіло (зеркальне).

– якщо $D = 0$, $A = R = 1$, то маємо справу з абсолютно прозорим тілом, або діатермічним.

Коли $0 < 1 < A$ – сіре тіло, для прикладу, скло має $A = 0,94$, а для білого снігу A становить $0,98$, бо теплове проміння не видиме.

До абсолютно дзеркальних тіл в деякому наближенні відносяться поліровані метали. Тому не слід ототожнювати діапазон видимого випромінювання з тепловим. Якщо поверхня правильно відбиває промені (тобто відбивання відповідає законам геометричної оптики), то таку поверхню називають дзеркальною. Якщо падаюче проміння при відбиванні розщеплюється на багато променів, які поширюються у різні напрямки, то таке відбивання називається дифузійним.

Абсолютно чорних, білих і прозорих тіл в природі не буває. Близькою до абсолютно чорного тіла є поверхня, яка покрита шаром нафтової сажі ($A = 0,90-60,9$). Колір тут відіграє не значну роль. Так, біла поверхня відбиває лише видиме проміння, а інфрачервоне проміння вона поглинає так інтенсивно, як і чорне. Повітря в чистому вигляді є прозорим для теплових променей, але при наявності водяних парів і підвищеної концентрації у повітрі газу CO_2 воно стає напівпрозорим. Віконне скло прозоре для світлових променів і не прозоре для теплового і ультрафіолетового проміння. Кварц прозорий для світлового і ультрафіолетового проміння, а для інфрачервоних непрозорий, Всі тверді тіла і рідини для теплового випромінювання є непрозорими, тобто являються *термічними* тілами.

Всі реальні тіла називають *сірими*, а їх наближення до абсолютно чорних тіл характеризує ступінь чорноти ϵ .

Теплопровідність, конвекція і теплове випромінювання відокремлено в чистому вигляді зустрічаються досить рідко. В більшості випадків один вид теплообміну доповнює інший. Так, будь-яке нагріте тіло, яке омивається повітрям, буде зумовлювати теплообмін, який є результатом сукупної дії конвекції, теплопровідності і променевого теплообміну.

Теплота від нагрітого тіла до омиваючого його повітря передається за рахунок їх безпосереднього контакту

(теплопровідність і конвекція, а переважає остання). Тепловий потік зумовлений конвективним теплообміном буде становити:

$$\Phi_K = \alpha_K (T_1 - T_2) \cdot S, \text{ Вт}, \quad (5.63)$$

де α_K – коефіцієнт тепловіддачі за рахунок конвекції і теплопровідності;

T_1, T_2 – відповідно температури нагрітого тіла і оточуючого середовища (газу чи рідини);

S – площа тепловіддаючої поверхні.

Тепловий потік, викликаний променевим теплообміном, визначають за формулою:

$$\Phi_n = \varepsilon C_0 S \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \text{ Вт}, \quad (5.64)$$

де ε – ступінь чорноти, який враховує поглинальну здатність нагрітої поверхні і оточуючого середовища.

$C_0 = 5,67 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}^4}$ – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла.

В результаті сумарний тепловий потік буде становити:

$$\Phi = \Phi_K + \Phi_n = \alpha_K (T_1 - T_2) S + \varepsilon C_0 S \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \text{ Вт} \quad (5.65)$$

Коефіцієнт тепловіддачі визначають за такими формулами:

а) для конвективного теплообміну:

$$\alpha_K = \frac{Q_K}{S(T_1 - T_2)} = \alpha_{np}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad (5.66)$$

б) для променевого теплообміну:

$$\alpha_{np} = \varepsilon C_0 S \frac{\left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]}{T_1 - T_2}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad (5.67)$$

При нагріванні тіл частина теплової енергії обов'язково перетвориться в променеву. Кількість енергії, яка випромінюється в одиниці поверхні в одиницю часу, називають *випромінювальною здатністю тіла* ($E, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$), величина якої залежить від природи тіла, стану поверхні, температури і довжини хвилі випромінювання. Інколи цю характеристику E називають *поверхневою густиною потоку інтегрального випромінювання*. Поверхнева густина монохроматичного випромінювання становить:

$$E_{\lambda} = \frac{dQ_{\lambda}}{dS}$$

Вона зв'язана з густиною інтегрального випромінювання залежністю:

$$E_{\lambda} = \frac{dE}{d\lambda} \quad (5.68)$$

Розглянемо основні закони абсолютно чорних тіл.

Закон Стефана - Больцмана. Кількість енергії, що випромінюється із поверхні абсолютно чорного тіла, пропорційна температурі в четвертому ступені:

$$E_0 = \delta_0 T^4, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}, \quad (5.69)$$

де $\delta_0 = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}^4}$ – константа випромінювання (стала Стефана - Больцмана).

Для зручності користуються формулою $E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4$, де $C_0 = \sigma_0 \cdot 10^8 = 5,67 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}^4}$, - коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла. Тіла випромінюють меншу енергію, чим абсолютно

чорне тіло, тому для оцінки ефективності випромінювання вводять коефіцієнт теплового випромінювання $\varepsilon = \frac{E}{E_0}$, який називають ступінь чорноти.

Тому згадану формулу можна використовувати для сірих тіл:

$$E = C_0 \varepsilon \left(\frac{T}{100} \right)^4 = C \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (5.70)$$

де $C = C_0 \varepsilon$ – випромінювальна здатність сірого тіла;

ε – залежить від ваду матеріалу і знаходиться в межах $0 < \varepsilon < 1$.

Для теплообміну практичне значення має не лише здатність випромінювати, але поглинати електромагнітні хвилі.

Для захисту від перегріву деяких елементів енергетичного обладнання необхідно зменшити променевий теплообмін. Для цього встановлюють перегородки, які називають **екранами**. Їх виготовляють із жерсті, фольги і т.п. та встановлюють на шляху потоку.

Можна досягти $\varepsilon = 0,05$. Із зменшенням ступеню чорноти ε екранів (дзеркальна поверхня) зростає ефективність їх дії. При встановленні на шляху потоку одного екрану теплообмін випромінювання зменшується в 2 рази, при двох екранах – в три рази. Це без врахування термічного опору самих екранів.

При наявності одного екрану між стінками температуру екранних поверхонь визначають за формулою:

$$\left(\frac{T_e}{100} \right)^4 = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

Екрани застосовують для підвищення термічного опору обмежувачих конструкцій споруд і транспортних засобів, а також при ізоляції теплових апаратів і приладів.

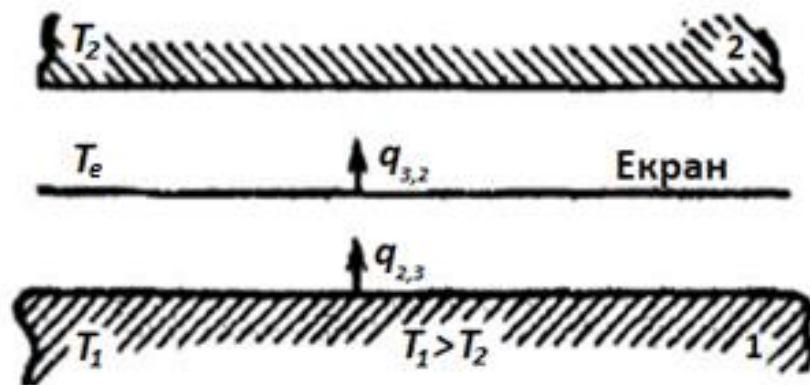


Рис. 5.15. Променевий теплообмін між двома тілами через екран

Гази випромінюють і поглинають тільки в певному діапазоні, тобто мають селективний спектр. Це на відміну від твердих тіл пояснюється тим, що гази випромінюють вільними молекулами. Енергетичні рівні стану електронів в молекулах газів мають для кожного із них свої значення. Одно- і двоатомні гази майже повністю пропускають теплове випромінювання, а трьох- і багатоатомні гази поглинають і випромінюють (H_2O ; CO_2), яке має селективний характер, тобто спектр не суцільний, а перервний.

5.8. Теплообмінні апарати

Теплообмінним апаратом називають пристрій, який призначений для нагрівання та охолодження теплоносія. Найчастіше нагрівання одного теплоносія здійснюється за рахунок охолодження іншого. Виключення становлять теплообмінники із внутрішнім тепловиділенням (реактори, електронагрівачі).

Існують такі види теплообмінних апаратів:

- рекуперативні (через стінку);
- регенеративні (почергово теплоакумулююча поверхня омивається холодним і гарячим теплоносієм);
- змішувальні;

– з проміжним теплоносієм (від гріючого середовища до нагріваючого переноситься потоком дрібнодисперсного матеріалу або рідини);

– з внутрішнім тепловиділенням (реактор, електронагрівач).

В рекуперативних теплообмінниках теплота від одного теплоносія до іншого передається через розділяючу їх стінку, виготовлену із матеріалу, що має високий коефіцієнт теплопровідності (мідь, латунь, сплави алюмінію). Найпоширеніший тип таких теплообмінників – це трубчатий (рис. 5.16), в яких один теплоносієв рухається в трубах, а інший – в міжтрубному просторі, тобто теплоносії розділені між собою стінкою.

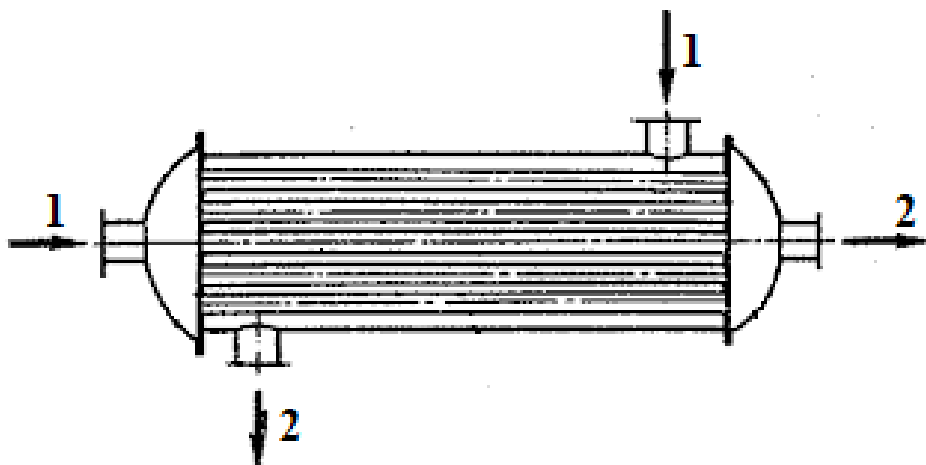


Рис. 5.16. Схема кожухоподібного рекуперативного теплообмінника

Вони бувають прямотечійні і протитечійні (рис. 5.17) із перехресним потоком теплоносіїв. Рекуперативні теплообмінники найпоширеніші в енергетиці і побуті (котли, батареї водного опалення і т.п.).

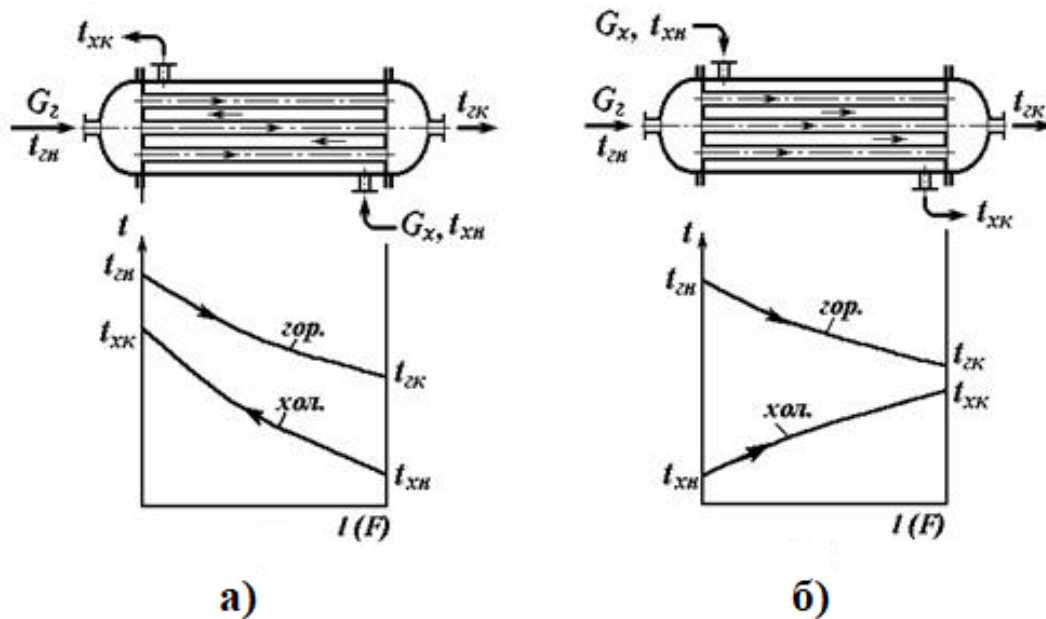


Рис. 5.17. Схеми руху теплоносіїв в теплообмінниках:
а) протитечія; б) прямотечія

Регенеративний теплообмінник і теплообмінник з проміжним теплоносієм практично працюють за одним і тим же принципом. Суть його полягає в тому, що теплота від одного теплоносія до іншого переходить за допомогою третього тіла – допоміжного матеріалу. Проміжний теплоносій нагрівається в потоці гарячого теплоносія, а потім віддає акумульоване тепло холодному теплоносію. Для цього необхідно періодично перемикає потоки теплоносіїв для підводу їх до проміжного. В регенеративних теплообмінниках проміжними елементами служать масивні матеріали: цегла, засипки, листки металу. Такі теплообмінники використовують для високотемпературного підігріву газу ($t > 1000^{\circ}\text{C}$), а інколи їх застосовують для охолодження запиленних газів, які швидко можуть забивати рекуператори (рис. 5.18).

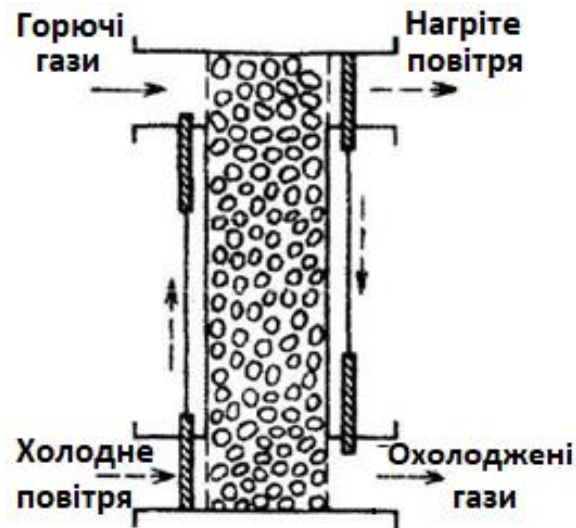


Рис. 5.18. Регенеративний підігрівач повітря періодичної дії з переключенням потоків, які рухаються через насадку

В теплообмінниках з проміжним теплоносієм теплота від гріючого середовища до нагрівачого здійснюється потоком дрібнодисперсного матеріалу чи рідини. Прикладом цього може бути герметична труба, яка частково заповнена рідиною, а частково паром (рис. 5.19).



Рис. 5.19. Схема роботи теплової труби

На гарячому кінці цієї труби за рахунок підводу теплоти випаровується рідина, на холодному конденсується пара, віддаючи теплоту, що виділилася. Конденсат повертається в зону випарування або самотьком, коли холодний кінець розміщений вище гарячого, або за рахунок використання спеціальних фитілей, по якій рідина рухається за рахунок капілярних сил в будь-якому напрямку.

Практично теплові труби з фитілями використовують в космосі, а для охолодження механічних, електричних і радіотехнічних пристроїв в земних умовах використовують природню конвекцію.

Найпростішими є **змішувальні теплообмінники**, з яких змішуються теплоносії і не потребують подальшого розподілу, наприклад підігрів води водяною парою (рис. 5.20).

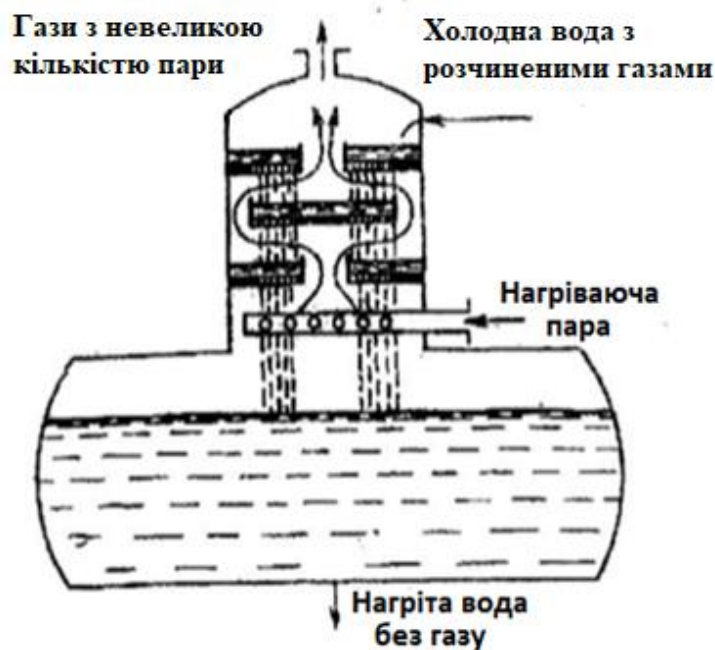


Рис. 5.20. Використання струминного змішувального теплообмінника для підігріву

Для підтримання заданих температур в системі гарячого водозабезпечення ($60^{\circ}\text{C} < t < 75^{\circ}\text{C}$) і в радіаторах водяного опалення ($t < 95^{\circ}\text{C}$) змішують пароводяну суміш, яка поступає із котельні чи теплоелектро ТЕЦ ($t < 150^{\circ}\text{C}$) з водою ($t = 20 \dots 70^{\circ}\text{C}$), яка повертається від споживачів тепла. Для збільшення поверхні контакту теплоносіїв їх перемішують, рідини розбризкують, тверді матеріали використовують в подрібненому вигляді.

РОЗДІЛ VI

ТЕПЛОВІ ДВИГУНИ

6.1. Паливо та його склад

Вітчизняна енергетика розвивається переважно за рахунок електростанцій на органічному і ядерному паливі. Органічним паливом називають речовини, які здатні активно вступати в реакцію з киснем і мають значне тепловиділення на одиницю маси.

Таким чином *паливо* – це речовина, яка навмисно спалюється з метою отримання теплоти. Воно повинно відповідати наступним вимогам:

- при згоранні виділяти якомога більшу кількість теплоти ($C > 50\%$), тобто бути економічно доцільним для використання; порівняно легко запалюватися і давати високу температуру при горінні;

- бути достатньо широко розповсюдженим у природі;

- бути доступним для розробки;

- бути дешевим при використанні і не бути цінною сировиною для інших галузей;

- зберігати свої початкові властивості під час довготривалого зберігання.

Дуже важливим фактором є те, щоб у процесі горіння не утворювалися шкідливі для навколишнього середовища речовини. Цим вимогам найбільш задовольняють речовини органічного походження: нафта, природні гази, вугілля, горючі сланці, торф.

Паливо складається із *горючої* та *негорючої* частини. Горюча частина представляє собою сукупність різного роду з'єднань, в котрі

входить водень, кисень, вуглець, азот та сірка. Негорюча частина (баласт) складається із мінеральних домішок, які включають у себе попіл та вологу.

Вуглець С – основна горюча частина палива. При збільшенні його вмісту теплова цінність палива підвищується. В різних видах палива міститься від 50% до 97% вуглецю.

Водень Н – друга за значенням після вуглецю горюча складова палива. Порівняно з вуглецем вміст водню в паливі менший (до 25%), а теплоти при його згоранні виділяється у 4 рази більше.

Кисень О – складова частина палива, яка не горить і не виділяє теплоти, тому фактично є внутрішнім баластом. Його доля в залежності від виду палива становить 0,5-4,3%.

Азот N не горить і так само, як і кисень, є внутрішнім баластом палива. Вміст його у рідкому та твердому видах палива складає 0,5-1,5%.

Сірка S, при згоранні якої виділяється деяка кількість теплоти, є дуже небажаною складовою частиною палива, тому що продукти її згорання – SO_2 та SO_3 ангідриди – викликають спільну газову або рідинну корозію металевих поверхонь. Вміст сірки в твердому паливі коливається від долей процента до 8%, а в нафтовому пальному – від 0,1 до 4%.

Попіл А є негорючим твердим компонентом, кількість якого визначається після повного згорання палива. Він є небажаною і навіть шкідливою домішкою, так як в її присутності посилюються абразивні зношення, ускладнюється експлуатація установок і таке інше. У паливі з високим вмістом попелу знижується теплота згорання і запальованість.

Волога W є дуже небажаною домішкою палива, тому що частина теплоти відбирається на її випаровування, внаслідок чого понижується теплота та температура згорання палива. З наявністю вологи ускладнюється експлуатація установок (особливо в зимовий період), зростає корозія і таке інше.

Мінеральні домішки – попіл та вологу – поділяють на зовнішні та внутрішні. Перші потрапляють в паливо з оточуючого середовища при його добуванні, транспортуванні або зберіганні, інші входять в його хімічний склад.

В залежності від фізичного стану палива, при якому визначають його елементний склад, одержують різні дані про вміст тих чи інших речовин. Це ускладнює об'єктивний порівняльний склад палива та його робочу, аналітичну (лабораторну), суху, горючу та органічну маси.

Паливо, яке поступає до споживача у натуральному стані і містить, крім горючої частини, попіл та вологу, *називається робочим паливом*.

За агрегатним станом розрізняють тверде, рідке та газоподібне; за шляхами отримання – натуральне та штучне.

До натурального твердого палива відносяться: антрацити, кам'яні вуглі, торф, дрова, горючі сланці, відходи промисловості та сільського господарства – тирсу, щепу.

Штучні види твердого палива: брикети (торф'яні, буровугільні, кам'яновугільні), кокс (кам'яновугільний, торф'яний, нафтовий), дерев'яне вугілля, пил (вугільний, торф'яний, сланцевий).

Натуральне рідке паливо – нафта (сира нафта). Штучне рідке паливо – нафтові продукти – бензин, гас, мазут, спирт, колоїдальне паливо (суміш мазута з вугільним пилом).

Натуральне газоподібне паливо – природний газ. Штучне газу (доменний, коксовий, генераторний, крекінг-газ).

Склад твердого та рідкого палива прийнято виражати у вагових відсотках. Якщо позначити ваговий відсотковий вміст компонентів у робочому паливі C^P , H^P і т.д., то очевидно, що:

$$C^P + H^P + O^P + N^P + S^P + A^P + W^P = 100\% \quad (6.1)$$

Паливо, з якого в результаті сушки повністю знищена волога, називається абсолютно сухим паливом чи абсолютно сухою масою палива.

Абсолютно сухе паливо містить шість компонентів:

$$C^c + H^c + O^c + N^c + S^s + A^s = 100\%, \quad (6.2)$$

де C^c , H^c і т. ін. – ваговий відсоток вуглецю, кисню та іншого в абсолютно сухому паливі.

Якщо допустити, що з абсолютно сухого палива вилучено негорючі домішки A , то залишиться п'ять компонентів, які складають так звану горючу масу палива. Її елементарний склад такий:

$$C^r + H^r + O^r + N^r + S_{\text{л}}^r = 100\% \quad (6.3)$$

Сірка в паливі знаходиться у вигляді різних з'єднань: а) сульфата S^c , що входить до складу сульфатів $CaSO_4$, Na_2SO_4 , K_2SO_4 ;

б) колчедани S^k , який є в з'єднанні з металами (як правило, з залізом у вигляді FeS) та в) органічних S^{op} – у складі органічних з'єднань. Сульфатна сірка не горить, а її наявність береться до уваги у негорючих домішках A . Органічна та колчеданна сірка беруть участь у горінні, а їх сума складає летючу (чи горючу) сірку палива $S_{\text{п}} = S^{op} + S^k$. Якщо виключити з горючої маси палива колчеданну сірку, залишиться паливо такого складу:

$$C^0 + H^0 + O^0 + N^0 + S^0 = 100\% \quad (6.4)$$

Такий склад палива називається органічною масою. У більшості випадків вміст органічної сірки в паливі невеликий (біля десятої долі відсотка). Тому склад органічної маси палива іноді записують спрощено:

$$C^0 + H^0 + O^0 + N^0 = 100\%$$

Горінням називається неперервний процес інтенсивного з'єднання горючої речовини з окислювачем (киснем), який йде при високих (1000-2000°C) температурах і характеризується інтенсивним тепловиділенням.

Механізм горіння навіть простіших за своїм хімічним складом горючих речовин достатньо складний і для багатьох речовин мало вивчений. Тим більше складний він для таких комплексних з'єднань, як органічне тверде паливо.

Відношення дійсної кількості повітря V до розрахункової V^0 називається *коефіцієнтом надлишку повітря у топці* α_m :

$$\alpha_m = \frac{V}{V^0} \quad (6.5)$$

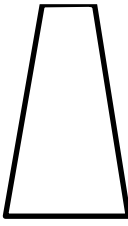
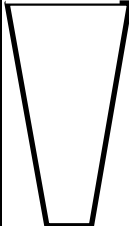
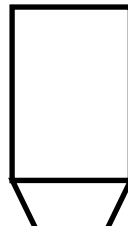
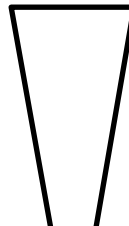
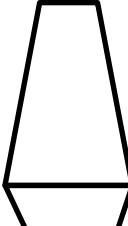
Значення α_m залежать від виду спалюваного палива і конструкції топки та коливаються від 1,031 для газоподібного палива до 1,5 для твердого палива.

Теплота згорання (теплотворність) палива $Q \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ – це теплота реакції і горіння палива, тобто та кількість теплоти, яка виділяється при повному згоранні 1 кг твердого та рідкого палива при охолодженні продуктів горіння до початкової температури процесу.

Склад та теплота згорання найпоширеніших представників твердого палива подані в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1

Склад та теплота згорання твердого палива

Тверде паливо	Склад				Теплота згорання Q^r , МДж/кг
	C ^r	O ^r	H ^r	V ^r	
Деревина Торф Буре вугілля Кам'яне вугілля Антрацит	60  93	42  2	6  2	85  4	10  35

Таблиця 6.2

Параметри палива

Параметри	Паливо	
	Дизельне	Бензин
Густина 20°C, кг/м ³	820-870	720-780
Малярна маса $\mu\text{т}$	180-200	110-120
Кінематична в'язкість при 20°C, м ² /с	1,5-8,0	0,5-0,7

Параметри	Паливо	
	Дизельне	Бензин
Середній коефіцієнт стиску при $p = 50 \text{ МПа}$ і $t = 20^\circ$, $10^9 \text{ м}^2/\text{Н}$	0,65	1,17
Характерні температури, $^\circ\text{C}$		
Початок кипіння	180-200	35
Кінець кипіння	330-360	185-195
Викіпання 50%	240-290	100-125
Коефіцієнт поверхневого натягу при $t = 20^\circ$, 10^3 Н/м	28-30	21-22
Цетанове число	45-50	25-30
Октанове число	-	66-96

Елементарний середній склад дизельного палива та бензину наведені у таблиці 6.3.

Таблиця 6.3

Склад та теплота згорання палива

Параметри	Паливо	
	Дизельне	Бензин
Елементарний склад по масі		
С	0,870	0,855
Н	0,126	0,145
О	0,04	-
Нижча теплота згорання палива Н кДж/кг	42500	44000
Теплота згорання паливоповітряної суміші Н см при $a = 1,0 \text{ кДж/кмоль}$	86000	83900
Теоретично необхідна кількість повітря для повного згорання 1 кг палива	14,45	14,96

6.2. Топки

Пристрій, в якому відбувається процес горіння палива, називається *топкою*. Залежно від способу спалювання палива топки поділяють на шарові та камерні.

Основним елементом шарової топки є колосникова решітка. Вона складається з окремих балочних та плиткових колосників і є опорою для кускового палива під час його горіння. Крізь проsvіти між колосниками подається повітря, яке необхідне для горіння палива, а тверді продукти згорання (шлак і зола) крізь ці проsvіти попадають у зольник.

На рис. 6.1. зображено схему найпростішої шарової топки. Паливо через завантажувальні дверці 1 періодично подається на колосникову решітку 2. Повітря для горіння надходить до шару палива через піддувало 3 і колосникову решітку. З нагріванням паливо підсушується і з нього виділяються летючі речовини, які, змішуючись із повітрям, згоряють у топковому просторі 4.

Шарові топки залежно від методу обслуговування поділяють на топки з ручним обслуговуванням, напівмеханізовані та механізовані. Тепер топки з ручним обслуговуванням зустрічаються рідко. Їх використовують для котлів дуже низької продуктивності. У напівмеханізованих топках завантаження палива й часткове очищення колосникової решітки здійснюються за допомогою механічних чи пневматичних пристроїв. У механізованих шарових топках механічні пристрої майже цілком витіснили ручну працю.

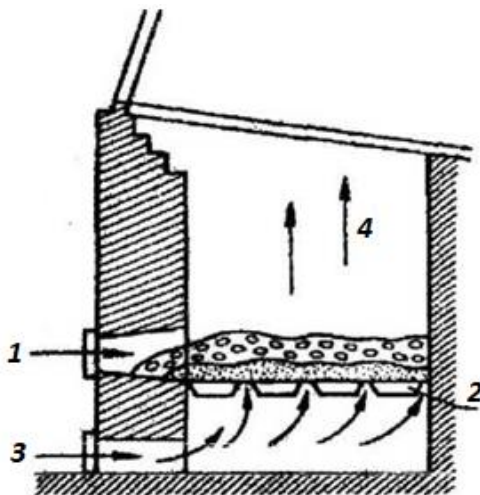


Рис. 6.1. Схема найпростішої шарової установки

Топки з ручним обслуговуванням зустрічаються рідко, їх використовують для котлів дуже низької продуктивності. У напівмеханізованих топках завантаження палива й часткове

очищення колосникової решітки здійснюються за допомогою механічних чи пневматичних пристроїв. У механізованих шарових топках механічні пристрої майже цілком витіснили ручну пралю.

Камерні топки призначені для спалювання щитоподібного, дрібнобитого, рідкого і газоподібного палива факельним або вихровим способом. Камерна топка - це топковий простір (камера) без колосникової решітки і завантажувальних дверець (рис. 6.2). Паливо і повітря подають до топкової камери спеціальними пристроями (форсунками чи пальниками залежно від роду палива). Там паливо згоряє в завислому стані. Повітря, яке надходить до камери разом з паливом, називають первинним. Решта повітря, потрібного для повного згоряння палива, подається до камери додатково. Його називають вторинним. Пилеподібне паливо з первинним повітрям по штуцеру 3 через пальник подається в камеру топки. Вторинне підігріте повітря підводиться до пальника через штуцер 2. У топковій камері створюється факел. Внутрішні стінки топки екрановані трубами котла, в які подається вода через колектори, а утворювана від нагрівання пароводяна суміш відводиться. Частина золи і кусочків незгорілого палива виноситься з димовими газами, решта потрапляє у воронку 1.

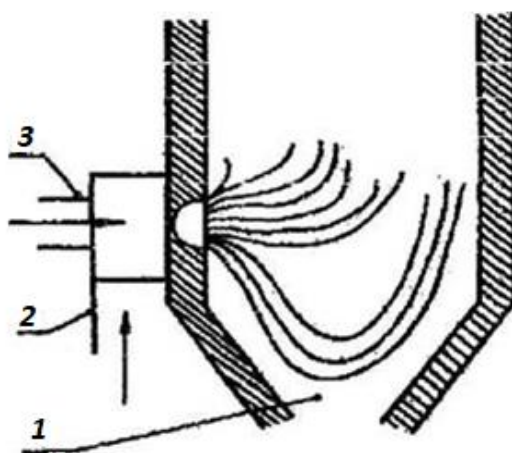


Рис. 6.2. Камерна топка

Циклонні топки призначені для спалювання подрібненого вугілля. Схема такої топки зображена на рис. 6.3. Подрібнене

вугілля з первинним повітрям подається через штуцер 1 у циклонну камеру 2. До неї тангенціально подається вторинне повітря, яке надходить через штуцер 3 із швидкістю близько 100 м/с. У камері створюється потік продуктів горіння, що відкидає великі часточки палива на стінки, де вони під дією повітряних потоків частково згорають.

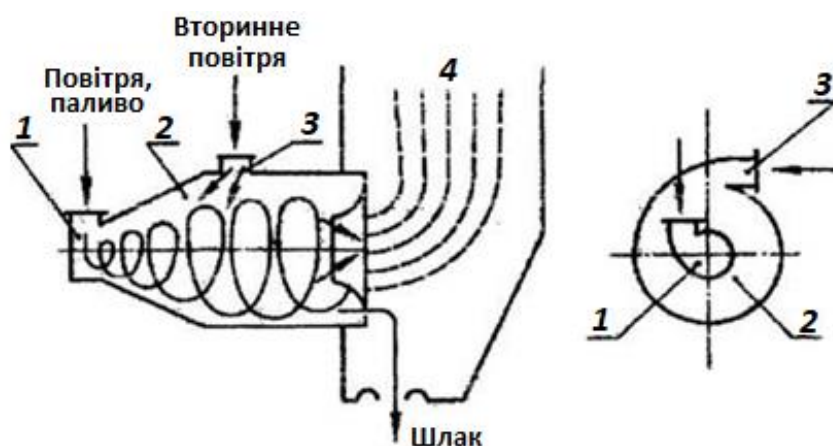


Рис. 6.3. Схема циклонної топки

З циклонної камери продукти горіння з недогорілими часточками потрапляють до камери опалювання 4. Шлак із циклонної камери через камеру допалювання потрапляє до шлакової ванни, де він гранулюється водою. Ці топки мають найвищу продуктивність і найбільшу повноту згорання палива в порівнянні з двома попередньо згаданими типами топок.

6.3. Котельні установки

Комплекс споруд та обладнання, який призначений для виробництва пари і отримання гарячої води підвищеного тиску за рахунок теплоти, що виділяється при згоранні палива або теплоти, підведеної від сторонніх джерел, називають котельними агрегатами. У відповідності до цього котли бувають парові і водогрійні.

Котельна установка складається із котельного агрегата та допоміжних засобів. В котельний агрегат входять:

- топкове обладнання (камера з горілками);
- паровий котел;
- пароперегрівач, де утворена водяна пара доводиться до необхідних параметрів;
- економайзер – пристрій для попереднього підігріву води;
- повітряпідігрівач, який призначений для попереднього підігріву повітря, що поступає в топку.

До допоміжних засобів відносять:

- тягодуттеві, шлако- і золовідводні канали;
- каркас, обмуровка.

До основних характеристик котла відносять такі:

1. Потужність (продуктивність) – кількість водяної пари, що виробляється за одиницю часу.
2. Параметри отриманої пари (тиск, температура).
3. Коефіцієнт корисної дії.

В залежності від призначення котельні установки поділяють на:

- енергетичні;
- виробничі;
- опалювальні.

За продуктивністю вони бувають:

- низької потужності – до 20 Т/год;
- середньої – до 75 Т/год;
- високої – понад 75 Т/год.

Найбільш висока продуктивність сучасних парових котлів досягає 3950 Т/год., тиск виробленої цими котлами пари становить 25 МПа при 570°С. Залежно від тиску виробленої пари їх поділяють на:

- низького тиску – до 1,37 МПа;
- середнього – до 3,92 МПа;
- високого – до 9,8 МПа і вище;
- понад високого – до 25 МПа.

За системою циркуляції парові котли ділять на три групи:

- з багаторазовою природною циркуляцією;
- прямоточні котли з вимушеним рухом води, пароводяної суміші і перегрітої пари під дією живильного насосу;

– з багаторазовою вимушеною циркуляцією.

Залежно від напрямку руху теплоносіїв вони можуть бути прямотечійні і протитечійні.

На рис. 6.4 показана схема розвитку парових котлів. Родоначальником сучасних котлів був простий циліндричний котел, який являє собою циліндр (барабан) замуrowаний у цегляну кладку, а під барабаном розміщена ручна топка (рис. 6.4а).

У котельних установках доцільно використовувати камерні або циклонні топки. Шарові топки мають до 70% золи у бункері, а 30% вилітає в атмосферу, а для камерних 90% золи залишається у топці, а лише 10% виходить в оточуюче середовище. Котли бувають із природною і вимушеною циркуляцією.

У котлах із природною циркуляцією вимушений рух здійснюється тільки у водяному економайзері, а у прямоточних котлах процес пароутворення від подачі води в котел до видачі перегрітої пари здійснюється вимушено і однократно. Просування води і пароводяної суміші і пари здійснюється живильним насосом. Прямоточні котли, так само як і барабанні, мають радіаційну та конвективну зону. Схема прямоточного котла системи Л. К. Рамзіна подано на рис. 6.5.

Живильна вода подається до економайзера 1, де підігрівається тепловою відпрацьованих газів до температури 110°C і надходить до радіаційної частини котлоагрегату. З паровмістом 70.,.75% пароводяна суміш надходить до конвективної частини – перехідної 3. Тут відбувається остаточне випарування води, після чого пара подається до радіаційної частини 5 пароперегрівника, а потім до конвективної 6 і зрештою – до споживача. У конвективній шахті розміщують два ступені повітряного підігрівача 2.

В таких котлах порівняно з барабанними можна отримувати водяну пару більш високих параметрів з більш високою продуктивністю і нижчою вибухонебезпечністю.

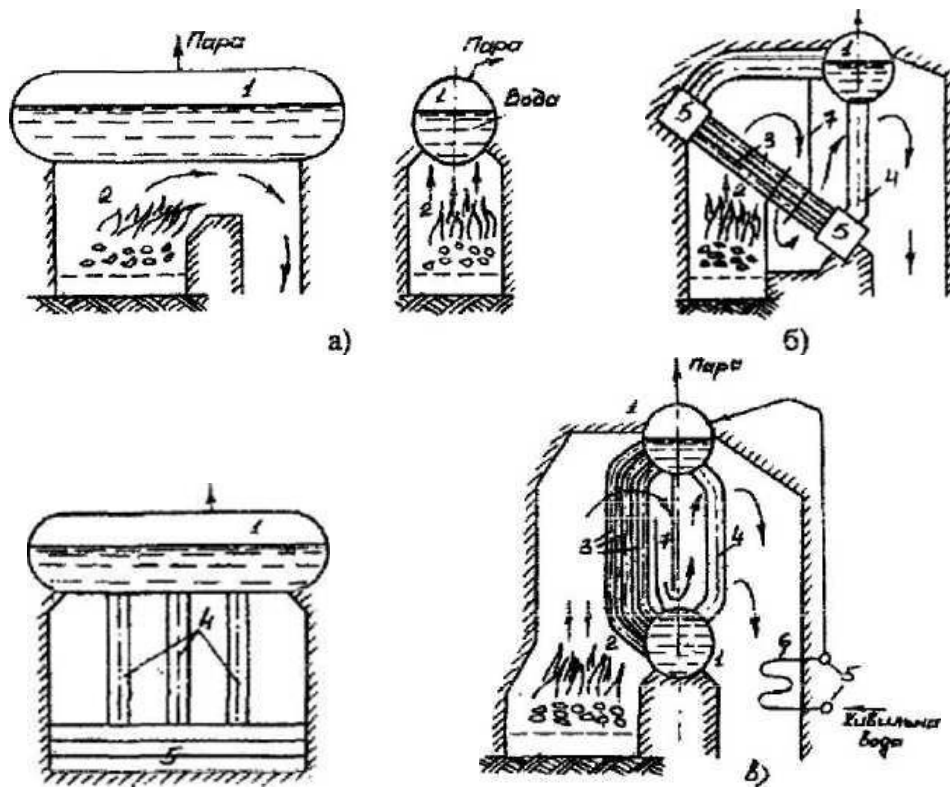


Рис. 6.4. Схема розвитку парових котлів:
 а – простий циліндричний;
 б – водотрубний котел з нахиленим трубним пучком;
 в – двухбарабанный вертикально-водотрубний котел.
 1 – барабан; 2 – топка; 3 – труби кип'ятильного пучка;
 4 – опускні труби; 5 – колектори; 6 – водяний економайзер;
 7 – перегородки к газоходах котла

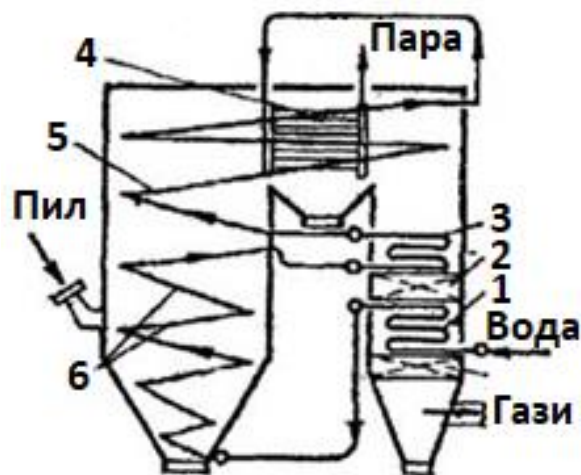


Рис. 6.5. Прямоточний котел:
 1 – економайзер; 2 – повітряпідігрівач; 3 – перехідна зона;
 4-5 – пароперегрівачі: конвективний, радіаційний

Параперегрівачі бувають таких різновидностей:

- радіаційні;
- конвективні;
- змішані.

6.4. Парові турбіни

Турбомашина є двигуном, в якому теплота робочого тіла – водяна пара послідовно перетворюється в кінетичну енергію струмини, а потім в механічну роботу. Парова турбіна разом з регенеративними паропідігрівачами, конденсатором, насосами, трубопроводами та арматурою складають паротурбінну установку.

Потужність сучасних парових турбін досягають 800 МВт. Підвищення потужності парових турбін дозволяє побудувати ТЕС високих потужностей при зниженні ціни їх будівництва та експлуатації і зниженні витрат палива. Турбіна повинна швидко здійснювати пуск, набір і зміну навантаження, а також зупинятися. Робочий процес у турбінах неперервний. На потужних турбінах робоче тіло – водяна пара може досягати критичних параметрів (23 МПа, 540-560°C). Турбіна складається із обертової частини – ротора та нерухомої – статора. Ротор представляє собою вал 4, на якому закріплений диск 3 з лопатками 4. Статор складається із паровпускних органів, соплової решітки 1, підшипників і т.п. (рис. 6.6). Корпус турбіни виготовляють роз'ємним в горизонтальній площині по центральній лінії вала, нижня його частина упирається на фундамент. Через паровпускні органи в соплову коробку підводять свіжу пару. Корпус закінчується випускним патрубком, через які відводиться відпрацьована пара.

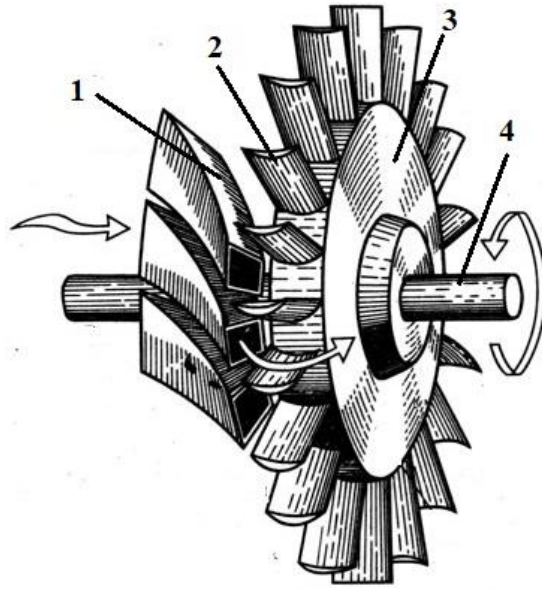


Рис. 6.6. Схема найпростішої парової турбіни

В соплах пара розширюється і при цьому тиск і температура зменшуються, а швидкість зростає. Якщо температура зменшується, то швидкість зростатиме до кілька сот м/с і відповідно кінетична енергія зростає. Між дисками розміщують нерухомі перегородки – діафрагми із закріпленими в них соплами. Діафрагми і диск є ступінню турбіни, загальна кількість яких досягає до 20-30. Частота обертання становить 3000 об/хв, що відповідає частоті 50 Гц.

На кожній ступені відпрацьовує певна частина теплоперепаду, тобто частина внутрішньої енергії перетворюється в механічну роботу (рис. 6.7).

Підвищення кількості ступенів приводять до збільшення кількості обертів, тому що кожна ступінь працює в більш оптимальному режимі. Але таке збільшення має межі, бо пара високих параметрів, виконуючи роботу в турбіні, на останніх її ступенях зволожується, що приводить до зменшення частоти обертання і ерозійному впливу капель вологи на робочі лопатки. Тому в потужних турбінах використовують проміжні паропідігрівачі.

В турбінах АЕС пара має нижчі параметри, тому в них встановлюють більш високі лопатки, виготовлені із титанових сплавів (3000 → 1500 об/хв).

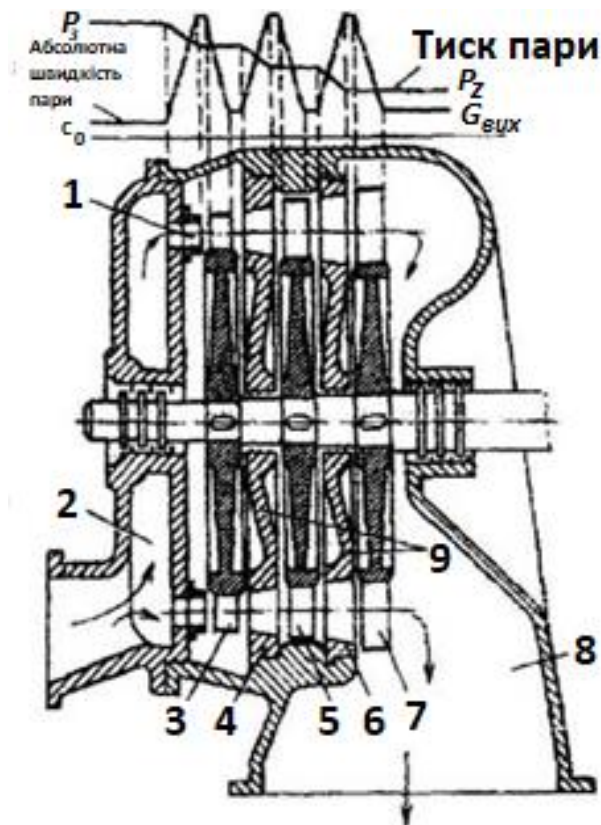


Рис. 6.7. Загальний вигляд парової турбіни з трьома ступенями:
 1 – сопло, 2 – вхідний патрубок, 3 – робоча лопатка I ступеню,
 4 – сопло, 5 – робоча лопатка II ступеню, 6 – сопло,
 7 – робоча лопатка III ступеня, 8 – вихлопний патрубок, 9 – діафрагми

Відпрацьована пара поступає в конденсатор, де підтримується тиск, який нижче атмосферного, тут здійснюється відвод теплоти при можливо низьких температурах і тисках із перетворенням пари в конденсат. Теплота передається охолоджувальній воді, конденсат не повинен змішуватися з водою, яка має багато домішок. Тому конденсатором слугує теплообмінник поверхневого типу. Теплообмін здійснюється через тонкі стінки трубок (латунні), всередині яких рухається вода. На одну тону охолоджуваної в конденсаторі пари потрібно перекачати через нього 50-60 тонн води. Повітрявідкачуюче обладнання – це пароструминні або водоструминні ежектори. Конденсат відкачується конденсаційними насосами.

Існує наступна класифікація турбін:

– конденсаційні, в яких відпрацьована пара має тиск нижче, ніж атмосферний. Вся пара повністю надходить в конденсатор, і тоді теплота в конденсаторі повністю втрачається;

– конденсаційні з регулюванням за величиною тиску відбором пари для промислових цілей, коли частина пари направляється в конденсатор. Відбор пари здійснюється як для теплофікаційних, так і для виробничих цілей;

– турбіни з протитиском, в яких тепло відпрацьованої парк, що мають тиск вище атмосферного, використовують для виробничих і теплофікаційних цілей. Р.

За способом перетворення енергії потоку пари в механічну роботу вони поділяються на активні і реактивні. В активних (рис. 6.8) перетворюється в механічну роботу лише кінетична складова енергії потоку, а в реактивних (рис. 6.9), як кінетична так і потенціальна складова енергії потоку. В активній турбіні пара надходить до сопла 4 з параметрами P_0 і C_0 . З сопла пара з параметрами P_1 , C_1 потрапляє в канали робочих лопаток 3, де тиск пари залишається сталим ($P_2 = P_1$), а швидкість зменшується від C_1 , до C_2 , тобто кінетична енергія пари перетворюється на механічну роботу обертання диска 2 і з'єданого з ним вала 1. Соплові апарати в реактивних турбінах виготовлені у вигляді каналів що мають звуження 2, які утворені кожною парою нерухомих лопаток 1. У сопловому апараті відбувається часткове розширення від початкового тиску P_0 до проміжного P_1 ($P_0 > P_1$). При цьому у звужених соплах лише частина енергії перетворюється у кінетичну. Лопатки 3 реактивного ступеня менш зігнуті, чим у активного, і утворюють канали 3 з звуженням 4. Внаслідок цього пара, рухаючись по цьому простору, продовжує розширюватись (тиск зменшується від P_1 до P_2 за рахунок чого підвищується відносна швидкість від w_1 до w_2 . Зусилля, що обертають ротор, зумовлено реактивною дією каналу робочих лопаток. Спад тиску викликає прискорення течії пари відносно робочих лопаток. При цьому виникає сила відштовхування – реактивна сила. З таких турбінах виникають великі осьові зусилля, що потребує зміцнення опор підшипників ротора. Тому в енергетиці не використовують чисто реактивні

турбіни, а комбінований варіант – активні турбіни з певною ступінню. реактивності. Маркірування турбін є таким. Перша буква (чи дві букви) характеризують тип турбіни: К – конденсаційна, Т – конденсаційна з опалювальним (теплофікаційним) відбором пари, П – з виробничим відбором пари, ПТ – з двома регульованими відборами пари, Р – з протитиском, ПР – з виробничим відбором пари і протитиском. Наступна за буквами цифра означає номінальну потужність турбіни в МВт. Потім цифрою позначається тиск пари перед турбіною в атмосферах. Для прикладу марка ПТ – 60-130/13 – відбір теплофікаційної пари з тиском 13 ат., з номінальною потужністю 60 МВт, тиском пари, що подається на турбіну 130 ат. Тиск пари в системах опалення встановлюють 1,2 ат. Швидкість витікання пари із сопла визначають за формулою для випадку адіабатичного процесу.

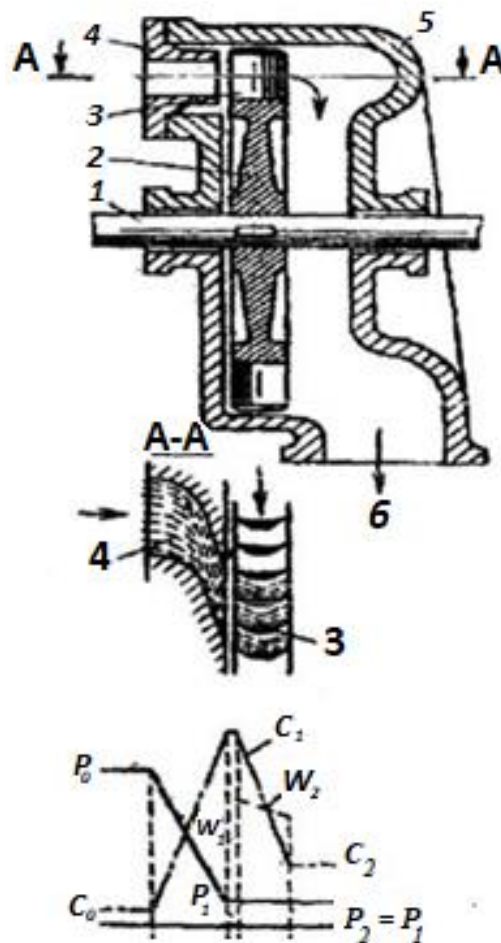


Рис. 6.8. Принципова схема обладнання активної турбіни

$$C_0 = \sqrt{2 \cdot (h_1 - h_2)}, \text{ м / с,}$$

де h_1, h_2 ентальпія водяної пари до входу і після виходу із сопла.

Щоб швидкість пари перевищувала швидкість звуку використовують сопла Лаваля.

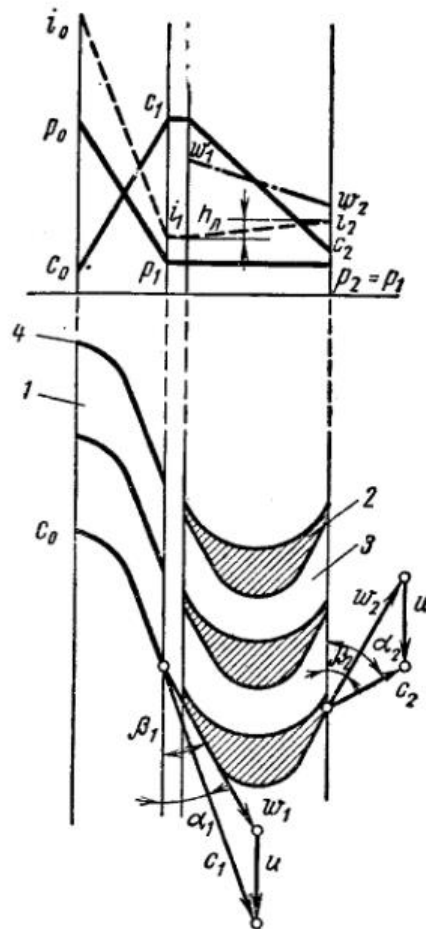


Рис. 6.9. Схема реактивної дії пари на лопатки турбіни

Втрати енергії в турбіні бувають зовнішні та внутрішні. Внутрішні втрати безпосередньо впливають на зміну стану робочого тіла при його розширенні в турбіні і знижують теплоперепад.

До них відносяться:

– втрати кінетичної енергії в соплах і на робочих лопатках внаслідок тертя і завихрення. Вони в кінцевому результаті

перетворюються в теплоту і підвищують ентальпію робочого тіла в кінці процесу;

– втрати кінетичної енергії із вихідною швидкістю відпрацьованої пари між діафрагмою і валом;

– втрати між робочими лопатками та корпусом турбіни між діафрагмою і валом;

– втрати внаслідок вологості пари, тому що фракції вологи, ударяючись об стінки лопаток, гальмують обертання ротора і знижують корисну роботу.

До зовнішніх витрат відносять:

– втрати за рахунок пропускання (сочіння) пари через кінцеві зазори між корпусом і валом;

– механічні втрати, які включають витрата енергії на подолання тертя в підшипниках турбіни і на привід, допоміжних механізмів.

Робота турбіни як теплового двигуна, характеризується внутрішньою (індикаторною) і ефективною потужністю.

η_i – внутрішня (індикаторна) потужність, що розвивається на лопатках турбіни.

η_e – ефективна потужність, що є на валу турбіни.

Індикаторна потужність завжди більша за ефективну на величину витрат енергії.

Відповідно до цього розрізняють η_i , η_e – внутрішній індикаторний ефективний к.к.д. та $\eta_{\text{мех}}$ – механічний к.к.д.

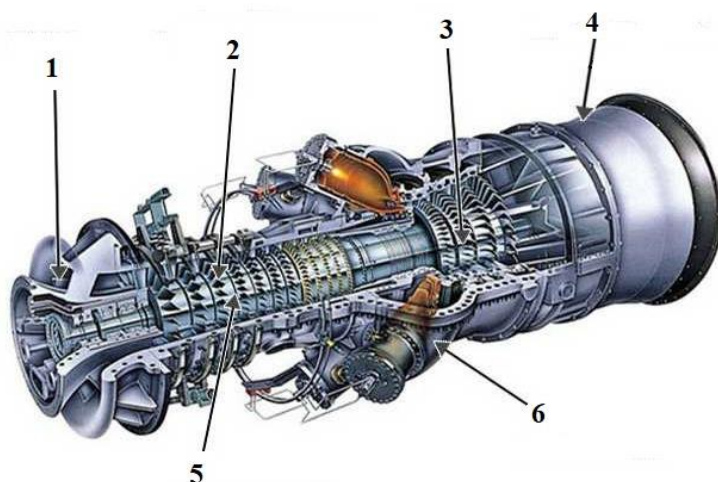
Для парових турбін вони знаходяться в межах:

$$\eta_i = 0,70 \dots 0,88 \quad \eta_{\text{мех}} = 0,990 \dots 0,995; \quad \eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

6.5. Газотурбінні двигуни

У газотурбінних установках (ГТУ) (рис. 6.10) робочим тілом є продукти згорання рідкого чи газоподібного палива. Робоче тіло, що має високу температуру і тиск, із камери згорання направляється в сопло, де воно розширюється і з великою швидкістю потрапляє на

лопатки. Тут здійснюється перетворення його енергії в механічну роботу.



*Рис. 6.10. Загальний вигляд ГТУ із верхньою кришкою:
1 – вхідний пристрій, 2 – компресорна лопатка, 3 – турбінна лопатка, 4 – вихідний пристрій, 5 – диск компресора, 6 – камера згорання*

Газотурбінна установка складається із газотурбінного двигуна і допоміжного обладнання. До складу двигуна входять (рис. 6.11):

- турбіна;
- камера згорання;
- компресор;
- повітряохолоджувач;
- регенеративний теплообмінник;

Конструкція проточної частини у газових турбін простіша, ніж у парових, і вони мають невелику кількість ступенів.

До допоміжного обладнання відносять:

- газовідводне обладнання (газоходи, груби, борова);
- пускове обладнання;
- масляні системи,
- елементи водозабезпечення і т.і.

Переваги ГТУ над поршневими двигунами такі:

- не значна вага і малі габарити;
- відсутні механізми із зворотньо-поступальним рухом;
- великі потужності і високе число обертів.

Переваги ГТУ над паротурбінними наступні:

- відсутність котельної установки із складним допоміжним обладнанням і системою водопідготовки;
- відсутність конденсаційної установки і зменшення потреб в конденсаційній воді;
- компактність;
- менша вартість.

ГТУ порівняно з паросиловими установками мають такі недоліки:

- менша потужність;
- менша довговічність.

При створенні ГТУ доцільно значно підвищувати початкову температуру газу перед турбіною, що дає можливість збільшення термічного к.к.д. Це вимагає використання жаростійких матеріалів. Тому сопла, робочі лопатки, диски та вали турбіни на відміну від парових турбін виготовляють із легованих жаростійких сталей.

Водяне та газове охолодження є недостатнім, а та не є проблема підвищувати к.к.д. компресора, оскільки більше половини потужності ГТУ йде на його привод.

ГТУ призначені для виробництва електроенергії або для приводу механізмів, а також їх застосовують в авіації; залізничному і водному транспорті, для приводу центрофуг, відцентрованих компресорів, а нині експериментують і на автомобільному транспорті.

Як стаціонарні установки їх часто використовують для енергетичних установок для виробництва електроенергії в гірських та віддалених регіонах, хоча потужність їх не значна. Вони використовуються також як енергетичні установки для покриття пікових навантажень потужністю 1,0...100 МВт.

В ГТУ із регенерацією здійснюється попередній підігрів повітря перед камерою згорання. В ГТУ із утилізацією теплоти відпрацьованих газів на виході можна здійснювати одержання пари і гарячої води в звичайних теплообмінниках, де температура води може досягати 150...180°C.

ГТУ можуть працювати із згоранням палива при $P\text{-const}$ і при $V\text{-const}$ як при відкритій, так і при закритій схемі. Більшість сучасних ГТУ виготовляються за відкритою схемою із згоранням палива при $P\text{-const}$. Описово принцип дії ГТУ можна подати таким чином.

Компресор 2 стискає атмосферне повітря і неперервно подає його в камеру згорання 3. Туди ж насосом через систему 4 подається паливо. При згоранні пального (дизельне-стаціонарні, гас-авіаційні, природний газ, тверді види палива майже не використовуються) температура продуктів згорання досягає – 2000°C . Тиск продуктів згорання на виході майже відповідає тиску, що і на виході із компресора. Сучасні жаростійкі сталі можуть втримувати $700\text{-}900^{\circ}\text{C}$ (в авіаційних двигунах $1100\text{-}1200^{\circ}\text{C}$), тому температуру продуктів згорання понижують за допомогою розбавлення їх великою кількістю повітря. Коефіцієнт надлишку повітря становить $\alpha = 4 \dots 10$. При великому надлишку повітря горіння буде проходити повільно, тому подачу його в камеру згорання поділяють на два етапи. На другому етапі повітря направляють таким чином, щоб воно охолоджувало стінки камери, але не зачіпало факела.

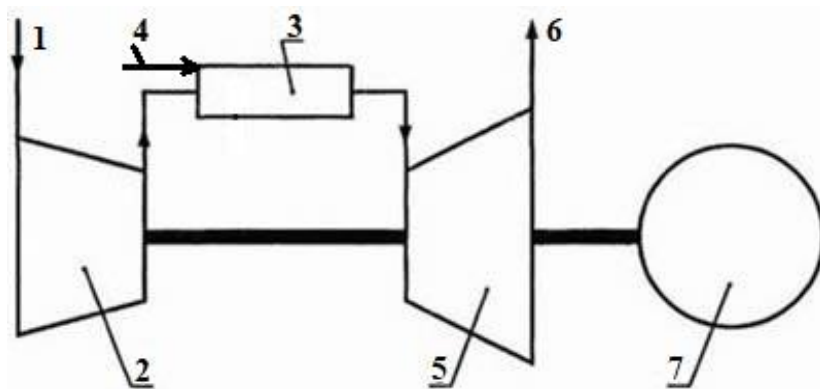


Рис. 6.11. Схема простої ГТУ.

- 1 - підвід повітря із атмосфери; 2 – компресор; 3 – камера згорання;
4 – система паливоподачі; 5 – газова турбіна;
6 – випуск відпрацьованих газів; 7 – навантаження*

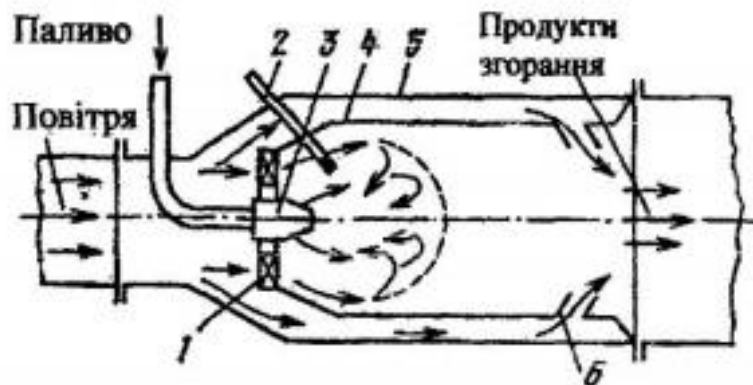


Рис. 6.12. Схема камери згорання ГТУ:
 1 – повітряспрямовуюче обладнання; 2 – запалююче обладнання;
 3 – форсунка; 4 – жарова труба; 5 – корпус; 6 – змішувач

Суміш газу і повітря, ще має температуру $700-750^{\circ}\text{C}$ направляється на турбіну. У сопловому апараті потенціальна енергія робочого газу перетворюється в кінетичну. Газ з великою швидкістю поступає в канали робочих лопаток, турбіни, де його кінетична енергія перетворюється в механічну роботу. Перепад тисків P_3-P_1 використовується для виконання технічної роботи A_T , більше половини якої йде на привод компресора і деяка частина (незначна) – на привод паливного насоса.

Розглянемо спочатку робочий цикл установки з підводом теплоти при сталому тиску (рис. 6.13). Він включає в себе дві адіабати в дві ізобари. Складові циклу мають такі значення:

- 12 – стиск повітря у компресорі;
- 23 – горіння палива, яке здійснюється при сталому тиску;
- 34 – адіабатичне розширення газів в соплі та на лопатках турбіни і зменшення тиску до атмосферного;
- 41 – випуск відпрацьованих газів, який супроводжується виділенням не використаної теплоти q_2 в оточуюче середовище;

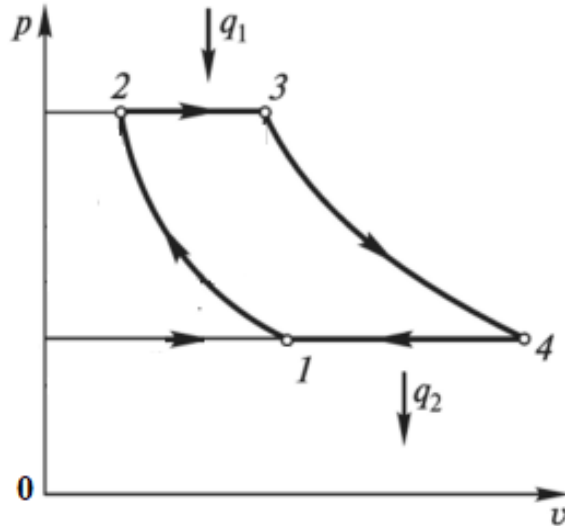


Рис. 6.13. Цикл ГТУ з підводом теплоти при $p - const$

Розширення газів в проточній частині турбіни супроводжується втратами на тертя об стінки сопел лопаток і на завихрення потоку, в результаті чого кінетична енергія перетворюється в теплоту. Тому цикл реальний відрізняється від ідеального.

Відношення внутрішньої дійсної роботи розширення реальної турбіни до теоретичної роботи ідеальної турбіни називається внутрішнім відносним к.к.д. К.к.д. ідеального циклу неперервно зростає із збільшенням ε . Це пов'язано із зростанням T_2 , T_3 , але збільшувати їх безмежно не можна із-за обмеженої жаростійкості матеріалів.

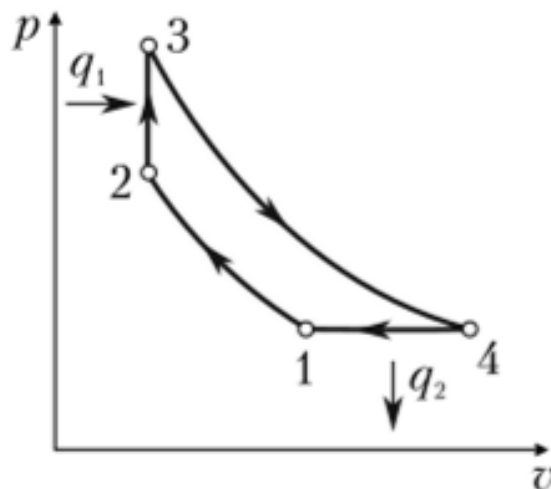


Рис. 6.14. Цикл ГТУ з підводом тепла при $V - const$

У випадку роботи ГТУ з підводом теплоти при сталому об'ємі (рис. 6.14) стиснуте повітря поступає із ресивера (посудина для вирівнювання тиску) 7 подається через клапан 8 в камеру 1. Насосом 5 через 9 подається рідке паливо. Продукти згорання поступають через 2, розширюються в соплі 3 і приводять в рух ротор турбіни 4. Для здійснення періодичного горіння повітря і паливо необхідно подавати через керуючі клапани 9. 8 в певні проміжки часу. Процес горіння проходить при закритих клапанах 2 і 8, 9 запалення здійснюється від електроіскри. Після згорання тиск зростає, відкривається клапан 2 і продукти згорання направляються в сопло 3, де розширюються до кінцевого тиску.

Слід зазначати, що у випадку підводу теплоти при $v\text{-const}$ коефіцієнт корисної дії більший, чим при $P\text{-const}$. Але цими перевагами не завжди можна скористатися, оскільки такі ГТУ менш надійні в роботі із-за наявності додатково клапанної системи. Тому такі двигуни не установлюють на транспорті і, в першу чергу, авіаційному.

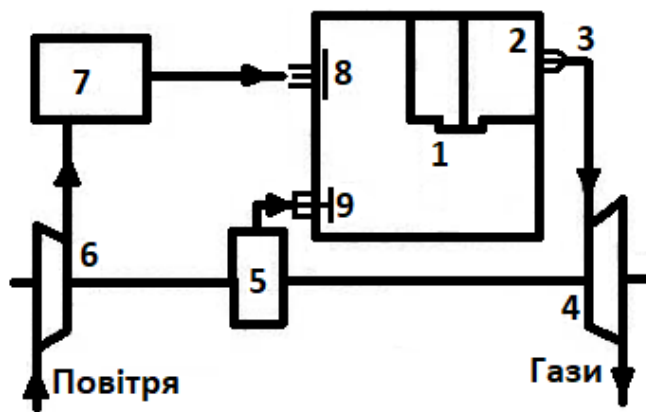


Рис. 6.15. Схема ГТУ з підводом теплоти при $V - const$

В ГТУ цикл Карно застосовувати не можливо, тому що, по-перше, в цьому циклі велика доля потужності турбіни споживалась би компресором, що сильно понизило б ефективність установки при наявності втрат на тертя в цих агрегатах. По-друге, технічно важко створити агрегати, в яких підвід і відвід теплоти здійснювався б за ізотермічним процесом.

Економічність ГТУ підвищують, використовуючи способи регенерації теплоти відпрацьованих газів. В схему включають регенератор, по трубках якого тече повітря, що вийшло із компресора і поступає до камери згорання. Між трубками проходить відпрацьований газ, температура якого вище за температуру повітря. Багатоступінчате стиснення повітря та згорання забезпечує наблизений до ізотермічного процесу підвод теплоти.

В реальних умовах всі процеси в ГТУ є необоротними, це викликано втратами тиску робочого тіла в тракці ГТУ. За економічністю ГТУ наближається до Д.В.З. і при високих температурах можуть навіть перевищувати її.

6.6. Реактивні двигуни

Реактивні двигуни – найпростіші за конструкцією, характеризується високою питомою потужністю, але у відношенні економічності мають найгірші показники порівняно з іншими двигунами. Їх застосовують в авіації, космонавтиці, а також на морському флоті.

Реактивними їх називають тому, що енергія палива перетворюється в кінетичну енергію газового потоку, а реактивна сила, що виникає при цьому, використовується як сила тяги. Згідно закону збереження імпульсу системи чим буде більша швидкість витікання газів (V_r), тим швидше буде рухатися літаючий апарат (V_l).

У загальному випадку реактивну силу визначають таким чином:

$$R = M(V_r - V_l), \quad (6.6)$$

де M – масове утворення продуктів згорання в $\frac{кг}{с}$.

Але з врахуванням того, що маса літаючого апарату з часом зменшується за рахунок зменшення маси пального, її визначають за формулою Мещерського:

$$\mathbf{m} \cdot \frac{d\mathbf{V}}{dt} = \mathbf{F} + \mathbf{U} \frac{d\mathbf{m}}{dt}, \quad (6.7)$$

де $\mathbf{F} = \frac{d\mathbf{P}}{dt}$ – зміна імпульсу сили;

$\mathbf{V} = \mathbf{V}_r - \mathbf{V}_n$ – відносна швидкість газу;

$\mathbf{R} = \mathbf{U} \frac{d\mathbf{m}}{dt}$ – реактивна сила.

Загалом рівняння реактивного руху має вигляд:

$$\mathbf{m} \cdot \mathbf{a} = \mathbf{F} + \mathbf{R} \quad (6.8)$$

Розглядаючи дві задачі Ціолковського, отримаємо значення швидкості літаючого апарату:

$$\mathbf{v}_1 = \mathbf{v}_0 + \mathbf{v}_r \ln \left(1 + \frac{\mathbf{m}}{M_p} \right), \quad (6.9)$$

де \mathbf{m} – маса палива, M_p – маса не згорівшої частини ракети,
 $z = \frac{\mathbf{m}}{M_p}$ – число Ціолковського:

$$\mathbf{v}_1 = \mathbf{v}_0 + \mathbf{v}_r \ln(1 + z) \quad (6.10)$$

Швидкість в кінці горіння \mathbf{V}_1 не залежить від закону горіння, тобто від закону зміни маси. Її можна змінити двома шляхами.

Хімічні газорідинні реактивні двигуни (РД) бувають:

– газореактивні (повітрянореактивні, рідиннореактивні, двигуни на твердому паливі);

– гідрореактивні, які поділяються на прямоточні і турбонасосні, а також пульсуючі із стабільним процесом;

– електрореактивні, ядерні активно-реактивні, фотонно-реактивні.

Повітряно-реактивні двигуни бувають прямоточні і компресорні. Найпростіший прямоточний реактивний двигуни з підводом теплоти при $P = \text{const}$ (рис. 6.16). Він складається із дифузора 1, де здійснюється стиск повітря, камери згорання 2, в яку через декілька форсунок 3 нагнітається в розпиленому стані паливо. Запалення горючої суміші здійснюється від електроіскри. Випуск газів проводиться через реактивне сопло 4, в якому тиск газів зменшується до атмосферного. З підвищенням швидкості руху через двигун проходить більше повітря і сила його тяги зростає, коли в д.в.з. вона зменшується (рис. 6.17). Прямоточні двигуни силу тяги розвивають лише в русі, тому потребують спеціального стартового обладнання.

Ступінь стиску, що створює дифузор, невисокий, тому к.к.д. можна збільшити за рахунок збільшення швидкості руху.

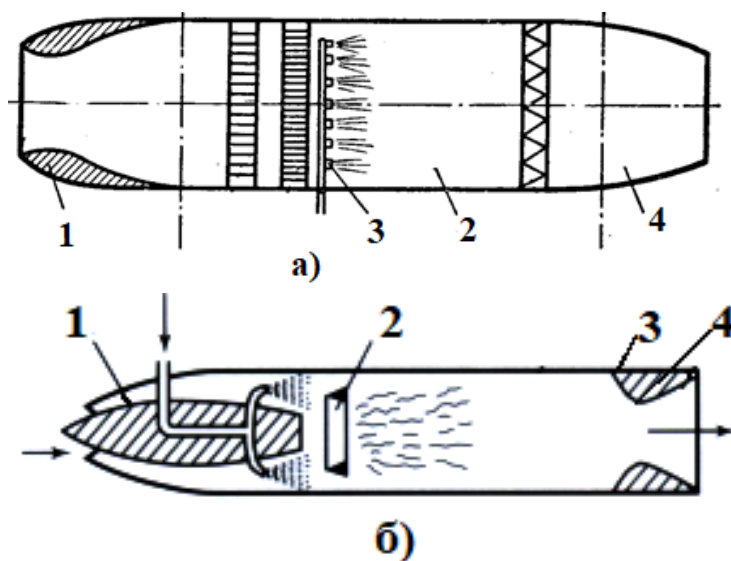


Рис. 6.16. Схема прямоточних повітряно-реактивних двигунів:
а – дозвукових швидкостей польоту. 1 – дифузор; 2 – камера згорання; 3 – форсунки подачі пального; 4 – сопло; б – для надзвукових швидкостей польоту: 1 – профільна голка для утворення стрибків ущільнення; 2 – камера згорання; 3 – вихідне сопло; 4 – вихідне сопло – розширююча ділянка

Поділяють ці реактивні двигуни на дозвукові і надзвукові. В надзвукових сопло має іншу форму, яке на виході завершується

розширенням. Прямоточні реактивні двигуни перспективні для надзвукових швидкостей при $M = 3,0 \dots 3,5$, де можуть бути найекономічнішими і найпотужнішими. Нині вони практично не застосовуються.

Термічний к.к.д. циклу значно зростає при збільшенні ступеню стиску в дифузорі. В турбокомпресорних двигунах повітря в дифузорі додатково стискається турбокомпресором, який приводиться в рух газовою турбіною, що розміщена за камерою згорання. Повний к.к.д. таких двигунів становить $0,2 \dots 0,3$. У випадку необхідності короткочасного збільшення тяги здійснюють форсаж двигуна. Тут здійснюють охолодження стисненого повітря і спалюють додаткову кількість палива у спеціальній форсажній камері, яка розміщена між турбіною і реактивним соплом. Тягу при цьому можна збільшити на $30 \dots 40\%$.

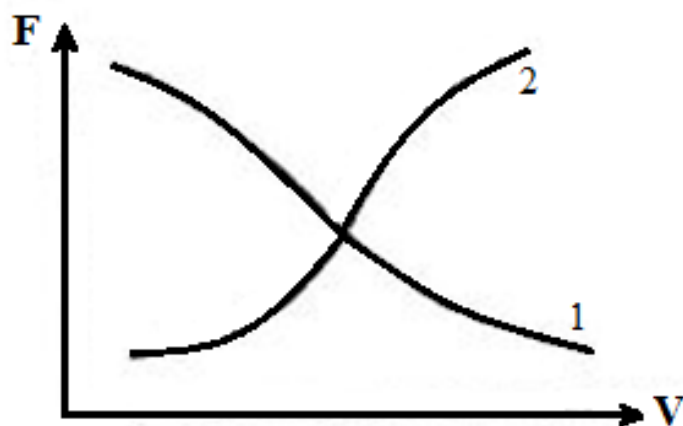


Рис. 6.17. Залежність сили тяги F від швидкості руху апарата V для (1) поршневих і прямоточних реактивних двигунів (2)

Крім цього існують ПРД із пульсуючим горінням, коли підвод теплоти здійснюється при $V = \text{const}$ (рис. 6.18). Вони також можуть бути безкомпресорними і турбокомпресорними.

Стиснене повітря у дифузорі 1 подається в камеру згорання 2, тоді клапан 3, який розділяє дифузор від камери, закривається і при закритому клапані 4 горюча суміш запалюється. Після закінчення процесу горіння відкривається клапан 4 і в соплі 5 здійснюється розширення продуктів згорання. У цих двигунах тиск в кінці процесу горіння палива значно вище, ніж у ПРД із $P\text{-const}$, тому і к.к.д. вони

мають більший. Але в силу складності установки і періодичного характеру дії пульсуючі двигуни не знайшли масового поширення.

Останнім часом розповсюджені двигуни, в яких газова турбіна розвиває потужність більшу, чим це необхідно для приводу компресора. В них частина потужності від газової турбіни передається повітряному гвинту, який створює додаткову силу тяги. Такі двигуни називають *турбогвинтовими*.

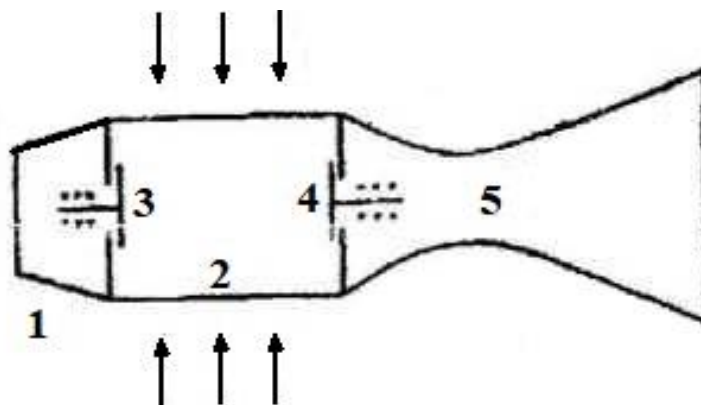


Рис. 6.18. Прямоточний ПРД пульсуючого типу:
1 – сопло; 2 – камера згорання; 3, 4 – відповідно впускний і випускний клапани; 5 – надзвукове сопло

В *рідино-реактивних двигунах* (РРД) використовують рідке паливо (в основному вуглеводні, наприклад, гептил і рідкий окислювач (рідкий кисень, азотна кислота, перекись водню). Подача енергокомпонентів в камеру згорання здійснюється або насосами, або витісненням стисненим газом, який може утворюватися на борту ракети в результаті будь-якої фізико-хімічної реакції, або зберігається в стисненому вигляді у балонах (рис. 6.20). Для запалення суміші чи запуску двигуна використовують ряд систем:

- піротехнічна (пороховий заряд запалюється від електроіскри);
- хімічна (проходить самоzapалення компонента) і т.п.

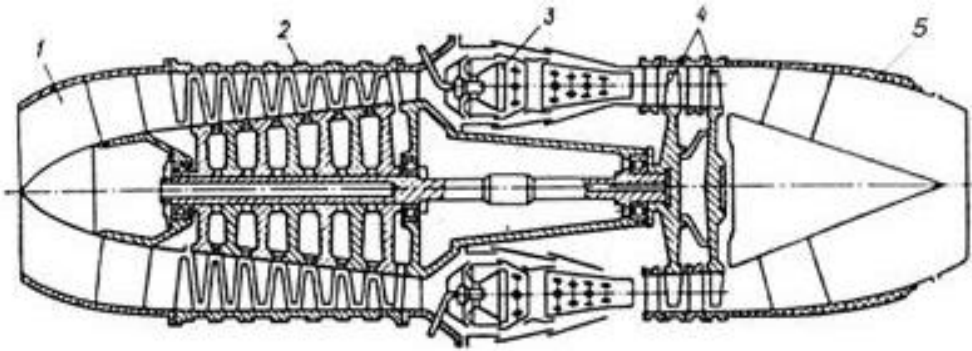


Рис. 6.19. Турбореактивний двигун:

1 – вхідне обладнання компресора, 2 – компресор, 3 – камера згорання, 4 – газова турбіна, 5 – сопло

Коефіцієнт корисної дії таких двигунів не високий і знаходиться в межах 0,25...0,40. Витрата палива у них дещо більша, ніж у карбюраторних ДВЗ, зони мають дуже малу питому масу тяги (0,004...0,012 кг/Н). Такі реактивні двигуни можуть розвивати дуже високу потужність, так потужність двигунів космічного корабля “Восток” становила 20 млн.к.с.

В *твердопаливних* реактивних двигунах як паливо використовують балістичні порох і сумішне паливо (рис. 6.21). Вони мають однорідну суміш горючих речовин (вуглець, водень) і окислювача (кисень). Суміжне паливо має кращі якості, ніж порох. Густина палива в них в 1,5 раза більше, ніж у рідино-реактивних двигунах, тому вони компактніші. Перевагою твердопаливних двигунів є можливість тривалого зберігання в робочому стані ракети, пуск якої здійснюється швидко і легко.

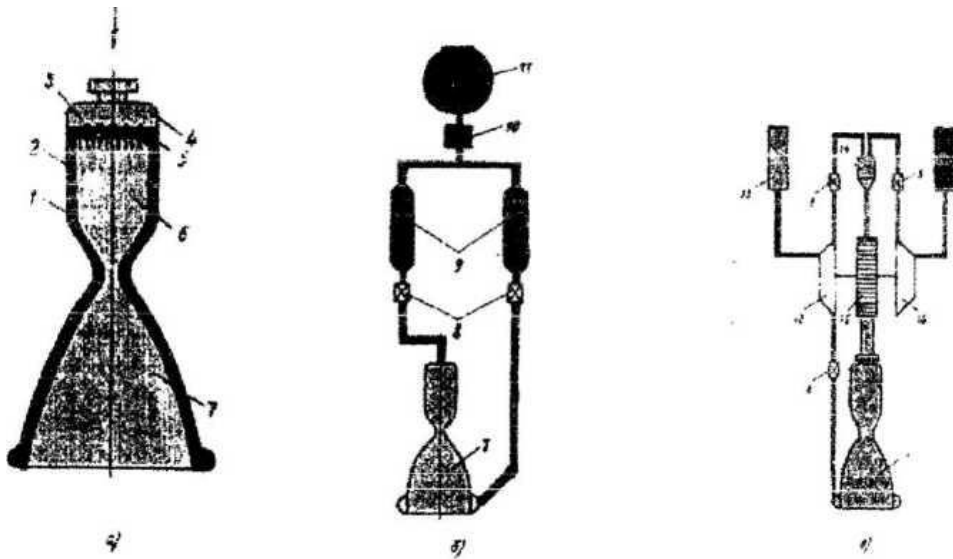


Рис. 6.20. Схема рідинно-реактивного двигуна:
 а – камера РРД; б – з витискною системою подачі палива;
 в – з допалюванням продуктів газогенерації за схемою газ-газ;
 1-2 – стінки камери; 3 – паливна форсунка; 4 – головка;
 5 – форсунка окислення; 6 – камера згорання; 7 – сопло;
 8 – пускорегулюючий клапан; 9 – падивний бак;
 10 – газовий редуктор тиску; 11 – акумулятор тиску;
 12 – насос окислювача, 13 – бак з окислювачем; 14 – газогенератор;
 15 – турбіна; 16 – паливний насос

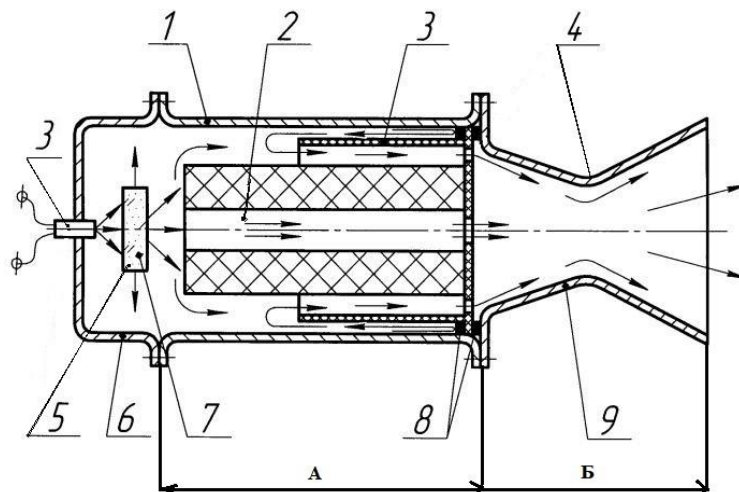


Рис. 6.21. Ракетні двигуни твердого палива:
 а – принципова схема РДТП;
 1 – корпус; 2 – внутрішній канал заряду; 3 – запалювач; 4 – сопло;
 5 – пружина, яка припускає розширення заряду під час нагрівання;
 6 – вузол кріплення двигуна; 7 – клапан скидання надмірного тиску;
 8 – кріплення сопла

6.7. Двигуни внутрішнього згорання

До двигунів внутрішнього згорання відносяться теплові двигуни, в яких всі робочі процеси (згорання пального, виділення теплоти, перетворення її в механічну роботу) проходять в середині робочого циліндра двигуна. Робочим тілом в таких двигунах є продукти згорання палива. Про можливість створення д.в.з. ще в 1824 р. вказав С. Карно, а у 1860 р. Е. Ленуар побудував такий двигун із використанням кам'яновугільного газу. Першим запатентував д.в.з. Бо де Роше в 1862 р. Перший газовий двигун із попереднім стиском повітря створив у 1877 р. Н. Отто; перший двигун на рідкому паливі був запропонований у 1889 р. О. С. Костовичем. У 1897 р. Р. Дизель побудував двигун нового типу, який працював на гасі, а у 1901 р. був запущений двигун Г. Тринклера.

Д.в.з. порівняно із паросиловими установками мають такі переваги:

- високий термічний і ефективний к.к.д.;
- менша питома витрата пального при пониженні навантаження на двигун;
- невеликі витрати води на охолодження;
- можливість застосувати широку автоматизацію.

До недоліків д.в.з слід віднести наступні:

- менша здатність двигуна працювати із перевантаженням;
- порівняно малі потужності;
- дороге паливо.

За швидкістю підводу тепла (згорання пального) двигуни поділяють на:

- швидкого згорання (процес горіння проходить при $V = \text{const}$);
- поступового згорання (процес згорання проходить при $P = \text{const}$);
- змішаного згорання, коли процес горіння палива проходить частково при сталому тиску, а частково - при сталому об'ємі.

На рис. 6.22 показана схема двигуна внутрішнього згорання. У головці циліндра розміщені впускний 3 і випускний 4 клапани та

свічка для запалювання або форсунка для вприскування палива (не показані на рисунку). Зворотно-поступальний рух поршня 2 за допомогою кривошипно-шатунного механізму 5, 6 перетворюється на обертальний рух колінчастого вала.

На рис. 6.22 (положення 1) відмічено два крайніх положення поршня, які називають *мертвими точками*. Верхня мертва точка (ВМТ) відповідає крайньому верхньому положенню поршня, при якому відстань його від осі вала максимальна. Нижня мертва точка (НМТ) відповідає крайньому нижньому положенню поршня, при якому відстань його від осі вала мінімальна. Шлях, здійснений поршнем від однієї мертвої точки до другої, називають ходом поршня і позначають буквою S . Переміщення поршня з одного крайнього положення в друге називають *тактом*. Об'єм циліндра, обмежений ВМТ і НМТ, називають *робочим об'ємом циліндра* і позначають буквою V_h . Об'єм, обмежений головкою циліндра і поршнем, що перебуває в ВМТ, називають *об'ємом камери згорання* або *камери стиску*, і позначають буквою V_3 . Суму робочого об'єму V_h і об'єму камери згорання V_3 називають *повним об'ємом циліндра*.

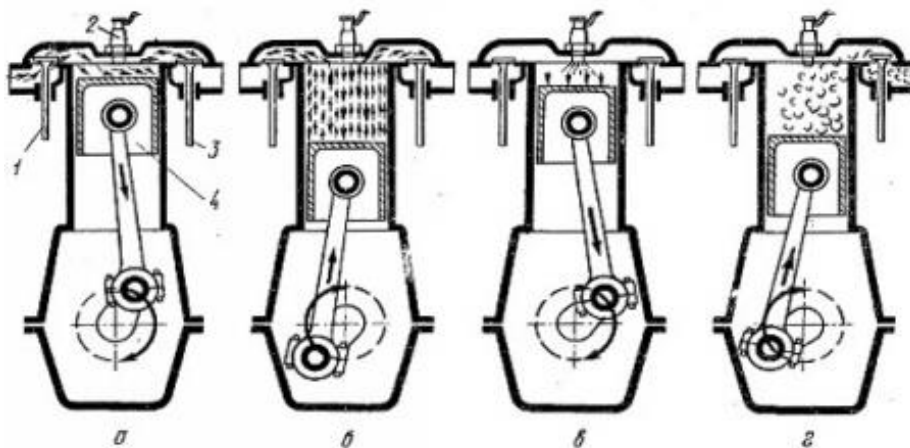


Рис. 6.22. Схема чотирьохтактного двигуна внутрішнього згорання

Відношення повного об'єму циліндра до об'єму камери згорання називають *ступенем стиску* і позначають буквою ϵ :

$$\epsilon = \frac{V_a}{V_c} \quad (6.11)$$

Для того щоб у циліндрі двигуна паливо згоряло найбільш повно, його треба добре перемішати з потрібною для згорання кількістю повітря. При цьому слід намагатися спалювати паливо з мінімальним надлишком повітря. Чим дрібніше розпилене рідке паливо і чим краще воно перемішане з повітрям, тим повніше згоряє. А це означає, що при доброму сумішоутворенні в той самий робочий об'єм циліндра можна ввести більше палива, що підвищить потужність двигуна.

Суміш повітря з паливом, підготовлену для спалювання в двигуні, називають *робочою сумішю*. Є два способи сумішоутворення: *зовнішнє і внутрішнє*.

У двигунах із зовнішнім сумішоутворенням свіжа суміш готується в змішувачі. Готова для горіння суміш подається в циліндр, де запалюється примусове від електричної іскри. Такі двигуни працюють з низьким ступенем стиску суміші. До них відносять *карбюраторні та газові двигуни*.

У двигунах із внутрішнім сумішоутворенням паливо і повітря в робочий циліндр подаються окремо. В середині циліндра вони змішуються, утворюючи робочу суміш. Двигуни такого роду поділяють на два види: двигуни високого стиску із самозапалюванням і двигуни низького стиску з примусовим запалюванням.

За способом здійснення циклу двигуни внутрішнього згорання поділяються на два основних класи: чотиритактні, в яких кожний робочий цикл здійснюється один раз за чотири такти (тобто один робочий цикл за два оберти вала), і двотактні, в яких кожний робочий цикл здійснюється один раз за два такти (тобто один робочий цикл за один оберт вала).

Карбюраторні двигуни. Розглянемо робочий цикл чотиритактного карбюраторного двигуна.

Перший такт – впуск (всмоктування) робочої суміші в циліндр (рис. 6.22, положення І). Поршень 2 переміщується зверху вниз від ВМТ до НМТ, при цьому впускний клапан 3 відкритий, а випускний 4 закритий. З рухом поршня вниз у циліндрі 1 створюється розрідження і в нього всмоктується робоча суміш. У

кінці ходу поршня заповнення циліндра робочою сумішшю закінчується і впускний клапан закривається.

Другий такт – стиск робочої суміші (рис. 6.22, положення II). Обидва клапани закриті, і поршень рухається від НМТ до ВМТ. Об'єм робочої суміші зменшується, а тиск і температура її зростають. Наприкінці другого такту суміш від електричної іскри спалахує, і паливо згоряє з виділенням теплоти. Температура і тиск продуктів згорання ще більше зростають, і від цього моменту починається третій такт.

Третій такт – розширення продуктів згорання (рис. 6.22, положення III). Поршень рухається від ВМТ до НМТ, і обидва клапани закриті. Продукти згорання, розширюючись, тиснуть на поршень і при цьому здійснюють механічну роботу, яка через шатун 5 передається валу двигуна 6. Тому третій такт є робочим ходом, під час якого тиск і температура продуктів згорання знижуються.

Четвертий такт – виштовхування продукту згорання (рис. 6.22, положення IV). Наприкінці третього такту, коли поршень підходить до НМТ, впускний клапан відкривається, і робоча порожнина циліндра сполучається з атмосферою. Оскільки тиск всередині циліндра вищий за атмосферний, то основна маса спрацьованого газу через відкритий клапан викидається з циліндра в атмосферу, тобто відбувається вихлоп. Під час руху поршня від НМТ до ВМТ решта продуктів згорання виштовхується з циліндра в атмосферу. Після цього знову розпочинається всмоктування і цикл повторюється.

Розглянемо роботу двотактного карбюраторного двигуна, зображеного на рис. 6.23. Перед тим як розглянути роботу двигуна, зазначимо головні конструктивні особливості, які істотно відрізняють схему роботи двотактних двигунів від чотиритактних.

1. Окремі допоміжні процеси двотактного двигуна, як, наприклад, всмоктування пальної суміші з карбюратора і попереднє її стиснення до порівняно невеликого тиску, що забезпечує подачу суміші в циліндр двигуна відбувається в картері двигуна (поза робочого об'єму циліндра).

2. У двотактних двигунах не застосовують складної, як у чотиритактних двигунах, системи газорозподілу, що складається з клапанів, пружин, які закривають клапани, розподільних кулачків, що відкривають і закривають клапани. Замість таких складних систем газорозподіл у двотактних двигунах здійснюється за допомогою трьох рядів вікон, розташованих на бічній поверхні циліндра, через які здійснюються випуск відпрацьованих газів, всмоктування пальної суміші в картер двигуна і продування циліндра від решток продуктів згорання. Всі вказані вікна закриваються й відкриваються тілом поршня під час його руху вгору і вниз.

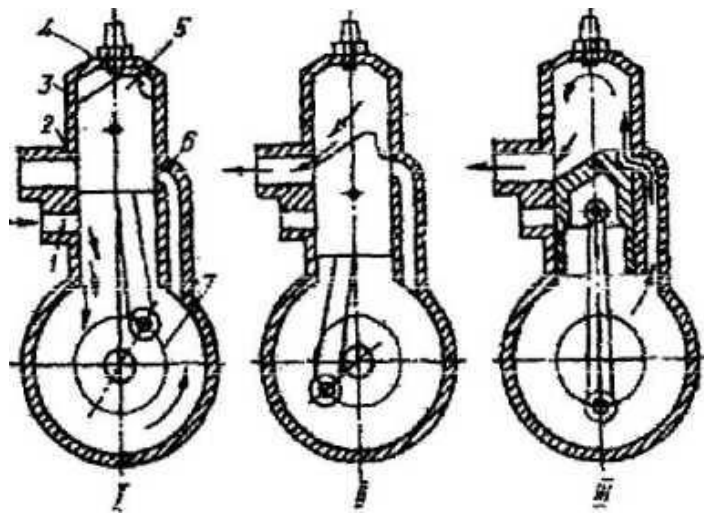


Рис. 6.23. Схема двотактного карбюраторного двигуна

Перший такт – стиск пальної суміші. Поршень 5, рухаючись знизу вгору, закриває своїм тілом спочатку вікна 6, припиняючи доступ пальної суміші з картера у верхню частину циліндра 3, а потім закриває вікна 2, через які з циліндра в атмосферу видалялися відпрацьовані гази. Коли вікна 2 будуть повністю закритими, поршень, продовжуючи рухатись угору, стискує пальну суміш, яка раніше надійшла в циліндр. У міру просування поршня до ВМТ об'єм нижньої частини циліндра поступово збільшується і в ньому, а також в картері 7 утворюється розрідження.

Перед підходом до ВМТ поршень відкриває вікна 1 (рис. 6.23, положення I) і через них у розріджений простір картера двигуна всмоктується з карбюратора пальна суміш.

У кришці циліндра встановлено запальну свічку 4, між контактами якої в кінці хода стиску проскакує електрична іскра і запалює пальну суміш.

Другий такт – розширення продуктів згорання. Після запалювання суміш згоряє, продукти згорання розширюються і штовхають поршень вниз, тобто відбувається робочий хід поршня. Коли поршень підходить до НМТ, відкриваються вихлопні вікна 2 і спрацьований газ викидається з циліндра через впускний патрубок в атмосферу (рис. 6.23, положення II),

Після випуску основної маси відпрацьованого газу тиск у циліндрі знижується і наближається до атмосферного. Поршень, продовжуючи опускатися вниз, відкриває продувальні вікна 6, через які з картера в циліндр під невеликим тиском надходить свіжа суміш, витісняючи з циліндра через вихлопні вікна 2 залишки продуктів згорання і заповнюючи робочу порожнину циліндра (рис. 6.23, положення III). Потім поршень від НМТ знову просувається до ВМТ, закриває вікна 6, у верхній частині циліндра відбувається стискання суміші, і цикл роботи двигуна знову повторюється.

Таким чином, у двотактному двигуні впуск пальної суміші і випуск продуктів згорання не є самостійними тактами. Вони здійснюються в картері, в той час як основні такти стиску і розширення відбуваються у верхній частині циліндра. Тому увесь робочий цикл двотактного двигуна повністю здійснюється за один оберт вала.

Карбюраторні двигуни працюють на легкому рідкому паливі. Робоча суміш готується в спеціальній пристрої – карбюраторі, принцип дії якого ґрунтується на розпилюванні палива потоком повітря, що всмоктується в двигун і проходить через карбюратор з великою швидкістю.

У газовому двигуні (рис. 6.24 газове паливо і повітря по трубопроводах 1 і 2 надходять у змішувач 4, їхнє кількісне співвідношення регулюється дросельними заслінками 3. Під час

руху поршня 9 вниз у циліндр 8 через впускний клапан 5 засмоктується робоча суміш із змішувача. Стиск робочої суміші відбувається під час руху поршня вгору. Поблизу ВМТ суміш запалюється від електричної іскри, яка проскакує між електродами свічки 6. Після робочого ходу спрацьовані гази через клапан 7 відводяться в атмосферу.

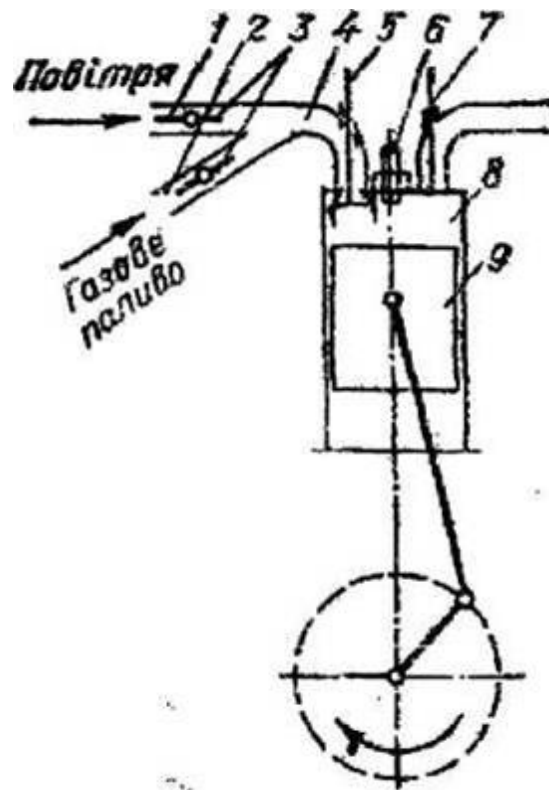


Рис. 6.24. Схема двигуна на газовому паливі

Двигуни високого тиску. В циліндр 2 двигуна високого тиску (рис. 6.25) подається чисте повітря з атмосфери. Поршень 3 у своєму русі в бік кришки 5 циліндра стискує повітря до високого тиску. При цьому підвищується температура.

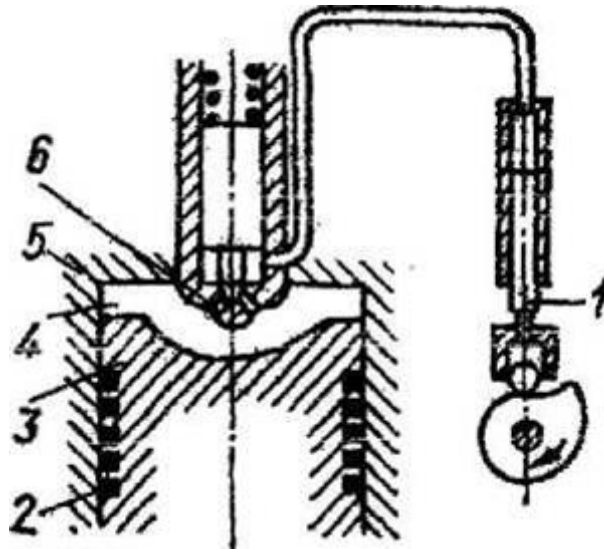


Рис. 6.25. Схема дизельного двигуна

За допомогою насоса 1 і форсунки 6 в камеру стиску 4 вприскується дрібно розпилене рідке паливо. Воно переміщується з розжареним повітрям, що є в камері стиску, і самозаймається.

Двигуни з внутрішнім сумішоутворенням високого стиску бувають як двотактні, так і чотиритактні.

Порівнюючи роботи чотиритактних і двотактних двигунів, слід виділити *такі переваги двотактних двигунів*:

1. При однакових числах обертів вала і однакових розмірах циліндрів двотактний двигун розвиває в 1,5...1,7 рази більшу потужність. Це пояснюється тим, що робочий цикл у двотактному двигуні здійснюється за один оберт вала, а в чотиритактному ~ за два. Наявність продувальних і вихлопних вікон у циліндрі двотактного двигуна втрачає частину робочого ходу поршня.

2. Двотактний двигун має більшу рівномірність ходу, ніж чотиритактний, оскільки робочий хід здійснюється за кожний оберт вала, а в чотиритактному – за два оберти.

3. Конструкція двотактного двигуна значно простіша, ніж чотиритактного, внаслідок відсутності впускних і випускних клапанів, а також розподільного механізму для їх закривання і відкривання.

До недоліків двотактних двигунів відносяться:

1. Підвищена питома витрата палива, яка пояснюється тим, що під час продування циліндра частину суміші, а разом з нею й частина палива втрачається.

2. Обмежена швидкохідність. З підвищенням частоти обертання робота двотактного двигуна погіршується із-за того, що очищення циліндра від продуктів горіння і заповнення його свіжою сумішшю відбувається лише протягом $1/3$ оберта вала. В чотиритактному двигуні ці процеси (всмоктування й виштовхування) здійснюються за один оберт вала. Тому в двотактних двигунах при великій частоті обертання циліндр не встигає добре очиститись і наповнитись, внаслідок чого потужність двигуна зменшується.

Двигуни найбільшої потужності із зовнішнім сумішоутворенням найчастіше виконуються двотактними, де деяка перевитрата палива компенсується їх простотою та надійністю. До них належать: малопотужні мотоциклетні та підвісні двигуни човнів. Двотактні двигуни великої потужності (дизелі) часто застосовують для морських суден, тепловозів та підводних човнів. Порівняно з чотиритактними вони мають меншу масу і габарити, що особливо важливо для транспортних двигунів.

Залежно від умов, на транспорті застосовують також і чотиритактні дизелі. Карбюраторні та газові двигуни великої потужності із зовнішнім сумішоутворенням виготовляють, звичайно, чотиритактними для економії палива.

Техніко-економічні показники д.е.з.

Ідеальним циклом теплової установки є цикл Карно, але практично здійснити процес у двигуні внутрішнього згорання за циклом Карно неможливо. Це пояснюється тим, що двигуни внутрішнього згорання працюють при великій різниці температур початку й кінця процесу. При такій різниці температур (близько $1000...1700^{\circ}\text{C}$) процес у двигунах внутрішнього згорання проходить з дуже великим підвищенням тиску і температури. Максимальний тиск при цьому може досягати $200...300$ МПа, а ступінь стиску –

близько 400. Тому двигуни внутрішнього згорання працюють за менш економічними, проте практично здійсненими циклами.

У д.в.з. реалізують три ідеальні цикли: Отто, Дизеля; Тринклера.

Відомо, що під час досліджень термодинамічних процесів умови, за яких вони відбуваються, беруть ідеальними. Для цього зробимо такі припущення:

- кількість і склад робочого тіла в циклі не змінюються;
- процеси згорання палива і вихлоп газу замінено підведенням та відведенням теплоти;
- тертя між поршнем і стінками циліндра не береться до уваги;
- процеси стиску і розширення робочого тіла відбуваються адіабатно (без теплообміну);
- теплоємність робочого тіла береться сталою, що не залежить від температури.

На рис. 6.26 зображена діаграма ідеального циклу Отто, коли підвід теплоти здійснюється при v -const, на рис. 6.27 – цикл Дизеля з підводом теплоти при P -const.

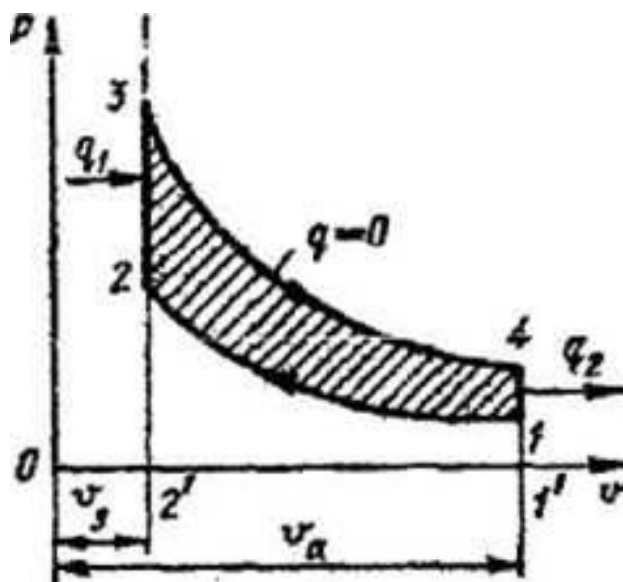


Рис. 6.26. Діаграма ідеального циклу двигуна Отто

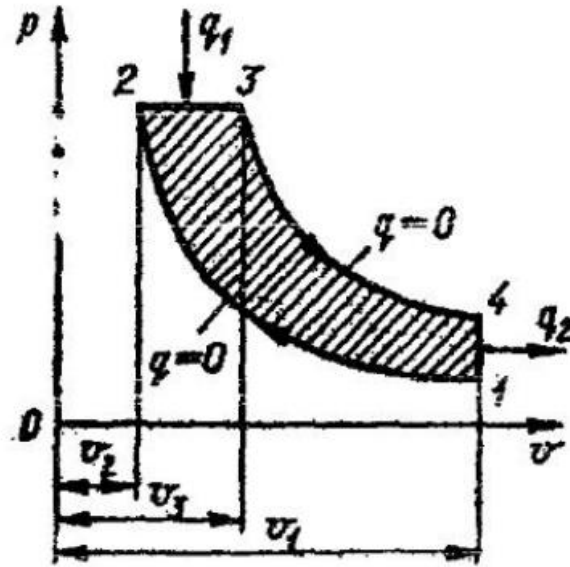


Рис. 6.27. Діаграма Ідеального циклу двигуна Дизеля

Цикл із змішаним підводом теплоти (v -const, P -const) показаний на рис. 6.28.

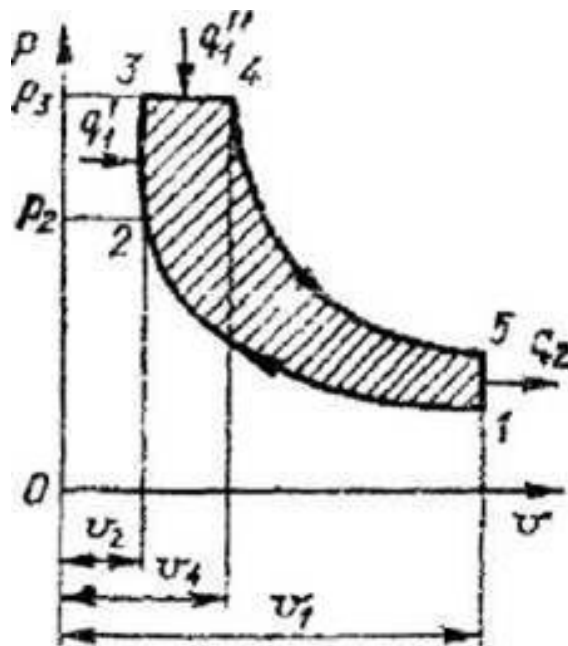


Рис. 6.28. Діаграма ідеального циклу двигуна Тринклера

Термічні коефіцієнти корисної дії для різних циклів визначають за формулами:

1. Цикл Отто $\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}}$, де κ - показник адіабати.

2. Цикл Дизеля $\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{p^\kappa - 1}{\kappa(p-1)}$, де $p = \frac{V_3}{V_2}$ – ступінь ізотермічного розширення.

3. Цикл Тринклера $\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{p^\kappa \lambda - 1}{(\lambda - 1) + \kappa \lambda (p-1)}$, де $\lambda = \frac{P_3}{P_2}$ ступінь збільшення тиску на ділянці підводу теплоти.

Як впливає з формули, η_t зростає при збільшенні ступеню стиску ϵ , тиску P та величини показника адіабати κ .

Збільшення ϵ обмежується процесом самоzapалення, бо відбувається детонація. Для карбюраторних д.в.з. ступінь стиску знаходиться в межах $4 < \epsilon < 9$, тому вони мають низький коефіцієнт корисної дії.

К.к.д. η_t зростає при збільшенні ступеню стиску, але буде самоzapалення, тому повітря і паливо подаються окремо. Це дозволяє використовувати тяжкі сорти дешевого палива, де може ступінь стиску досягати $\epsilon = 20$. З ростом ступеню стиску зростають механічні напруги.

Орієнтовані значення параметрів кінця стиску і показника політропи подані в таблиці 6.4.

Таблиця 6.4

Основні параметри кінця стиску і показника політропи

Параметр	Дизель без наддуву	Дизель з наддувом	Карбюраторний двигун
Ступінь стиску ϵ	15-23	12-15	6-7,5
Середній показник політропи стиску n_1	1,35-1,38	1,35-1,38	1,34-1,37
Тиск в кінці стиску	2,9-6,0	До 8,0	0,9-1,3
Температура	700-900	1000	600-750

Реальні цикли відрізняються від даних діаграм циклів. Для побудови діаграм реальних циклів проводять випробування двигунів на стенді прилад – індикатор, який викреслює індикаторну діаграму, що характеризує роботу двигуна. За нею визначають величину корисної роботи, що здійснюється продуктами згорання в циліндрі, а також величину негативної роботи, яка витрачається на подолання

механічного опору Також за обрисами діаграми можна визначити відхилення від. норми робочого процесу.

Оцінкою доскональності здійснюваного в тепловому двигуні циклу служать індикаторні показники. До них відносяться – *середній індикаторний тиск* P_i – це такий умовний тиск (постійний), який діючи на поршень, на протязі одного ходу повинен здійснювати роботу, що дорівнює роботі газів за весь цикл.

Тоді індикаторна потужність становить:

$$N_i = \frac{Z}{\tau} L_i n_0 = \frac{Z}{\tau} P_i V_h n_0, \quad (6.12)$$

де $L_i = P_i \cdot V_h$;

n_0 – частота обертання вала, Z – кількість циліндрів, τ – коефіцієнт тактності ($\tau=1$ – для 2 – тактних. $\tau=2$ – для 4 – тактних).

Індикаторний к.к.д. – це є співвідношення індикаторної потужності до долі підведеної теплоти, що перетворена в роботу за одиницю часу:

$$\eta_i = \frac{N_i}{Q_i}, \quad (6.13)$$

де Q_i – доля підведеної теплоти, що перетворена в роботу.

$\eta_i=0,25\dots0,35$ – для карбюраторних і $\eta_i=0,40\dots0,48$ – для дизельних двигунів.

Ефективна потужність N_e – це потужність, що розвивається на валу двигуна. N_e менша за N_i на величину втрат у вузлах.

Механічний к.к.д – це відношення ефективної потужності до індикаторної:

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N_e}{N_i} \quad (6.14)$$

В залежності від ступеню досконалості двигуна він знаходиться в межах 0,7...0,9.

Ефективний к.к.д становить:

$$\eta_e = \frac{N_e}{Q_i} \quad (6.15)$$

Таким чином: $\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i$;

Ефективний коефіцієнт корисної дії для карбюраторних д.в.з. становить 0,21 ...0,28, а для дизельних – 0,30... 0,42.

Розподіл теплоти, що підведена до двигуна, витрачається на корисну роботу і на втрати, називається зовнішнім тепловим балансом д.в.з. Він складається для 1 кг рідкого, чи 1 м³ газоподібного палива:

$$Q_H^p = Q_e + Q_{\Gamma} + Q_H + Q_{ox},$$

Q_e – теплота, що перетворена в ефективну роботу;

Q_2 – теплота, що виноситься відпрацьованими газами;

Q_H – теплота, що відведена охолодженням двигуна;

Q_{ox} – хімічна, механічна неповнота згорання;

$\eta_e = 21...45\%$, $q_2 = 25...55\%$, $q_{ox} = 10...35\%$, $q_n = 2...10\%$;

η_e – залежить від навантаження і при холостому ході прямує до нуля.

Розглянемо індикаторну діаграму д.в.з. (рис. 6.29).

Процес всмоктування палива (1-2) не відносять до термодинамічних процесів, оскільки при цьому змінюються не основні параметри, а змінюється тільки масова кількість і об'єм суміші у циліндрі. 2-3 – стиск, 3-4 – процес горіння паливної суміші, 4-5-6 – робочий ход, 6-1 – випуск відпрацьованих газів.

Процес не замикається, тому є необоротним.

У зв'язку з цим аналіз такого процесу неможливий і розглядають лише ідеальний цикл.

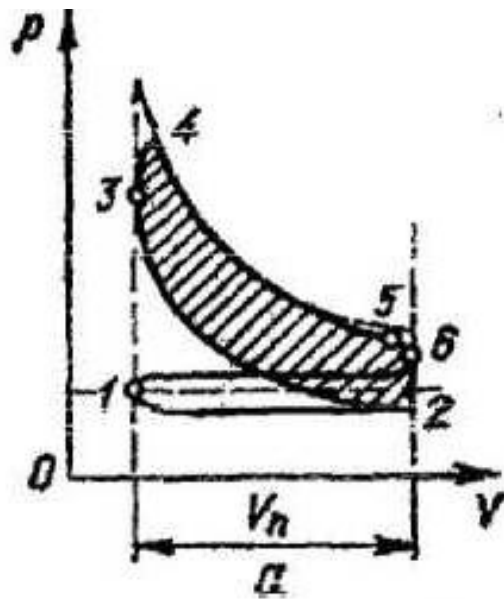


Рис. 6.29. Індикаторна діаграма карбюраторного д.в.з.

6.8. Двигуни зовнішнього згорання

Останнім часом почали привертати на себе увагу нові конструкції двигунів зовнішнього згорання, так звані двигуни Стирлінга, які були запропоновані ще в 1816 році. Пояснюється це тим, що підвищується загальний рівень технічної культури, тенденції до розвитку багатопаливних двигунів, підвищеною зацікавленістю холодильною і теплоносією технікою, розвитком ядерних установок. За допомогою двигуна Стирлінга можна використовувати тепло від ядерного реактора для допоміжних потреб, особливо при зупинці реактора.

Теплові поршневі двигуни зовнішнього згорання були історично першими тепловими генераторами механічної енергії. На початку розвитку теплоенергетики намагались створити як газові, так і парові поршневі двигуни. Внаслідок того, що розвивалися двигуни внутрішнього згорання і турбінні двигуни, поршневі парові двигуни були витіснені. Вони були менш економічні, їх К.К.Д. становив в межах 4...8%. Тепер їх деяка кількість залишилась у вигляді локомотивів і локомотивів пересувних електростанцій.

Роторно-поршневі двигуни зовнішнього згорання в промисловому виробництві не випускають, тому що виникають високі температурні напруження деталей корпусу і особливо ротора, що робить двигун не надійним.

В первинному вигляді він існував як тепла розширювальна машина, в циліндрі якої робоче тіло, наприклад, повітря перед стиском охолоджувалося, а перед розширенням – нагрівалося. Схема і принцип дії такого двигуна показані на рис. 6.30.

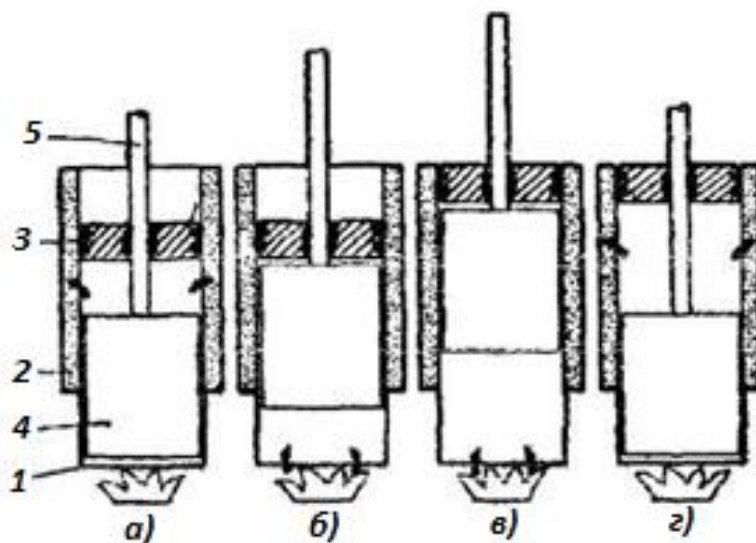


Рис. 6.30. Схема і принцип дії двигуна Стирлінга.

1 – циліндр; 2 – охолоджуюча сорочка; 3 – робочий поршень;
4 – витіснювач; 5 – шток витіснювача.

В циліндрі розміщений поршень 3, ущільнений поршневими кільцями і з'єднаний шатуном з колінчатим валом. Дно циліндра постійно підігрівається полум'ям, а між дном і робочим поршнем знаходиться поршень-витіснювач 4, який переміщується в циліндрі з великим зазором. Повітря в циліндрі перекачується витіснювачем або до дна робочого поршня, або до нагріваемого дна циліндра. Витіснювач приводиться в рух штоком 5, який проходить через ущільнення в поршні і приводиться в рух ексцентриковим механізмом, що обертається з кутом запізнення біля 90° порівняно з механізмом приводу робочого поршня.

В положенні **а** поршень розміщений в нижній мертвій точці і охолоджене стінками повітря знаходиться між ним і витіснювачем. В наступній фазі **б** витіснювач рухається доверху, а поршень

залишається в нижній мертвій точці. Повітря між ними виштовхується через зазор між витіснювачем і циліндром до дна циліндра. Фаза в є робочою, коли повітря нагрівається гарячим дном циліндра, розширюється і виштовхує обидва поршні до верхньої мертвої точки. Після цього витіснювач повертається в нижнє положення до дна циліндра і виштовхує повітря через щілину між стінками циліндра в камеру під поршнем, повітря при цьому охолоджується стінками циліндра. В положенні г холодне повітря підготовлено до стиску і робочий поршень рухається від верхньої мертвої точки до нижньої мертвої точки. Оскільки робота, яка витрачена на стиск холодного повітря, менша за роботу, яка виконується при розширенні гарячого повітря, то виникає як різниця між ними – корисна робота. Акумулятором енергії, необхідної для стиску холодного повітря, служить маховик. Але такий двигун мав низький к.к.д. із-за того, що повітря не встигало швидко охолотитися. Цей недолік усунутий у двигунах із зовнішнім регенератором теплоти (рис. 6.31). Через регенератор здійснюється перекачка повітря із верхньої частини циліндра в нижню під дією витіснювача.

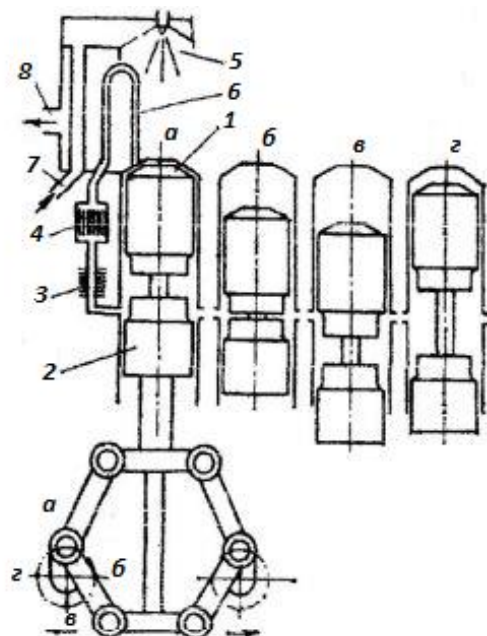


Рис. 6.31. Схема двигуна Стирлінга з регенератором і ромбічним кривошипно-шатунним механізмом: 1 – витіснювач; 2 – робочий поршень; 3 – радіатор; 4 – регенератор; 5 – підігрівач з форсункою; 6 – трубки підігрівача; 7 – вхід повітря; 8 – вихід відпрацьованих газів

Послідовно до регенератора у зовнішньому контурі під'єднаний радіатор. Регенератор акумулює теплоту повітря, яке поступає після розширення в холодну камеру. При потоці повітря в зворотньому напрямку акумулятор знову віддає йому теплоту. Радіатор, розміщений за регенератором, відводить лише частину цієї теплоти, остання залишається в акумуляторі і використовується знову.

Теплота відпрацьованих газів підігрівача використовується для підвищення температури свіжого повітря, яке подається в камеру згорання. Поршень 2 є робочим, він передає тиск повітря на кривошипно-шатунний механізм, а витіснювач призначений для переміщення повітря із верхньої частини циліндра в нижню. В положенні а повітря із простору між двома поршнями поступає через радіатор 3 і регенератор 4 в трубки підігрівача 6, а потім у верхню частину циліндра. Трубки підігрівача розміщені у камері згорання, куди свіже повітря для горіння подається через канал 7, проходячи теплообмінник. Відпрацьовані гази відводяться через газовод 8. В положенні а стиснуте повітря при русі у верхню частину циліндра нагрівається спочатку в регенераторі, а потім – в підігрівачі. В положенні б все повітря витіснене. Із простору між двома поршнями і виконує роботу, переміщуючи обидва поршні в нижнє положення. В положенні в після здійснення роботи робочий поршень залишається в нижньому положенні, а витіснювач 1 починає виштовхувати повітря із верхньої частини циліндра в простір між поршнями через регенератор, в якому повітря віддає частину своєї теплоти, і радіатор, де повітря охолоджується повніше. В положенні г повітря охоложене і витіснюється із верхньої частини циліндра в простір між поршнями, де відбувається його стиснення.

Двигун Стирлінга зовнішнього згорання – двигун із зовнішнім підводом і регенерацією теплової енергії, яка перетворюється у корисну механічну роботу. Цей двигун працює по замкненому регенеративному циклу, з послідовним чергуванням двох ізотермічних і двох ізохоричних процесів. Робочим тілом останнім часом застосовують гелій або водень під тиском 10...20 МПа, який знаходиться у замкненому просторі і протягом роботи не замінюється, а лише змінює об'єм при нагріванні та охолодженні.

Регенератор немов би розділяє цей простір на гарячу і холодну к порожнину. До гарячої підводиться теплота від нагрівача, а від, 0 холодної вона відводиться охолоджувачем, в якому циркулює вода.

Перетворення зворотньо-поступального руху поршнів у обертальний рух виконується ромбічним механізмом або косою шайбою.

Робочий цикл двигуна здійснюється за 4 такти:

- стиснення;
- нагрівання;
- робочий хід;
- охолодження;

Теоретичний К.К.Д. двигуна Стирлінга внаслідок регенерації теплоти може досягти значення К.К.Д. двигуна внутрішнього згорання, який працює за циклом Карно. В дійсності він лише наближається до К.К.Д. дизельного Д.В.З.

Останнім часом створені конструкції двигуна Стирлінга, тобто двигуна зовнішнього згорання для роботи на автомобілях, човнах і в стаціонарних умовах.

Двигун складається з п'яти основних елементів:

- камери згорання (теплообмінника), в якій нагрівається робоче тіло;
- регенератора, який відділяє гарячу порожнину від холодної;
- холодильника, який відводить тепло через охолоджену воду в оточуюче середовище;
- виштовхуючого поршня, який забезпечує подачу робочого тіла з гарячої порожнини через генератор в холодну і навпаки;
- робочого поршня, який забезпечує стиск і розширення робочого тіла.

В дійсному циклі індикаторна діаграма замість ізотерм підвода і відвода теплоти і ізохор регенерації відбуваються процеси, які призводять до закруглення "кутів" цикла і ця діаграма приймає форму еліпсу

Робочі процеси регулюються завдяки відносного переміщення двох поршнів і в значній мірі визначаються схемою кривошипно-шатунного механізму.

Об'єм, який наповнюється робочим тілом, складається із змінного об'єму теплообмінника, регенератора і холодильника, змінного об'єму між поршнями (холодна порожнина), температурного зазору над виштовхуючим поршнем та об'єму з'єднувальних трубопроводів.

РОЗДІЛ VII

ОСНОВИ ЕНЕРГЕТИКИ

7.1. Стан енергетики в Україні та країнах світу

Потреба в енергії неперервно зростає як внаслідок росту валового продукту, що припадає на душу населення, так і внаслідок росту населення. Демографи передбачають, що чисельність населення на Землі зростає високими темпами і стабілізується в 2100 році на рівні 12 млрд. чол. На сьогодні найвищий рівень споживання енергії на душу населення є в США і становить на одного жителя 10 кВт рік при тому, коли в середньому по світу цей показник складає 5 кВт рік (на Україні – 7 кВт рік). Прогнозується, що споживання електроенергії буде стабілізуватися також до 2100 року і досягне 20 кВт рік на одного жителя Землі. Темпи росту споживання енергоресурсів в економічно розвинених країнах складають приблизно 6% в рік, тобто виробництво електроенергії подвоюється через кожні 7...10 років. За оцінкою вчених, існуючих на Землі запасів органічного палива з урахуванням їх росту споживання вистачить на 100...150 років при існуючій на даний час структурі енерговиробництва. Відомо, що в світі і на Україні в тому чисті переважну кількість електроенергії виробляють на теплових електростанціях, які мають низькі техніко-економічні показники (к.к.д. не перевищує 35-40%).

При сучасних обсягах енергоспоживання органічного палива на Землі вистачить на 150 років, зокрема нафти на 35 років, газу на 50 і

вугілля на 425 років. На початку ХХ сторіччя доля вугілля в енергобалансі становила 60%.

Слід взяти до уваги, що сучасні методи перетворення теплової енергії в електричну мають порівняно низький коефіцієнт корисної дії. Ось чому ведеться інтенсивний пошук нових джерел енергії, нових шляхів перетворення теплової енергії в електричну. Основою енергетики найближчого майбутнього має стати енергія атомного ядра. Розвиток атомної енергетики країни є одним із основних напрямків виконання завдань Енергетичної програми, в якій розроблено комплекс заходів по нормальному забезпеченню населення та промисловості необхідною кількістю електроенергії.

Викопні енергоносії необхідно економно використовувати через обмеженість їх запасів, зростання ціни на них і шкідливі викиди оксиду вуглецю, сірки, азоту.

Якщо обсяг споживання викопних джерел енергії буде залишатись на рівні 2012 року, то розвіданих запасів вистачить на наступну кількість років: нафти – на 53 роки, природного газу – на 56 років, вугілля – на 109 років.

Запасів урану, основного ядерного палива, за нинішніх темпів споживання вистачить на декілька тисяч років. Ціна енергії, отримана від цього виду палива є одною з найнижчих. За умови дотримання всіх заходів з техніки безпеки атомна енергетика значно менше впливає на навколишнє середовище, ніж викопні джерела енергії. Однак ризик техногенних катастроф, можливість створення ядерної зброї на основі палива для атомних електростанцій, сповільнюють розвиток цього виду енергетики.

Структуру споживання енергоресурсів в Україні показано на рис. 7.1.

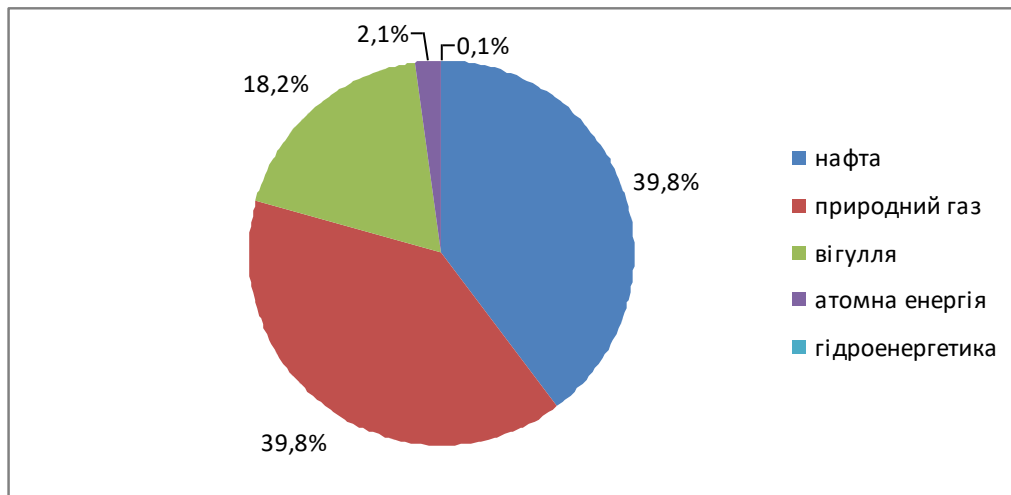


Рис. 7.1. Структура споживання енергоресурсів в Україні

З рис. 7.1 можна зробити висновок, що залежність енергетики України від викопних джерел складає 82%, що дещо менше загальносвітових показників. Це пояснюється великою часткою енергоресурсів, отримуваних від ядерної енергетики – 16%. Однак українська промисловість має велику залежність від природного газу. Зважаючи на його високу ціну, споживання природного газу доцільно замінити на кам'яне вугілля, запасів якого Україні вистачить більше ніж на 300 років.

Використання відновлювальних джерел енергії (крім гідроенергетики) в Україні нижче загальносвітових (2%). Проте цей сегмент енергетики швидко зростає протягом останніх декількох років. Зокрема в 2012 році загальний обсяг енергії, вироблений об'єктами відновлювальної енергетики (окрім гідроенергетики) зріс у 4 рази.

За прогнозами аналітиків компанії British Petroleum до 2030 року частка енергоносіїв, отриманих з викопних джерел енергії, зменшиться до 82%, частка відновлювальної енергетики зросте до 12%, а відносна кількість енергії, отримана від ядерної енергетики, зміниться не значно. Динаміку зміни споживання енергії показано на рис. 7.2.

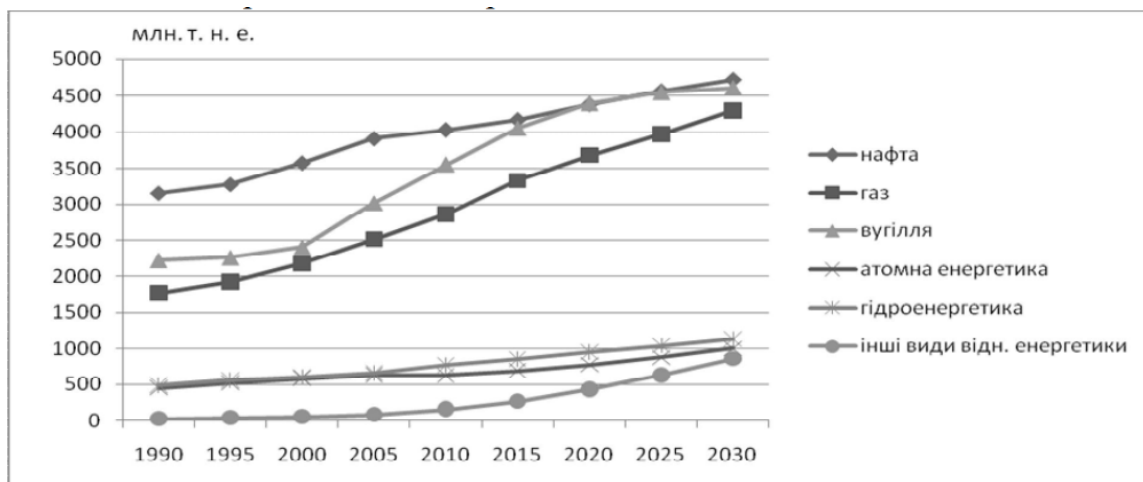


Рис. 7.2. Прогноз споживання енергоресурсів до 2030 року

З аналізу прогнозних даних рис. 7.2 можна зробити такі висновки:

- використання відновлювальних джерел енергії найближчі 20 років дасть змогу заощадити викопні енергоресурси;
- цілковита відмова від викопних джерел енергії – справа далекої перспективи.

Останнім часом ведуться серйозні розробки екологічно чистих способів отримання електричної енергії. До них відносяться вітрові та гелійові електричні станції. Перший вузол вітрових станцій будується в Скадовському районі Херсонської області з станціями потужністю 0,18...30 кВт. Максимальне використання сонячної енергії, яка досягає поверхні Землі, не перевищує 15%. Але найбільш продуктивні рослини в середньому за рік споживають 1,5...2% енергії сонячного випромінювання. Розглянемо конструктивні особливості та технологічні схеми, різновиди електронних станцій.

7.2. Гідравлічні електростанції

ГЕС – це комплекс гідротехнічних споруд, призначених для використання водних ресурсів з метою одержання електроенергії.

Відомо, що потужність гідравлічного потоку залежить від витрат і напору. Тому для концентрації потужності і зосередження напору річки в певних місцях будують гідротехнічні споруди: греблі, дериваційні канали.

Гребля перетинає річку і тому утворюється водосховище. Водоспускові споруди перепускають воду із верхнього б'єфа у нижній для усунення перевищення максимального розрахункового рівня води в період паводку.

ГЕС за конструкцією поділяються на такі:

- гребельні,
- дериваційні,
- комбіновані,
- гідроакумулятивні,
- припливні.

В гребельній ГЕС перепад тиску концентрується шляхом підпору рівня річки в результаті створення греблі. Будова ГЕС в цьому випадку може розміщуватися в тілі греблі, або за греблею. В останньому випадку вода до турбін підводиться по спеціальним трубам чи коротким підводящим каналам.



Рис. 7.3. Гребельна схема.

H – напір, H_p – падіння рівня вільної поверхні водотока,
 $h_{\text{підп.кр.}}$ – висота підпорної кривої

В дериваційній схемі перепад тиску концентрується шляхом відводу води із природнього русла по штучному водоводу (дериваційному каналу), який має менший гідравлічний нахил. Завдяки ньому рівень води в кінці водовода вище рівня води в річці. Залежно від типу дериваційного водовода розрізняють ГЕС з

безнапірною і напірною деривацією. При безнапірній деривації відвід води із русла річки здійснюється безнапорними водоводами. Для забору води в руслі річки будується невелика гребля і утворюється водосховище. Дериваційний канал закінчується напірним басейном, із якого вода по трубопроводам подається до турбін, розміщених в споруді ГЕС.

Будівництво ГЕС по дериваційній схемі доцільно робити в гірських умовах, коли річки мають великі нахили при порівняно малих витратах.

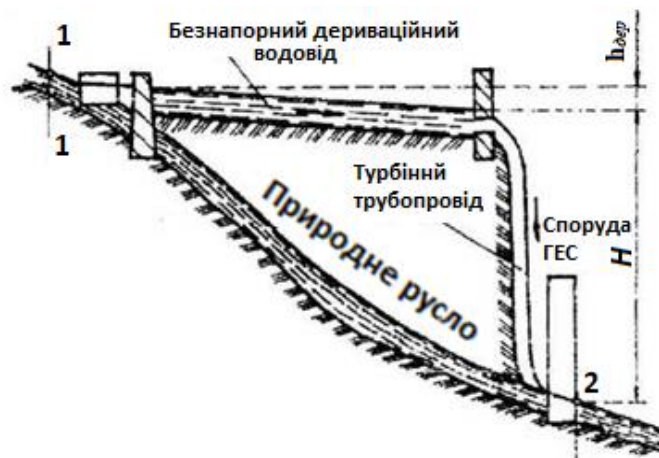


Рис. 7.4. Дериваційна схема ГЕС:

H – напір, $h_{дер}$ – витрати напору в дериваційному водоводі

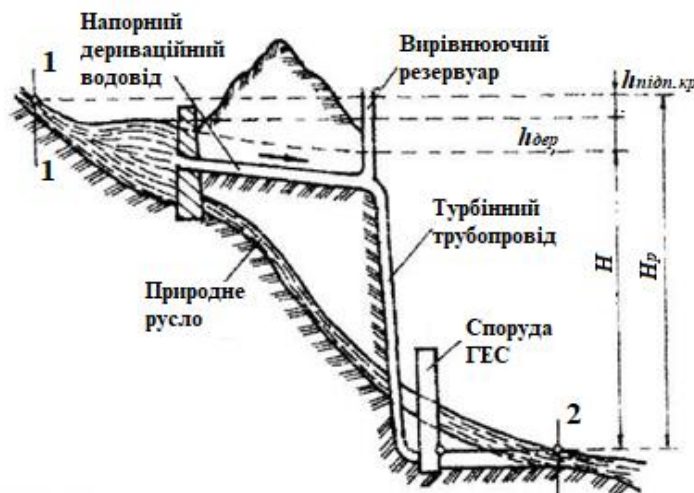


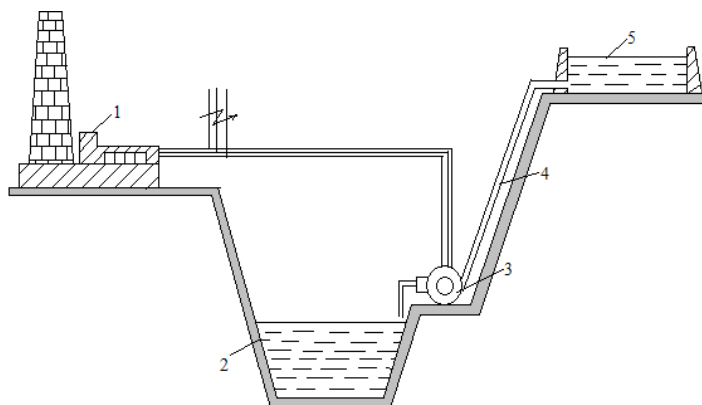
Рис. 7.5. Комбінована схема ГЕС: H – напір, H_p – падіння рівня вільної поверхні водотока, $h_{підп.кр.}$ – висота підпорної кривої, $h_{дер}$ – витрати напору в дериваційному водоводі

В таких умовах можна одержати значний напір (до 1000 м). Таких станцій на Україні не має.

У випадку комбінованої схеми напір створюється за допомогою греблі і дериваційної споруди. Дериваційний водовод у вигляді напірного тунелю чи напірного трубопроводу з'єднує водосховище за греблею з турбінними трубопроводами.

Гідроакмулятивні ГЕС використовують для покриття надмірних навантажень в електромережі і вирівнювання на протязі доби рівномірності забезпечення електроенергією. ГАЕС працюють в двох режимах: насосному і турбінному, тому їх обладнують оборотними гідромашинами, які можуть працювати як насоси, та і як турбіни. При роботі в насосному режимі вода із нижнього басейну перекачується у верхній. Це здійснюють в нічний час, коли витрати електроенергії в енергосистемі мінімальні. ГАЕС споживає при цьому надмірну електроенергію, яка виробляється іншими електростанціями, під'єднаними до енергосистеми, и у верхньому басейні створюється запас гідравлічної енергії

В турбінному режимі ГАЕС використовують для виробництва електроенергії за рахунок енергії, яка була накопичена у воді верхнього басейну. У цьому режимі станція робить тоді, коли навантаження в енергосистемі суттєво зростає. Такого типу ГЕС доцільно будувати у місцях, де є достатні запаси води і біля об'єктів з великим обсягом енергоспоживання. Так, для прикладу ця ГАЕС є під Києвом у м. Вишгороді.



*Рис. 7.6. Схема гідроакмулюючої електростанції (ГАЕС).
1 – електростанція ТЕС, 2 – нижній водяний басейн;
3 – електрогенератор з гідротурбіною-насосом; 4 – водовід;
5 – верхній водяний басейн*

7.3. Теплові електростанції

На долю теплових електростанцій припадає понад 50% всієї електроенергії, що виробляється в світі і половина, що виробляється на Україні.

Теплова електростанція (ТЕС) – це сукупність взаємопов'язаних установок, загальним технологічним призначенням яких є перетворення хімічної енергії спалюваного палива в електричну.



Рис. 7.7. Схема послідовного перетворення енергії в ТЕС

Первинними двигунами в ТЕС є парові, газові турбіни та д.в.з. Станції із газовими турбінами нині не можуть конкурувати із паровими, бо мають низькі потужності і незначні техніко-економічні показники.

1. Залежно від виду відпущеної енергії розрізняють два типи паротурбінних ТЕС:

- конденсаційні, які виробляють лише електроенергію;
- теплофікаційні, де здійснюється комбіноване виробництво електричної та теплової енергії і тому теплота ефективніше використовується майже 1,5 раза.

За видом використаного палива електростанції поділяються на вугільні, мазутні, газові, газомазутні.

Основою технологічного процесу паротурбінної ТЕС є цикл Ренкіна для перегрітої пари, який складається із ізобаричного підводу теплоти в парогенераторі, відводу тепла в конденсаторі і процесів розширення пари в турбіні, а також підвищення тиску води в насосах (рис. 7.8). В кращому випадку за циклом Ренкіна можна досягти $\eta_t = 0,40 \dots 0,44$.

Загальна схема ТЕС показана на рис. 7.9. В топку подається паливо, яке в процесі горіння виділяє тепло. Теплота в котлі передається воді, з якої утворюється водяна пара. Вода, яка подається в котел, механічно та хімічно очищається від домішок та розчинних газів.

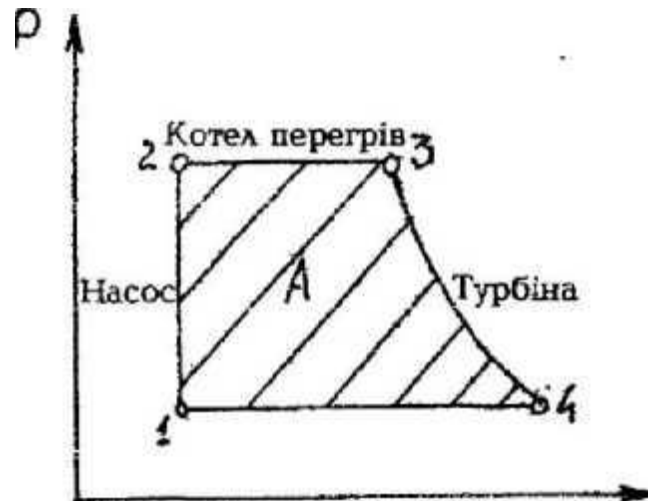


Рис. 7.8. Термодинамічний цикл Ренкіна

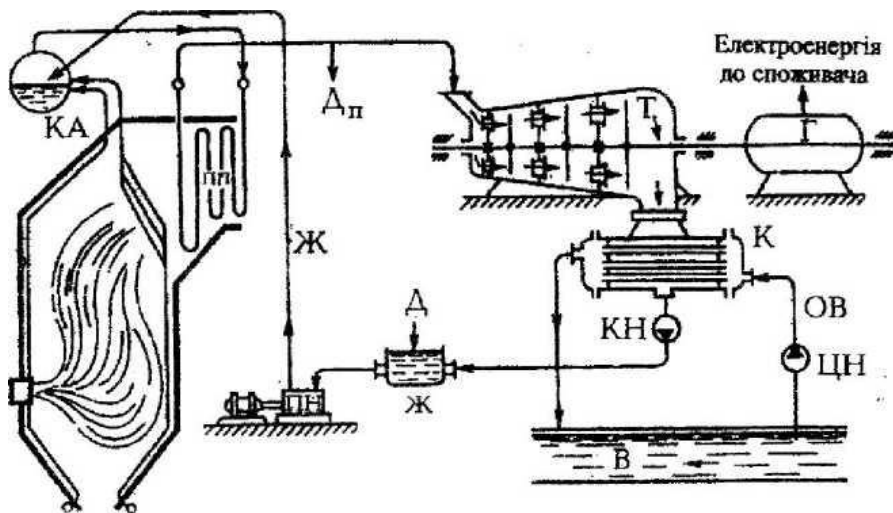


Рис. 7.9. Схема конденсаційної теплової електростанції.

КА – котельний агрегат; ПП – пароперегрівник; Т – турбіна;
 Г – електрогенератор; К – конденсатор, КН – конденсаторний насос;
 БЖВ – бак живої води; ЖН – живильний насос;
 ЖЛ – лінія живильної води котла; Дп – умовна лінія втрат пари і конденсату на ТЕС; Д – підвід додаткової води для компенсації втрат;
 ОВ – підвід охолоджуючої води до конденсатора;
 ЦН – циркуляційний насос; В – джерело охолоджуючої води

Із парового котла водяна пара через пароперегрівник надходить до парової турбіни для перетворення енергії потоку пари в механічну роботу. Турбіна знаходиться на одному валу з електрогенератором, в якому здійснюється перетворення механічної енергії в електричну. Частота обертання турбіни регулюється і повинна бути кратною 50, оскільки на електростанціях використовують електрогенератори змінного струму, які генерують електричну енергію частотою 50 Гц. Спрацьована пара надходить в конденсатор, звідки конденсат конденсатним насосом подається в збірник живильної води, що сполучається із деаератором. Далі деаерована вода живильним насосом нагнітається в паровий котел. У систему такої установки включають кілька регенеративних підігрівальників живильної води, а також додатково вводять воду (хімічно очищену) для компенсації витоків води і пари із системи.

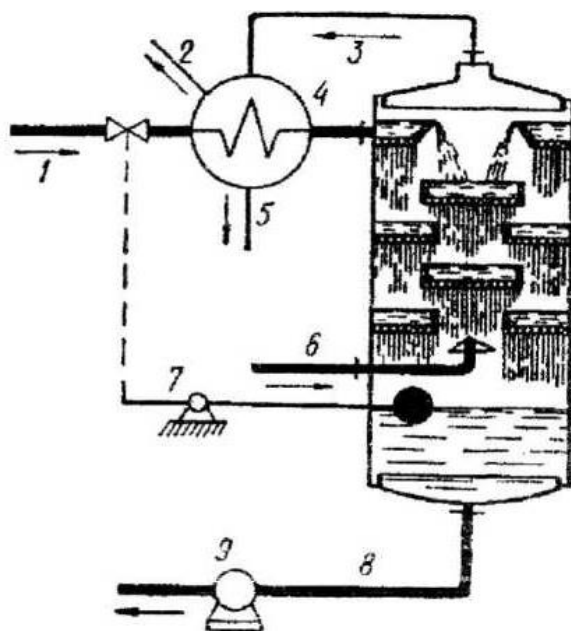


Рис. 7.10. Термічний деаератор:

- 1 – подача деаерованої води; 2 – повітря; 3 – пароповітряна суміш,
4 – охолодник пароповітряної суміші; 5 – конденсат;
6 – підведення гріючої пари; 7 – поплавковий регулятор;
8 – відведення деаерованої води; 9 – живильний насос*

У випадку ТЕЦ вся відпрацьована пара спрямована до теплових споживачів. Змішувальні підігрівальники – деаератори призначені для виділення розчинених у живильній воді агресивних газів (O_2 ,

CO₂). Ці гази кородують внутрішні поверхні котлоагрегатів і трубопроводів. При збільшенні температури розчинність газів у воді різко зменшується, а при $T = 100^{\circ}\text{C}$ концентрація кисню та вуглекислоти у воді прямує до нуля.

Технологічна схема теплової електростанції в цілому показана на рис. 7.11. Можливі варіанти компоновки ТЕС показані на рис. 7.11.

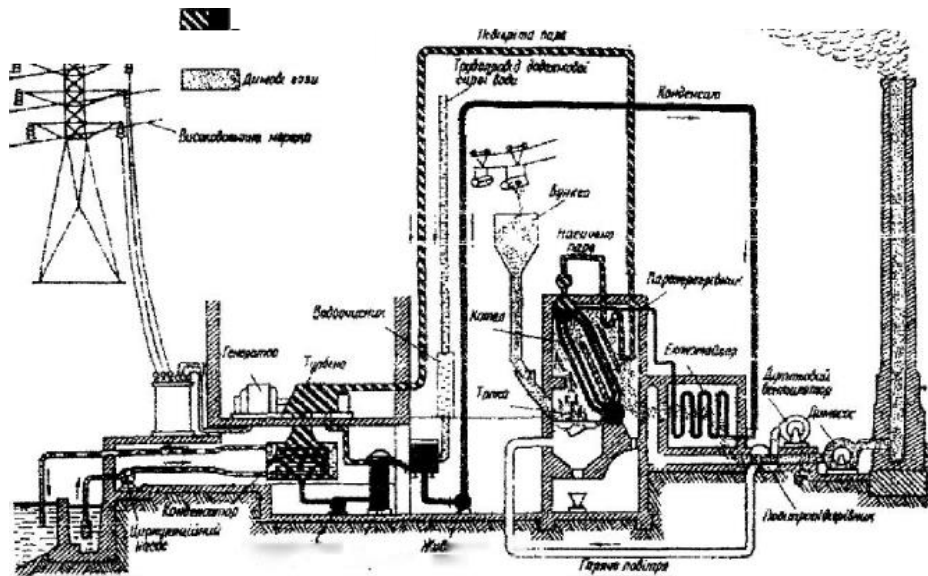


Рис. 7.11. Технологічна схема ТЕС

Конденсатор, куди попадає відпрацьована пара, виконує дві функції – відводиться невикористана енергія пари з охолоджуючою водою; – підтримується тиск за турбіною на можливо низькому рівні. Для цього використовують градирні (4-5% втрат теплоти) (рис. 7.13). бризгальні басейни (рис. 7.14.) (7% втрат теплоти). Охолоджуючий ефект досягається охолодженням капель води повітрям і частинним їх випаровуванням.

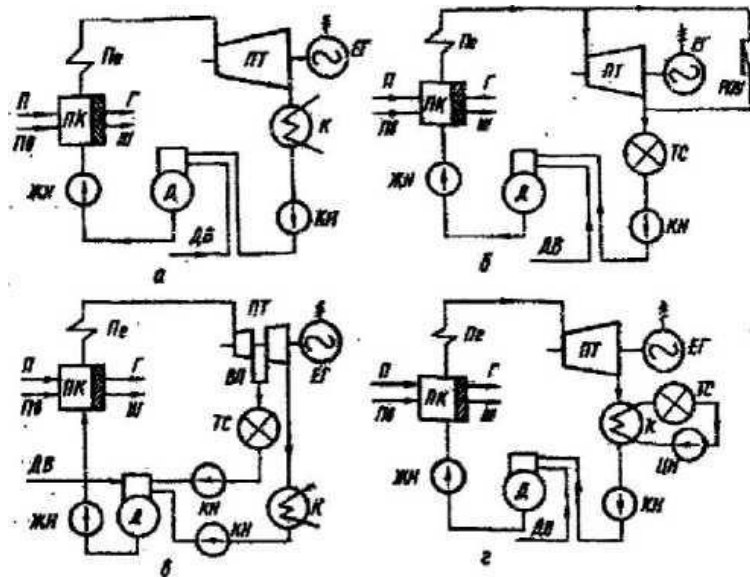


Рис. 7.12. Спрощені принципові схеми паротурбінних ТЕС:
 а – схема КЕС; б – схема ТЕЦ з турбіною з протитиском;
 в – схема ТЕЦ з проміжним відбором пари; г – схема ТЕЦ з турбінами з пониженим вакуумом; ПК – паровий котел; ПЕ – пароперегрівник; ПТ – парова турбіна; ЕГ – електричний генератор; К – конденсатор; КН – конденсатний насос; Д – деаератор; ЖН – живильний насос; ТС – тепловий споживач; РОУ – редуційно-охолодна установка; ДВ – додаткова вода; ВП – відбір пари; ЦН – циркуляційний насос; П – паливо; Пв – повітря; Ш – шлак; Г – газу.

Зимом ТЕЦ працює із більш високим к.к.д.

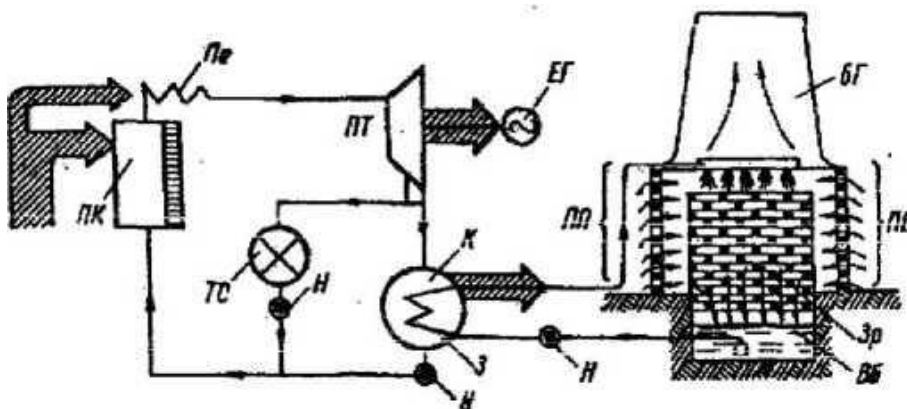


Рис. 7.13. Схема ТЕЦ з циркуляційною системою охолодження:
 ПК – паровий котел; Пв – пароперегрівник; ПТ – парова турбіна;
 ЕГ – електрогенератор; К – конденсатор; Н – насоси;
 ТС – теплові споживчі; З – змійовик; ПП – потік повітря;
 БГ – башта градирні; Зр – зрошувач; ВБ – бак холодної води.

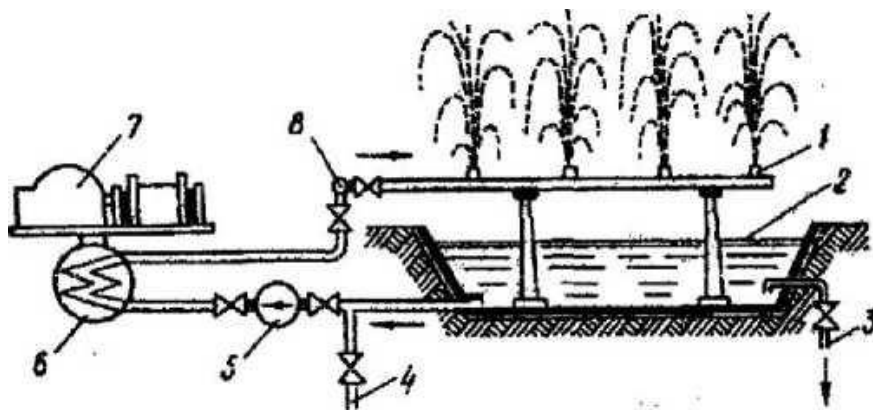


Рис. 7.14. Схема оборотного водопостачання з брызкальним басейном:
 1 – сопла; 2 – брызкальний басейн; 3 – трубопровід для продування басейну; 4 – трубопровід для підживлення басейну; 5 – циркуляційний насос; 6 – конденсатор; 7 – парова турбіна; 8 – розподільний колектор

7.4. Атомні електростанції

В світі нині працює біля 400 енергетичних реакторів, які виробляють більше 20% електроенергії. Але разом з тим на сьогоднішній час в Україні зафіксовано 150 аварій з випуском радіоактивності.

Переваги АЕС над тепловими електростанціями такі:

- чистота атмосферного повітря (без золи, сірнистих газів і окислів азоту);
- економічніші.

Розглянемо фізичні аспекти ядерної енергетики. На АЕС тепла енергія, яка йде на виробництво водяної пари, виділяється в результаті поділу ядер речовини, яку називають ядерним паливом. Найбільш енергетично вигідно керовану ланцюгову реакцію з наступним виділенням теплоти вести при поділі природного ізотопу урану або одержаних штучним шляхом ізотопів урану – 233 та плутонію – 239.

Самопідтримуюча ланцюгова реакція поділу ядер тяжких елементів полягає в тому, що при попаданні нейтрона в ядро воно стає збудженим і може виявитися настільки не стабільним, що розпадеться на два осколки – ядра більш легких елементів з народженням двох або

трьох нейтронів, які викликають поділ наступних ядер. Схема ланцюгової реакції показана на рис. 7.15. Кожен із виділених нейтронів при поділі має значну енергію (в середньому біля 2 МеВ), достатню для поділу всіх ізотопів урану ^{233}U , ^{235}U , ^{238}U), також ^{232}Th , ^{239}Pu . Але, якщо енергію нейтронів зменшити до 0,025...0,30 еВ, то такі теплові нейтрони з більшою імовірністю будуть здійснювати поділ ядер ^{232}Th , ^{235}U та ^{239}Pu . В той же час такі нейтрони не здатні викликати поділ ядер ^{233}U та ^{232}Th .

Енергія, що виділяється при поділі ядра ^{235}U , становить приблизно 195 ± 5 МеВ, 90% якої припадає на кінетичну енергію осколків, яка в результаті їх багаторазового зіткнення із сусідніми атомами переходить в теплову енергію. Осколки поділу – це ізотопи елементів, що розміщені посередині таблиці Менделєєва у вигляді 60 різних елементів з $A = 72 \dots 158$. Більшість із утворених ядер елементів короткоживучі, але мають досить високу інтенсивність радіаційною випромінювання. Найбільший час піврозпаду мають ізотопи цезію, стронцію та йоду, який відповідно становить 30, 29 років, 8 дб.

Остання енергія припадає на нейтрони α і β – частинки та γ – кванти, що супроводжують поділ ядра. В результаті взаємодії цих частинок із оточуючим середовищем їх енергія також перетворюється в теплоту.

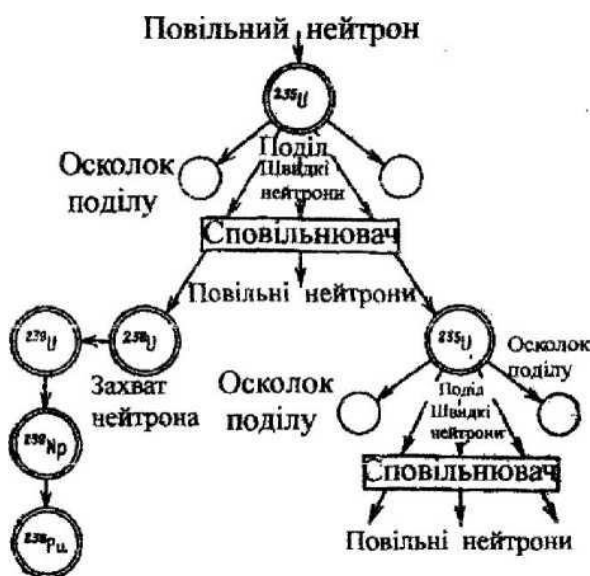


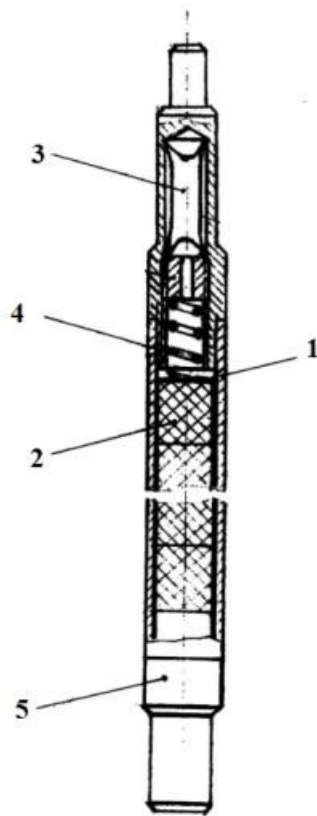
Рис. 7.15. Схема ланцюгової реакції уранового палива

Нейтрони бувають миттєві, яких 99% з енергією 0,1...10 MeV і запізнюючі, з часом життя 12,4 с., які беруть участь у керуванні реакцією.

В сповільнювачах за рахунок пружних зіткнень нейтронів відбувається зменшення його швидкості. Передача енергії від нейтрона до ядра тим більше, чим більше його маса. Сповільнювачі підбирають таким чином, щоб маса їх ядер відповідала цим критеріям. Найчастіше як сповільнювач використовують тяжку воду і графіт. В реакторах на підводних човнах реакцію регулюють газом $Cd+^3He$.

Керована реакція поділу здійснюється в реакторах, які поділяються на два великих класи - це реактори на теплових та швидких нейтронах. Найпоширеніші перші, в яких швидкі нейтрони сповільнюються за допомогою сповільнювачів (графіт, вода). Графіт добре сповільнює і майже не поглинає нейтрони. Найсильніше сповільнює нейтрони вода H_2O , оскільки маса атомів водню H_2 і нейтронів практично однакова. Гірше сповільнює нейтрони тяжка вода (D_2O) і ще менше – графіт. Тому воду можна використовувати як сповільнювач лише в збагаченому урані ураном U^{235} , а реактори на тяжкій воді використовують як паливо природній уран. Але тяжка вода дуже дорога, тому сповільнювачами служать, як правило, звичайна вода або графіт. В багатоконтурних системах використовують інколи органічний теплоносій-поліфеніли ($C_{12}H_{10}$). Коли паливом є збагачений уран, то теплоносієм використовують воду, а коли звичайний уран, то як теплоносій служить газ CO_2 ,

Твел – це тепловиділяючий елемент – корозієстійка трубка, в якій знаходиться ядерне паливо – двоокисел урану UO_2 : (хімічна інертна сполука, яка має високу температуру плавлення і радіаційну стійкість). Твел поєднують у зборки, а між стержнями прокачується теплоносій (рис. 7.16).



*Рис. 7.16. Загальний вигляд тепловиділяючого елемента.
1 – оболочка, 2 – таблетки ядерного палива;
3 – зазор заповнений гелієм або натрієм;
4 – порожнина для збору газоподібних продуктів;
5 – кінцеві деталі кріплення*

Основним елементом реактора на теплових нейтронах (рис. 7.17.) є твели і сповільнювач, які утворюють так звану активну зону. Між твелями знаходиться сповільнювач. Через активну зону прокачується теплоносій, який охолоджує тепловиділяючі елементи і здійснює таким чином забір теплоти із активної зони. Для зменшення витікання нейтронів з активної зони її оточують відбивачем, виготовленим із того ж матеріалу, що і сповільнювач. Він відбиває нейтрони в активну зону.

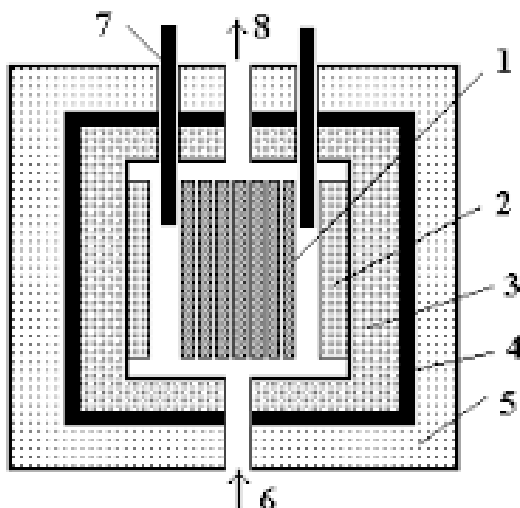


Рис. 7.17. Схема ядерного реактора на теплових нейтронах.

- 1 – тепловиділяючі елементи; 2 – сповільнювач;
 3 – відбивач; 4 – корпус реактора;
 5 – бетонний захист; 6 – вхід теплоносія;
 7 – компенсуючі стержні; 8 – вихід теплоносія*

Найпоширеніші останнім часом використовують у атомній енергетиці реактори РБМК (реактор великої потужності, каналний). ВВЕР (вода-водяний енергетичний реактор) і БН (на швидких нейтронах, а охолодження здійснюється натрієм).

РБМК – реактор з графітовим сповільнювачем і водним теплоносієм призначений для отримання насиченої пари з тиском порядку 7 МПа. Зборки з твелями розмішені в технологічних каналах з внутрішнім діаметром 40 мм. Частина корпусу каналу, яка знаходиться в активній зоні, і оболочка твелів виготовлені із цирконієво-необієвого сплаву, який має високі міцності і корозійні властивості при високих температурах і малий переріз поглинання теплових нейтронів. Технологічні канали і графітова кладка створюють активну зону 1. Активна зона оточена верхнім, боковим і нижнім біологічним захистом. Циркуляційний насос подає воду до напірного колектора і далі по індивідуальних трубопроводах до технологічних каналів. Пароводяна суміш із каналів (паровміст біля 15%) по трубопроводах поступає у барабани-сепаратора. Після сепарації пара направляєтся до турбін, а живильна вода змішується із водою, що повертається із сепараторів і по всмоктувальному

водяному колектору поступне в головні циркуляційні насоси. Зборки твелів з ядерним паливом перевантажуються за допомогою завантажувального пристрою. Герметичність твелів в кожному технологічному каналі контролюється системою.

Перша промислова АЕС з реакторами на швидких нейтронах БН-35С була запущена в 1973 р. в м. Шевченко (Казахстан), яка по сьогодні виробляє електроенергію та опрісне воду. Вона має трьохконтурну схему. При проходженні через реактор натрій в першому контурі нагрівається і окрім цього стає сильно радіоактивним. Теплова енергія з першого передається в проміжний теплообмінник нерадіоактивному натрію в другому контурі, який в парогенераторах віддає теплову енергію воді та парі з третього контуру. Привертає на себе увагу те, що такий важливий параметр, як температура натрію, в розроблюваних в світі реакторах має приблизно однакові значення. Цей вибір оснований на бажанні мати хороші термічні параметри робочого циклу і в той же час не вийти за межі надійної роботи реактора. За рахунок цього досягається підвищення ККД реактора на швидких нейтронах в порівнянні з реакторами на теплових нейтронах з 30% до 40%. Реактори на швидких нейтронах вигідніше спочатку запускати на плутонії, який одержують в реакторах на теплових нейтронах, а потім робота повинна проходити на “власному” плутонії. У випадку, коли використовують металеве паливо (суміш урану та плутонію) значення α -1 може подвоїтись. В таблиці 7.1. наведені основні параметри діючих та проєктованих реакторів.

Таблиця 7.1

Основні параметри реакторів

Характеристика	Діючі		Будуються	
	Росія, Свердловськ БН-600	Англія	БВ-1600 Росія	США
Електрична потужність, МВт	600	250	1600	1500
Компоновочна схема реактора	Інтегральна	Інтегральна	Інтегральна	Інтегральна

Характеристика	Діючі		Будуються	
	Росія, Свердловськ БН-600	Англія	БВ-1600 Росія	США
Температура теплоносія на виході з реактора, °С	550	560	545	540
Коефіцієнт відтворення	1,3	-	1,35...1,40	1,25
Тиск водяної пари в МПа	14	16,2	14	15
Температура водяної пари, °С	505	538	490	480

Атомні двигуни на транспорті. Економічні та екологічні питання АЕС.

Останнім часом широке використання у зв'язку з високими енергетичними потужностями та потенціальними можливостями знайшли атомні двигуни на транспорті. Де, в першу чергу, стосується криголамів та підводних човнів. Фізика процесів тут однакова, що і на АЕС, але енергетичні установки-реактори, мають дещо іншу конструкцію, що зумовлене більш високою компактністю, та меншою вагою. Тут в більшості випадків використовують водо-водяні реактори, де належний рівень реакції підтримують не за допомогою компенсуючих стержнів, а шляхом подачі в активну зону під певним тиском і відповідно певної кількості інертного газу з добавкою парів кадмію. Після реактора пара поступає на парову турбіну, яка приводить в рух електрогенератор, а потім через електричну трансмісію рух передається до ведучого гвинта. Інколи такі атомні двигуни встановлюють на ракетах, орбітальних станціях, комплексах для забезпечення системи енергоживленням, здійснення маршових маневрів.

Перша АЕС мала низький ККД – до 17% (турбіна працювала на водяній парі з параметрами 1,2 МПа, 250°С), а пізніше розвиток обладнання АЕС дозволив підняти його до 35%. Використання реакторів-розмножувачі на швидких нейтронах забезпечує

відновлення ядерного палива таким чином, що на 25...40% воно перевищує витрачене паливо.

Останнім часом в багатьох країнах ведуться проектні роботи та будівництво АЕС теплофікаційного профілю, де окрім електроенергії відпускається і тепла енергія як на промислові потреби, так і на опалення житлових приміщень.

Залежно від типу реактора, виду теплоносія тепла схема АЕС може бути одно-, дво- і трьохконтурною (рис. 7.18). Одноконтурні і двохконтурні схеми застосовують на АЕС з реакторами на теплових нейтронах, трьохконтурні – з реакторами на швидких нейтронах.

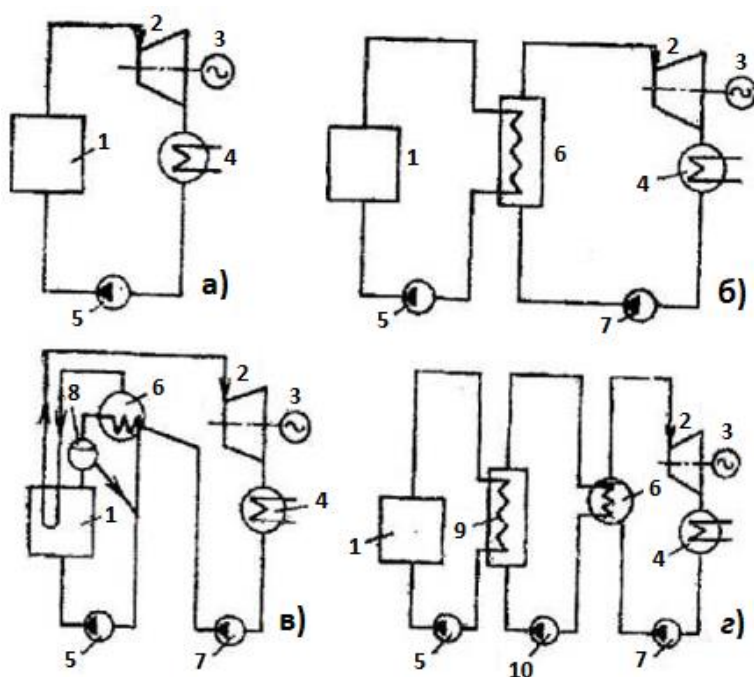


Рис. 7.18. Схеми атомних електростанцій:

а) одноконтурна; б) двохконтурна;

в) частково двохконтурна; г) трьохконтурна;

1 – реактор; 2 – парова турбіна; 3 – генератор; 4 – конденсатор;

5 – циркуляційний насос; 6 – парогенератор; 7 – живильний насос;

8 – барабан-сепаратор; 9 – проміжний теплообмінник; 10 – насос

В одноконтурній схемі (рис. 7.18 а) пара виробляється всередині реактора і поступає на парову турбіну, в якій вал безпосередньо зв'язаний з валом генератора. Відпрацьована пара конденсується в конденсаторі, а конденсат подається циркуляційним

насосом знову в реактор. В такій схемі обладнання працює в радіаційно-активних умовах, що ускладнює його експлуатацію.

В двохконтурній схемі (рис. 7.18 б) теплоносій і робоче тіло рухаються по окремих каналах (першому і другому контуру), спільним елементом яких є парогенератор (теплообмінник). Нагрітий в реакторі теплоносій в теплообміннику віддає робочому тілу теплоту і насосом знову подається у реактор. Отримана в парогенераторі водяна пара подається на парову турбіну, виконує роботу, а потім в конденсатор, звідки насосом конденсат подається у парогенератор. В цій схемі лише частина обладнання знаходиться в зонах радіоактивності, але при цьому не продуктивні витрати зростають на 15...20%. Інколи зустрічаються частково двохконтурні схеми АЕС (рис. 7.18 в).

В трьохконтурних схемах (рис. 7.18 з) радіоактивний теплоносій першого контура (рідкий натрій) із реактора направляється в проміжний теплообмінник, де віддає теплоту нерадіоактивному теплоносію другою контуру (рідкий натрій) і циркуляційним насосом повертається знову до реактора. Теплоносій другого контура передає теплоту в парогенераторі робочому тілу – воді, а утворена водяна пара подається на турбіну. Введення додаткового контуру підвищує надійність і безпечність роботи станції.

Питання безпечної роботи АЕС має дуже важливе значення, особливо це загострилося після сильних аварій на американській АЕС ТМА в Гаррізберзі в 1979 р. та на Чорнобильській АЕС в 1986 році. Під час аварій можливе проникнення радіоактивних речовин в атмосферу. При цьому найбільшу небезпеку становлять для оточуючого середовища ізомери йоду та радіоактивних благородних газів (ксенону і криптону), які мають найбільший вихід із палива і теплоносія. Найбільш небезпечні ізомери йоду, які попадають в організм людини по харчовому ланцюгу (трава – корова – людина). Вони накопичуються в щитовидній залозі людини і створюють додаткову дію. На відміну від йоду ізомери вказаних газів не проникають в харчовий ланцюг. Крім цього, із-за малого періоду розпаду їх активність швидко падає і вони небезпечні практично декілька днів після викиду. Гази, що виходять із АЕС в

атмосферу через високу вентиляційну трубу, попередньо проходять газоочищення, де затримується весь ізотопний йод (до 99%), але без перешкод проходять благородні гази.

Для вітчизняних реакторів ВВЕР та американських PWR, які найбільш поширені в будівництві сучасних АЕС, передбачені такі захисні бар'єри.

1. Першим бар'єром є саме паливо. Воно виготовляється у вигляді брикетів, для яких матеріал матриці підібраний таким чином, що він утримує в собі продукти поділу.

2. Другий бар'єр - герметичні оболонки твелів, які здатні довгий час протидіяти тиску газоподібних продуктів поділу, що постійно накопичуються в опроміненому паливі.

3. Теплоносій циркулює по замкненому контуру, який може витримати високі тиски.

4. Ядерний реактор з першим контуром має завжди зовнішню оболонку, призначену для утримання продуктів розпаду при розриві першого контуру.

5. З метою додаткового захисту населення та зовнішнього середовища АЕС розміщують в спеціальних санітарно-захисних зонах, на українських АЕС радіус санітарно-захисної зони становить не менше 2,5 км (при тепловій потужності реактора більше 100 МВт).

Слід відзначити, що при аварії реактор будь-якого типу не може зірватися подібно атомній бомбі. Крім того, якщо вести мову про легко-водяний реактор, то тут як паливо використовують малозбагачений й уран. Тому ланцюгова реакція буде підтримуватися лише в присутності сповільнювача ~ води, яка одночасно служить і теплоносієм. Ось чому, як тільки відбудеться витікання теплоносія, ланцюгова ядерна реакція зразу ж зупиниться, не дивлячись, що після нього в активній зоні реактора ще буде проходити інтенсивне тепловиділення. Воно зумовлене розпадом продуктів поділу, що накопичилися у твелах в процесі експлуатації реактора. Потужність цього джерела теплової енергії в момент згасання ланцюгової реакції становить біля 4% повної потужності реактора при наявності в ньому ланцюгової реакції. Потім на протязі декількох годин вона зменшується до 1%, а через

наступні 100 днів – до 0,1% від вихідної потужності. Всі основні та конструктивні деталі систем аварійного та після аварійного захисту на АЕС виконані з багаторазовим резервуванням.

Утилізація відходів діяльності АЕС проводиться за декількома технологіями. Рідкі відходи, які мають радіоактивні речовини, піддаються очистці. Залишок хоронять в бітумних або цементних матрицях в спеціальних сховищах, які розміщені поблизу АЕС. Тверді відходи – це, як правило, низькоактивні обрізки металу, використаний інструмент, спецодяг, сміття. їх в спеціальних контейнерах розміщують в сховищах низькоактивних відходів, які знаходяться безпосередньо на території станції.

Відпрацьоване ядерне паливо виводиться із станції в спеціальні централізовані сховища, а в подальшому по мірі потреби його перероблюють для повторного використання.

7.5. Нетрадиційні методи перетворення теплової енергії в електричну

7.5.1. Магнітогідродинамічні генератори

Максимальне значення термічного к.к.д. можна досягти у випадку перетворення теплоти в роботу при здійсненні процесу за циклом наближеним до циклу Карно. Але не можна його досягти більше за 50%. Враховуючи те, що у теплових енергетичних малійках використовується дороге паливо і до того ж воно є цінним продуктом для хімічної промисловості, то виникла потреба у пошуках шляхів більш ефективного використання палива для енергетичних потреб, серед яких одне з основних місць належить розробці нового типу теплових машин з високим к.к.д. До такого класу машин відносяться магнітогідродинамічні (МГД) генератори. Ідею МГД-генератора запропонував У. Томсон (Кельвін) для одержання електричної енергії від річки Темзи, яка тече поперек силових ліній магнітного поля Землі.

Застосування МГД-генераторів дозволяє безпосередньо перетворювати теплову енергію в електричну. Звичайні турбіни не в змозі використати здатність органічного палива розвивати температуру горіння в межах 3000 К. Відомо, що термічний к.к.д. становить:

$$\eta_t = 1 - \frac{t_a}{t_n}, \quad (7.1)$$

де t_n , t_a – відповідно температури продуктів згорання (робоче тіло) і атмосфери (оточуюче середовище, куди виходять відпрацьовані гази). Звідси випливає, що чим вище буде температура продуктів згорання, тим більше буде термічний к.к.д.

Пряме перетворення теплової енергії в електричну ґрунтується на використанні електропровідного робочого тіла в ролі рухомого елемента електричної машини. Понад 100 років тому Фарадей сформулював закон, згідно якого в провіднику, що рухається в магнітному полі, виникає е.р.с.

Якщо розглянути заряджену частинку (вільний електрон або позитивно заряджений іон), яка має заряд q і рухається в магнітному полі, де вектор швидкості (\vec{v}) буде перпендикулярний вектору магнітної індукції (\vec{B}), то на неї буде діяти сила Лоренца:

$$\vec{F} = q\vec{E} + \frac{q}{c}[\vec{v} \cdot \vec{B}], \quad (7.2)$$

де перший доданок характеризує вплив електричного поля з напруженістю \vec{E} , а другий - вплив магнітного поля з магнітною індукцією \vec{B} . Якщо знехтувати впливом на заряджену частинку електричного поля, тоді попередня формула набирає вигляду:

$$\vec{F} = \frac{q}{c}[\vec{v} \cdot \vec{B}] \quad (7.2')$$

Вектор сили Лоренца буде спрямований перпендикулярно площині, в якій лежать вектори \vec{v} і \vec{B} . Причому в залежності від знаку заряду q частинки будуть відхилятися у взаємопротилежні сторони (рис. 7.19).

Якщо пропустити в магнітному полі за таким напрямком потік плазми (високоіонізований газ), то під дією сили Лоренца електрони відхиляються в одну сторону, а позитивно заряджені іони – в протилежну. По цих сторонах розміщують електроди, на яких накоплюються електричні заряди з протилежними знаками, внаслідок чого виникає різниця потенціалів, тобто генерується е.р.с. постійного струму.

Аналогічну картину будемо спостерігати при пропусканні через магнітне поле розплавленого металу, коли на одному з електродів буде накоплюватися надлишок вільних електронів, що також зумовить різницю потенціалів.

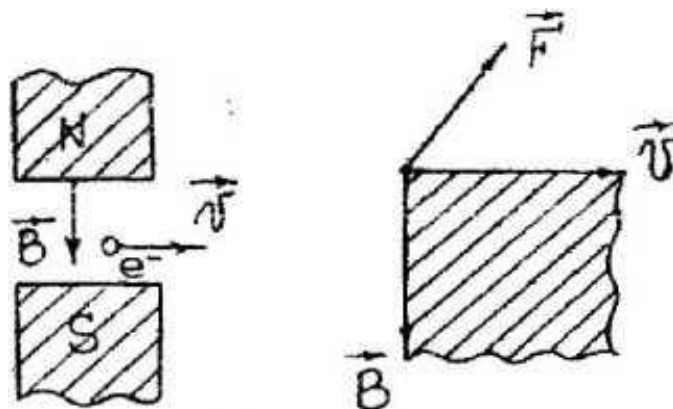


Рис. 7.19. Схема дії сили Лоренса

В МГД-генераторах немає рухомих частин, що працюють під тиском. Температуру робочого тіла можна довести до значень стійкості конструкційного матеріалу (2800-3000 К), бо процес перетворення енергії іде в ядрі потоку, а на периферії температура може бути значно меншою. Таке безпосереднє перетворення теплової енергії в електричну дає змогу підвищити термічний к.к.д. до 50...60%. В майбутньому планують використовувати МГД-установки в термоядерній енергетиці. Питаннями розробки МГД-генераторів займаються в Росії, США, Японії та на Україні.

- Залежно від виду робочого тіла існують два види генераторів:
- з іонізованим газом чи плазмою;
 - з рідким металом (розплавлений натрій чи літій).

В першому виді генератора робочим тілом є продукти згорання разом із невеликою кількістю іонізуючої добавки (K_2CO_3), яка підвищує електропровідність робочого тіла. Вона поступає в розгонний пристрій – сопло, де досягає швидкостей $800...2000 \frac{m}{c}$, після чого направляється в робочий канал. В каналі за допомогою спеціальних магнітів створюється сильне магнітне поле з індукцією \vec{B} , силові лінії якого перпендикулярні до осі каналу. При перетині провідника магнітним полем в ньому виникає струм, направлений перпендикулярно до площини, яка проходить через вектори магнітної індукції \vec{B} та швидкості \vec{v} . Енергія, яка генерується, відводиться до споживача через електроди (рис. 7.20).

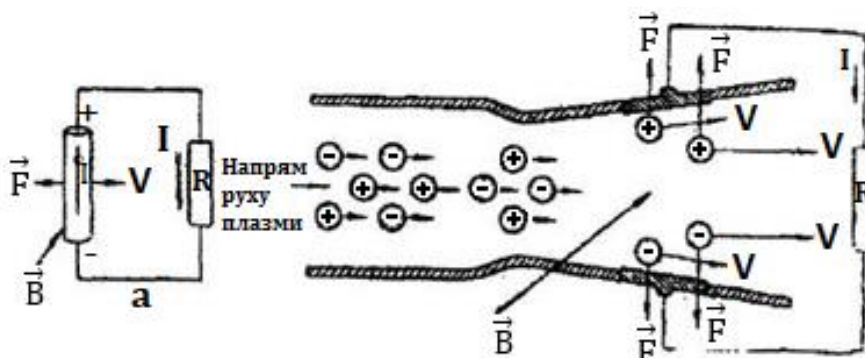


Рис. 7.20. Найпростіша схема МГД-генератора

В генераторі теплова енергія перетворюється в кінетичну енергію струмини, яка в свою чергу перетворюється в електричну. МГД-генератор виконує функції турбіни і електрогенератора. Питома потужність генератора пропорційна електричній провідності σ , магнітній індукції B та квадрату швидкості потоку v^2 . В процесі перетворення енергій в кінцевому варіанті зменшується температура і швидкість робочого тіла. З ростом потужності збільшується ефективність МГД-генератора, оскільки при цьому збільшуються розміри капаля, а втрати енергії за рахунок охолодження каналу зменшуються. МГД-генератори порівняно з тепловими

електростанціями дають незначне забруднення оточуючого середовища.

Найбільш перспективні установки відкритого типу з використанням “на хвості” парової турбіни. Повітря, збагачене киснем, від компресора подається в повітряпідігрівач, де нагрівається до температури 1800...2000°C, або без підігріву подається в камеру згорання разом із киснем O₂. В результаті горіння температура в камері згорання досягає 2800...3000 К. В компресорі повітря адіабатично стискається. Згорання в камері відбувається при сталому тиску, після чого в продукти згорання вводять іонізуючу домішку (K₂CO₃). Утворена суміш з продуктів згорання з великою швидкістю ($v \sim 1000$ м/с) подається в робочий канал.

На виході робочого каналу генератора робоче тіло має температуру біля 2300 К, частину теплоти газ віддає в генераторі для підігріву повітря до температур в межах 1500..1700°C. Далі таз нагріває паровий котел, де віддає теплоту при сталому тиску і при температурі 150...170°C газу викидаються в атмосферу. Іонізуюча домішка на виході уловлюється і знову подається до камери згорання. Конденсат паротурбінного контуру використовується для охолодження камери згорання, сопла і каналу генератора.

Крім систем відкритого циклу, де відпрацьовані газу викидаються назовні, існують МГД-установки з закритим циклом роботи. В них робоча речовина (робоче тіло) – нагрітий до високої температури газ – кожного разу після проходження каналу МГД-установки та інших її вузлів охолоджується і знову повертається до нагрівача. Оскільки цикл закритий, в ньому можна застосовувати такі порівняно дорогі газу, як аргон, неон, гелій, а як лужну присадку – метал цезій, потенціал іонізації якого менший, ніж у калію. Завдяки цьому вдається одержати плазму з високою електропровідністю вже при температурах на 300-500°C нижчих, ніж в установках відкритого циклу. Це дає можливість зменшити вимоги до жаростійкості матеріалів, з яких виготовлені стінки каналів МГД-генераторів.

Труднощі в освоєнні установок із закритим циклом полягають в тому, що інертні газу треба нагріти до 2300...2400 К. Зробити ж це

можна, наприклад, розмістивши в камері згорання трубки, через які проходять погрібні гази. Але витримати тривалий час таку температуру без охолодження метали поки що нездатні.

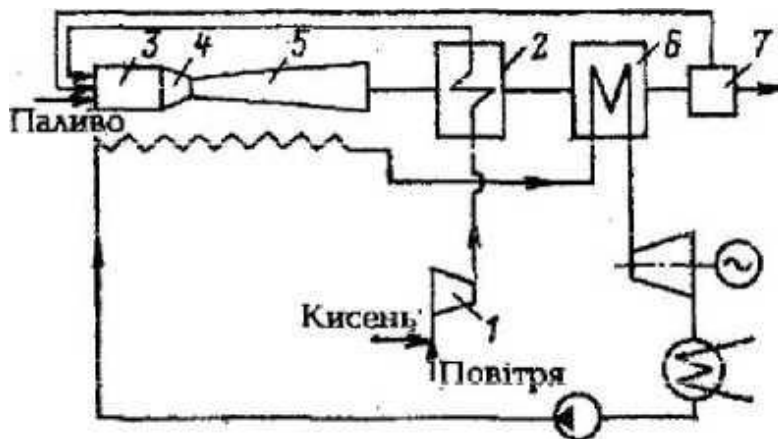


Рис. 7.21. Принципова схема МГД-установки з використанням теплоти відпрацьованих газів в паротурбінній установці: 1 – компресор; 2 – теплообмінник; 3 – камера згорання; 4 – сопло; 5 – какаля МГД-генератора; 6 – котел

При проходженні струму через плазму на неї, так само як і на металевий провідник, діє певна гальмуюча сила. Внаслідок цього при проходженні повз електроди МГД-генератора швидкість плазми дещо зменшується. Втрачена плазмою кінетична енергія перетворюється в електричну. При створенні таких установок виникають такі труднощі:

- нагрів газу до високих температур (понад 2000 К) здійснити технічно складно;
- дефіцит конструкційних жаростійких матеріалів, які могли б витримати контакт із плазмою;
- необхідно використовувати висококалорійне паливо (газ, нафтопродукти);
- при відкритому циклі гази поступають в атмосферу і забруднюють її;
- для збільшення потужності установки необхідно мати високу швидкість робочого тіла, а зростання швидкості потоку збільшує втрати енергії на тертя;

– збільшення індукції магнітного поля обмежене явищем магнітного насичення заліза. Останнім часом почали використовувати магніти без залізних осередь із надпровідними обмотками, які виготовляють із сплаву NbTi, який при температурі 4,2 К має максимальну індукцію 8,5 Тл. У бувшому СРСР були створені дві такі промислові установки: одна в інституті високих температур (У-25) потужністю 20000 кВт, а інша – побудована в Рязані потужністю 0,5 млн.кВт, яка працює на природньому газі.

7.5.2. Електрохімічні генератори

Відомо, що в процесі горіння (окислення) відбувається перехід електронів від атомів палива до атомів окислювача з наступним утворенням молекул продуктів згорання, які мають меншу енергію, чим вихідні атоми. Виділена енергія перетворюється в енергію руху атомів і молекул – теплоту. Щоб перетворити хімічну енергію в електричну, треба змусити електрони, що переходять від атомів палива до атомів окислювача, рухатися в заданому напрямку. Реакція окислення має такі етапи:

1. Іонізація палива і утворення позитивних іонів та вільних електронів.
2. Приєднання вільних електронів до нейтральних атомів окислювача і утворення негативно заряджених іонів.
3. З'єднання (+) – іонів палива і (-) – іонів окислювача і утворення нейтральних молекул продуктів реакції.

Електрохімічний генератор – це ємність із твердотілим електролітом, в якому знаходяться два електроди (рис. 7.22.). До поверхні одного з електродів неперервно подається паливо, а до поверхні іншого – окислювач. Якщо електроди з'єднати зовні, то по них потече струм, а в електроліті будуть проходити електрохімічні реакції. Вугілля, нафту важко іонізувати, тому використовують воднево-кисневі електрохімічні генератори. Як паливо в таких генераторах використовують водень, а як окислювач - кисень. В аноді А внаслідок високих температур іде іонізація водню з наступним утворенням вільних електронів і позитивно заряджених іонів, які

прямують в електроліт. Вільні електрони e через навантаження R спрямовано рухаються до катода K , де при взаємодії з нейтральними молекулами кисню утворюються негативно заряджені іони кисню, в електроліті вони реагують з позитивно зарядженими іонами водню з наступним утворенням нейтральних молекул H_2O . Термохімічна реакція окислення проходить досить добре при температурах 800...1000 К. У зв'язку з цим у ролі електролітів не можна застосовувати водні розчини, то використовують тверді електроліти, що мають іонну провідність. Таким електролітом може служити луг КОН. Термічний к.к.д, у цих генераторах досягає 60...70%. При цьому використовується дороге паливо – водень, дорогий каталізатор – платина. Застосовуються електрохімічні генератори для живлення бортової апаратури космічних кораблів та деяких експериментальних моделей електромобілів.

Якщо зуміють водневе паливо замінити вуглецевим, а кисень – повітрям і зменшити кількість дорогих матеріалів, то такі генератори знайдуть широке використання у енергетиці.

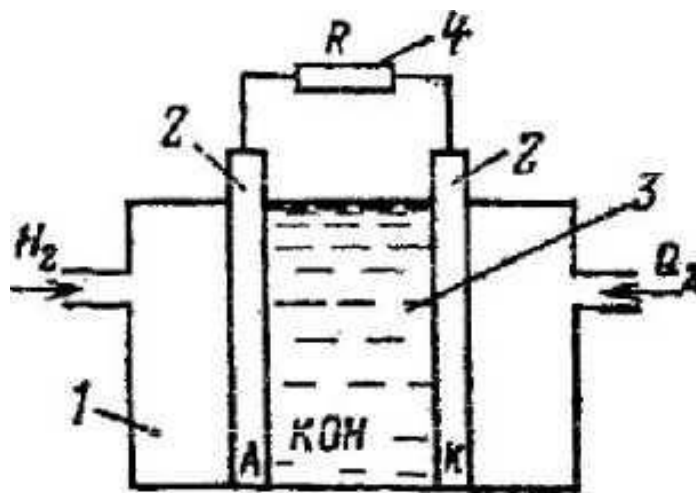


Рис. 7.22. Схема електрохімічного генератора:

1 – корпус; 2 – пористі електроди, які пропускають паливо та окислювач; 3 – розплав електроліту; 4 – зовнішнє навантаження

7.5.3. Термоелектричні генератори (ТЕГ)

Робота термоелектричних генераторів основана на принципі Зеебека. В замкненому колі, яке має різні за хімічним складом

матеріали, виникає термо-е.р.с. при підтримуванні різниці температур в місцях контактів цих матеріалів (рис. 7.23.). Термічна е.р.с. залежить від виду матеріалів термоелементів А, В і температур в місці їх спаю. Вона зростає із ростом різниці температур (T_1-T_2). Все проходить аналогічно, як і у термопарах. Тобто виникає контактна різниця потенціалів, яка пропорційно зростає із збільшенням перепаду температур в зоні спаю та на холодних кінцях. Із окремих термопар набираються термоелектричні батареї, які в послідовному з'єднанні дають високі напруги. Вищий термічний к.к.д. (до 20%) мають напівпровідникові ТЕГ, в яких температуру гарячого спаю можна доводити до 1400 К. Але вони складні у виготовленні і мають високу собівартість.

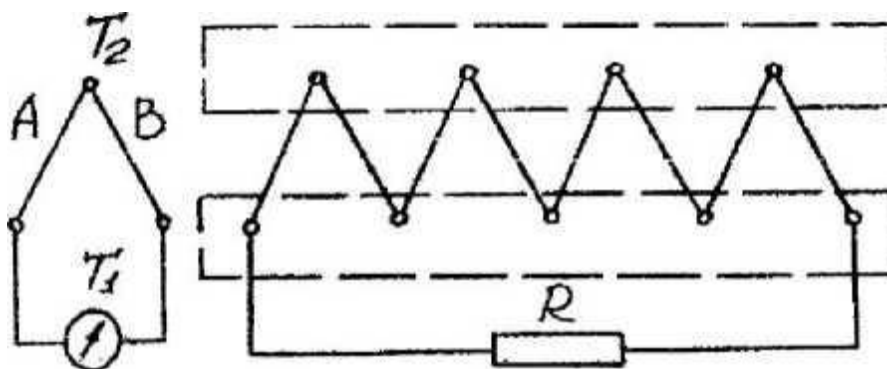


Рис. 7.23. Схема термоелектричного генератора

7.5.4. Термоемісійні перетворювачі енергії (ТЕП)

В термоемісійних генераторах одержання електроенергії основане на емісії електронів з нагрітого до високих температур катода, до якого підводиться теплота Q_1 . Емітуючі із катода електрони, подолавши вакуумний проміжок, досягають анода і поглинаються ним. При конденсації електронів на аноді виділяється енергія, яка дорівнює роботі виходу із оберненим знаком. Якщо забезпечити неперервний підвід теплоти до катода і відвід від анода Q_2 , то через навантаження (R_n) буде проходити електричний струм (рис. 7.24).

Електрони будуть мати достатню енергію, щоб перейти від катода до анода, коли анод охолодити до температури 700 К. В аноді буде спостерігатися процес віддачі теплоти. Інтенсивність процесу буде залежати від різниці температур ($T_1 - T_2$), тобто це явище буде підлягати другому закону термодинаміки. Між електродами знаходиться завжди певна кількість електронів, яка буде створювати просторовий гальмуючий заряд. Тому для його зменшення електроди максимально зближують або нейтралізують позитивними іонами (пари цезія). Термічний к.к.д. тут може досягти 50%. Практично можливо використовувати дану установку тоді, коли необхідно мати портативне джерело живлення, а також в комплексі із ТЕС і МГД-генераторами.

Нині ТЕП в промисловому варіанті не застосовуються, тому що електронна емісія добре проходить лише при дуже високих температурах – понад 2200 К, що ускладнює технічно реалізувати дану ідею. Вони знайдуть застосування як невеликі автономні джерела електроенергії за умов, де інші засоби не ефективні. Найдоцільніше використовувати всі вище розглянуті генератори в єдиному комплексі.

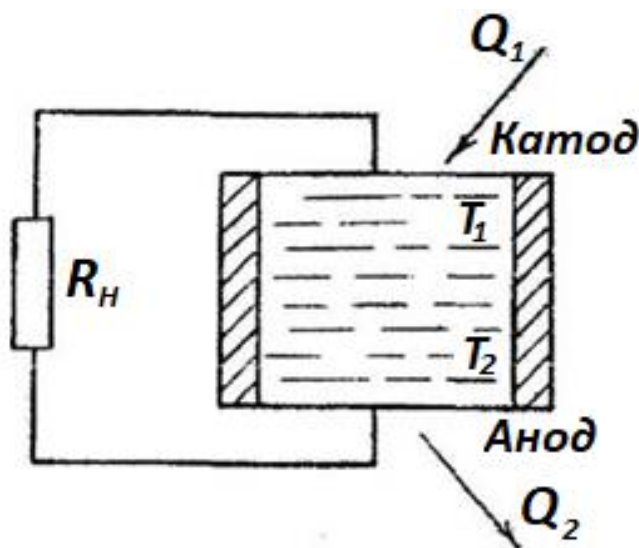


Рис. 7.24. Схема термоемісійного генератора

Комплексна установка включає в себе МГД - генератор, з якого відпрацьовані гази поступають на нагрів ТЕП, ТЕГ і після цього в

теплообмінник паротурбінної установки (рис. 7.25.). Тут можна досягти значення термічного к.к.д. до 70%.

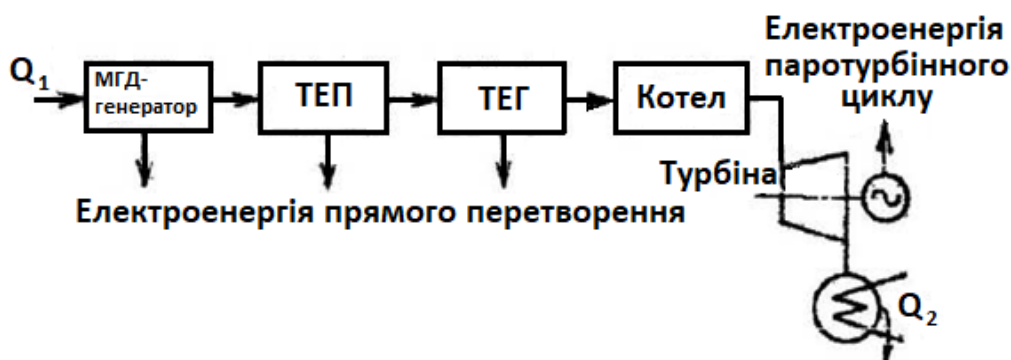


Рис. 7.25. Схема комплексної установки на базі МГД-генератора

Використовувати енергію вітру для виробництва електроенергії можна тоді, коли швидкість вітру буде не нижче 6...8 м/с і не вище 20 м/с. Для таких станцій необхідно мати вільні полігони від лісу, які розміщені далеко від населених пунктів, оскільки такі вітрові станції створюють багато шуму. Найкращим місцем для цього на Україні є зона відчуження Чорнобильської АЕС, де за рахунок енергії вітрових станцій можна компенсувати подачу електроенергії в мережу після виведення з робочого режиму АЕС.

Але поки що собівартість електроенергії на такій електростанції дещо висока і вони мають низький коефіцієнт корисної дії. Ці недоліки можна частково усунути, коли використовувати напівпровідникові сонячні батареї. Використання геотермальної перспективне в Закарпатті, Причорномор'ї, в Криму та в Полтавській області. Виробництво біогазу – це ще один із напрямків нетрадиційного використання енергії. Біогаз – продукт переробки органічних відходів тваринництва. Ідея його утворення ґрунтується на життєдіяльності так званих метанових організмів, коли без доступу повітря бактерії переробляють гній на газ. З однієї тонни сухого гною мікроби видають 1300 кубометрів газу, при цьому підвищується якість органічного добрива (не зменшується азот, знешкоджується насіння бур'янів).

Останнім часом ведуться роботи по використанню енергії хвиль морів та океанів. Так звані “нирки” Солтера дозволяють

використати до 15% хвильової енергії. На рис. 7.26. показана комбінована установка по перетворенню енергії хвиль і вітру.

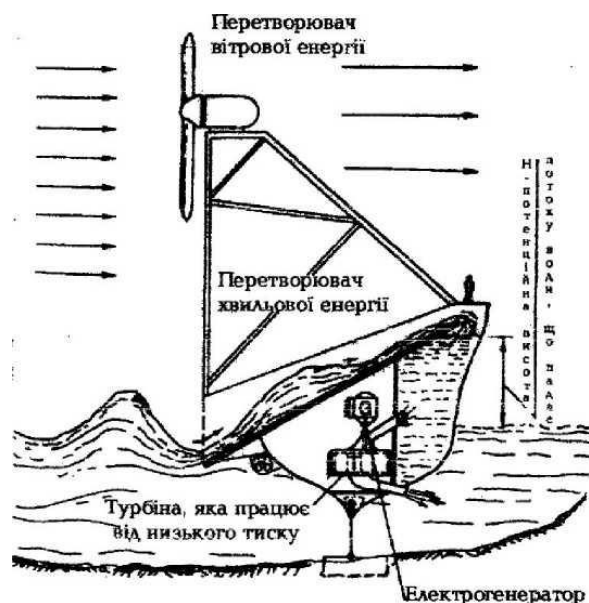


Рис. 7.26. Комбінована установка

Енергію потоків океану можна використати за допомогою водяного енергоперетворювача на низьких швидкостях сконструйованого Стільманом у вигляді підводних систем парашютів (рис. 7.27).



Рис. 7.27. Використання енергії течії

РОЗДІЛ VIII

ЛАБОРАТОРНІ РОБОТИ

8.1. Перевірка робочого пружинного манометра

Мета: Ознайомитися з основними одиницями та приладами вимірювання тиску в різних гідравлічних системах, з правилами перевірки робочого манометра. Навчишся перевіряти робочі манометри і користуватися кривою поправок.

1. *Прилади і обладнання:*

- 1) експериментальна установка;
- 2) робочий і контрольний пружинні манометри.

2. *Експериментальна установка*

Схема експериментальної установки подана на рис. 8.2.

Установка має такі основні вузли:

1. Гідравлічний прес із виводами для приєднання манометрів. Виводи мають крани, за допомогою яких можна перекривати магістраль, через яку подається від преса до манометрів під тиском машинне масло.

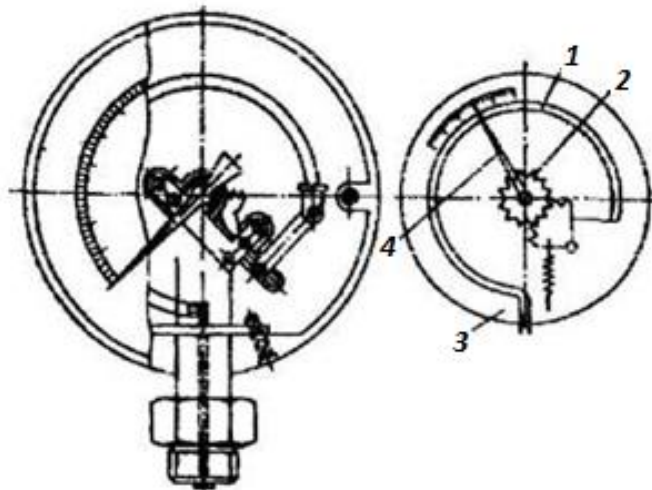
2. Контрольний манометр з межами вимірювання 0...10 атм і класом точності 0,6.

3. Манометр, який перевіряють.

Поршень малого циліндру преса приводиться в рух важелем 8.

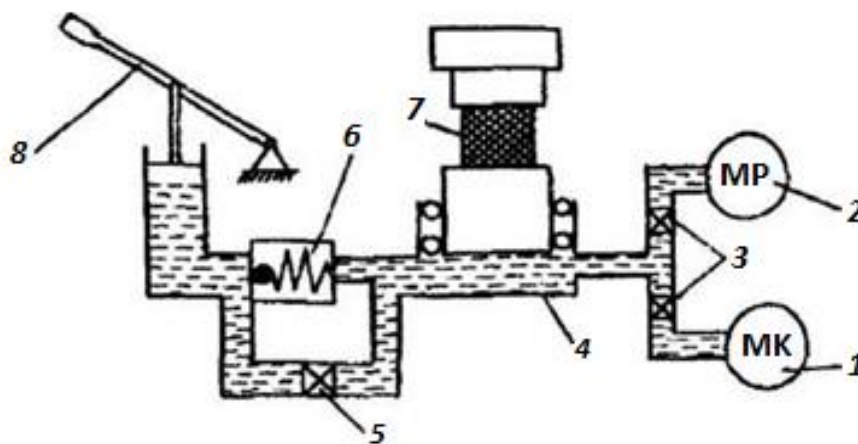
Для підвищення тиску необхідно перекривати перепускний клапан 5, а для зменшення – відкривати. Зростання тиску в гідравлічній системі пресу однаково поширюється як до

контрольного, так і до робочого манометрів. При цьому рух поршня великого циліндра при зростанні тиску обмежується затиснутим дерев'яним брусом.



*Рис. 8.1. Пружинний манометр:
1 – латунна трубка (робочий орган); 2 – зубчата передача;
3 – корпус; 4 – стрілка*

Установку необхідно розміщувати там, де відсутні вібрації при температурі оточуючого середовища 18-24°C.



*Рис. 8.2. Схема установки для перевірки пружинних манометрів:
1, 2 – контрольний і робочий манометри; 3 – крани;
4 – гідравлічний прес; 5, 6 – перепускний і зворотній клапани;
7 – дерев'яний брусок; 8 – важіль преса*

3. *Послідовність виконання роботи*

1. На пресі встановити два манометри – робочий і контрольний (рис. 8.2).

2. За допомогою поршня малого циліндра преса під тиском подавати масло до манометрів, послідовно встановлюючи покази робочого манометра на цілі числа одиниць тиску (1, 2, 3, 4...) і відповідно до цих показів зафіксувати покази контрольною манометра. При цьому не перевантажувати манометри вище їх максимальних показів.

3. Манометри розвантажити, повторюючи всі виміри у зворотньому порядку від максимального тиску до 0. Всі покази манометрів представити у вигляді таблиці.

4. Підрахувати середні покази контрольного манометра для кожного фіксованого значення, а потім обчислити похибки робочого манометра на кожній поділці:

$$\Delta P = P_p - P_{к.с.}, \quad (8.1)$$

де P_p – покази робочого манометра;

$P_{к.с.}$ – середні значення за навантаженням і розвантаженням показів контрольного манометра.

5. Обчислити допустиму похибку залежності робочого манометра в залежності від класу точності приладу:

$$\Delta_{\max} = \frac{K \cdot N}{100}, \quad (8.2)$$

де N – максимальні покази шкали робочого манометра;

K – клас точності приладу в % .

6. Порівняти Δp і Δ_{\max} . Коли $\Delta p > \Delta_{\max}$, то манометр не придатний до роботи, у випадку коли $\Delta p < \Delta_{\max}$, то манометром можна користуватися з врахуванням кривої поправок.

7. У випадку необхідності побудувати криву поправок $\Delta p > \Delta_{\max}$, де $-\Delta P = P_{к.с.} - P_p$ – поправка до робочого манометра, яка є похибкою з протилежним знаком. Поправій є величиною, яку слід

алгебраїчно додавати до показів робочого манометра для кожного фіксованого значення тиску, для того щоб виміряти його з точністю контрольного манометра.

4. *Рекомендації до оформлення звіту по роботі*

1. Коротко написати основні теоретичні відомості та зарисувати схему експериментальної установки.
2. Чітко вказати на хід роботи.
3. Записати основні дані про робочий і контрольний манометри в таблицю 8.1.

Таблиця 8.1

№	Назва	Робочий манометр	Контрольний манометр
1.	Тип і № манометра		
2.	Максимальний тиск по шкалі, кГс/см^2		
3.	Ціна поділки, кГс/см^2		
4.	Клас точності у %		

4. Всі дані експерименту і розрахунків подати у вигляді таблиці 8.2.

5. У випадку необхідності побудувати криву поправок, зразок якої показаний на рис.8.3.

6. Зробити конкретні висновки про придатність манометра до роботи та рекомендації щодо користування ним.

Таблиця 8.2

№	Покази манометрів			Похибка ΔP , кГс/см^2	Поправка ΔP , кГс/см^2	Допустима максимальна похибка Δp_{max} , кГс/см^2	Висновок
	Робочого	Контрольного					
	Навантаження і розвантаження	Навантаження	Розвантаження				
1	1						
2	2						
3	3						
4	4						

5	5							
6	6							

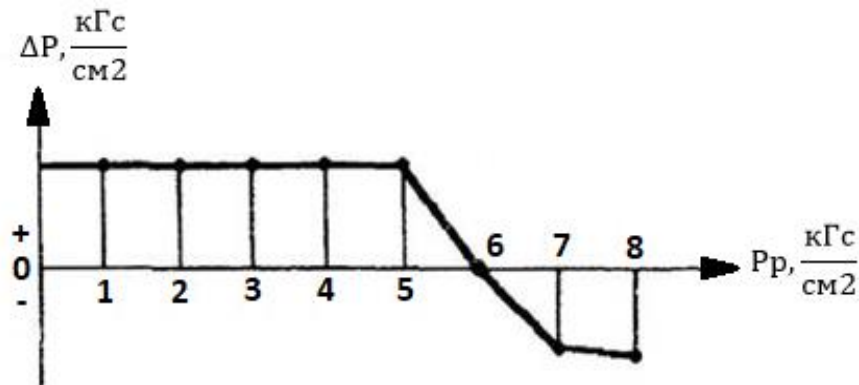


Рис. 8.3. Зразок графіка

5. Контрольні запитання

1. Що розуміють під тиском в рідині або газі?
2. Який тиск називають абсолютним, надлишковим та вакуумом?
3. Які прилади існують для вимірювання тиску і яка їх класифікація, будова та принцип роботи?
4. Одиниці вимірювання тиску і співвідношення між ними
5. Як перевірити робочий пружинний манометр? Що покладено в основу методу перевірки робочого манометра?
6. Чому необхідно перевіряти придатність до роботи пружинних манометрів? Які існують їх недоліки?
7. Що таке клас точності приладу і як визначають допустиму похибку?
8. Як користуватися кривою поправок і коли її необхідно будувати?
9. За якими критеріями визначають відповідність пружинного манометра присвоєного йому класу?
10. Пояснити принцип роботи гідравлічного преса.

8.2. Дослідження характеру руху рідини. Досліди Рейнольдса

Мета: Візуально і аналітично навчитися визначати режим руху рідини. Освоїти методику розрахунку критичного значення середньої швидкості потоку і числа Рейнольдса.

1. Прилади і обладнання:

- 1) дослідна установка;
- 2) мензурка;
- 3) секундомір;
- 4) термометр;
- 5) ПЕОМ.

2. Експериментальна установка

Дослідна установка по ідеї нагадує ту, на якій в 1883 р О. Рейнольдс проводив свої експерименти (рис. 8.4). Рідина (вода) із баку 1 витікає через трубу 2, всередині якої вмонтована скляна прозора труба 3. В кінці труби є кран 5 для регулювання витрат, а значить і швидкості потоку. Із бачка 4 по трубці меншого діаметру, вихід якої вмонтований в скляну трубу, подається барвник, інтенсивність подачі його регулюється скляним краном 6. Рівень рідини баку 1 забезпечується весь час сталим. Трубопровід має довжину 3 м, а діаметр труби 3/4". При незначній швидкості рідини струминка від барвника чітко виділяється серед іншої маси потоку у вигляді поздовжньої нитки, що характеризує ламінарний режим руху. Поступове зростання швидкості руху рідини, яке здійснюють більшим відкриванням крану 5, буде приводити до зміни в якийсь момент часу форми підфарбованої струминки, коли вона із прямолінійної перетворюється в хвилясту, що свідчатиме про перехід від ламінарного режиму руху рідини до турбулентного.

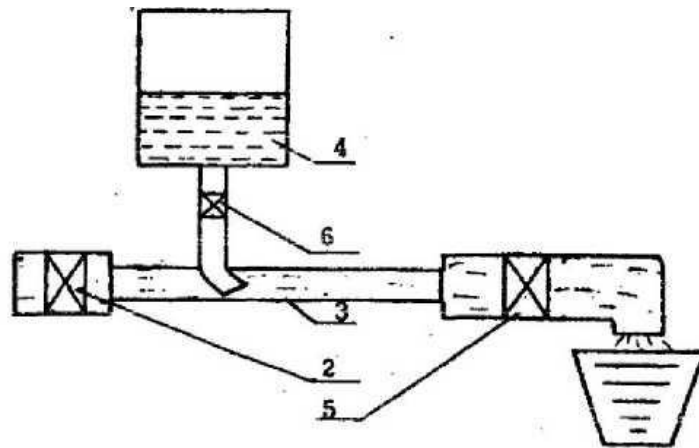


Рис. 8.4. Схема установки для проведення дослідів Рейнольдса

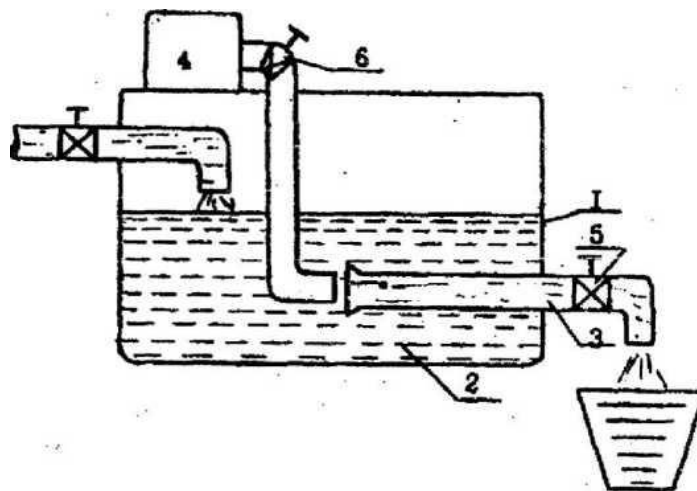


Рис.8.5. Один із варіантів схеми дослідної установки

3. *Послідовність виконання роботи*

1. Після заповнення системи водою відкрити кран 5 і встановити повільну течію води.

2. Відкрити кран 6, за рахунок чого досягається подача барвника в проточний канал. При цьому добитися, щоб зафарбована струминка була нерозривною. Візуально прослідкувати за характером руху забарвлених струминок і зробити висновок, який в даному випадку є режим руху.

3. Наповнюючи мірну посудину за фіксований час, визначити витрати води:

$$Q = \frac{W}{t}, \quad (8.3)$$

де W – об'єм мірної посудини, в см^3 ;

t – час її наповнення, в сек.

4. Обчислити площу перерізу скляної труби:

$$S = \frac{\pi d^2}{4} \quad (8.4)$$

5. Визначити середню швидкість руху води у трубі:

$$V = \frac{Q}{S} \quad (8.5)$$

6. Термометром виміряти температуру води і користуючись таблицею знайти значення кінематичного коефіцієнта в'язкості.

Таблиця 8.3

Температура, °С	0°	5°	10°	12°	15°	20°	30°	40°
Кінематичний коефіцієнт в'язкості, ν , $\text{см}^2/\text{с} \cdot 10^{-2}$	1,73	1,52	1,31	1,24	1,14	1,01	0,81	0,61

7. Знаючи діаметр труби d , за формулою знайти число Рейнольдса:

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu} = \frac{V \cdot d \cdot \rho}{\mu} \quad (8.6)$$

8. Регулюючи витрату рідини краном 5, провести 5 дослідів із виконанням вимог пунктів 2-7 при різних режимах руху рідини. (2 – ламінарний потік, 2 – турбулентний, 1 – перехідний режим руху).

4. *Поради до оформлення звіту по роботі*

1. Коротко написати теоретичні відомості та замалювати схему експериментальної установки.
2. Чітко вказати на хід виконання роботи.
3. Всі дані експерименту і проведення розрахунків подати у вигляді таблиці 8.4.
4. Співставити значення числа **Re** із відповідними режимами руху рідини за результатами візуальних спостережень і зробити конкретні висновки.

Таблиця 8.4

№	Об'єм рідини, W	Час наповнення, c, t	Витрати см ³ /с, Q	Середня швидкість потоку, см/с, V	Температура води, °С, T	Кінематична в'язкість см ² /с	Число Рейольдса, Re	Режим руху за даними спостережень
1.								Ламінарний
2.								Ламінарний
3.								Перехідний
4.								Турбулентний
5.								Турбулентний

5. Побудувати на основі результатів експерименту графік залежності числа **Re** від середньої швидкості потоку при сталих **d** і **v**. Визначити з графіку діапазон критичних значень швидкості.

5. Контрольні запитання

1. Які існують режими руху і чим вони відрізняються між собою?
2. Як і для чого визначають число Рейнольдса? Фізичний зміст числа Рейнольдса.
3. Які фактори впливають на режим руху рідини і які є можливості в їх управлінні?
4. Які існують способи визначення середньої швидкості потоку рідини? Критичне значення швидкості.
5. Яка характерна особливість залежності величини числа Ke від середньої швидкості потоку?
6. Який закон розподілу швидкостей по поперечному перерізу труби при напірному русі потоку рідини для ламінарного і турбулентного режимів?
7. Які існують сучасні теорії турбулентності?

8.3. Визначення в'язкості рідини за допомогою вискозиметрів

Мета: Ознайомитися з будовою основних типів вискозиметрів та способами визначення в'язкості рідин. Навчитися визначати в'язкість рідин за допомогою капілярних вискозиметрів ВПЖ-1 та ВПЖ-3.

1. Прилади та обладнання:

- 1) вискозиметри капілярні: ВПЖ-1, ВПЖ-3;
- 2) секундомір;
- 3) гумова груша;
- 4) термометр.

2. Експериментальна установка

Вискозиметр капілярний скляний типу ВПЖ-1 з висячим рівнем (рис. 8.6.) має вимірювальний резервуар 4, обмежений двома кільцевими відмітками M_1 і M_2 .

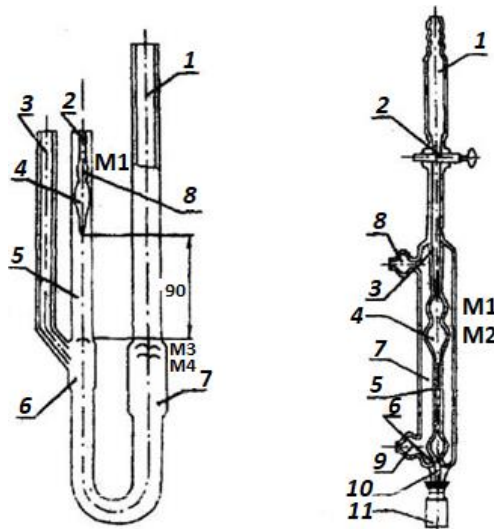


Рис. 8.6 . Капілярні вискозиметри ВПЖ-1 (а) та ВПЖ-2 (б):

- а) 1 – підвідна трубка; 2 – вимірювальна трубка;
- 3 – трубка регулювання; 4 – фіксований резервуар; 5 – капіляр;
- 6 – резервуар; 7 – корпус; 8 – верхня відмітка; 9 – нижня відмітка;
- б) 1 – насадка; 2 – кран; 3, 6 – з'єднувальні шліфи;
- 4 – фіксований резервуар; 5 – капіляр; 7 – корпус; 8, 9 – відводи;
- 10 – проміжна скляна трубка, 11 – посудина з досліджуваною рідиною

Резервуар переходить в капіляр 5, а потім в резервуар 6, який з'єднаний із відігнутою трубкою 3 і трубкою 1. Трубка 1 має резервуар 7 із двома відмітками M_3 і M_4 , які показує межі наповнення вискозиметра досліджуваною рідиною. Рідина із резервуара 4 по капіляру 5 витікає в резервуар 6 по його стінках, утворюючи біля нижнього кінця капіляра "Висячий рівень". Вимірювання в'язкості за допомогою такого вискозиметра основана на визначенні часу витікання через капіляр певного об'єму рідини із вимірювального резервуару. При підготовці до роботи цей вискозиметр слід ретельно промити і просушити. Спочатку його необхідно промити декілька разів бензином, потім петролейним ефіром, після чого промити водою і залити не менше чим на 5...6 годин хромовою сумішшю. Остаточню вискозиметр промивають дистильованою водою і просушують.

Вискозиметр ВПЖ-3 має капілярну трубку, впаяну всередині корпусу 7, який має два виводи 8 і 9. До приладу додається насадка 1 і проміжна скляна трубка 10. Насадка має кран 2. Насадка і проміжна трубка з'єднані шліфами 3 і 6 із корпусом. Визначення витікання рідини із об'єму між фіксованими лініями M_1 та M_2 дає змогу вимірювати в'язкість рідини. Підготовку цього вискозиметра до роботи здійснюють аналогічно, як і у випадку із вискозиметром ВПЖ-1.

3. Послідовність виконання роботи

1. Розмістити вискозиметр ВПЖ-1 та ВПЖ-3 у вертикальному положенні. Користуючись термометром, виміряти температуру води, в'язкість якої буде визначатися.

2. У вискозиметрі ВПЖ-1 за допомогою гумової груші подають при закритій трубці 3 воду вище відмітки M_1 приблизно до половини резервуару 8.

3. Відкрити трубку 2 і зажим трубки 3, виміряти час пониження рівня від відмітки M_1 до відмітки M_2 . При цьому слідкувати, щоб в капілярах не утворювалися пустоти з повітрям, а в зоні розширення 6 утворювався висячий рівень.

4. Визначити кінематичну в'язкість води:

$$v = \frac{g}{9,807} \cdot \tau \cdot K, \quad (8.7)$$

де g – прискорення вільного падіння в місці вимірювання в м/с^2 ;

τ – час витікання рідини в секундах;

K – стала вискозиметра ($1,119 \cdot 10^{-4} \text{ см}^2/\text{с}^2$) для кожного вискозиметра має своє значення;

v – кінематична в'язкість в $\text{см}^2/\text{с}$.

5. У вискозиметрі ВПЖ-3, користуючись гумовою грушею, через насадку 1 яри відкритому скляному крані 2 подають воду до того рівня, поки насадка не заповниться до половини рідиною. Потім кран перекривають.

6. Після витримки приладу при заданій температурі від'єднати насадку від вискозиметра, а також банку з проміжною трубкою і виміряти час витікання води між відмітками M_1 і M_2 .

7. Визначити кінематичну в'язкість води:

$$v = \tau \cdot K, \quad (8.8)$$

Де τ – час витікання рідини в секундах;

K – стала вискозиметра ($3,115 \cdot 10^{-4} \text{ см}^2/\text{с}^2$) для кожного вискозиметра має своє значення;

v – кінематична в'язкість в $\text{см}^2/\text{с}$.

8. Аналогічні досліди провести тричі на кожному вискозиметрі.

4. *Поради до оформлення звіту по роботі*

1. Коротко написати теоретичні відомості і послідовність виконання роботи.

2. Всі результати досліджень звести в таблицю 8.5.

Таблиця 8.5

№	Рідина	Температура Т, °С	Час витікання τ сек		Коефіцієнт кінематичної в'язкості, ν , см ² /с		
			ВПЖ-1	ВПЖ-3	ВПЖ-1	ВПЖ-3	Середнє значення
1	Вода						
2							
3							

3. Знайти середнє значення кінематичної в'язкості і співставити його з довідниковими даними та зробити конкретні висновки.

5. Контрольні запитання

1. Що розуміють під в'язкістю рідини і від яких факторів вона залежить?
2. В чому полягає гіпотеза Ньютона? Які рідини називають аномальними?
3. Одиниці вимірювання кінематичної та динамічної в'язкості, їх фізичний зміст.
4. Що таке турбулентна в'язкість і від яких факторів вона залежить?
5. Якими приладами визначають в'язкість рідини і яких різновидностей вони бувають?
6. Як можна здійснювати визначення в'язкості лаків, фарб в умовах шкільних майстерень? Чи вплине їх в'язкість при фарбуванні на якість покриття деревини, металу?
7. Які рідини називають ідеальними? Явище надтекучості.

8.4. Вивчення конструктивних особливостей, будови та принципу роботи гідравлічних насосів

Мета: Ознайомитися, користуючись моделями та розрізами діючих стендів, з конструкцією та принципом роботи основних гідравлічних насосів. Навчитися здійснювати підбір типу та потужності насосів в залежності від конкретних умов його роботи.

1. Прилади і обладнання:

- 1) моделі та розрізи гідравлічних насосів різних типів;
- 2) лінійка, штангенциркуль;
- 3) ПЕОМ.

2. Послідовність виконання роботи

1. Користуючись літературою та стендами з розрізами насосів ознайомитися з будовою, принципом роботи об'ємних (поршневий, плужерний, діафрагменний, шестеренчатий, гвинтовий, ротаційний) та динамічних (відцентровий, осьовий, вихровий, струминний) насосів.

2. Користуючись лінійкою та штангенциркулем, визначити на розрізах насосів основні геометричні розміри робочих елементів відцентрового, шестеренчатого та шиберного насосів.

3. Розрахувати подачу цих насосів при заданій кількості обертів вала (Згідно паспорта насоса).

3. Поради до оформлення звіту по роботі

1. Коротко записати основні теоретичні відомості і зарисувати схему шестеренчатого і шиберного насосів.

2. Записати послідовність виконання роботи.

3. Результати вимірів і розрахунків звести в таблицю 8.6.

Таблиця 8.6

№	Типи насосів	n , об/хв	Геометричні параметри лопасті (зуба)		К.К.Д. H	Подача, $Q, \text{м}^3/\text{с}$
			Площа міжпорожнинного простору $S, \text{мм}^2$	Довжина 1. мм		
1	Шестеренчатий					
2	Шиберний					
3	Відцентровий					

4. Зробити конкретні висновки щодо можливого застосування досліджуваних насосів.

4. Контрольні запитання

1. Які гідравлічні машини відносяться до гідравлічних насосів?
2. За якою ознакою класифікуються гідравлічні насоси?
3. Які бувають різновидності гідравлічних насосів? Будова, принцип роботи поршневого, плужерного, діафрагменного, шестеренчатого, гвинтового, осьового, вихрового, струминного та відцентрового насосів.
4. Якими параметрами характеризуються гідравлічні насоси і від яких факторів вони залежать?
5. В яких випадках використовують динамічні, а в яких об'ємні гідравлічні насоси і чим це обумовлено?
6. Як ви плануєте використати вивчений матеріал в майбутній роботі вчителя виробничих технологій?

**8.5. Вимірювання температур.
Виготовлення і градуювання термопар,
терморезисторів**

Мета: Детально ознайомитись із способами та приладами для вимірювання температури. Засвоїти методику виготовлення та градуювання термопар і термоопорів.

1. *Прилади та обладнання:*
 - 1) електрична піч нагрівання СНОЛ-1,8.2,4.1,3/10;
 - 2) еталонна термопара “Хромель-алюмель”;
 - 3) мілівольтметр В7-21 - 2 шт.;
 - 4) термопари: “Хромель-копель” (ТХК), “Хромель-алюмель” (ТХА);
 - 5) прилад Щ1101;
 - 6) терморезистор (місткова схема в комплекті з ним);
 - 7) термометри;
 - 8) оптичний пірометр.

2. *Експериментальна установка*

Схема установки показана на рис. 8.7. Температура в печі вимірюється термопарою в комплекті з вимірювальним приладом М-4248.

Термопара, що градується, з'єднана з мілівольтметром В7-21. Холодні кінці знаходяться при кімнатній температурі. Термоопір ММТ-4, який слід проградувати, підключається в схему вимірювання опору з використанням приладу Щ1101.

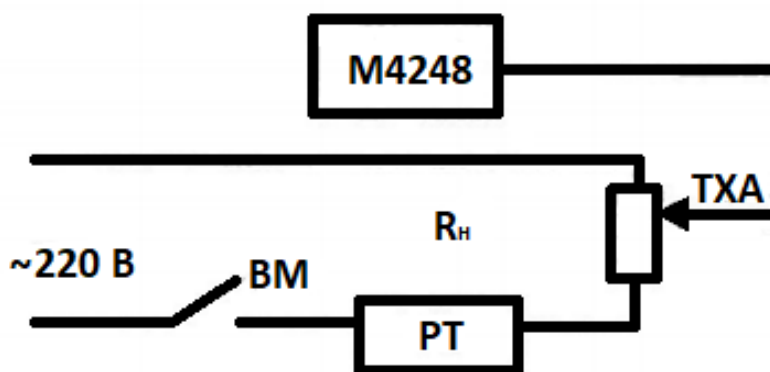


Рис. 8.7. Принципова схема установки

Нагрівання печі регулюється за допомогою перемикача зміни опору елемента нагрівання. Споживана потужність печі становить 1,5 кВт при напрузі 220 В, а максимальна температура всередині муфеля печі – 1000°C. Час розігрівання до максимальної температури – становить 90 хвилин. Основним елементом печі є

керамічний муфель з намотаною на його зовнішній поверхні нагрівальним елементом (ніхромова проволочка), поверх якого нанесений шар керамічної замазки. Орієнтовне значення температури всередині печі задається ручкою потенціометра терморегулятора

3. Послідовність виконання роботи

1. Вивчити будову, принцип роботи термометрів, термоопорів, термопар та оптичних пірометрів. При цьому користуватися стендом “Прилади для вимірювання температури”.

2. Користуючись плоскогубцями, зробити скрючування кінців двох термопарних проводів (хромель і копель). Завести проводи у керамічну ‘соломку’, а вільні кінці завести у кембрик відповідних розмірів. Електричним або термічним шляхом зробити спай і очистити його від шлаку.

3. Зібрати установку відповідно до зображеної монтажною схемою. Еталонною термопарою може бути лише така, яка проградуєвана й має сертифікат ВТК виробника.

4. Протягом 5 хв. прогріти мілівольтметри В7-21, прилад Щ1101 і потенціометр КСП-4, після чого розпочати нагрівання печі, не підвищуючи при цьому температуру нагрівання більше 300°C. В активній зоні печі одночасно розміщені й нагріваються термопара і терморезистор.

5. Через кожні 10°C фіксувати значення термоерс термопари й електричний, опір терморезистора. Значення температури в печі безпосередньо фіксується на приладі М-4248.

6. Вимкнувши ніч, виконати аналогічне градування, в режимі охолодження й порівняти його з попередніми результатами.

7. Всі записи занести в таблицю й побудувати графік залежності термоерс від температури (для термопар) і опору від температури (для терморезисторів), користуючись даними таблиць по градуванню термопар.

Примітка: пункт 2 не є обов’язковим і може виконуватися при наявності відповідного технічного забезпечення.

4. Рекомендації до оформлення звіту по роботі

1. Записати тему, мету роботи й перелік необхідних для її виконання приладів і обладнання.

2. Зарисувати схему установки. Чітко вказати хід роботи.

3. Звести в таблицю 8.7 результати експерименту, одержані як в режимі охолодження, так і в режимі нагрівання. Врахувати при цьому, що температура холодних кінців термопарі відрізняється від 0°C і відповідає кімнатній температурі.

4. Побудувати графіки залежностей $E = f(t), R_t = \varphi(t)$

Таблиця 8.7

№ n/n	Температура t, °C	Опір терморезисторів R_T , Ом		Термоерс термопарі, що градуюються, E, мВ	
		Режим нагрівання	Режим охолодження	Режим нагрівання	Режим охолодження
1.					
2.					
3.					
4.					
5.					
6.					
7.					

5. Контрольні запитання

1. Що розуміють під температурою і які шкали температур бувають?

2. Які існують приклади для вимірювання температури? Межі й точність їх вимірювання.

3. На якому принципі заснована робота термопар як пристрою для вимірювання температури? Як виникає та змінюється з температурою контактна різниця потенціалів у місцях спаїв різномірних металів?

4. Які існують види термопар і чим вони відрізняються між собою?

5. Який принцип роботи термометрів, пірометрів та терморезисторів? Яке їх призначення?

-
6. Які поправки необхідно враховувати за відсутності диференціальної термопари як еталонної?
7. На яких заняттях з трудового та виробничого навчання в школі можна використати матеріал, вивчений у цій лабораторній роботі?

8.6. Визначення коефіцієнта теплопровідності ізоляційних матеріалів

Мета: Ознайомити студентів з методами та засобами визначення коефіцієнта теплопровідності і термічного опору сипучих ізоляційних матеріалів та навчитися практично визначати коефіцієнт теплопровідності методом “труби”.

1. Прилади та обладнання:

- 1) випробувальна труба;
- 2) амперметр;
- 3) вольтметр;
- 4) автотрансформатор;
- 5) хромель-алюмелеві термопари (5 штук);
- 6) самопишучий 6-точечний потенціометр КСП-4;
- 7) мілівольтметр В7-21.

2. Схема установки

Монтажна схема установки показана на рис. 8.8. Вона має такі основні умовні позначення:

1. Кріпильні фланці.
2. Алундова труба.
3. Кварцева труба.
4. Теплоізоляційний матеріал-пісок.
5. Нагрівальний елемент.
6. Термопари: а, б, в, с, д.
7. Самопишучий потенціометр.

Основні геометричні характеристики установки:

$$d_1 = 0,0265 \text{ м};$$

$$d_2 = 0,0317 \text{ м};$$

$$\ell = 0,5 \text{ м}.$$

3. *Послідовність виконання роботи*

1. Вивчити монтажну та електричну схему установки і зібрати її.

2. Розмістити в трубі термопари і з'єднати їх із багатоточковим потенціометром КСП-4. Спаї термопари розміщуються таким чином, як це показано на рисунку, тобто термопари а, в і д розміщуються в контакт з кварцевою трубою, а термопари б і с – на поверхні досліджуваного ізоляційного шару.

3. Ввімкнути електронагрівач і потенціометр КСП-4 в мережу $\sim 220 \text{ В}$. При цьому автотрансформатор повинен бути встановленим на нульовій позиції.

4. Встановити напругу не більше 60 В таким чином, щоб струм не перевищував $2,5 \text{ А}$. В такому режимі витримати 5 хвилин, При цьому слідкувати за записами на діаграмі потенціометра КСП-4.

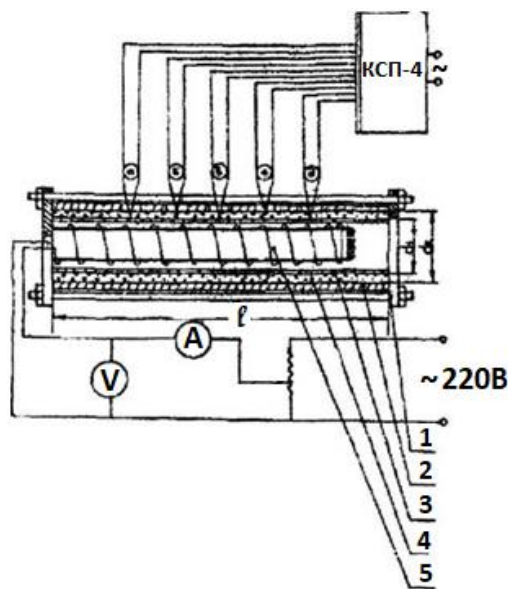


Рис.8.8. Експериментальна установка

5. Після встановлення стаціонарного режиму, тобто коли покази на КСП-4 стабілізуються, зафіксувати температуру кожної із термопар. Стабільність температури контролюють ще 3...4 записами.

Записати при всіх режимах нагріву покази амперметра і вольтметра. Визначення температур можна здійснювати, користуючись мілівольтметром В7-21 і таблицею градування термопар “хромель-алюмель”.

6. Визначити для кожного із дослідів середні значення температур T_1, T_2 :

$$T_1 = \frac{T_a + T_b + T_d}{3}, T_2 = \frac{T_c + T_6}{2} \quad (8.9)$$

7. Розрахувати коефіцієнт теплопровідність досліджуваного матеріалу:

$$\lambda = \frac{cI \cdot U}{T_1 - T_2}, \text{ де } C = \frac{\ln \frac{d_1}{d_2}}{2\pi l} \quad (8.10)$$

Для даної експериментальної установки $c = 0,0571 \text{ м}^{-1}$.

8. Розрахувати для кожного із дослідів відносну та абсолютну похибку у визначенні λ :

$$\frac{\Delta\lambda}{\lambda} = \frac{\Delta I}{I} + \frac{\Delta U}{U} + \frac{2\Delta d}{d \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}} + \frac{\Delta \ell}{\ell} + \frac{2\Delta T}{T_1 - T_2}, \quad (8.11)$$

де $\Delta I, \Delta U, \Delta d, \Delta \ell, \Delta T$ – абсолютні (допустимі похибки) у вимірах сили струму, напруги, лінійних розмірів і температур, які залежать від класу точності вимірювальних приладів.

9. Знайти середнє значення λ_c і $\Delta\lambda_c$, а одержаний коефіцієнт теплопровідності подати у вигляді $\lambda = \lambda_c \pm \Delta\lambda_c$.

4. Рекомендації до оформлення звіту по роботі

1. Записати тему, мету роботи та послідовність її виконання.
2. Накреслити схему установки.
3. Всі дані експерименту і розрахунків звести в таблицю 8.8.

Таблиця 8.8

№	Нагрівач		Температура, Т, К						Розміри циліндра			Коефіцієнт теплопровідності λ , Вт/м·К	Абсолютна похибка $\Delta\lambda$, Вт/м·К	
	Напруга U, В	Сила струму I, А	Номер термометра					Середнє значення		d_1 , м	d_2 , м			l_1 , м
			a	б	b	С	d	T_1	T_2					
1.														
2.														
3.														
4.														
5.														

3. Порівняти одержане середнє значення λ з довідниковими даними і зробити конкретні висновки.

5. *Контрольні запитання*

1. Які види передачі теплоти Ви знаєте?
2. Що розуміють під теплопровідністю і за яким законом вона описується?
3. Який механізм передачі теплоти в твердих тілах? Суть процесу переносу теплоти за рахунок теплопровідності в газах і рідинах,
4. Які матеріали відносяться до теплоізоляційних? Які значення λ мають гази, метали, рідини і від яких факторів залежить їх коефіцієнт теплопровідності?
5. Які матеріали мають найбільший коефіцієнт теплопровідності і чим це обумовлено?
6. Який зв'язок між теплопровідністю і електропровідністю для металів?
7. Які існують методи експериментального визначення коефіцієнта теплопровідності?

8.7. Визначення ступеню чорноти тіл і коефіцієнта тепловіддачі в умовах складного теплообміну

Мета: Ознайомитись з методикою експериментального дослідження складного теплообміну (конвективний і променевиий). Методом порівняння з еталоном навчитись визначати ступінь чорноти тіл, а також розраховувати коефіцієнт тепловіддачі в умовах складного теплообміну.

1. *Прилади та обладнання:*

- 1) три диски (алюмінієвий, мідний і чавунний);
- 2) три електроплитки;
- 3) вольтметр і три амперметри;
- 4) три хромель-алюмелеві термопары;
- 5) мілівольтметр В7-21;
- 6) радіометр;
- 7) термометр для вимірювання кімнатної температури.

2. *Схема дослідної установки.*

Три диски: алюмінієвий (1), чавунний (2), мідний (3), діаметри яких становлять 200 мм, нагріваються від електроплиток. Нагрів електроплиток регулюється за допомогою зміни електричного опору R_n (4) що здійснюється шляхом підключення певної довжини нагрівального елемента. Для цього кожна з плиток має чотири фіксовані позиції вимикача. Потужність нагрівачів вимірюється за допомогою вольтметра (5) та амперметрів (6). Температура дисків вимірюється хромель-копелевими термопарами (t_1, t_2, t_3), гарячі спаї яких розміщені в центрі кожного із дисків. Термоерс термопар фіксується мілівольтметром В7-21, випромінювальна диском енергія сприймається термостовбиками радіометра 7, який з'єднаний із дзеркальним гальванометром 8.

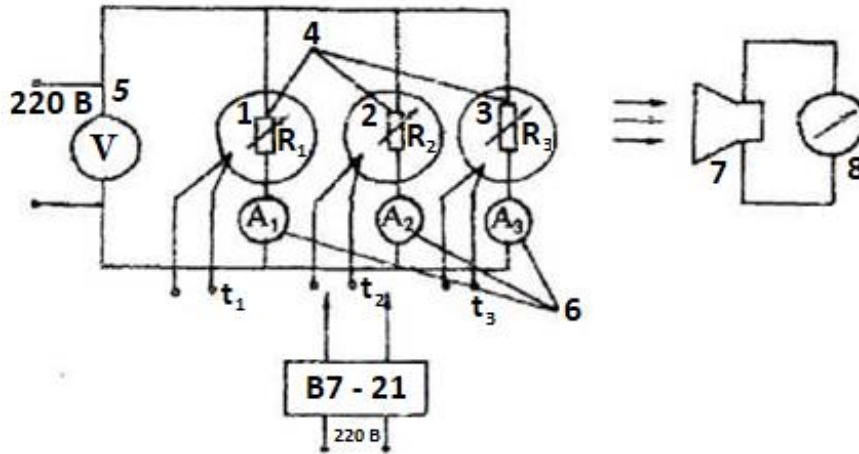


Рис. 8.9. Дослідна установка

3. *Послідовність виконання роботи*
1. Зібрати електричну схему установки.
2. Ввімкнути установку в електричну мережу і встановити такий режим, щоб струм в колі не перевищував 1 А.
3. Слідкуючи за показами КСП-4, чекати встановлення стабілізації теплового потоку і рівності температур всіх трьох дисків.
4. Наводячи послідовно термоелектричний радіометр на кожен із дисків, записати покази приладу радіометра. Оптимальна відстань від радіометра до диска 10...15 см.
5. Повторити досліди ще при двох режимах нагріву.
6. Методом порівняння визначити ступінь чорноти кожного із дисків, вважаючи, що для алюмінієвого диску $\epsilon_a = 0,05$:

$$\epsilon_m = \epsilon_a \frac{N_m}{N_a} - \text{мідь}, \quad \epsilon_c = \epsilon_a \frac{N_c}{N_a} - \text{чавун}, \quad (8.12)$$

де N_m , N_a , N_c – відповідно покази дзеркального гальванометра для мідного, алюмінієвого та чавунного дисків.

7. Визначити α_k , $\alpha_{пр}$ – коефіцієнти тепловіддачі за рахунок променевого та конвективного теплообміну. При цьому вважати $Q = 0,85 \text{ W}$, Вт, де $W = U \cdot I$ потужність електроплиток:

$$\alpha_k = \frac{Q_k}{S(T_1 - T_2)} - \alpha_{пр}, \alpha_{пр} = \varepsilon C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad (8.13)$$

8. Визначити коефіцієнт випромінювання C для кожного диска.

4. *Рекомендації до оформлення звіту по роботі*

1. Записати тему, мету роботи і основні теоретичні відомості. Чітко вказати на послідовність виконання роботи.

2. Зарисувати схему установки, вказавши на прилади і обладнання, з яких вона складається.

3. Всі дані експерименту і розрахунків звести в таблицю 8.9.

Таблиця 8.9

№	Матеріал диску	Ступінь чорноти, ε	Параметри нагрівача			Температура дисків, $T_{1,к}$				Температура оточуючого повітря, T_2 , К	Коефіцієнт тепловіддачі	
			Струм I, А	Напруга U, В	Потужність W, Вт	1	2	3	Середнє значення		$\frac{\alpha_{пр.}}{m^2 K}$	$\frac{\alpha_k^3}{m^2 K}$
1	Алюміній											
2	Мідь											
3	Чавун											

4. Проаналізувати результати дослідження і зробити конкретні висновки.

Таблиця 8.10

Ступінь чорноти повного нормального випромінювання для різних матеріалів

Назва матеріалу	$t, ^\circ C$	ε
Алюміній шорсткий	26	0,055
Алюміній полірований	50-500	0,04-0,06
Мідь полірована	80-115	0,018-0,023
Мідь окислена	200-600	0,6-0,8
Чавун	50	0,81
Бронза	50	0,1
Латунь матова	20-350	0,22

Назва матеріалу	$t, ^\circ\text{C}$	E
Сталь окислена	200-600	0,8
Фарби масляні і різних кольорів	20-100	0,82-0,92

5. Контрольні запитання

1. Який механізм передачі теплоти від нагрітого тіла в оточуюче його повітря?
2. Чим зумовлене теплове випромінювання?
3. Закон Стефана-Больцмана, його застосування?
4. Що називають ступінню чорноти і коефіцієнтом випромінювання?
5. Як визначається коефіцієнт тепловіддачі теплового випромінювання?
6. Як розраховують повний тепловий потік від нагрівача?

8.8. Визначення холодильного коефіцієнту побутового холодильника

Мета: Ознайомитися із будовою, принципом роботи існуючих різновидностей холодильних установок. Навчитися визначати ефективність роботи холодильника шляхом розрахунку холодильного коефіцієнта.

1. Прилади та обладнання:

- 1) побутовий холодильник “Донбасс-9”;
- 2) два термометри;
- 3) секундомір;
- 4) схеми холодильних установок.

2. Схема дослідної установки

Визначення холодильного коефіцієнта будуть здійснюватися на побутовому холодильнику “Донбасс-9”, який має такі технічні характеристики:

1. Загальний внутрішній об’єм 240 дм^3 .
2. Об’єм низькотемпературного відділення 26 дм^3 .

3. Температура в низькотемпературному відділенні - 12°C.
4. Потужність електродвигуна для приводу компресора – 170 Вт.

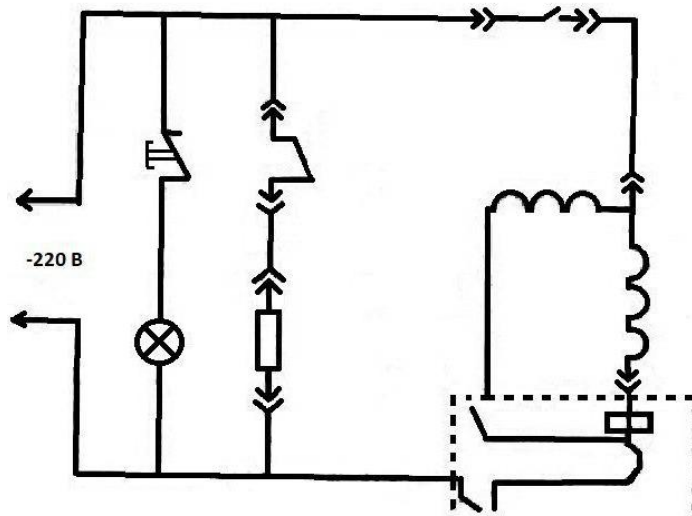


Рис. 8.10. Принципова схема побутового холодильника "Донбасс-9"

3. Послідовність виконання роботи

1. Ознайомитися з правилами експлуатації холодильника. Користуючись термометром, визначити температуру в морозильній і холодильній камерах.

2. Ввімкнути холодильник в електромережу і через 10, 15, 20 хвилин зафіксувати температуру в морозильній і холодильній камерах.

3. Визначити для кожного виміру кількість відведеної із холодильника теплоти:

$$q_2 = C_v m_1 (T_1 - T_2) + C_v m_2 (T_1 - T_2'), \quad (8.14)$$

де $C_v = 716,4 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ – теплоємність повітря;

$m_1 = \rho V_1$ – маса повітря в морозильній камері; $\rho = 1,29 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

$m_2 = \rho V_2$ – маса повітря у холодильній камері.

$$V_2 = V - V_1, \quad (8.15)$$

де $V=0,2\text{м}^3$ – загальний внутрішній об'єм;

$V_1=0,026\text{м}^3$ – об'єм морозильної камери;

T_1 – температура оточуючого середовища;

T_2 – температура після охолодження у морозильній камері;

T_2' – температура у холодильній камері після охолодження.

4. Розрахувати витрачену енергію для приводу компресору:

$$Q_1 = \eta_k \cdot N \cdot \tau, \quad (8.16)$$

де $N = 170 \text{ Вт}$ – потужність електродвигуна;

τ – час його роботи;

$\eta_k = 0,8$ – коефіцієнт корисної дії компресора.

5. Для всіх трьох випадків визначити холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon_x = \frac{Q_2}{Q_1} \quad (8.17)$$

4. *Рекомендації до оформлення звіту по роботі*

1. Коротко написати теоретичні відомості і послідовність виконання роботи. Нарисувати схему установки.

2. Всі результати експерименту та розрахунків занести в таблицю 8.11.

Таблиця 8.11

№ досліду	Температура в морозильній і холодильній камерах, °С			Виконана робота Q_1 , Дж	Відведена теплота Q_2 , Дж	Холодильний коефіцієнт ε_x
	початкова	кінцева				
	T_1	T_2	T_2'			
1.						
2.						
3.						
4.						

3. Побудувати графік залежності $\varepsilon_x = f(T_1 - T_2)$.

5. *Контрольні запитання*

1. Дати визначення другого закону термодинаміки.
2. Які існують холодильні агенти і які вимоги до них ставлять?
3. Що розуміють під холодильним коефіцієнтом і яка існує методика його визначення?
4. Які існують види холодильних установок? їх принцип роботи, переваги, недоліки, галузі застосування.
5. Які особливості роботи парокompресійних холодильних установок?
6. Як працюють абсорбційні холодильні установки?
7. Від яких факторів залежить значення холодильного коефіцієнта і які існують шляхи підвищення економічності холодильних установок?

Програма нормативної навчальної дисципліни
Гідравліка, пневматика, термодинаміка
освітнього рівня бакалавр галузі знань 01 Освіта спеціальності
015 – Професійна освіта
(за спеціалізаціями)

Шифр за навчальним планом:

Спеціалізація “Деревообробка” – ПН08

Спеціалізація “Харчові технології” – ПН07

Спеціалізація “Готельно-ресторанна справа” – ПН07

Спеціалізація “Технології виробів легкої промисловості” – ПН08

I. Пояснювальна записка

Програма вивчення нормативної навчальної дисципліни “Гідравліка, пневматика, термодинаміка” складена відповідно до освітньо-професійної програми підготовки фахівців освітнього рівня бакалаврів галузі знань 01 Освіта спеціальності 015 – Професійна освіта (за спеціалізаціями).

Предметом навчальної дисципліни є вивчення основних законів гідравліки, пневматики та термодинаміки, конструктивних особливостей та принципу роботи гідравлічних машин, компресорів та теплових двигунів, а також проблем енерго- і теплозабезпечення.

Міждисциплінарні зв’язки. Вивчення навчальної дисципліни “Гідравліка, пневматика, термодинаміка” базується на знаннях з фізики (за професійним спрямуванням), матеріалознавства (конструкційні матеріали), стандартизації, метрології та сертифікації, а також є основою для вивчення устаткування деревообробних виробництв та лісопиляльно-деревооброблювальних технологій (спеціалізація “Деревообробка”), устаткування закладів готельно-ресторанного господарства та технології продукції ресторанного господарства (спеціалізація “Готельно-ресторанна справа”), машин і апаратів легкої промисловості та технології виробів легкої промисловості (спеціалізація “Технології виробів легкої промисловості”), теоретичних основ харчових виробництв, загальних технологій харчових виробництв, процесів і апаратів

харчових виробництв (спеціалізація “Харчові технології”) та інших навчальних дисциплін.

Мета і завдання навчальної дисципліни

Метою навчальної дисципліни “Гідравліка, пневматика, термодинаміка” є формування у студентів цілісного уявлення про основи гідравліки, пневматики та термодинаміки, а також про типові гідравлічні машини, компресори та теплові двигуни.

Основними *завданнями* вивчення дисципліни “Гідравліка, пневматика та термодинаміка” є ознайомлення майбутніх педагогів ПТНЗ з основними законами гідравліки, пневматики та термодинаміки, з техніко-технологічними можливостями та конструктивними особливостями гідравлічних машин, компресорів та теплових двигунів поширених у провідних галузях виробництва.

II. Обсяг навчальної дисципліни.

На вивчення навчальної дисципліни відводиться 3 кредити ЄКТС 90 годин.

№ з/п	Назва модулів і тем	Кількість годин				
		Всього	Аудиторні години			Самостійна робота
			Всього аудиторних	Лекції	Лабораторні	
	Модуль I. Гідравліка та пневматика	45	26	10	16	19
1	Тема 1.1. Основи гідростатики	11	6	2	4	5
2	Тема 1.2 Основи гідродинаміки	11	6	2	4	5
3	Тема 1.3. Гідравлічні машини	11	6	2	4	5
4	Тема 1.4. Пневматика	12	8	4	4	4
Види контролю	<i>Вхідний контроль</i>					
	<i>Контроль на аудиторних заняттях</i>					
	<i>Контроль самостійної роботи</i>					
	<i>Модульна контрольна робота</i>					
	Модуль II. Термодинаміка та теплопередача	45	25	8	17	20
5	Тема 2.5. Основи термодинаміки	11	6	2	4	5

№ з/п	Назва модулів і тем	Кількість годин				
		Всього	Аудиторні години			Самостійна робота
			Всього аудиторних	Лекції	Лабораторні	
6	Тема 2.6. Основи теплопередачі	11	6	2	4	5
7	Тема 2.7. Теплогенератори парові та теплові двигуни	11	6	2	4	5
8	Тема 2.8. Основні енергетики	12	7	2	5	5
Види контролю	<i>Контроль на аудиторних заняттях</i>					
	<i>Контроль самостійної роботи</i>					
	<i>Модульна контрольна робота</i>					
Підс. конгр.	<i>ЕКЗАМЕН</i>					
Всього годин:		90	51	18	33	39

III. Зміст навчальної дисципліни за модулями і темами

Модуль I. Гідравліка та пневматика

Тема 1.1. Основи гідростатики

Рідина та її властивості. Гідростатичний тиск та його властивості. Основне рівняння гідростатики. Сила тиску на плоску і криволінійну поверхні. Закони Паскаля та Архімеда, їх застосування в техніці.

Тема 1.2. Основи гідродинаміки

Завдання та основні поняття гідродинаміки. Рівняння Бернуллі та його застосування в техніці. Поняття про гідродинамічну подібність та моделювання. Режими руху рідини. Втрати напору по довжині потоку. Місцеві опори. Витікання рідини через отвори. Витікання рідини через насадки. Застосування насадок в техніці. Гідравлічний удар. Явище кавітації. Рух рідини в напірних

трубопроводах.

Тема 1.3. Гідравлічні машини

Класифікація та основні параметри гідравлічних машин. Об'ємні насоси. Динамічні насоси. Пневматичні підйомники рідини, ерліфти. Гідравлічний привод. Гідродинамічні передачі. Гідравлічні турбіни та двигуни.

Тема 1.4. Пневматика

Основні закономірності стиснутого повітря: ступінь стиснення, робота стиснення, продуктивність, коефіцієнт продуктивності. Компресори: класифікація, принцип дії, галузі застосування. Поршневі, струминні і ежекторні компресори. Порівняльні характеристика різних типів компресорів.

Модуль II. Термодинаміка та теплопередача

Тема 2.1. Основи термодинаміки

Робочі тіла теплових двигунів і їх основні характеристики. Водяна пара як робоче тіло теплових машин. Основні положення та закони термодинаміки.

Тема 2.2. Основи теплопередачі

Теплопровідність. Конвективний і променевий теплообмін. Теплогенератори. Теплообмінні апарати і теплотрансформатори. Основи розрахунку теплообмінних апаратів.

Тема 2.3. Теплогенератори парові та теплові двигуни

Паливо, його склад. Процеси горіння, теплота згорання, її визначення. Печі і топки. Котельні установки. Підготовка води. Парові турбіни. Застосування парових турбін в енергетиці. Газотурбінні двигуни, принципові схеми, робочі цикли. Реактивні двигуни, їх класифікація, фізичні основи їх роботи, конструктивні особливості. Двигуни внутрішнього згорання.

Тема 2.4. Основні енергетики

Фізичні основи роботи, принцип дії та технологічні схеми гідравлічних теплових та атомних електростанцій. Сучасні енергозберігаючі технології.

IV. Засоби діагностики успішності навчання

Вхідний контроль – тестування.

Контроль на аудиторних заняттях – допуск та захист лабораторних робіт.

Контроль самостійної роботи – тестування, перевірка розрахунково-графічних робіт, перевірка опорних конспектів.

Модульна контрольна робота – тестування, розв'язування задач.

V. Форма підсумкового контролю успішності навчання

Підсумкова атестація з навчальної дисципліни проводиться у формі *екзамену*.

VI. Інформаційні джерела для вивчення курсу

ПИТАННЯ ДО ЕКЗАМЕНУ НАВЧАЛЬНОЇ ДИСЦИПЛІНИ “Гідравліка, пневматика та термодинаміка”

1. Рідина та її властивості.
2. Рух рідини в напірних трубопроводах.
3. Конвективний і променевий теплообмін.
4. Гідростатичний тиск та його властивості.
5. Класифікація та основні параметри гідравлічних машин.
6. Теплогенератори.
7. Основне рівняння гідростатики.
8. Об'ємні насоси.
9. Теплообмінні апарати і теплотрансформатори.
10. Сила тиску на плоску і криволінійну поверхні.
11. Динамічні насоси.
12. Основи розрахунку теплообмінних апаратів.
13. Закони Паскаля та Архімеда, їх застосування в техніці.
14. Пневматичні підйомники рідини, ерліфти.
15. Паливо, його склад.
16. Завдання та основні поняття гідродинаміки.
17. Гідравлічний привод.
18. Процеси горіння, теплота згорання, її визначення.
19. Рівняння Бернуллі та його застосування в техніці.
20. Гідродинамічні передачі
21. Печі і топки.
22. Поняття про гідродинамічну подібність та моделювання.
23. Гідравлічні турбіни та двигуни.
24. Котельні установки.
25. Режими руху рідини.
26. Основні закономірності стиснутого повітря: ступінь стиснення, робота стиснення, продуктивність, коефіцієнт продуктивності.
27. Підготовка води.
28. Втрати напору по довжині потоку.
29. Компресори: класифікація, принцип дії, галузі застосування.
30. Парові турбіни.
31. Місцеві опори.

-
32. Поршневі, струминні і ежекторні компресори.
 33. Застосування парових турбін в енергетиці.
 34. Витікання рідини через отвори.
 35. Порівняльна характеристика різних типів компресорів.
 36. Газотурбінні двигуни, принципіві схеми, робочі цикли.
 37. Витікання рідини через насадки.
 38. Робочі тіла теплових двигунів і їх основні характеристики.
 39. Реактивні двигуни, їх класифікація, фізичні основи їх роботи, конструктивні особливості.
 40. Застосування насадок в техніці.
 41. Водяна пара як робоче тіло теплових машин.
 42. Двигуни внутрішнього згорання.
 43. Гідравлічний удар.
 44. Основні положення та закони термодинаміки.
 45. Основи енергетики.
 46. Явище кавітації
 47. Теплопровідність
 48. Технологічні схеми теплових електростанцій.
 49. Технологічні схеми атомних електростанцій.
 50. Технологічні схеми гідроелектростанцій.

ЗМІСТ

Передмова	3
-----------------	---

РОЗДІЛ I

ОСНОВИ ГІДРОСТАТИКИ

1.1. Рідина та її властивості	8
1.2. Гідростатичний тиск та його властивості	21
1.3. Основне рівняння гідростатики	28
1.4. Сила тиску на плоску і криволінійну поверхню	31
1.5. Закони Паскаля та Архімеда, їх застосування в техніці.....	35

РОЗДІЛ II

ОСНОВИ ГІДРОДИНАМІКИ

2.1. Завдання та основні поняття гідродинаміки.....	42
2.2. Рівняння нерозривності потоку	47
2.3. Рівняння Бернуллі та його застосування в техніці	48
2.4. Поняття про гідродинамічну подібність та моделювання	57
2.5. Режими руху рідини	59
2.6. Втрати напору по довжині потоку та місцеві опори	63
2.7. Витікання рідини через отвори та насадки.....	71
2.8. Гідравлічний удар та явище кавітації.....	78
2.9. Рух рідини в напірних трубопроводах	82

РОЗДІЛ III

ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ

3.1. Класифікація та основні параметри гідравлічних машин.....	89
3.2. Об'ємні насоси.....	94
3.3. Динамічні насоси.....	105
3.4. Пневматичні підйомники рідини, ерліфти	114
3.5. Гідравлічний привод	115
3.6. Гідродинамічні передачі	123

3.7. Гідравлічні турбіни та двигуни.....	125
--	-----

РОЗДІЛ IV

ПНЕВМАТИКА

4.1. Основні закономірності стисненого повітря	134
4.2. Компресори	139

РОЗДІЛ V

ТЕРМОДИНАМІКА, ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

5.1. Робочі тіла теплових двигунів	146
5.2. Водяна пара.....	155
5.3. Термодинамічні процеси	162
5.4. Способи поширення тепла та види теплообміну	171
5.5. Теплопровідність.....	175
5.6. Конвективний теплообмін.....	180
5.7. Променевий теплообмін	187
5.8. Теплообмінні апарати	193

РОЗДІЛ VI

ТЕПЛОВІ ДВИГУНИ

6.1. Паливо та його склад	198
6.2. Топки	203
6.3. Котельні установки	206
6.4. Парові турбіни	210
6.5. Газотурбінні двигуни	216
6.6. Реактивні двигуни	223
6.7. Двигуни внутрішнього згорання.....	230
6.8. Двигуни зовнішнього згорання.....	244

РОЗДІЛ VII

ОСНОВИ ЕНЕРГЕТИКИ

7.1. Стан енергетики в Україні та країнах світу.....	250
7.2. Гідравлічні електростанції	253

7.3. Теплові електростанції.....	257
7.4. Атомні електростанції.....	262
7.5. Нетрадиційні методи перетворення теплової енергії в електричну.....	272
7.5.1. Магнітогідродинамічні генератори.....	272
7.5.2. Електрохімічні генератори.....	278
7.5.3. Термоелектричні генератори (ТЕГ).....	279
7.5.4. Термомісійні перетворювачі енергії (ТЕП).....	280

РОЗДІЛ VIII

ЛАБОРАТОРНІ РОБОТИ

8.1. Перевірка робочого пружинного манометра.....	284
8.2. Дослідження характеру руху рідини. Досліди Рейнольдса.....	289
8.3. Визначення в'язкості рідини за допомогою вискозиметрів.....	293
8.4. Вивчення конструктивних особливостей, будови та принципу роботи гідравлічних насосів.....	297
8.5. Вимірювання температур. Виготовлення і градування термопар, терморезисторів.....	298
8.6. Визначення коефіцієнта теплопровідності ізоляційних матеріалів.....	302
8.7. Визначення ступеню чорноти тіл і коефіцієнта тепловіддачі в умовах складного теплообміну.....	306
8.8. Визначення холодильного коефіцієнту побутового холодильника.....	309

Програма нормативної навчальної дисципліни

Гідравліка, пневматика, термодинаміка

освітнього рівня бакалавр галузі знань 01

Освіта спеціальності 015 – Професійна освіта

(за спеціалізаціями)..... 313

ПИТАННЯ ДО ЕКЗАМЕНУ НАВЧАЛЬНОЇ ДИСЦИПЛІНИ

“Гідравліка, пневматика та термодинаміка”..... 318

Навчально-методичне видання

МИКОЛА САВИЧ КОРЕЦЬ

Гідравліка, пневматика, термодинаміка

Навчальний посібник

Технічне редагування – Т. С. Меркулова

Верстка – Т. М. Ветраченко



Підписано до друку *25 червня 2020 р.*

Формат 60x84/16 Папір офсетний. Гарнітура Таймс. Друк офсетний.

Умовн. друк. аркушів 19,94. Облік видав арк. 9,59.

Наклад 300 прим. Зам. 136.

Віддруковано з оригіналів

Видавництво Національного педагогічного університету
імені М. П. Драгоманова. 01030, м. Київ, вул. Пирогова, 9.

Свідоцтво про реєстрацію № 1101 від 29.10.2002

(044) 239-30-26