

Б.Х. Драганов, А.В. Міщенко, Ю.О. Борхаленко

ОСНОВИ ТЕПЛОТЕХНІКИ І ГІДРАВЛІКИ

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

**Рекомендовано Міністерством аграрної політики України як
навчальний посібник для студентів аграрних вищих
навчальних закладів I–II рівнів акредитації зі спеціальності
5.10010201 “Експлуатація і ремонт машин та обладнання
агропромислового виробництва”**

**Київ
"Аграрна освіта"
2010**

УДК 621.1

*Гриф надано Міністерством аграрної політики
України (лист від)*

Автори: **Драганов Б.Х.**, д.т.н., професор кафедри теплоенергетики НУБіП України, академік АН вищої освіти України;
Міщенко А.В., к.т.н., доцент кафедри теплоенергетики НУБіП України;
Борхаленко Ю.О., методист Науково-методичного центру аграрної освіти

Рецензенти: **Епик Е.Я.**, д.т.н., проф. Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут”;
Сандомирський М.Г., к.т.н., проф. Харківського НТУСГ імені П. Василенка;
Бакал О.А., викладач Таращанського агротехнічного коледжу;
Піддубний О.П., директор Новоушицького технікуму Подільського ДАТУ;
Субота Т.А., викладач ВСП “Агротехнічний коледж Уманського НУС”;
Панасенко В.С., викладач ВП НУБіП України “Немішайвський агротехнічний коледж”

Драганов Б.Х., Міщенко А.В., Борхаленко Ю.О.

Основи теплотехніки і гідравліки: Навчальний посібник / За ред. Б.Х. Драганова. – К.: Аграрна освіта, 2010. – 495 с.

ISBN 978-966-2007-18-3

Викладено основи гідравліки, технічної термодинаміки, теплопередачі, компресорів, вентиляторів, холодильних установок, теплових двигунів; котельні установки та теплогенератори; паливо, основи теорії горіння; розглянуто застосування тепла й холоду в агропромисловому виробництві, енергозбереження, захист навколишнього природного середовища.

ISBN 978-966-2007-18-3

© Б.Х. Драганов, А.В. Міщенко,
Ю.О. Борхаленко, 2010

З М І С Т

Передмова	8
1. Основи гідравліки та насоси	9
1.1. Основи гідростатики	9
1.1.1. Характеристика гідравліки як науки та її значення	9
1.1.2. Характеристика рідини, її фізичні властивості	12
1.1.3. Ідеальна і реальна рідини	20
1.1.4. Гідростатичний тиск та його властивості	20
1.1.5. Основне рівняння гідростатики. Закон Паскаля	24
1.1.6. Вимірювання тиску	26
1.1.7. Практичне застосування закону Паскаля. Будова та принцип дії гідростатичних механізмів	30
1.1.8. Сили гідростатичного тиску на плоскі поверхні	31
1.1.9. Сили гідростатичного тиску на криволінійній поверхні	35
1.1.10. Закон Архімеда. Умови плавання тіл	38
1.2. Основи гідродинаміки	40
1.2.1. Основні поняття та визначення	40
1.2.2. Рівняння Бернуллі для елементарної струмини ідеальної рідини	45
1.2.3. Рівняння Бернуллі для усталеної елементарної струмини в'язкої рідини	50
1.2.4. Рівняння Бернуллі для усталеного потоку в'язкої нестисливої рідини	52
1.2.5. Режими руху рідини. Число Рейнольдса	57
1.2.6. Види гідравлічних опорів і втрат напору	60
1.2.7. Втрати напору на тертя	61
1.2.8. Місцеві втрати напору	66
1.2.9. Гідравлічний розрахунок трубопроводів	67
1.2.10. Гідравлічний удар у трубах	76
1.2.11. Витікання рідини через отвори і насадки	79
1.3. Насоси	90
1.3.1. Призначення, класифікація і галузі застосування насосів	90
1.3.2. Подача, напір, потужність і ККД насосів	91
1.3.3. Відцентрові насоси	95
1.3.4. Осьові насоси	108
1.3.5. Вихрові насоси	111
1.3.6. Об'ємні насоси	113
2. Основи технічної термодинаміки	120
2.1. Основні поняття і визначення в технічній термодинаміці	120

2.1.1. Предмет технічної термодинаміки, її завдання і основні визначення	120
2.1.2. Термічні параметри стану термодинамічної системи	122
2.1.3. Рівняння стану термодинамічної системи	124
2.1.4. Термодинамічний процес	126
2.2. Суміш ідеальних газів. Теплоємність газів і газових сумішей	128
2.3. Перший закон термодинаміки	131
2.3.1. Внутрішня енергія	131
2.3.2. Робота розширення стиску	132
2.3.3. Робота і теплота	134
2.3.4. Аналітичний вираз першого закону термодинаміки для закритих систем	135
2.3.5. Теплоємність газів	136
2.3.6. Ентальпія	139
2.3.7. Ентропія	139
2.3.8. Перший закон термодинаміки для відкритих систем	141
2.4. Другий закон термодинаміки. Дослідження термодинамічних процесів	145
2.4.1. Зміст закону і його формулювання. Колові процеси	145
2.4.2. Термічний ККД. Холодильний коефіцієнт	148
2.4.3. Цикл Карно	149
2.4.4. Зміна ентропії в необоротних процесах	152
2.4.5. Ефективність перетворення енергії різних видів. Ексергія	155
2.4.6. Дослідження термодинамічних процесів	158
2.5. Ідеальні цикли поршневих двигунів внутрішнього згорання. Основи компресорних машин	166
2.5.1. Ідеальні (термодинамічні) цикли теплових машин	166
2.5.2. Термодинамічні основи компресорних машин	170
2.6. Водяна пара і вологе повітря	175
2.6.1. Пароутворення при постійному тиску	175
2.6.2. Параметри стану рідини і пари	179
2.6.3. Процеси зміни стану пари	180
2.6.4. Вологе повітря	183
3. Основи теплопередачі	192
3.1. Основні поняття та визначення	192
3.1.1. Способи поширення теплоти	192
3.1.2. Теплопровідність	195
3.2. Конвективний теплообмін	201

3.2.1. Конвективний теплообмін. Загальні поняття і визначення	201
3.2.2. Закон тепловіддачі	202
3.2.3. Короткі відомості з гідродинаміки. Диференціальне рівняння конвективного теплообміну	203
3.2.4. Основні теорії подібності. Подібність і моделювання процесів конвективного теплообміну	206
3.2.5. Критеріальні рівняння для визначення коефіцієнтів теплообміну	209
3.2.6. Теплообмін при конденсації пари	212
3.2.7. Тепловіддача під час кипіння рідини	213
3.3. Променевий теплообмін	215
3.3.1. Основні поняття, визначення та закони променевого теплообміну	215
3.3.2. Променевий теплообмін між тілами та методи впливу на його інтенсивність	219
3.3.3. Випромінювання газів	221
3.4. Теплопередача і теплообмінні апарати	223
3.4.1. Теплопередача	223
3.4.2. Теплообмінні апарати. Класифікація	225
3.4.3. Розрахунок рекуперативного теплообмінника	228
3.4.4. Методи інтенсифікації процесів теплопередачі	232
4. Котельні установки і теплогенератори	235
4.1. Паливо і його характеристики	235
4.1.1. Загальні відомості	235
4.1.2. Склад і класифікація палива	236
4.2. Процес горіння палива і способи спалювання	244
4.2.1. Основи теорії горіння органічного палива	244
4.2.2. Розрахунки процесів горіння палива	253
4.3. Котельні установки	256
4.3.1. Загальні відомості	256
4.3.2. Схема котельної установки	257
4.3.3. Тепловий баланс котла	259
4.3.4. Будова і характеристика котлів малої продуктивності	261
4.3.5. Елементи конструкцій котлів, допоміжні системи і пристрої	269
4.3.6. Особливості експлуатації котлових установок	275
4.4. Котли і теплогенератори	278
4.4.1. Теплогенератори	278
4.4.2. Водонагрівачі	280

4.4.3. Газові опалювальні прилади	282
5. Застосування теплоти в сільському господарстві	286
5.1. Енергозбереження в сільському господарстві	286
5.1.1. Загальні відомості	286
5.1.2. Використання вторинних енергетичних ресурсів	288
5.1.3. Використання поновлюваних джерел енергії	293
5.1.4. Використання теплонасосних установок	329
5.1.5. Когенерація	333
5.1.6. Охорона навколишнього природного середовища	335
5.2. Сушіння сільськогосподарської продукції	341
5.2.1. Загальні відомості	341
5.2.2. Фізичні властивості вологого повітря	342
5.2.3. Діаграма стану вологого повітря	346
5.2.4. Вологий матеріал як об'єкт сушіння	347
5.2.5. Принцип дії повітряної сушарки	350
5.2.6. Матеріальний баланс сушарки	351
5.2.7. Тепловий баланс повітряної сушарки	353
5.2.8. Побудова процесу сушіння на h-x-діаграмі	355
5.2.9. Коефіцієнт корисної дії сушарки	358
5.2.10. Типи сушарок	359
5.2.11. Порядок розрахунку конвективних сушарок	371
5.3. Опалення і гаряче водопостачання житлових та виробничих приміщень	374
5.3.1. Загальні відомості	374
5.3.2. Теплова потужність системи опалення	376
5.3.3. Теплові втрати приміщень	378
5.3.4. Внутрішні теплові надходження приміщень	385
5.3.5. Системи опалення	386
5.3.6. Нагрівальні прилади	405
5.3.7. Гаряче водопостачання	413
5.4. Вентиляція тваринницьких ферм	420
5.4.1. Загальні відомості	420
5.4.2. Принципові схеми систем вентиляції	422
5.4.3. Розрахунок систем вентиляції	432
5.4.4. Підбір вентиляторів	437
5.4.5. Кондиціонування повітря	442
5.5. Теплопостачання споруд захищеного ґрунту	445
5.5.1. Загальні відомості	445
5.5.2. Теплофізичні характеристики споруд захищеного ґрунту ..	450
5.5.3. Тепловий розрахунок теплиць	460

5.5.4. Автоматичне регулювання параметрів мікроклімату в теплицях	463
5.6. Застосування холоду у сільському господарстві	466
5.6.1. Загальні відомості	466
5.6.2. Льодосоляне охолодження	467
5.6.3. Машинне охолодження	470
5.6.4. Розрахункова холодильна потужність	476
5.6.5. Автоматизація холодильних установок	480
5.7. Теплотехнічні основи зберігання сільськогосподарської продукції	482
5.7.1. Загальні відомості	482
5.7.2. Тепловий розрахунок сховищ	488
Література	494

ПЕРЕДМОВА

Енергетика відіграє значну роль у розвитку економіки. З нею також пов'язані екологічні проблеми.

Під час підготовки техніків-механіків сільськогосподарського виробництва велике значення має дисципліна “Основи теплотехніки і гідравліки”, тому що процеси отримання, передачі і використання теплоти мають місце практично в усіх галузях техніки сучасного виробництва, а також у побуті.

Сучасний рівень розвитку паливно-енергетичного комплексу потребує врахування реальних умов обмеженості використання ресурсів традиційних видів енергетичного палива, постійного зростання їхньої вартості і збільшення ролі соціально-економічних факторів. У зв'язку з цим у світі все більшу увагу приділяють проблемі енергозбереження. Перспективним є використання нетрадиційних джерел енергії. У підручнику розкрито також і інші питання підвищення ефективності енергетичних систем; розглядаються питання захисту навколишнього природного середовища.

Навчальний посібник складається з п'яти розділів:

перший – основи гідравліки та насоси;

другий – основи технічної термодинаміки;

третій – основи теплопередачі;

четвертий – котельні установки і теплогенератори;

п'ятий – застосування теплоти в сільському господарстві.

Автори висловлюють глибоку вдячність д.т.н., проф. Е.Я. Еп'ік і д.т.н., проф. М.Г. Сандомирському та ін. за цінні поради й зауваження під час рецензування.

1. ОСНОВИ ГІДРАВЛІКИ ТА НАСОСИ

1.1. ОСНОВИ ГІДРОСТАТИКИ

1.1.1. Характеристика гідравліки як науки та її значення

Гідравліка як і більшість класичних наук розвивалась на основі потреб практики. Витоки гідравліки лежать за багато тисяч років до нашої ери. Наших пращурів цікавили питання водопостачання міст, зрошування полів, використання механічної енергії води для розмелювання зерна, плавання на водоймах та ін. Про це свідчать археологічні розкопки древніх поселень греків, асирійців, вавілонян. Найбільш ранньою науковою працею з гідравліки прийнято вважати трактат давньогрецького філософа Архімеда (287–212 р. до н. е.) “Про плаваючі тіла”. Багатьом ще зі школи відомий “Закон Архімеда” – основа сучасної теорії плавання тіл у рідині.

Про те, як розвивалася гідравліка від часів Архімеда і до епохи Відродження сучасникам мало що відомо. На жаль, не збереглось жодної друкованої чи рукописної роботи в галузі гідравліки, написаної в цей період. Щоправда, є історичні свідчення про те, що ще в 1115 р. біля Києва був побудований наплавний міст через Дніпро.

Першою працею з гідравліки в епоху Відродження була робота геніального італійця Леонардо да Вінчі (1452–1519) “Про рух і вимірювання води” (опублікована лише через 400 років потому).

На початку мануфактурного періоду капіталізму з’явилась низка значних робіт у галузі гідравліки. Це, перш за все, робота Симона Стевіна (1548–1620) “Початки гідростатики”, Галілео Галілей (1564–1642) розглянув основні закони плавання, а Єванджеліст Торрічеллі (1608–1647) відкрив закон витікання рідини з отворів, Блез Паскаль (1623–1662) розробив закон про передачу тиску в рідині, Ісаак Ньютон (1642–1727) у 1686 році сформулював гіпотезу в’язкого тертя в рідині.

Формування гідравліки як науки на чіткій теоретичній основі розпочалося після фундаментальних робіт Михайла Васильовича Ломоносова (1711–1765), Даніїла Бернуллі (1700–1782), Леонарда Ейлера (1707–1783).

М. Ломоносов у дисертації “Рассуждения о твёрдости и жидкости тела” сформулював закон збереження речовини і енергії. Д. Бернуллі (1738 р.) у праці “Гідродинаміка” вивів рівняння усталеного руху рідини, назване його ім’ям. Рівняння Бернуллі – теоретична основа багатьох гідродинамічних задач. Л. Ейлер (1755 р.)

у праці “Загальні принципи руху рідини” вивів систему диференціальних рівнянь рівноваги і руху рідин.

Бурхливому розвитку гідравліки сприяв внесок вчених-гідравліків XVIII-XIX ст.: Шезі (1746-1822) – рівномірний рух рідин; Вентурі (1746–1822) – досліджував витікання рідини через отвори і насадки; Рейнольдс (1806–1871) – досліджував режими течії рідин.

У різних документах XIII–XV ст. можна знайти інформацію про широке застосування водяних млинів.

Особливо великих успіхів досягнула гідротехніка в епоху Петра I: побудована система шлюзів і каналів, що з’єднали Балтійське, Каспійське і Азовське моря, розпочато будівництво Біломорсько-Балтійського і Волго-Донського каналів. У 1708 р. видана перша в Росії книга з гідравліки “Книга о способах, творящих водохождение рек свободным”. У 1760 р. у Росії нараховувалось близько тисячі, а 1800 р. – більш ніж 3000 промислових підприємств з гідравлічним приводом. Деякі з них вражають своїми розмірами навіть сучасних гідротехніків. На Алтаї в Зміногорені в 1780 р. Козьма Фролов побудував греблю (діючу дотепер) і каскад водяних коліс діаметром до 17 м, розташованих у великих підземних камерах висотою до 21 м. У 1837 р. уральський самоучка Ігнатій Сафонов побудував першу в Росії гідравлічну турбінку з ККД вищою ніж 70%.

У XIX ст. у галузі гідравліки працювали такі відомі вчені: професор Казанського університету І.С. Громека (1851–1889) – вихровий рух рідини, рівняння Громеки; професор Н.П. Петров (1836–1920) – гідродинамічна теорія змащування; професор Н.П. Жуковський (1847–1920) – гідравлічний удар у трубах; професор Д.І. Менделєєв (1834–1907) – “О сопротивлении жидкостей в воздухоплавании”.

Серед учених-гідравліків XX ст. слід, перш за все, назвати академіка Н.П. Павловського (1884-1937) – основоположника методу електрогідродинамічної аналогії (ЕГДА). Теорію неусталеного руху рідини в каналах розробив академік С.А. Христіанович. Рух рідин у пористих середовищах вивчали академіки Л.С. Лейбензон і І.А. Чарний.

Значних успіхів у дослідженнях турбулентного руху досягнуто М.А. Великановим, А.А. Колмогоровим, Л.Г. Лойцанським.

Багато питань теорії гідротехнічних споруд та гідромашин розкрито в роботах Е.А. Замаріна, І.І. Агроскіна, А.Д. Альштуля, Т.М. Башти, С.С. Руднева та ін.

Слово *гідравліка* походить від двох грецьких слів: “*хюдор*“ – вода і “*аулос*” – труба. Тобто спочатку гідравліка була наукою про рух води по трубах. Як вже зазначалось, з розвитком техніки розширялась і

сфера її досліджень, проходила диференціація, утворення нових самостійних напрямів.

Гідравліка – наука про закони руху та рівноваги рідини і способи використання цих законів для розв’язування інженерних задач. Ця дисципліна пов’язана з такими галузями народного господарства: гідромеліорація, гідроенергетика, водопостачання і каналізація, а також суднобудування та гідромашинобудування.

Гідравліка, базуючись на таких науках, як вища математика, фізика, теоретична механіка, опір матеріалів, у свою чергу служить базою для проектування турбін, насосів, гідродинамічних передач, гідравлічних приводів та інших гідравлічних машин, гідропневмотранспорту, здійснення водопостачання, каналізації, зрошення і осушування. Майже у всіх галузях техніки використовуються гідравлічні пристрої, основані на використанні законів гідравліки.

Сучасна гідравліка – це технічна (прикладна) наука, що вивчає закони спокою та руху рідини і розробляє методи їх використання в інженерній практиці. Гідравліка – це механіка рідкого тіла. Предметом гідравліки служать рідини і діючі для них закони. Під терміном *рідина* маємо на увазі не тільки крапельні рідини (вода, бензин, нафта, спирт тощо), але й гази, якщо їх стисливістю можна знехтувати.

Такий широкий зміст поняття *рідина* обумовлено тим, що багато гідравлічних процесів у крапельних рідинах і газах відбуваються з дозвуковими швидкостями.

Гідравліка поділяється на дві частини: *гідростатику* та *гідродинаміку*. *Гідростатика* вивчає механічні властивості, закони рівноваги рідин, сили їх взаємодії з огорожуючими поверхнями. *Гідродинаміка* вивчає рідини в русі, а також рух твердих тіл у нерухомій рідині. При цьому головним є питання динамічної взаємодії рідини і контактуючих з нею поверхонь. Наукову базу сучасної гідравліки складають загальні закони фізики, особливо теоретичної механіки, а також закони М. Ломоносова про збереження матерії й руху. Найважливіший принцип гідравліки – принцип неперервності Ейлера, в основу якого покладено уявлення про рідину як про неперервне середовище (контініум), що допускає необмежений поділ її матеріальних частинок.

Згідно з цим принципом такі важливі гідравлічні характеристики як густина, тиск, кількість руху, кінетична енергія тощо виражаються у вигляді функціональних залежностей, що не мають у досліджуваних об’ємах рідини розривів неперервності. Такі уявлення про рідину, як про суцільне середовище, звільняють нас від

розгляду складних молекулярних рухів, дозволяють одержати сумарний ефект механічної взаємодії її з твердими тілами, використовуючи потужний апарат математичного аналізу неперервних функцій.

Складність явищ, що протікають у рухомій рідині, зумовило широке застосування в гідравліці поряд з теоретичними експериментальних методів, основаних на теорії подібності.

Отже, метод гідравліки – це сукупність теоретичних і експериментальних способів дослідження гідравлічних явищ.

1.1.2. Характеристика рідини, її фізичні властивості

Рідина – це агрегатний стан речовини, що займає проміжне положення між твердим і газоподібним станом.

Рідина – фізичне тіло, що має:

- на відміну від твердого тіла текучість;
- на відміну від газу мале стискування.

Оскільки сили міжмолекулярного зв'язку в рідинах менші порівняно з твердими тілами, мікрочастки рідини можуть здійснювати як поступальний, так і обертальний рух. *Текучість рідини* – легко-рухомість частинок рідини, неспроможність сприймати в спокої навіть малі дотичні напруження.

Крапельні рідини – вода, нафта, ртуть тощо, взяті в малих об'ємах, утворюють кулеподібні краплини, а у великих – займають форму посудини. Причому, якщо об'єм посудини більший за об'єм рідини, то рідина займає лише його нижню частину, утворюючи вільну поверхню. Гази, незалежно від того, в якій кількості вони взяті, займають увесь об'єм посудини рівномірно.

Під терміном “рідина” беремо до уваги не лише загальновідомі рідини (вода, бензин, нафта, спирт та ін.), а й гази, якщо їхньою стисливістю можна знехтувати. Такий широкий зміст терміну “рідина” обумовлено тим, що багато гідравлічних процесів у крапельних рідинах і газах, що рухаються з дозвукowymi швидкостями, характеризуються одними і тими ж законами механіки.

У гідравліці розглядають тільки крапельні рідини (слово “крапельні” опускають).

Рідина, що знаходиться в стані спокою чи руху сприймає дію різних сил – масових і поверхневих.

Сили масові – це сили, величина яких пропорційна масі рідини. Це сила тяжіння і сила інерції (Даламбера, переносна, Коріоліса). Для

однорідних рідин масові сили будемо називати об'ємними, оскільки в цьому випадку вони будуть пропорційні об'єму рідини. У загальному випадку масові сили $\vec{F} = f(x; y; z)$, тобто можуть діяти в різних точках простору, зайнятого рідиною, з різною інтенсивністю.

Поверхневі сили – це сили, величина яких пропорційна площі тієї поверхні, на яку вони діють. Це сили тертя, сили атмосферного тиску на вільну поверхню рідини тощо. Як поверхні дії зазначених сил виступають поверхні, що обмежують об'єм рідини, або поверхні, виділені всередині рідини. За напрямком дії масові і поверхневі сили діляться на дві групи – *зовнішні і внутрішні*.

Зовнішні сили – прикладаються до виділеного об'єму рідини зі сторони оточуючого середовища. Це, як правило, всі масові і поверхневі сили, прикладені по зовнішній поверхні виділеного об'єму.

Внутрішні сили – це сили взаємодії частинок рідини всередині даного об'єму.

У результаті дії зазначених сил всередині рідини виникають стискувальні напруження, які називають *тиском*. Тиск у рідині, що знаходиться в стані рівноваги, називають гідростатичним тиском, а в рухомій – гідродинамічним. Причому гідродинамічний тиск можна розглядати як суму статичної і динамічної складових.

Густина рідини – це відношення маси M однорідної рідини до об'єму V цієї маси (табл. 1.1)

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

Отже, ρ – це густина розподілу маси рідини в деякому об'ємі. Густина неоднорідної рідини в точці простору, зайнятого рідиною, виражається як границя зазначеного відношення, написаного для елементарних величин ΔM і ΔV при зменшенні елементарного об'єму до нуля

$$\rho = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta M}{\Delta V}. \quad (1.2)$$

Питома вага рідини – це відношення ваги G деякого об'єму V однорідної рідини до цього об'єму

$$\gamma = \frac{G}{V}. \quad (1.3)$$

Питома вага неоднорідної рідини в точці простору, зайнятого рідиною, виражається як границя зазначеного відношення, написаного для елементарних величин ΔG і ΔV , коли $\Delta V \rightarrow 0$

$$\gamma = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta G}{\Delta V}. \quad (1.4)$$

Одиниці вимірювання питомої ваги рідини

- в системі СІ – Н/м³;
- в системі МКГСС – кгс/м³.

Відносна густина рідини – це безрозмірна величина, що дорівнює відношенню маси рідини до маси такого ж об'єму дистильованої води при температурі +4⁰С (+ 3,98⁰С)

$$\delta = \frac{M_i}{M_{H_2O}}. \quad (1.5)$$

При температурі +3,98⁰С дистильована вода має $\rho=1000$ кг/м³;
 $\gamma=9810$ Н/м³.

Таблиця 1.1

Густина, питома вага та відносна густина деяких рідин

Рідина	Густина, кг/м ³	Питома вага, Н/м ³	Відносна густина	t, °С
Прісна вода	999,8	9809	0,9998	0
	1000	9810	1,000	4
	999	9800	0,999	15
	998	9790	0,998	20
	988	9692	0,988	50
	965	9467	0,965	90
	958	9392	0,958	100
*Нафта	867	8700	0,867	15
*Керосин	795	7800	0,795	15
*Бензин	714	7000	0,714	15
*Дизельне паливо	867	8700	0,867	15
*Мазут	917	9000	0,917	15
Спирт етиловий	795	7800	0,795	15
Ртуть	13600	133500	13,600	0

Примітка. * ρ , γ наведено для середнього фракційного складу.

Температурне розширення рідини – властивість рідини змінювати свою густину під час зміни температури. Інтенсивність хаотичного руху молекул речовини, як відомо, визначає її абсолютну (термодинамічну) температуру. Рідини не виняток із цього правила. Зміна

температури рідини обумовлює зміну міжмолекулярних відстаней і як наслідок – зміну макрооб'ємів. *Коефіцієнт температурного розширення* – це відношення відносної зміни об'єму рідини ($\Delta V : V$) до відповідної зміни температури Δt , град⁻¹:

$$\beta_t = \frac{\Delta V}{V} \cdot \frac{1}{\Delta t}. \quad (1.6)$$

Величина коефіцієнта температурного розширення змінюється із зміною температури і тиску рідини (табл. 1.2).

Таблиця 1.2

Залежність коефіцієнта температурного розширення води від температури і тиску

Тиск, кгс/см ²	Температура, t ⁰ C			
	4–10	10–20	40–50	90–100
1	0,000014	0,000150	0,000422	0,000719
100	0,000043	0,000165	0,000422	–
500	0,000149	0,000236	0,000429	0,000523

Температурне розширення рідин зазвичай враховують під час розрахунку теплообмінних апаратів і пристроїв, де проходить значна зміна температури.

Стисливість рідини – це властивість змінювати свою густину під час зміни тиску. Відомо, що крапельні рідини на відміну від газів чинять значний опір стиску і всебічному розтягу. У багатьох задачах гідравліки (рух у відкритих руслах, рівномірний рух у трубах, багато задач гідростатики) стисливістю рідин нехтують.

Але є ряд задач (наприклад, неусталений рух рідини в трубах, гідравлічний удар, гідростатика великих тисків), де слід враховувати стиск, не дивлячись на його малу величину.

Стисливість (пружність) рідини характеризується двома коефіцієнтами: коефіцієнтом об'ємного стискування β_v і модулем об'ємної пружності E_v .

Коефіцієнт об'ємного стискування рідини – це відношення відносної зміни об'єму рідини ($\Delta V : V$) до зміни нормального напруження всестороннього стискування або розтягу Δp даного об'єму

$$\beta_v = \frac{\Delta V}{V} \cdot \frac{1}{\Delta p}. \quad (1.7)$$

Розмірність коефіцієнта об'ємного стискування в системі СІ – $\text{м}^2/\text{Н}$, а в системі МКГСС – $\text{м}^2/\text{кгс}$.

Модуль об'ємної пружності рідини – це величина, обернена до коефіцієнта об'ємного стискування.

$$E_v = \frac{1}{\beta_v} . \quad (1.8)$$

Стисливість рідини залежить від температури і тиску. З підвищенням тиску і температури стисливість зменшується.

При температурі $+20^\circ\text{C}$ і тиску 1 ат модуль пружності води становить 20000 кгс/см^2 , ртуті – 330000 , нафти – 13300 кгс/см^2 .

В'язкість рідини – це властивість рідини чинити опір відносному руху (ковзання, зсуву) частинок рідини. Причина в'язкості – силова взаємодія між молекулами рідини і твердого тіла, що рухаються з різними швидкостями.

Закони внутрішнього тертя в рідинах успішно розроблялися фізиком І. Ньютоном. У 1687 році Ньютон висловив гіпотезу про сили внутрішнього тертя.

Розглянемо течію рідини біля стінок (рис. 1.1.). Шар рідини, що безпосередньо дотикається до стінки – нерухомий, а швидкості сусідніх шарів будуть зростати по мірі їх віддалення від стінок. Розглянемо два сусідні шари рідини, які рухаються зі швидкостями U_1, U_2 . Відстань по нормалі між шарами – dn . Різниця швидкостей $U_1 - U_2 = dU$. Площа дотику шарів – S . Сила тертя між шарами – T .

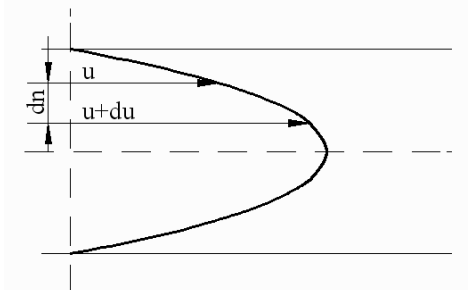


Рис. 1.1. До гіпотези Ньютона про сили внутрішнього тертя в рідині

Гіпотеза Ньютона: сила внутрішнього тертя T залежить від властивостей рідини, прямо пропорційна площі тертя і відносній швидкості переміщення поверхонь тертя

$$T = \pm \mu \cdot S \cdot \frac{dU}{dn} . \quad (1.9)$$

Дотичні напруження τ можуть бути виражені так:

$$\tau = \frac{T}{S} = \pm \mu \frac{dU}{dn}. \quad (1.10)$$

Так як дотичні напруження завжди мають бути додатними – то знак у цій формулі приймають залежно від знаку градієнта швидкості. У формулі для дотичних напружень (1.10) μ – це коефіцієнт, що характеризує в'язкість рідини. Його називають динамічним коефіцієнтом в'язкості

$$\mu = \frac{\tau}{\frac{dU}{dn}}. \quad (1.11)$$

Розмірність μ в системі СІ – ($\text{Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2$), але частіше користуються розмірністю системи СГС – ($\text{дин}\cdot\text{сек}/\text{см}^2$). Зазначимо, що $1\text{Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2=1\text{Па}\cdot\text{с}$; $1\text{дин}\cdot\text{сек}/\text{см}^2=1\text{Пуаз}$.

Кінематичний коефіцієнт в'язкості ν визначають за такою формулою:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \quad (1.12)$$

де ρ – густина рідини.

Розмірність кінематичного коефіцієнта в'язкості: в системі СІ – ($\text{м}^2/\text{с}$). На практиці частіше використовують одиницю вимірювання системи СГС – Стокс: $1\text{Ст}=1\text{см}^2/\text{с}$.

В'язкість рідини майже не залежить від тиску. З підвищенням температури в'язкість крапельних рідин зменшується.

Таблиця 1.3

Кінематичний коефіцієнт в'язкості деяких рідин

Рідина	$t^{\circ}\text{C}$	$\nu, \text{м}^2/\text{с} \times 10^6$
1	2	3
Вода	0	1,78
	10	1,31
	20	1,01
	50	0,48
	100	0,28
Моторне мастило	0	640
	20	172
	60	22

Продовження табл. 1.3

1	2	3
Бензин	18	0,65
Спирт етиловий	18	1,33
Ртуть	20	1,57

Пізніше дослідженнями було встановлено, що не всі рідини характеризуються в'язкістю в рамках гіпотези Ньютона. Тобто, не завжди дотичні напруження пропорційні першій степені градієнта швидкості і не завжди вони починають проявлятися з початком руху рідини.

За характером проявлення в'язкості рідини можна поділити на *ньютонівські, неньютонівські, бінгамівські, шведівські*.

Ньютонівські рідини – це рідини, для яких справедлива гіпотеза Ньютона про внутрішнє тертя – дотичні напруження внутрішнього тертя при прямолінійному русі рідини прямо пропорційні першій степені градієнта швидкості. Це такі відомі рідини: вода, бензин, нафта та ін.

$$\tau = \mu \frac{dU}{dn}. \quad (1.13)$$

Неньютонівські рідини – це ті, в яких дотичні напруження внутрішнього тертя пропорційні градієнту швидкості в степені $m \neq 1$:

$$\tau = \mu \left(\frac{dU}{dn} \right)^m. \quad (1.14)$$

Бінгамівські рідини – це ті рідини, в яких при градієнті швидкості рівному нулю ($\frac{dU}{dn} = 0$) існують початкові дотичні напруження τ_0 , після подолання яких рідина приходить в рух, причому в русі зберігається пряма пропорційність між дотичними напруженнями сил внутрішнього тертя і градієнтом швидкості:

$$\tau = \tau_0 + \mu \frac{dU}{dn}. \quad (1.15)$$

Рідина Шведова (шведівська рідина) – це така рідина, в якій дотичні напруження сил внутрішнього тертя існують навіть при градієнті швидкості рівному нулю (початкові дотичні напруження), а в русі вони пропорційні градієнту швидкості в степені $m \neq 1$:

$$\tau = \tau_0 + \left(\mu \frac{dU}{dn} \right)^m . \quad (1.16)$$

Неньютонівська, бінгамівська, шведівська рідини – це уявні моделі. Реальні рідини в меншій чи більшій мірі наближаються за характером в'язкості сил до цих моделей. Причому, одна і та ж рідина може, залежно від режиму перекачування, належати до різних моделей. Наприклад, одна і та ж рідка пастоподібна кормова суміш може проявлятися як бінгамівська і як шведівська рідина залежно від умов її транспортування по трубопроводу.

Молекулярний тиск – перпендикулярний до вільної поверхні рідини тиск, що розвивається дуже тонким поверхневим шаром рідини і зумовлений силами міжмолекулярного притягання.

Якщо уявити собі ряд кульок, що притягуються одна до одної з силою F , то легко побачити, що крайні кульки стискають внутрішні. Аналогічне явище можна спостерігати і на поверхні рідини. Верхній шар молекул буде притягуватися до внутрішнього і створювати всередині рідини молекулярний тиск. Для води молекулярний тиск сягає 11000 ат. Але в звичайних умовах (за винятком капілярності і поверхневого натягу) молекулярний тиск не проявляє себе.

Залежно від того, змочує рідина стінки посудини чи ні, вільна поверхня може бути вгнута чи вигнута.

Капілярність – зміна рівня вільної поверхні рідини в тонких трубах або пористих середовищах, обумовлена молекулярним тиском.

Так, у разі незмочування рідиною поверхні стінки трубки відбувається капілярне опускання (ртуть – скло). У випадку змочуваної поверхні проходить капілярне піднімання (вода – скло):

- ртуть – скло $h_k \approx -\frac{10}{d}$ мм;
- вода – скло $h_k \approx +\frac{30}{d}$ мм (при $t = 20^\circ\text{C}$)

Капілярність урахують, коли рідина знаходиться в пористих середовищах і трубах малих діаметрів.

Інколи капілярність мотивують силами поверхневого натягу, наявність яких пояснюють все тими ж неврівноваженими силами міжмолекулярної взаємодії в поверхневому шарі рідини (товщиною $d_{\text{мол}}/2$) і на границі рідина – стінка.

1.1.3. Ідеальна і реальна рідини

Часто, з метою спрощення аналізу того чи іншого гідравлічного явища, нехтують в'язкість і стисливість рідини, використовуючи таке поняття, як *ідеальна рідина*. Ідеальною рідиною називається така умовна рідина, яка вважається нестисливою і нерозширюваною та має абсолютну рухомість частинок. До таких рідин наближається рідкий гелій у стані надтекучості при $T < 2,2\text{K}$.

У деяких задачах така “заміна” реальної рідини на ідеальну не призводить до суттєвих помилок. Наприклад, розв'язуючи задачі гідростатики, немає потреби враховувати таку важливу характеристику реальних рідин, як в'язкість, а при розгляді усталеного руху рідини у відкритих руслах не треба враховувати її стисливість.

Отже, в'язкість ідеальної рідини дорівнює нулю.

Реальна рідина – це рідина, що має в'язкість.

1.1.4. Гідростатичний тиск та його властивості

Гідростатика – розділ гідравліки, що вивчає закони рівноваги (спокою) рідини. Стан спокою характеризується, в першу чергу, тим, що в рідині відсутній рух частинок рідини відносно одна одної і стінок посудини в якій знаходиться рідина.

Розрізняють стан відносної рівноваги (рідина нерухома по відношенню до посудини, в якій вона знаходиться, але здійснює разом з нею рівномірний, або рівноприскорений рух) та стан абсолютного спокою (рідина нерухома по відношенню до посудини, в якій вона знаходиться і разом з нею нерухома по відношенню до поверхні Землі).

На рідину, що знаходиться у відносному спокої, діють масові сили (сила тяжіння і сила інерції переносного руху), а із поверхневих сил – сила тиску. У результаті дії зазначених сил всередині рідини виникають стискуючі напруження, які називають *гідростатичним тиском*. У міжнародній системі одиниць СІ розмірність тиску H/m^2 .

Виділимо всередині рідини, що знаходиться в стані рівноваги, довільний об'єм і умовно розділимо його на дві частини площиною (рис. 1.2, а).

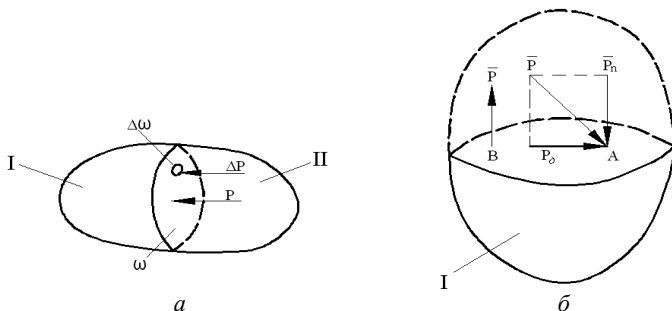


Рис. 1.2. Гідростатичний тиск

Праву частину II відкинемо, а її дію замінимо силою P . Відношення сили P до площі ω – середній гідростатичний тиск у площині розтину:

$$p_c = P/\omega.$$

Візьмемо на площі розтину довільну точку А і виділимо навколо неї елементарну площу $\Delta\omega$. На цю площу буде діяти елементарна сила ΔP . Тоді гідростатичний тиск у точці А може бути визначений як границя відношення:

$$p = \lim_{\Delta\omega \rightarrow 0} \frac{\Delta P}{\Delta\omega}. \quad (1.17)$$

Гідростатичний тиск має три властивості.

Властивість 1. *Гідростатичний тиск завжди направлений по внутрішній нормалі до поверхні, на яку він діє.* Виділимо всередині заспокоєної рідини довільний об'єм (рис 1.2, б). Розсічемо його на дві частини I і II. Відкинемо частину II, а її дію на частину I, що залишилася, замінимо довільно зорієнтованою силою. Тоді цю силу можна представити у вигляді векторної суми двох складових: $\vec{P} = \vec{P}_n + \vec{P}_\delta$, де \vec{P}_n – нормальна складова; \vec{P}_δ – дотична складова. Якби дотична складова існувала, то відсіки I і II набули б відносно один одного руху, а ми розглядаємо виділений об'єм як єдине ціле – I+II. Відповідно сила \vec{P} може бути орієнтована тільки по нормалі, причому по внутрішній нормалі. По зовнішній нормалі сила P не може бути направлена, так як рідина, що знаходиться в спокої, не сприймає розтягуючі зусилля.

Властивість 2. *Величина гідростатичного тиску не залежить від орієнтації площини, на яку він діє. Або – “гідростатичний тиск в*

довільній точці рідини, що знаходиться в стані спокою, однаковий за величиною по всіх напрямках”.

Таким чином, якщо перша властивість говорить про напрям дії гідростатичного тиску, то друга – про його величину (модуль).

З об'єму рідини, що знаходиться в стані рівноваги, виділимо тетраедр з нескінченно малими ребрами dx , dy , dz (рис. 1.3).

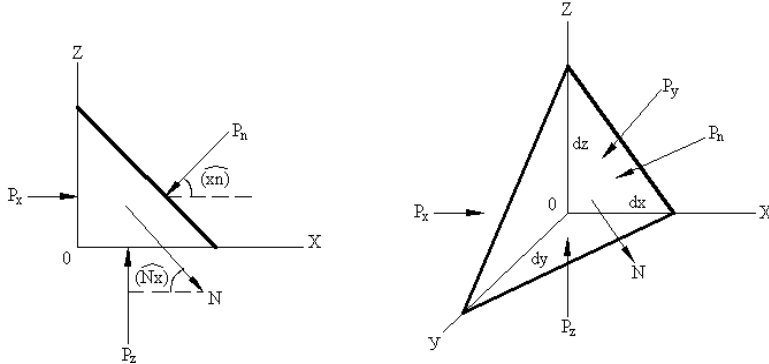


Рис.1.3. Схема для доведення другої властивості гідростатичного тиску

Сили гідростатичного тиску, що діють на грані тетраедра, відповідно позначимо: P_x , P_y , P_z і P_n . Рівнодіюча масових сил (сил ваги, сил інерції), які діють на тетраедр, може бути визначена такою рівністю:

$$N = \rho FV, \quad (1.18)$$

де ρ – густина рідини;

F – рівнодіюча прискорень масових сил, що діють на одиницю маси тетраедра;

V – об'єм тетраедра ($V = \frac{1}{6} dx dy dz$).

Сили тиску на грані тетраедра P_x , P_y , P_z і P_n можуть бути замінені добутком середнього гідростатичного тиску на відповідну грань на площу грані

$$P_x = \frac{1}{2} p_x dy dz; \quad (1.19)$$

$$P_y = \frac{1}{2} p_y dx dz; \quad (1.20)$$

$$P_z = \frac{1}{2} p_z dy dx; \quad (1.21)$$

$$P_n = p_n \omega_n . \quad (1.22)$$

Складемо рівняння рівноваги тетраедра в напрямку осі OX , враховуючи те, що проекції сил P_y і P_z на напрямок OX дорівнюють нулю

$$P_x - P_n \cos(n \wedge x) + N \cos(N \wedge x) = 0 , \quad (1.23)$$

де $(n \wedge x)$ – кут між напрямком сили P_n та віссю OX ; $(N \wedge x)$ – кут між напрямком сили N та віссю OX .

Підставимо 1.19 та 1.22 в останнє рівняння:

$$\frac{1}{2} p_x dydz - p_n \omega_n \cos(n \wedge x) + N \cos(N \wedge x) = 0 . \quad (1.24)$$

Як видно з рис. 1.3

$$\omega_n \cos(n \wedge x) = \frac{1}{2} dydz . \quad (1.25)$$

Позначивши $F \cos(N \wedge x) = F_x$ і підставивши знайдене в останнє рівняння, одержимо

$$\frac{1}{2} p_x dydz - \frac{1}{2} p_n dydz + \frac{1}{6} \rho F_x dx dydz = 0 .$$

Після скорочення одержимо

$$p_x - p_n + \frac{1}{3} \rho F_x dx = 0 . \quad (1.26)$$

Переходячи до гідростатичного тиску в точці, тобто зменшуючи площу дії (грані тетраедра) до нуля, будемо мати

$$dx = 0 . \quad (1.27)$$

Ураховуючи останнє, з 1.26 матимемо

$$p_x = p_n . \quad (1.28)$$

Складаючи рівняння рівноваги тетраедра для напрямків OY і OZ , знайдемо

$$p_y = p_n \text{ і } p_z = p_n . \quad (1.29)$$

Отже,

$$p_x = p_y = p_z = p_n . \quad (1.30)$$

Оскільки положення площі ω_n було вибране довільно, знайдена рівність може бути одержана за будь-якої її орієнтації у просторі. Отже, гідростатичний тиск однаковий у всіх напрямках і не залежить від орієнтування площі дії.

Властивість 3. Гідростатичний тиск у точці, що знаходиться всередині однорідної рідини, є функцією координат точки

$$p = f(x, y, z). \quad (1.31)$$

1.1.5. Основне рівняння гідростатики. Закон Паскаля

Розглянемо найбільш поширений стан рівноваги крапельної рідини, коли на неї діє лише одна масова сила – сила тяжіння (рис. 1.4). Вільна поверхня рідини – горизонтальна площина, розташована на висоті Z_0 відносно довільної горизонтальної площини порівняння 0-0. На вільну поверхню діє сталий тиск p_0 . Знайдемо величину гідростатичного тиску в довільній точці B , зануреній у рідину на глибину h . Виділимо навколо точки B елементарну горизонтальну площу $d\omega$. Розглянемо умови рівноваги призматичного об'єму рідини над елементарною площею $d\omega$. Умовою рівноваги виділеного об'єму рідини є рівність нулю суми всіх діючих сил. Горизонтальні складові сили тиску на бічну поверхню виділеного об'єму рідини взаєморівноважуються, тому будемо враховувати лише складові, що діють уздовж вертикального напрямку:

$$-p_0 d\omega - \gamma dV + p d\omega = 0, \quad (1.32)$$

де $dV = h d\omega$ – об'єм рідини, що знаходиться над елементарною площею $d\omega$;

γ – питома вага рідини.

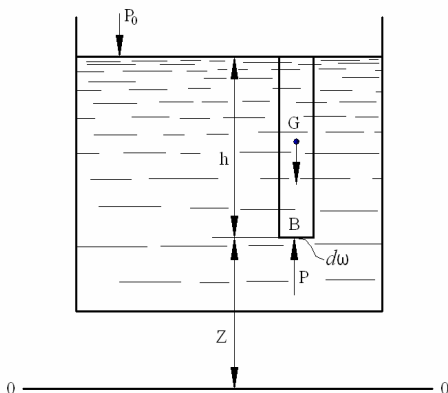


Рис.1.4. Схема до основного рівняння гідростатики

Зазначимо, що другий доданок в рівнянні 1.32 – це вага елементарного об'єму рідини dV .

Поділивши 1.32 на $d\omega$, матимемо:

$$-p_0 - \gamma h + p = 0,$$

або

$$p = p_0 + \gamma h. \quad (1.33)$$

Одержане рівняння називають основним рівнянням гідростатики, адже користуючись ним можемо обчислити величину гідро-

статичного тиску в будь якій точці рідини, що знаходиться в стані

рівноваги. Аналізуючи рівняння 1.33, бачимо, що гідростатичний тиск у довільній точці рідини, що перебуває в стані рівноваги, є сума гідростатичного тиску на її поверхні p_0 та тиску, зумовленого вагою стовпа рідини над точкою. Другий доданок у рівнянні 1.33 часто називають ваговим тиском. Тиск, прикладений до зовнішньої поверхні рідини, що перебуває в стані рівноваги, діє на всі точки рідини однаково. У такій інтерпретації рівняння 1.33 ще *називають законом Паскаля*.

З рівняння 1.33 випливає, що гідростатичний тиск зростає з глибиною прямо пропорційно глибині занурення і на однаковій глибині є величина стала.

Поверхня, в усіх точках якої тиск однаковий, називається поверхнею рівного тиску. Поверхні рівного тиску – це горизонтальні поверхні $h = const$, а однією з таких поверхонь є вільна поверхня, де $p_0 = const; h = 0$.

Якщо замінити в 1.33 h на $z_0 - z$, то матимемо:

$$z + \frac{p}{\gamma} = z_0 + \frac{p_0}{\gamma}. \quad (1.34)$$

Зважаючи на те, що точка B була вибрана довільно, рівняння можна записати так:

$$z + \frac{p}{\gamma} = const, \quad (1.35)$$

або

$$z + \frac{p}{\rho g} = const. \quad (1.35^*)$$

Це ще одна із форм запису основного рівняння гідростатики. Це рівняння формулюється так: *“В об’ємі однорідної рідини, що перебуває в стані спокою, в одній і тій же горизонтальній площині гідростатичний тиск однаковий”*. Або так: *“В однорідній рідині, що перебуває в стані абсолютної рівноваги, поверхнями сталого тиску є горизонтальні площини”*. Дійсно, із 1.35 випливає, що $p = const$ можливе тільки при $z = const$.

Координату z прийнято називати геодезичною, або геометричною висотою (напором). Величина $\frac{p}{\gamma}$ називається п’езометричною висотою, або п’езометричним напором. Сума $z + \frac{p}{\gamma}$ називається гідростатичним напором. Отже, рівняння 1.35 свідчить про те, що

гідростатичний напір є величиною сталою для всього об'єму нерухомої рідини.

1.1.6. Вимірювання тиску

Прилади для вимірювання тиску можна поділити на рідинні, механічні і спеціальні, що реалізують залежність певної фізичної характеристики сприймаючого елемента приладу (теплогового розширення, електричного опору, п'єзо е.р.с. та ін.) від тиску.

Для точних вимірювань невеликих тисків використовують *рідинні вимірювальні прилади*. Одним з різновидів рідинних вимірювальних приладів є *п'єзометр*. Слово “п'єзометр” виникло від об'єднання двох слів: *piezo* – тиск; *metrio* – міра. У гідравліці словом “п'єзометр” називають тонкі скляні трубки діаметром, більшим за 4–5 мм, що використовуються для вимірювання гідростатичного тиску.

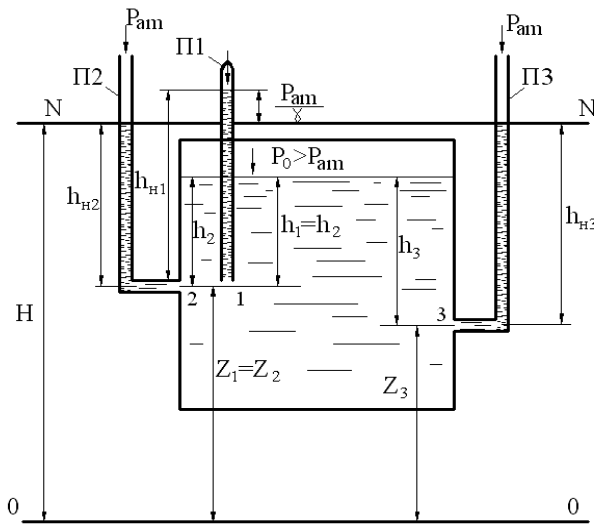


Рис. 1.5. Вимірювання гідростатичного тиску п'єзометрами

До бака (рис. 1.5) підключено п'єзометр закритого типу П1 та п'єзометри відкритого типу П2, П3. У закритому резервуарі абсолютний тиск на вільній поверхні рідини p_0 більший від атмосферного. У рідину на глибину точки 1 занурено кінець запаяної трубки (п'єзометра) П1, з якої повністю видалено повітря.

Абсолютний гідростатичний тиск у точці 1, що створюється тиском на поверхні рідини в посудині та ваговим тиском стовпчика рідини глибиною h , визначаємо за основним рівнянням гідростатики

$$P_{абс1} = p_0 + \gamma h_1.$$

Під дією цього тиску рідина почне підніматися вгору по п'езометру П1 до тих пір, доки своєю вагою не зрівноважить абсолютний тиск в точці 1

$$P_{абс1} = p'_0 + \gamma h_{a1} = 0 + \gamma h_{a1}. \quad (1.36)$$

З рівняння 1.36 маємо п'езометричну висоту, що відповідає абсолютному тиску в точці підключення п'езометра П1

$$h_{a1} = \frac{P_{абс1}}{\gamma}. \quad (1.37)$$

Отже, п'езометрична висота в п'езометрі закритого типу – це висота такого стовпчика рідини, який створює ваговий тиск, рівний абсолютному тиску в точці підключення п'езометра.

З рівняння 1.37 бачимо, що п'езометрична висота буде залежати від величини абсолютного гідростатичного тиску в точці вимірювання та питомої ваги рідини.

Яка п'езометрична висота в п'езометра П2, приєднаного до посудини на тій же глибині, що і п'езометр П1? У п'езометрі П2 після його приєднання до бака рідина буде підніматися до тих пір, доки ваговий тиск стовпчика рідини в п'езометрі і тиск навколишньої атмосфери не зрівноважать абсолютний тиск у точці приєднання п'езометра

$$\gamma h_{н2} + P_{ам} = P_{абс2},$$

звідки

$$h_{н2} = \frac{P_{абс2} - P_{ам}}{\gamma} = \frac{P_{н2}}{\gamma}.$$

Отже, п'езометрична висота $h_{н2}$ пропорційна надлишковому тиску $p_{н2}$ і обернено пропорційна питомій вазі рідини γ . Наприклад, для тиску $p_{н1} = 1$ кгс/см² висота стовпчика ртуті становитиме 0,735 м, а води – 10 м.

Вище розглянули випадок, коли абсолютний тиск у точці приєднання п'езометра більший від атмосферного $P_{абс} > P_{ам}$. Щоб виміряти за допомогою п'езометра тиск менший від атмосферного, використовують зворотні п'езометри (рис. 1.6, в), або вакуумметри з U-подібною трубкою (рис. 1.6, б, з). Причому, U-подібна трубка може заповнюватися рідиною з іншою густиною, ніж та, що знаходиться в посудині.

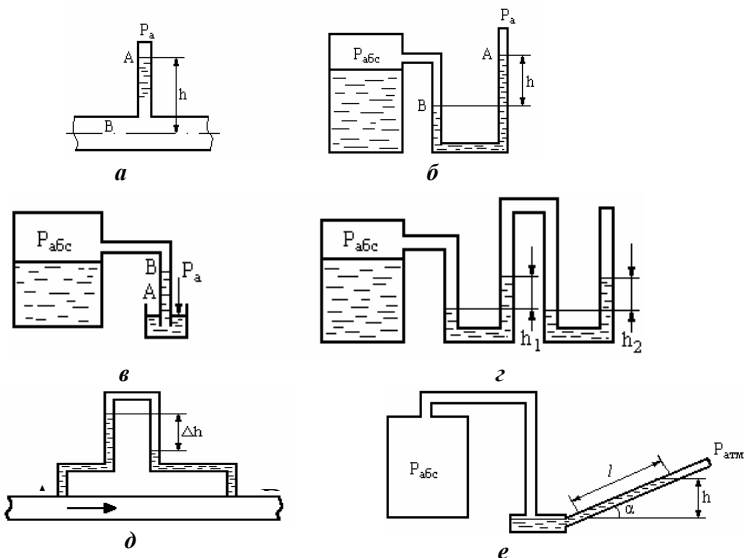


Рис. 1.6. Вимірювання тиску рідинними приладами

Величина вакууму на поверхні рідини в баці

$$p_6 = p_{атм} - p_0 = \gamma h_e,$$

звідки

$$h_e = p_6 / \gamma.$$

Висоту h_e називають вакуумметричною висотою, а тиск p_6 – вакуумом. Яка гранична величина вакуумметричної висоти? Нехай абсолютний тиск p_0 на поверхні рідини в баці дорівнює нулю. Тоді, максимальний вакуум $p_6 = p_{атм}$, а відповідна максимальна вакуумметрична висота

$$h_e = -\frac{P_6}{\gamma} = -\frac{P_{атм}}{\gamma}.$$

У той час, як величина p_6 залежить від величини наявного атмосферного тиску, то величина h_e , крім цього, залежить від питомої ваги рідини. Наприклад, при $p_{атм} = 1 \text{ кгс/см}^2$ максимальна вакуумметрична висота для води становить 10 м, а для ртуті – 0,735 м.

Рідинні манометри, заповнені водою, застосовуються для вимірювання тисків до $0,2 \text{ кгс/см}^2$, ртуттю – до 1 кгс/см^2 .

Декілька з'єднаних послідовно U-подібних манометрів утворюють батарею манометрів (рис. 1.6, з) і тиск

$$p_{abc} = p_a + \gamma (h_1 + h_2).$$

Манометри, які міряють різницю тисків, прийнято називати диференціальними манометрами (рис. 1.6, д). Різниця тисків між точками А і В визначається добутком $\gamma \Delta h$.

Для вимірювання невеликих тисків застосовують мікроманометри (рис. 1.6, е). Мікроманометри застосовують під час вимірювання тисків до $0,01 \text{ кгс/см}^2$. При $p_{abc} = p_{атм}$ $l = 0$. При підвищенні тиску p_{abc} рівень у чашці буде понижуватися, а рівень у трубці – підвищуватися. Так як площа поперечного перерізу трубки набагато менша від площі горизонтального перерізу чашки, зниженням рівня в чашці можна знехтувати. Для більшої точності відліку п'єзометричну трубку можна встановити похило. У такому випадку $h = l \cdot \sin \alpha$. Кут нахилу трубки зручно вибирати так, щоб, наприклад, сантиметр нахиленої трубки відповідав 1, 2 чи 5 мм висоти h . Кути α при цьому відповідно рівні $5^\circ 50'$, $11^\circ 30'$ і 30° .

Робота механічних манометрів базується на тому, що лінійна деформація пружного елемента (трубчастої пружини – рис. 1.7, або гофрованої мембрани – рис. 1.8) пропорційна вимірюваному тиску. Найчастіше використовують трубчасті пружини овального та еліптичного поперечного перерізу. Під дією надлишкового тиску трубчаста пружина манометра розправляється. Вакуум спричинює згинання трубчастої пружини вакуумметра. Пружинні манометри (манометри Бурдона) застосовують для вимірювання великих тисків (десятки, сотні кПа).

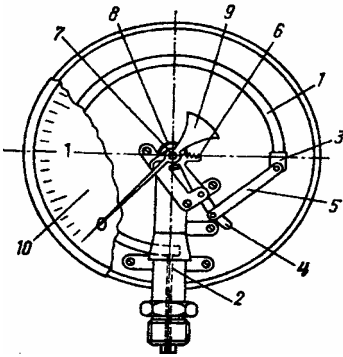
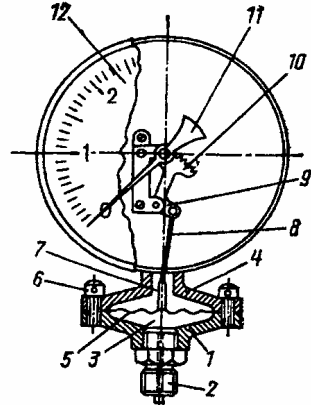


Рис. 1.7. Конструкція манометра Бурдона:

1 – трубчаста пружина; 2 – тримач пружини; 3 – наконечник пружини; 4 – сегмент; 5 – тяга; 6 – зубчасте зчеплення; 7 – вісь стрілки; 8 – спіральна пружина; 9 – стрілка; 10 – циферблат (шкала) манометра

Рис. 1.8. Конструкція мембранного манометра:

1 – нижній фланець; 2 – приєднувальний штуцер; 3 – мембранна камера; 4 – верхній фланець; 5 – мембрана; 6 – болт; 7 – шаровий шарнір; 8 – тяга; 9 – сегмент; 10 – зубчасте зчеплення; 11 – стрілка; 12 – циферблат (шкала) манометра



Клас точності приладу – узагальнена характеристика засобів вимірювання, яка є показником установлених для них державними стандартами границь похибок та ін. параметрів, які впливають на похибку. Наприклад, клас точності 0,1 відповідає основній похибці в 0,1%.

1.1.7. Практичне застосування закону Паскаля. Будова та принцип дії гідростатичних механізмів

Закон Паскаля використовується при конструюванні гідралічних пресів, домкратів, акумуляторів, мультиплікаторів, гальм та багатьох інших гідралічних механізмів, робота яких базується на передачі гідростатичного тиску всередині замкнутого об'єму рідини.

Гідралічний прес (рис. 1.9, а) складається з двох сполучених між собою циліндрів.

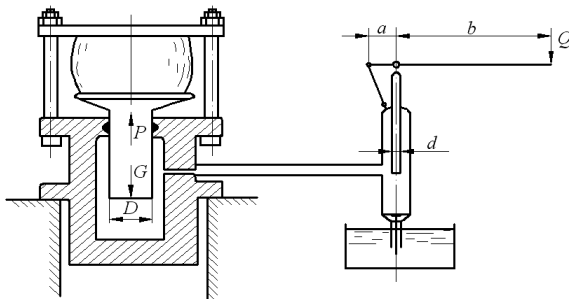


Рис. 1.9, а. Гідралічний прес

Відповідно до закону Паскаля гідростатичний тиск, створений силою P_1 у порожнині малого циліндра діаметром d , передається без змін на площу $\omega_2 = \pi d^2 / 4$ поршня великого циліндра діаметром $D > d$, створюючи пресуючу силу $P_2 > P_1$.

Якщо знехтувати тертям в ущільненнях поршнів, то можна записати:

$$P_2 = P_1(D/d)^2. \quad (1.38)$$

Гідравлічний акумулятор (рис. 1.9, б)

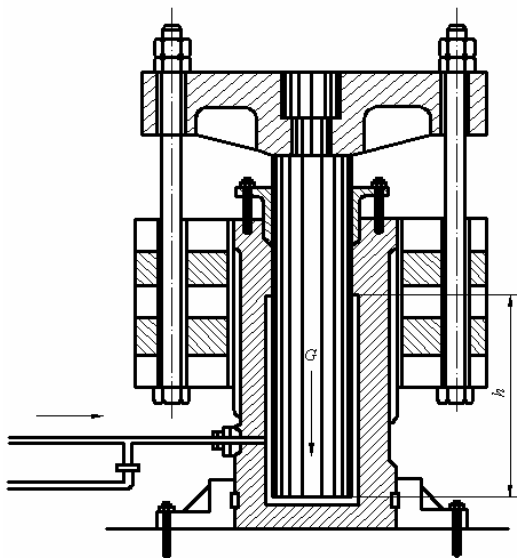


Рис. 1.9, б. Гідравлічний акумулятор

1.1.8. Сили гідростатичного тиску на плоскі поверхні

Уявимо собі посудину, заповнену рідиною (рис 1.10). Плоска стінка посудини нахилена під кутом α до горизонту. На поверхні рідини в посудині діє атмосферний тиск. Знайдемо силу сумарного гідростатичного тиску на довільну ділянку бічної похилої стінки.

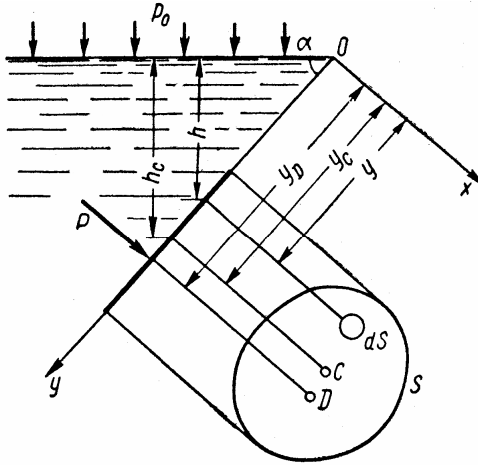


Рис. 1.10. Тиск рідини на плоску поверхню

Виберемо систему координат. Вісь Ox – лінія перетину вільної поверхні та бічної стінки. Вісь Oy – перпендикулярна осі Ox і направлена вдовж похилої поверхні.

На рисунку вісь Ox повернута на 90° навколо осі Oy .

Знайдемо силу гідростатичного тиску на елементарну ділянку dS . Центр ваги елементарної ділянки знаходиться на глибині h , а від лінії урізу води – на відстані y . Тиск у центрі елементарної площини можна знайти за основним рівнянням гідростатики:

$$p = p_0 + \gamma h = p_0 + \gamma y \sin \alpha. \quad (1.39)$$

Вважається, що p – це середній гідростатичний тиск для ділянки dS . Знаходимо силу гідростатичного тиску:

$$dP = p dS = (p_0 + \gamma y \sin \alpha) dS \quad (1.40)$$

Інтегруючи останній вираз у межах всієї ділянки S , отримуємо величину сили гідростатичного тиску на всю ділянку:

$$P = \int_S dP = \int_S p_0 dS + \int_{\omega} \gamma y \sin \alpha dS = p_0 S + \gamma \sin \alpha \int_S y dS. \quad (1.41)$$

З теоретичної механіки відомо, що цей інтеграл (1.41) дає статичний момент площі відносно осі Ox і дорівнює добутку цієї площі на координату її центра тяжіння (точка C).

$$\int_S y dS = y_c S. \quad (1.42)$$

З цього випливає:

$$P = (p_0 + \gamma h_c \sin \alpha) S = (p_0 + \gamma h_c) S = p_c S. \quad (1.43)$$

Величина сумарної сили гідростатичного тиску на плоску поверхню дорівнює добутку площі цієї поверхні на гідростатичний тиск в центрі ваги цієї поверхні. Якщо треба визначити силу надлишкового тиску, то площу множать на величину надлишкового гідростатичного тиску в центрі ваги.

У частинному випадку, якщо $p_0 = p_{atm}$,

то
$$P_H = \gamma h_c S. \quad (1.44)$$

Сила – величина векторна і, окрім величини, характеризується напрямком та точкою прикладання. Напрямок дії сили – це внутрішня нормаль до поверхні на основі першої властивості гідростатичного тиску.

Точка прикладання сили знаходиться на вертикальній осі симетрії плоскої поверхні, а ордината точки прикладання може бути знайдена виходячи з відомої теореми механіки: “Момент рівнодіючої сили відносно будь-якої осі дорівнює сумі моментів її складових відносно цієї ж осі”.

Базуючись на цьому правилі, розглянемо два випадки знаходження центра тиску.

На вільній поверхні рідини діє атмосферний тиск. У цьому випадку має сенс знаходити лише силу надлишкового гідростатичного тиску P_H і точку її прикладання.

Позначимо центр тиску літерою D , а його ординату – y_D . Відповідно до поданої вище теореми

$$y_D P_H = \int_S y dP_H, \quad (1.45)$$

де dP_H – сила надлишкового гідростатичного тиску на елементарну ділянку dS .

$$dP_H = \gamma h dS = \gamma y \sin \alpha \cdot dS \quad (1.46)$$

Перепишемо рівняння 1.45 з урахуванням виразу 1.46 і знайдемо

$$y_D = \frac{\gamma \sin \alpha \int_S y^2 dS}{\gamma \sin \alpha \gamma_c S} = \frac{\int_S y^2 dS}{\gamma_c S}.$$

Інтеграл у чисельнику визначає момент інерції площі S відносно осі OX . Цей момент інерції I_x можна визначити через момент інерції відносно центральної осі I_{ox} :

$$I_x = I_{ox} + y_c^2 S. \quad (1.47)$$

Підставимо значення I_x у вираз для y_D :

$$y_D = \frac{I_{ox} + y_c^2 S}{y_c S} = y_c + \frac{I_{ox}}{y_c S}. \quad (1.48)$$

На вільній поверхні рідини тиск відмінний від атмосферного. У цьому випадку центр тиску знаходять як центр прикладання рівнодіючих двох складових: сили надлишкового вагового тиску

$P_H = \gamma h_c S$, прикладеної в точці D з ординатою $y_D = y_c + \frac{I_{ox}}{y_c S}$ і сили

поверхневого тиску $P_0 = p_0 S$, прикладеної до центру ваги плоскої фігури. Зазначимо, що чим більше буде сила P_0 порівняно з силою P_H , тим ближче і точка до центру ваги площі буде розміщуватись точка прикладання сумарної сили $P = P_0 + P_H$.

У випадку, якщо плоска поверхня має форму прямокутника, то центр тиску можна знайти графічно – як точку перетину перпендикуляра, що опущений з центра ваги епюри гідростатичного тиску на поверхню.

Приклад. Знайти точку прикладання сили надлишкового гідростатичного тиску на плоску похилу прямокутну стінку (рис. 1.11)

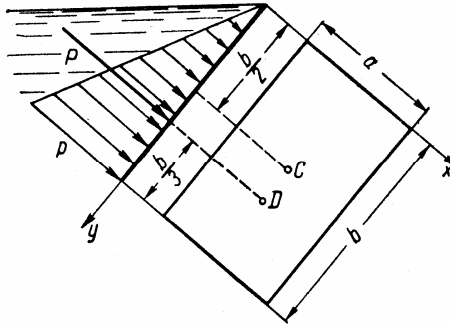


Рис. 1.11. Тиск рідини на плоску похилу прямокутну поверхню

У цьому випадку епюру надлишкового гідростатичного тиску – заштрихований трикутник.

Центр ваги трикутника знаходиться на перетині медіан.

Медіана поділяється точкою перетину у співвідношенні 1:3 .

$$y_D = \frac{2}{3} b.$$

1.1.9. Сили гідростатичного тиску на криволінійні поверхні

У багатьох задачах машинобудування виникає потреба визначати сили гідростатичного тиску рідини на криволінійні поверхні: стінки циліндричних, шарових резервуарів для зберігання рідини; шарові клапани гідросистем, секторні затвори водоспусків гребель тощо.

Якщо задача знаходження сили гідростатичного тиску на плоску поверхню зводиться до додавання паралельних сил і їх моментів, то у випадку криволінійної поверхні слід підсумувати сили, зорієнтовані довільно, оскільки в кожній точці криволінійної поверхні внутрішня нормаль має певний напрямок.

Методика знаходження сили гідростатичного тиску на криволінійну поверхню довільної форми досить складна.

У техніці частіше за все доводиться мати справу з циліндричними та сферичними поверхнями, що мають вертикальну площину симетрії. У цьому випадку сила гідростатичного тиску лежить у вертикальній площині симетрії і може бути представлена у вигляді векторної суми двох взаємно перпендикулярних складових.

Візьмемо циліндричну поверхню з твірною, перпендикулярною до площини креслення (рис. 1.12) і визначимо силу надлишкового гідростатичного тиску для двох випадків:

- рідина знаходиться над поверхнею;
- рідина знаходиться під поверхнею.

Можлива і комбінація із цих двох випадків, тоді вирішують задачу визначенням векторної суми складових.

Розглянемо випадок. Виділимо об'єм рідини, що знаходиться над криволінійною поверхнею АВ. Він обмежений знизу поверхнею АВ, а зверху – вільною поверхнею CD. Які умови рівноваги об'єму ABCD? Він знаходиться під дією поверхневих сил тиску на обмежуючі його поверхні (в тому числі і сила реакції Р криволінійної стінки) і масової сили – сили тяжіння G. Якщо об'єм ABCD перебуває в стані рівноваги, то сума проєкцій усіх масових та поверхневих сил на будь-яку із координатних осей рівна нулю.

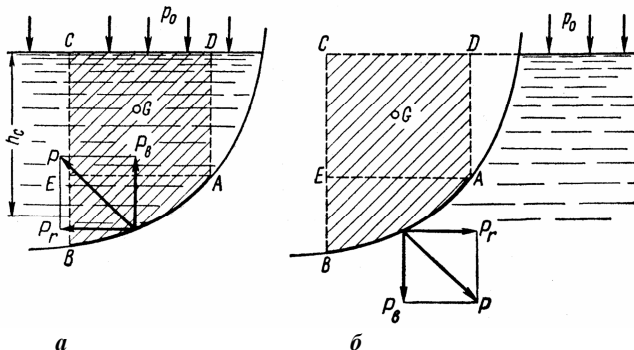


Рис. 1.12. Сили тиску на циліндричну поверхню

У напрямку осі ОУ діють тільки поверхневі сили тиску, причому вони врівноважують одна одну. У напрямку вертикальної осі діє масова сила – сила ваги G об'єму рідини ABCD. Об'єм ABCD називається ще тілом тиску. Поверхнева сила – сила тиску на грані CD і вертикальна складова реакції криволінійної поверхні P_g .

$$-P_0 + P_g - G = 0, \quad (1.49)$$

або

$$P_g = P_0 + G = p_0 S_2 + G, \quad (1.50)$$

де P_0 – сила тиску на вільну поверхню CD ;

S_2 – площа горизонтальної проекції криволінійної поверхні;

G – вага тіла тиску.

Вертикальна складова сили тиску за модулем дорівнює вертикальній складовій реакції криволінійної поверхні.

У випадку, коли нас цікавить тільки сила тиску надлишкового

$$P_g = (p_0 - p_{am}) S_2 + G. \quad (1.51)$$

У випадку, коли $p_0 = p_{am}$,

$$P_g = G \quad (1.52)$$

У напрямку осі ОХ діють поверхневі сили тиску на грані BC і AD і горизонтальна складова P_r реакції криволінійної поверхні AB.

Якщо подивитися на рисунок уважно, то можна зробити такий висновок: сили гідростатичного тиску на поверхні AD і CE взаємно зрівноважуються; слід врахувати тільки силу тиску на поверхні BE – вертикальну проекцію поверхні AB.

$$P_z = (p_0 + \gamma h_{ce}) S_e, \quad (1.53)$$

де h_{ce} – глибина занурення центра ваги вертикальної проєкції;
 S_e – площа вертикальної проєкції.

Для сили надлишкового тиску при $P_0 \neq p_{am}$

$$P_z = (p_0 - p_{am} + \gamma h_{ce}) S_e. \quad (1.54)$$

У випадку, при $p_0 = p_{am}$

$$P_z = \gamma h_{ce} S_e. \quad (1.55)$$

Модуль горизонтальної складової сили тиску дорівнює модулю горизонтальної складової реакції.

Після того, як визначені величини P_e і P_z , можна обчислити модуль повної сили гідростатичного тиску

$$P = \sqrt{P_e^2 + P_z^2}. \quad (1.56)$$

Центр тиску D , тобто точка прикладення сумарною силою P , може бути визначений графічно після того, як визначено центр тиску горизонтальної складової – D_e і знайдено центр тяжіння тіла тиску C .

Із точки перетину ліній P_e і P_z точки O під кутом α проводимо вектор P .

$$\alpha = \arctg \frac{P_e}{P_z}, \quad (1.57)$$

де D – центр тиску.

У випадку, коли рідина знаходиться під криволінійною поверхнею (рис 1.12, б), змінюється тільки знак (напрямок) сил. Причому тіло тиску в цьому випадку фіктивне (незаповнене рідиною).

Задача дещо спрощується в тому випадку, коли криволінійна поверхня – круглоциліндрична, наприклад, круглий трубопровід, цистерна тощо. Спрощення зумовлено тим, що для кругового циліндра всі складові сил гідростатичного тиску і в тому числі сумарна сила гідростатичного тиску будуть проходити через вісь циліндра. Ця особливість властива і сферичним криволінійним поверхням.

1.1.10. Закон Архімеда. Умови плавання тіл

Спостерігаючи силову взаємодію рідини і зануреного в неї твердого тіла, древньогрецький вчений Архімед (близько 250 р. до н.е.) сформулював закон: *“На тіло, занурене в рідину, діє виштовхуюча сила, що рівна вазі об’єму рідини, витісненої тілом”*

Розглянемо тіло довільної форми, занурене в рідину (рис. 1.13).

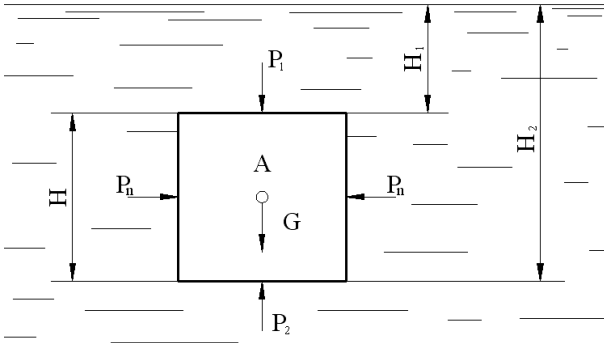


Рис. 1.13. Сили, що діють на тіло, занурене в рідину

На поверхню тіла діють сили гідростатичного тиску. Тиск рідини на тіло зверху

$$P_1 = \gamma H_1 S, \quad (1.58)$$

де γ – питома вага рідини;

H_1 – глибина занурення верхньої частини тіла;

S – рівновеликі площі верхньої та нижньої частин тіла.

Тиск рідини на тіло знизу буде дорівнювати:

$$P_2 = \gamma H_2 S, \quad (1.59)$$

де H_2 – глибина занурення нижньої частини тіла.

Тиски рідини на бічні сторони тіла взаємно зрівноважуються.

Результуюча сила гідростатичного тиску на тіло буде дорівнювати

$$P = P_2 - P_1 = \gamma S(H_2 - H_1) = \gamma SH.$$

Добуток SH – це об’єм зануреного в рідину тіла, V .

Таким чином, результативний тиск рідини на занурене тіло дорівнює

$$P = \gamma V, \quad (1.60)$$

це вага рідини, об'єм якої дорівнює об'єму зануреного в рідину тіла.

Сила P називається підйомною, або виштовхуючою силою.

Підйомна сила прикладена до центру ваги витиснутого об'єму рідини. Центр ваги витиснутого об'єму рідини називається центром водотоннажності.

Центр водотоннажності не збігається з центром ваги тіла. Збігання центра водотоннажності з центром ваги може мати місце тільки в суцільних однорідних тілах.

Плаучість тіла, або його здатність плавати у напівзануреному стані, залежить від співвідношення підйомної сили P і сили ваги тіла G .

За наявності нерівності $G > P$ – тіло тоне, якщо $G = P$ – тіло плаває в зануреному стані. І, нарешті, якщо має місце нерівність $G < P$ – тіло спливає. Після того, як частина тіла підніметься з рідини, підйомна сила зменшиться, тому що зменшиться об'єм рідини, витиснений тілом. У той момент, коли зменшена підйомна сила буде дорівнювати вазі тіла, тобто буде додержуватись рівність $G = P$, витиснення тіла з рідини припиниться і тіло буде плавати в напівзануреному стані.

Здатність плаваючого тіла відновлювати після крену своє попереднє положення, називається стійкістю. *Стійкість* залежить від взаємного розташування центра ваги тіла і центра водотоннажності.

Вертикальна вісь, що проходить через центр ваги плаваючого тіла, називається віссю плавання. Якщо центр ваги A розташований нижче центра водотоннажності B (рис 1.14, *a*), то при відхиленні осі плавання від вертикального положення виникає пара сил, що прагнуть відновити попереднє положення плаваючого тіла, тобто плавання в цьому випадку буде стійким.

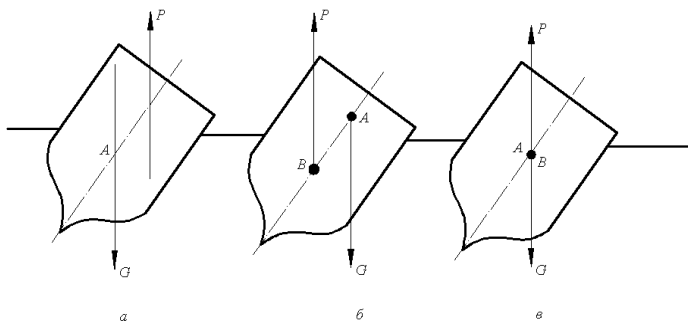


Рис. 1.14. Плавання тіла в рідині

Якщо центр ваги A лежить вище центра водотоннажності B , то тіло, виведене з положення рівноваги, не зможе повернутись у попереднє положення (рис. 1.14, б), а буде все більш від нього відхилитись, тобто плавання буде нестійким.

При суміщенні центра ваги і центра водотоннажності в одній точці (рис. 1.14, в) буде мати місце, так звана, байдужа рівновага, при якій плаваюче тіло може зберігати будь-яке положення, спричинене зовнішніми силами.

1.2. ОСНОВИ ГІДРОДИНАМІКИ

1.2.1. Основні поняття та визначення

Гідродинаміка – це розділ гідравліки, в якому вивчається рух рідини під дією зовнішніх сил.

Гідродинаміка – основний розділ гідравліки як за обсягом, так і за значенням для інженерної практики. Деякі технічні задачі, які вимагають знань гідродинаміки: рух рідини по трубах і відкритих руслах, витікання рідини через отвори і насадки, конструювання та підбір насосів, гідроприводів, гідравлічні турбіни, греблі, дренаж, полив, рух підземних вод, нафти і газу, вентиляційні системи тощо.

Основне завдання гідродинаміки – знаходження полів швидкостей і гідродинамічних тисків у потоці рідини, а також опорів рухові потоку рідини.

Гідродинамічним тиском називають стискуючі напруження, що виникають усередині рідини, що рухається. Позначається гідродинамічний тиск так само як і гідростатичний.

У потоці реальної рідини виникають дотичні напруження, тому величина гідродинамічного тиску у точці буде залежати від орієнтації площі дії, у той час як гідростатичний тиск в точці в усіх напрямках однаковий.

Тобто, для гідродинамічного тиску

$$p_x \neq p_y \neq p_z . \quad (1.61)$$

У загальному випадку гідродинамічний тиск у точці потоку реальної рідини визначається як середньоарифметичне значення величин тиску по трьох взаємно перпендикулярних напрямках.

$$p = \frac{p_x + p_y + p_z}{3} . \quad (1.62)$$

Для ідеальної рідини

$$p = p_x = p_y = p_z$$

Неусталений рух – це такий рух, при якому швидкість і гідродинамічний тиск у довільній точці потоку змінюються в часі

$$u = f_1(x, y, z, t);$$

$$p = f_2(x, y, z, t).$$

Наприклад, витікання з бака, при змінному рівні рідини.

Усталений рух – це рух, параметри якого не змінюються в часі

$$u = f_1(x, y, z,);$$

$$p = f_2(x, y, z,).$$

Наприклад, витікання з бака при сталому рівні рідини.

Квазіусталений рух – це рух, при якому зміною його параметрів у часі можна знехтувати.

Усталений рух поділяється на рівномірний і нерівномірний.

Рівномірним рухом називають такий, при якому швидкості, форми і площі поперечного перерізу не змінюються по довжині потоку.

Прикладом може слугувати рух у трубі постійного перетину або в каналі постійного поперечного перерізу й постійного ухилу дна.

Нерівномірний рух – такий, при якому швидкість і форми, або площі поперечного перерізу змінюються вздовж потоку.

Наприклад, течія у конічній трубі.

Плавно змінний рух – це частинний випадок нерівномірного руху, коли швидкості і площі поперечного перерізу незначно змінюються вздовж по потоку.

Напірний рух – це рух без вільної поверхні – наприклад, у водопровідних трубах. У напірному потоці гідродинамічний тиск завжди відрізняється від атмосферного.

Безнапірний рух – це рух з вільною поверхнею, наприклад, у каналах і ріках. Безнапірний рух відбувається під дією сил земного тяжіння.

Трасекторією називають шлях, пройдений часткою рідини в просторі за визначений проміжок часу. При усталеному русі форма траекторії не змінюється в часі, при неусталеному – змінюється.

Лінія току – це лінія, проведена всередині рідини, що рухається так, що в кожній її точці напрямок дотичної збігається з вектором швидкості частки рідини, яка знаходиться в цій точці (рис. 1.15).

В усталеному русі лінія току за формою збігається з траєкторією.

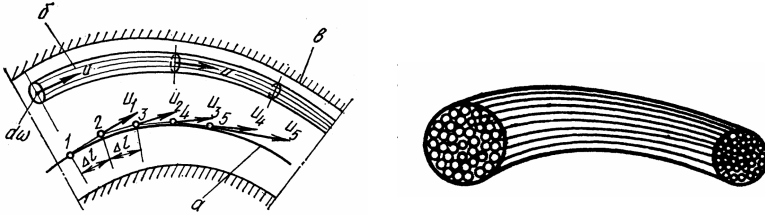


Рис. 1.15. Модель потоку:

a – лінія току; b – елементарна струмина; v – потік (течія); z – струминна модель потоку

Елементарною струминою рідини називають сукупність ліній току, проведених перпендикулярно через елементарну площину. Трубною току називають сукупність ліній току, що належать контуру елементарної площі. Оскільки елементарна струмина і трубка току складаються з ліній току (ліній, дотичних до векторів швидкостей часток рідини), то можна зазначити на такі властивості елементарної струмини і трубки току:

- трубка току непроникна для рідини;
- форма елементарної струмини в усталеному русі незмінна у часі;
- швидкості течії у всіх точках живого перерізу елементарної струмини однакові.

У гідравліці прийнята струминна модель потоку рідини – тобто прийнято уявляти потік як сукупність елементарних струмин. Причому швидкості сусідніх струмин можуть відрізнятися одна від одної. Обмін речовиною між сусідніми елементарними струминами не відбувається. Струмини ковзають одна по одній і можуть обмінюватися енергією.

Живий переріз потоку – це поверхня, проведена усередині потоку перпендикулярно до ліній току (рис. 1.16). Наприклад, для рівномірного руху живий переріз – площа; для плавного змінного руху – майже площа; для нерівномірного та різко змінного рухів живий переріз – неплоска поверхня.

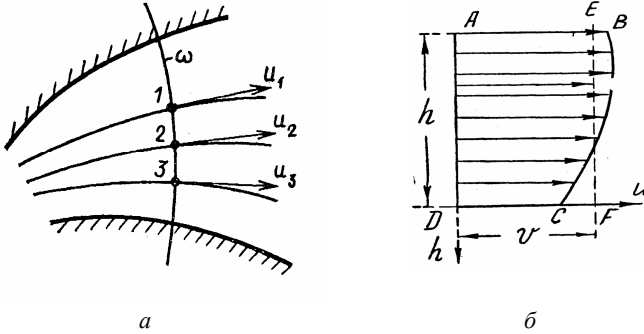


Рис. 1.16. Гідралічні елементи потоку:

a – живий переріз нерівномірного напірного потоку; *б* – епіюра місцевих швидкостей (BC) та середня швидкість (EF) безнапірного потоку

Змочений периметр – це та частина контуру живого перерізу, протягом якого рідина стикається з твердими поверхнями (рис. 1.17).

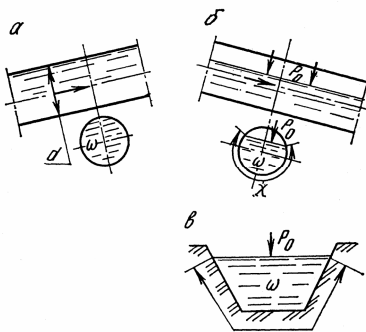


Рис. 1.17. Змочений периметр та живий переріз напірного (а) й безнапірного (б, в) потоків

Гідралічний радіус – це відношення площі живого перерізу до довжини змоченого периметра

$$R = \frac{\omega}{\chi}$$

Для безнапірної течії в каналі прямокутного перерізу глибиною h і шириною B :

$$\chi = B + 2h; R = \frac{Bh}{B + 2h}$$

Для напірної течії в круглій трубці діаметром d

$$\chi = \pi d; R = \frac{\pi d^2}{4\pi d} = \frac{d}{4}$$

Витрата рідини – це кількість рідини, що протікає за одиницю часу через певний живий переріз.

Залежно від того, в яких одиницях вимірюється кількість рідини, розрізняють об'ємну $Q, \text{м}^3/\text{с}$, вагову $Q_e, \text{Н}/\text{с}$ і масову $Q_m, \text{кг}/\text{с}$.

$$Q_m = \rho Q; Q_e = \rho g Q$$

Епюра швидкостей – це графік зміни швидкості по живому перерізу.

У потоках реальної рідини місцеві швидкості по живому перерізу розподіляються нерівномірно. Задача визначення епюр швидкостей досить складна як в теоретичному, так і експериментальному відношенні.

Середня швидкість – це фіктивна стала по всьому живому перерізу швидкість, але яка забезпечує ту ж витрату, що і дійсні швидкості

$$Q = \int_{\omega} u d\omega, \quad Q = v\omega, \quad v = \frac{Q}{\omega} = \frac{\int u d\omega}{\omega}. \quad (1.63)$$

Рівняння нерозривності для елементарної струмини і потоку нестисливої рідини при їх усталеному русі можна отримати, виходячи з прийнятої в гідродинаміці гіпотези суцільності (неперервності) потоку рідини – *“у потоці рідини не може утворюватися порожнеч, розривів”*.

Розглянемо елементарну струмину нестисливої рідини (рис. 1.18). Виділимо кілька живих перерізів.

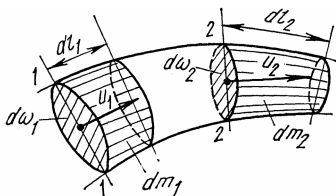


Рис. 1.18. Елементарна струмина нестисливої рідини

Розглянемо відсік рідини між перерізами 1-1 і 2-2. Трубка течії для рідини – непроникна. Оскільки рідина нестислива, то не може бути такого, коли у відсік втікає рідини більше, ніж витікає. У рідині не може утворюватися розривів, пустот.

Залишається одне вірне припущення

$$\delta Q_1 = \delta Q_2 = \delta Q_3 = \text{const}. \quad (1.64)$$

Потік складається з безлічі елементарних струминок. Якщо стінки труби непроникні для рідини (рис. 1.15), то умовою нерозривності є умова сталості витрати:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = \text{const}, \quad (1.65)$$

$$v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2, \quad (1.66)$$

де v – середня в живому перерізі швидкість течії.

З останнього рівняння можемо зробити дуже важливий висновок : середня швидкість усталеного потоку нестисливої рідини обернено пропорційна площі живого перерізу.

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (1.67)$$

1.2.2. Рівняння Бернуллі для елементарної струмینی ідеальної рідини

Виділимо в потоці ідеальної рідини елементарну струмину (рис. 1.19). Проаналізуємо умови її усталеного руху. У довільний момент часу виділимо перерізами 1-1 та 2-2 відсік елементарної струмینی. Площа першого живого перерізу $\delta\omega_1$. Швидкість рідини в першому перерізі U_1 , тиск – p_1 .

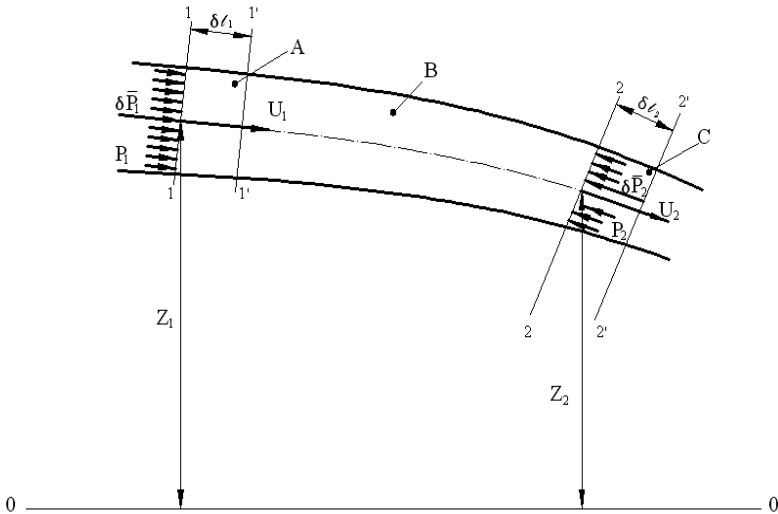


Рис. 1.19. Елементарна струмина ідеальної рідини

Центр першого перерізу розташований над площиною відліку на висоті Z_1 , аналогічні величини другого перерізу: $\delta\omega_2; U_2; p_2; Z_2$. Через нескінченно малий проміжок часу $\delta\tau$ виділений відсік струмини переміститься і займе положення 1'-1', 2'-2'.

Перший контрольний переріз переміститься на відстань $\delta l_1 = U_1 \delta\tau$; другий – на $\delta l_2 = U_2 \delta\tau$.

Переміщення виділеного об'єму струмини супроводжувалося енергетичними змінами, які можна врахувати, застосувавши теорему про живі сили: сумарна зміна кінетичної енергії тіла дорівнює сумі робіт усіх зовнішніх сил, що діють на тіло протягом одного і того ж періоду часу

$$\Delta E_k = \sum A_i, \quad (1.68)$$

де ΔE_k – зміна кінетичної енергії контрольного об'єму елементарної струмини за час $\delta\tau$;

$\sum A_i$ – сума роботи усіх зовнішніх сил за час $\delta\tau$.

Зовнішніми силами по відношенню до виділеного об'єму являються сила земного тяжіння та сили тиску на перерізі 1-1 та 2-2.

Виділений відсік струмини в початковий момент часу $\tau_0 = 0$ можна розглядати як сукупність відсіків А і В (рис. 1.19), а в момент часу $\tau = \delta\tau$ – як сукупність відсіків В і С. Тому, оцінюючи зміну кінетичної енергії за час $\delta\tau$, можна не враховувати кінетичну енергію відсіку В.

$$\begin{aligned} \Delta E_k &= E_{k.c.} - E_{k.A.} = \frac{\delta m U_2^2}{2} - \frac{\delta m U_1^2}{2}, \\ \Delta E_k &= \delta m \left(\frac{U_2^2}{2} - \frac{U_1^2}{2} \right), \end{aligned} \quad (1.69)$$

де δm – маса відсіків А і С.

Роботу сили тяжіння можна визначити як зміну потенціальної енергії положення

$$A_G = \delta G_A \cdot Z_1 - \delta G_C \cdot Z_2, \quad (1.70)$$

де $\delta G_A, \delta G_C$ – вага об'ємів рідини А і С.

Зважаючи на умови неперервності течії і нестисливості рідини можемо стверджувати, що $\delta G_A = \delta G_C = \delta G = g \delta m$.

Тоді

$$A_G = g(z_1 - z_2). \quad (1.71)$$

Сумарна робота сил тиску

$$A_p = p_1 \delta \omega_1 \cdot \delta l_1 - p_2 \delta \omega_2 \cdot \delta l_2 = p_1 \delta V_A - p_2 \delta V_C.$$

Ураховуючи умови неперервності течії і нестисливість рідини, можемо стверджувати, що $\delta V_A = \delta V_C = \delta V$, адже $\delta V = Q \cdot \delta t$, а витрата $Q = const$.

Тоді

$$A_p = \delta V (p_1 - p_2).$$

Робота сил тертя дорівнює нулю (рідина ідеальна).

Підставимо значення наведених вище формул в 1.68, одержимо

$$\delta m \left(\frac{U_2^2}{2} - \frac{U_1^2}{2} \right) = \delta V (p_1 - p_2) + \delta G (Z_1 - Z_2). \quad (1.72)$$

З рівняння випливає, що при усталеному русі елементарної струмини ідеальної рідини зміна кінетичної енергії елементарного об'єму δV (вагою δG та масою δm дорівнює сумі робіт сил тиску і сил ваги.

Рівняння 1.72 набуває загального характеру, якщо його записати для одиниці кількості рідини. Наприклад, якщо рівняння 1.72 розділити на δG , то одержимо питомі величини зміни кінетичної енергії і потенціальних енергій тиску і положення, віднесені до 1 Н ваги.

$$\frac{U_2^2}{2g} - \frac{U_1^2}{2g} = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + (Z_1 - Z_2). \quad (1.73)$$

Якщо рівняння 1.72 почленно розділити на δm , то отримаємо питомі енергії, віднесені до 1 кг рідини. Поділивши 1.72 δV отримаємо питомі енергії, віднесені до 1 м³ рідини.

Якщо згрупувати члени рівняння 1.73 за індексами, то одержимо в лівій частині суму питомих енергій у першому перерізі елементарної струмини, у правій – сумарну (повну) питому енергію в другому перерізі

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{U_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{U_2^2}{2g} \quad (1.74)$$

Останнє рівняння і є рівнянням Бернуллі для сталого руху струмини ідеальної рідини. Його можна прочитати так: повна питома енергія уздовж усталеної елементарної струмини ідеальної рідини незмінна.

$$Z + \frac{p}{\gamma} + \frac{U^2}{2g} = const.$$

Наведене вище формулювання рівняння Бернуллі відображає його енергетичний зміст. Запишемо окремо, що значить, з енергетичної точки зору, кожний член рівняння Бернуллі:

Z – питома потенціальна енергія положення;

$\frac{p}{\gamma}$ – питома потенціальна енергія тиску;

$\frac{U^2}{2g}$ – питома кінетична енергія;

$Z + \frac{p}{\gamma}$ – повна питома потенціальна енергія;

$Z + \frac{p}{\gamma} + \frac{U^2}{2g}$ – повна питома енергія.

Чому “питома”? Тому, що віднесена до одиниці кількості рідини, а саме, до кількості рідини вагою 1 Н.

Нагадаємо, що розглянуте рівняння було одержано Д. Бернуллі застосуванням до усталеної струмینی теореми про кінетичну енергію. Тому фізичну інтерпретацію рівняння Бернуллі насамперед варто давати з енергетичних позицій.

Нагадаємо, що в гідравліці питому енергію рідини часто називають напором. Тому кожен доданок рівняння Бернуллі може бути названо напором. Розглянемо докладніше таке гідравлічне трактування рівняння Бернуллі для елементарної струмینی усталеного потоку ідеальної рідини (рис. 1.20).

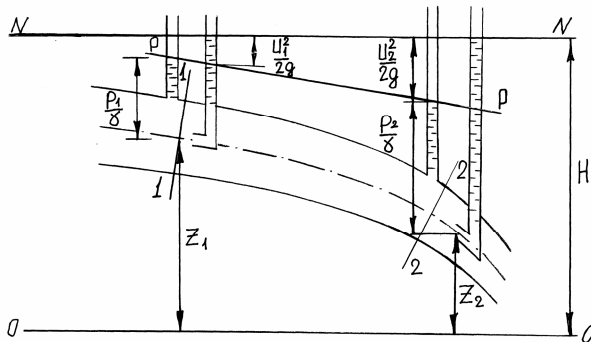


Рис. 1.20. Геометрична інтерпретація рівняння Д. Бернуллі для елементарної струмینی ідеальної рідини

Виберемо площину порівняння 0–0. У контрольних перерізах 1–1 та 2–2 помістимо п'езометри і трубки Піто. Особливістю трубки Піто є те, що її наконечник загнуто назустріч потокові. Відстань від площини відліку 0–0 до центра ваги першого перерізу Z_1 , другого Z_2 . Ці відстані називають геометричним або геодезичним напором. Оскільки у точках підключення п'езометрів є надлишковий тиск p , то рідина в них підніметься на висоту $\frac{p}{\gamma}$, яка (як і в гідростатиці) може

бути названа п'езометричною висотою, або п'езометричним напором. Таким чином, п'езометричний напір відлічується від центра ваги живого перерізу до меніска рідини у п'езометричній трубці.

Рідина, що протікає по осі елементарної струмини, буде зустрічати на своєму шляху прийомні отвори трубок Піто і створювати на них тиск більший, ніж на прийомні отвори п'езометрів. Тому висота підняття рідини в трубках Піто буде більшою, ніж у п'езометрах. Наскільки більшою?

Тиск на зрізі трубки Піто можна розглядати як повний тиск потоку, що набігає, і як тиск стовпа рідини в трубці Піто. П'езометр, розташований у цьому ж перерізі, показує п'езометричну висоту. Отже, різниця показань трубки Піто і п'езометра дорівнює питомій кінетичній енергії $\frac{U^2}{2g}$ і називається швидкісним напором.

Слід називати члени рівняння Бернуллі з гідравлічної точки зору так:

Z – геометричний (геодезичний) напір;

$\frac{p}{\gamma}$ – п'езометричний напір;

$Z + \frac{p}{\gamma}$ – статичний напір;

$\frac{U^2}{2g}$ – швидкісний (динамічний) напір;

$Z + \frac{p}{\gamma} + \frac{U^2}{2g}$ – повний напір.

Усі зазначені напори вимірюються в одиницях довжини.

Тепер рівняння Бернуллі 1.72 можна читати так: уздовж усталеної струмини ідеальної рідини повний напір є величина постійна.

У чому інформативна цінність графічного відображення рівняння Бернуллі? Незважаючи на сталість повного напору в струміні ідеальної рідини можуть змінюватися його складові. Наприклад,

$$Z_1 < Z_2; \quad \frac{p_2}{\gamma} > \frac{p_1}{\gamma}; \quad \frac{U_2^2}{2g} > \frac{U_1^2}{2g}.$$

Іноді становить інтерес графічне зображення зміни окремих складових рівняння Бернуллі уздовж струмини, або уздовж потоку.

Лінія, що проходить через меніски рідини в п'єзометричних трубках, показує, як змінюється статичний напір $Z + \frac{p}{\gamma}$ уздовж потоку. Лінія P-P – п'єзометрична, або лінія статичного напору.

Лінія N-N – напірна лінія. Вона проходить через меніски рідини в трубках Піто і показує зміну повного напору уздовж потоку. Для ідеальної рідини напірна лінія горизонтальна.

1.2.3. Рівняння Бернуллі для усталеної елементарної струмини в'язкої рідини

Ідеальна рідина – рідина нев'язка, тому повна питома енергія уздовж струмини ідеальної рідини при усталеному русі постійна.

Реальні рідини мають в'язкість, тобто здатність чинити опір відносному переміщенню часток рідини. Унаслідок цього для реальної рідини запас повної питомої енергії в міру її руху вперед буде зменшуватись.

Позначимо втрати повної питомої енергії між перерізами 1 і 2 через h_{1-2}

$$h_{1-2} = E_1 - E_2. \quad (1.75)$$

Ураховуючи рівняння, можна записати рівняння Бернуллі для сталого руху елементарного струмини в'язкої рідини так:

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{U_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{U_2^2}{2g} + h_{1-2}.$$

Фізичний зміст четвертого доданка в рівнянні Бернуллі – питомі втрати повної енергії, або втрати повного напору між перерізами 1–1 та 2–2.

Зміниться і графічне зображення рівняння Бернуллі для струмини реальної рідини порівняно з графічним зображенням для

ідеальної рідини (рис. 1.21). Оскільки $Z + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{U^2}{2g} = \text{const}$ – то напірна лінія буде не горизонтальною, а мати ухил убік плинущої рідини.

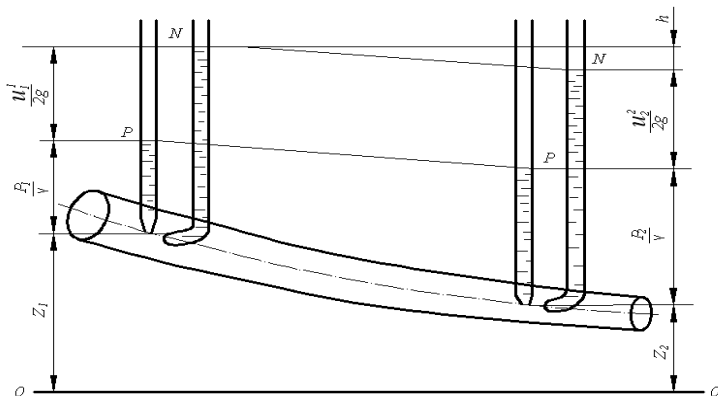


Рис. 1.21. Геометрична інтерпретація рівняння Д. Бернуллі для елементарної струмущої реальної рідини

Гідравлічним ухилом називають відношення втрати повного напору до довжини ділянки

$$I_{1-2} = \frac{h_{1-2}}{l_{1-2}}. \quad (1.76)$$

Ухил за формулою 1.76 – це середній гідравлічний ухил для ділянки довжиною l_{1-2}

Якщо ж $l_{1-2} \rightarrow 0$, то одержимо гідравлічний ухил у точці

$$I = \lim_{\Delta l \rightarrow 0} \frac{\Delta h}{\Delta l} = - \frac{d \left(Z + \frac{p}{\gamma} + \frac{U^2}{2g} \right)}{dl}. \quad (1.77)$$

Знак (-) показує, що напір у наступному перетині потоку менший ніж у попередньому.

П'єзометричний ухил I_p дорівнює падінню потенціальної енергії на одиницю довжини потоку. Розрізняють I_p середній на ділянці

$$I_p = \frac{\left(Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} \right) - \left(Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} \right)}{l_{1-2}} \quad (1.78)$$

і п'єзометричний ухил у точці

$$I_p = -\frac{d\left(Z + \frac{p}{\gamma}\right)}{dl}. \quad (1.79)$$

Зміст знака (-) у виразі для I_p у точці такий: для рівномірного усталеного руху п'єзометричний напір уздовж потоку зменшується. У випадку нерівномірного усталеного руху може статись так, що п'єзометричний ухил буде позитивним. Тобто, п'єзометричний напір у кожному наступному перерізі більший, ніж у попередньому, наприклад, у випадку течії в дифузорі.

Геометричний ухил – це зміна геометричної висоти на одиницю довжини потоку

$$i = \frac{Z_1 - Z_2}{l_{1-2}}.$$

Геометричний ухил у точці, тобто при $l_{1-2} \rightarrow 0$

$$i = \frac{dZ}{dl}. \quad (1.80)$$

Відзначимо, що для рівномірного руху по трубах (напірний рух)

$$I = I_p \neq i. \quad (1.81)$$

Для рівномірного безнапірного руху

$$I = I_p = i. \quad (1.82)$$

1.2.4. Рівняння Бернуллі для усталеного потоку в'язкої нестисливої рідини

Сталий потік в'язкої нестисливої рідини (рис. 1.22) можна уявити як сукупність елементарних струмин (струминна модель потоку (рис. 1.15)), для кожної з якої справедливе рівняння Бернуллі:

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{U_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{U_2^2}{2g} + h_{1-2}. \quad (1.83)$$

Рівняння неперервності течії елементарної струмини може бути виражене через об'ємні $\delta Q = const$, або через вагові витрати $\delta G = const$. Вагова витрата рідини в живому перерізі елементарної струмини може бути виражена так:

$$\delta G = \gamma \delta Q = \gamma \cdot U \cdot d\omega. \quad (1.84)$$

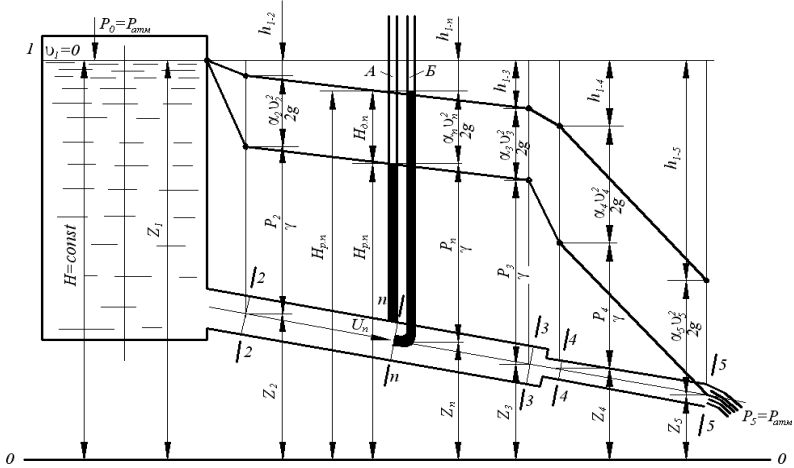


Рис. 1.22. Геометрична інтерпретація рівняння Д. Бернуллі для потоку реальної рідини

Знаючи питому енергію рідини в довільному живому перерізі елементарної струмині і вагову витрату, можна визначити потік енергії через певний живий переріз як добуток питомої енергії на вагову витрату. Наприклад, для періоду 1-1:

$$PE_1 = \left(Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{U_1^2}{2g} \right) \delta G_1 = \left(Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{U_1^2}{2g} \right) \gamma U_1 d\omega_1. \quad (1.85)$$

Подивимося, яка розмірність ПЕ: м·Н/с=Дж/с=Вт.

Тобто, потік енергії через живі перерізи – це потужність потоку рідини, протікаючої через цей переріз.

Потік енергії через живий переріз потоку дорівнює сумі енергій усіх елементарних струмин, що рухаються через цей переріз. Для перерізу 1-1:

$$\sum PE_1 = \int_{\omega_1} \left(Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{U_1^2}{2g} \right) \gamma U_1 d\omega_1. \quad (1.86)$$

Для двох перерізів потоку можемо записати

$$\int_{\omega_1} \left(Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{U_1^2}{2g} \right) \gamma U_1 d\omega_1 = \int_{\omega_2} \left(Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{U_2^2}{2g} + h \right) \gamma U_2 d\omega_2,$$

або

$$\int_{\omega} \left(Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} \right) \gamma U_1 d\omega_1 + \int_{\omega} \frac{U_1^2}{2g} \gamma U_1 d\omega_1 = \quad (1.87)$$

$$= \int_{\omega} \left(Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} \right) \gamma U_2 d\omega_2 + \int_{\omega} \frac{U_2^2}{2g} \gamma U_2 d\omega_2 + \int_{\omega} h \gamma U_2 d\omega_2.$$

Якщо розділити це рівняння на вагову витрату потоку G , здійсимо перехід до питомих величин енергії, тобто до енергій, віднесених до одиниці ваги.

Розглянемо кожен доданок рівняння 1.87, поділивши його на G .

Питома потенціальна енергія в перерізі потоку 1-1

$$E_{п1} = \frac{\int_{\omega_1} \left(Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} \right) \gamma U_1 d\omega_1}{G} = \frac{\left(Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} \right) \int_{\omega_1} U_1 d\omega_1}{\gamma Q} = \quad (1.88)$$

$$= \frac{\left(Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} \right) Q}{Q} = Z_1 + \frac{p_1}{\gamma}.$$

Питома кінетична енергія в перерізі 1-1

$$E_{к1} = \frac{\int_{\omega_1} \frac{U_1^2}{2g} \gamma U_1 d\omega_1}{G} = \frac{\frac{\gamma}{2g} \int_{\omega_1} U_1^3 d\omega_1}{\gamma Q} \quad (1.89)$$

Інтегрувати 1.89 дуже складно, особливо при невідомому розподілі місцевих швидкостей U по живому перерізу потоку. Тому обчислення кінетичної енергії за дійсними швидкостями $U = f(\omega)$ замінюють обчисленням за величиною середньої по живому перерізу швидкості v

$$E_{к1} = \frac{\alpha v_1^2}{2g}, \quad (1.90)$$

де α – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу питомої кінетичної енергії в'язкої рідини по живому перерізу потоку $1 < \alpha \leq 2$.

Питомі втрати повної енергії

$$\sum h_{1-2} = \frac{\int_{\omega} h' \gamma U_2 d\omega_2}{G}. \quad (1.91)$$

Питання визначення втрати енергії складне, і тому виноситься на розгляд окремо.

У такий спосіб визначили в рівнянні 1.87 усі доданки, і тепер можемо записати рівняння Бернуллі для усталеного потоку в'язкої нестисливої рідини

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \sum h_{1-2}. \quad (1.92)$$

Особливо варто підкреслити границі застосування рівняння Бернуллі у формулі 1.92. Його можна застосувати для сталих потоків нестисливої в'язкої рідини на ділянках з рівномірною або плавнорівною течією. Причому між контрольними перерізами потік може бути і нерівномірним.

Фізичний зміст складових рівняння Бернуллі для потоку такий самий, як і в рівнянні для елементарної струмини. Однак, іменуючи складові рівняння Бернуллі для потоку слова “середній”, частіше мають на увазі, а не говорять:

Z – питома потенціальна енергія положення;

$\frac{p}{\gamma}$ – питома потенціальна енергія тиску;

$Z + \frac{p}{\gamma}$ – питома потенціальна енергія;

$\frac{\alpha v^2}{2g}$ – питома кінетична енергія;

$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha v^2}{2g}$ – повна питома енергія;

h_{1-2} – питома втрата повної енергії.

З гідравлічної точки зору, фізичний зміст рівняння Бернуллі для потоку такий:

Z – геодезичний напір;

$\frac{p}{\gamma}$ – п'єзометричний напір;

$Z + \frac{p}{\gamma}$ – статичний напір;

$\frac{\alpha v^2}{2g}$ – швидкісний напір;

$$Z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha v^2}{2q} - \text{повний напір;}$$

$$\Sigma h_{1-2} - \text{втрати напору.}$$

Звернемося до рис. 1.22 і подивимося, звідки відраховуються ці напори:

Z – відраховується від площини відліку до центра живого перерізу;

$$\frac{p}{\gamma} - \text{від центра живого перерізу до меніска рідини в п'єзометрі;}$$

$$\frac{\alpha v^2}{2q} - \text{різниця показань трубки Піто і п'єзометра;}$$

Σh_{1-2} – різниця між показаннями трубок Піто у двох перерізах, тобто різниця повних напорів.

Геометричний ухил – це синус кута нахилу до горизонтальної площини осьової лінії трубопроводу, або дна відкритого русла

$$i = \frac{Z_1 - Z_2}{\Delta l_{1-2}} = \sin \Theta.$$

П'єзометричний ухил – це падіння потенціального напору на одиницю довжини потоку

$$I_p = -\frac{d\left(Z + \frac{p}{\gamma}\right)}{dl}. \quad (1.93)$$

Середній п'єзометричний ухил на ділянці довжиною l_{1-2}

$$I_{p_{1-2}} = \frac{\left(Z_1 + \frac{p_1}{\gamma}\right) - \left(Z_2 + \frac{p_2}{\gamma}\right)}{l_{1-2}}. \quad (1.94)$$

Гідравлічний ухил – це падіння повного напору потоку, що припадає на одиницю його довжини:

$$I = -\frac{d\left(Z + p/\gamma + \frac{\alpha v^2}{2q}\right)}{dl}. \quad (1.95)$$

Середній гідравлічний ухил на ділянці l_{1-2}

$$I_{cp} = \frac{Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} - (Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g})}{l_{1-2}} = \frac{\sum h_{1-2}}{l_{1-2}} \quad (1.96)$$

Співвідношення між різними ухилами:

- для рівномірної течії у відкритому руслі – $i = I_p = I$,
- для течії в трубі постійного перерізу – $I_p = I \neq i$,
- для нерівномірної течії в трубі – $I \neq I_p \neq i$.

1.2.5. Режими руху рідини. Число Рейнольдса

У 1883 р. англійський фізик Осборн Рейнольдс установив існування двох режимів руху рідин – ламінарного і турбулентного.

Схема лабораторної установки, яку використовував Рейнольдс, зображена на рис. 1.23. Змінюючи за допомогою крана витрату рідини, через прозору трубу Рейнольдс спостерігав дві різні картини руху підфарбованої струмینی рідини.

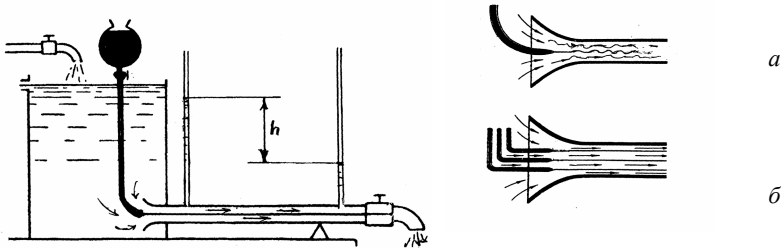


Рис. 1.23. Лабораторна установка для дослідження режимів руху рідини: турбулентний (а) і ламінарний (б) режими руху рідини

Два режими руху він назвав ламінарним (від латинського – шаровий) і турбулентним (від латинського – бурхливий, обурений). Це чисто зовнішні, візуальні відмінності двох режимів руху. Коло інженерного застосування цих відмінностей обмежене. Більш важливі енергетичні відмінності між ламінарним і турбулентним режимами руху. Під час тубулентного руху окремі частки рідини рухаються не паралельно осі труби, а хаотично.

Якщо помістити в турбулентний потік малоінерційний датчик швидкості, наприклад, датчик електротермоанемометра, або вимірю-

вати швидкість лазерним анемометром, то можна зафіксувати пульсації швидкості як за величиною, так і за напрямком (рис. 1.24).

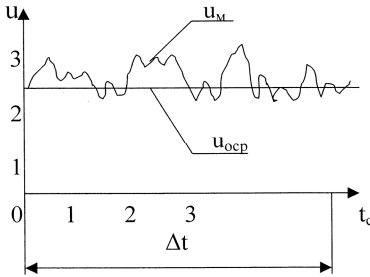


Рис. 1.24. Миттєва та осереднена швидкості в турбулентному потоці

Але в такому випадку виникає питання: “Як до такого руху застосовувати рівняння Бернуллі, отримане для сталого рівномірного руху?”

Подивимося на графік, що відображає зміну місцевої швидкості в часі. Її величина змінюється, але в невеликих межах біля деякого постійного значення, що називають осередненою місцевою швидкістю

$$U_{оср} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} u_m \cdot dt}{t_2 - t_1} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} u_m dt}{\Delta t} . \quad (1.97)$$

Тому турбулентні потоки можна лише умовно вважати паралельно струминними і застосовувати до них рівняння паралельно струминних і плавномісних рухів.

Якщо не тільки спостерігати картину руху, але і вимірювати за допомогою п'єзометрів (рис. 1.23) спадання напору по довжині труби, то можна побачити, що при ламінарному русі втрати прямо пропорційні середній швидкості

$$h = A \cdot v , \quad (1.98)$$

а при турбулентному режимі течії спостерігається нелінійна залежність між втратами і середньою швидкістю

$$h = A \cdot v^m . \quad (1.99)$$

Причому, $1 < m \leq 2$.

Зробити рух видимим, тобто провести його візуалізацію, можна в лабораторії на спеціальному обладнанні. Але як же оцінювати режим руху в непрозорих трубах, або прогнозувати його розрахунково?

Аналізуючи вплив на режим руху різних параметрів, Рейнольдс запропонував характеризувати його безрозмірним критерієм, складеним з величин, що найбільше впливають на режим течії. Цей

критерій називають критерієм Рейнольдса, або числом Рейнольдса. Для випадку напірної течії в круглих трубах

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}, \quad (1.100)$$

де ν – середня швидкість;

d – внутрішній діаметр труби;

ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості.

З фізичної точки зору цей критерій характеризує співвідношення інерційних сил і сил тертя, зумовлених в'язкістю рідини.

У результаті численних дослідів з рідинами різної в'язкості і на трубах різного діаметра Рейнольдс встановив: ламінарний режим спостерігається завжди при $Re < 2320$. Коли число Re ставало більшим за 2320, то, приблизно, до 13000–14000 Рейнольдс спостерігав нестабільні результати як ламінарного, так і турбулентного режимів. У дослідах із збільшенням швидкості течії Рейнольдс частіше спостерігав ламінарний режим в діапазоні $2320 < Re < 14000$.

У дослідах із зменшенням швидкості Рейнольдс у тому ж діапазоні $2320 < Re < 14000$ спостерігав ламінарний режим. Тому Рейнольдс зазначив два критичні значення критерію Re : нижнє критичне – $Re_{кр.н} = 2320$; верхнє критичне – $Re_{кр.в} = 13800$. При $Re < Re_{кр.н}$ течія ламінарна. У практичних розрахунках використовують, як правило, тільки $Re_{кр.н}$. Вважають, що якщо $Re < Re_{кр.н} = 2320$, то буде ламінарний режим, а коли $Re > Re_{кр.в}$, то буде турбулентний. Причому, індекс “Н” опускають і пишуть так: $Re_{кр} = 2320$.

Швидкості, що відповідають критичним числам Рейнольда, також називають критичними. Наприклад, нижня критична швидкість – це швидкість, нижче якої настає ламінарний рух. Її можна визначити так:

$$Re_{кр.н} = 2320 = \frac{v_{кр} d}{\nu},$$

звідки

$$v_{кр.н} = \frac{2320 \nu}{d}.$$

На відміну від $Re_{кр} = \text{const} - v_{кр} \neq \text{const}$ і залежить від того, в якій трубці (d) і яка рідина (ν) протікає.

А як характеризувати режими руху напірних течій в некруглих трубах, або безнапірні течії (наприклад, у відкритих руслах)?

Гідрравлічний радіус характеризує розмір живого перерізу потоку:

$$R = \frac{\omega}{\chi}. \quad (1.101)$$

Виявляється, що його можна використовувати в критерії Re як характерний розмір живого перерізу. Для круглих труб замість діаметра

$$R = \frac{\pi d^2}{4 \pi d} = \frac{d}{4}, \quad (1.102)$$

$$\text{Re}_R = \frac{\nu R}{\nu}. \quad (1.103)$$

Індекс говорить про те, що як характерний поперечний розмір живого перерізу прийнято гідрравлічний радіус.

Якщо в критерії Рейнольдса як характерний розмір використовувати гідрравлічний радіус, то отримані значення критичних Re в 4 рази менші від зазначеного $\text{Re}_{\text{кр.н}} = 2320$, тобто $\text{Re}_{\text{кр.н}} = 580$.

1.2.6. Види гідрравлічних опорів і втрат напору

Для практичного використання рівняння Бернуллі слід знати спосіб визначення втрат напору, зумовлених дією сил опору. Механізм дії сил опору настільки складний, що дотепер немає точних аналітичних методів їх обчислення для довільної течії. Тому в технічних розрахунках втрат напору часто застосовують емпіричні та напівемпіричні методи, засновані на математичній обробці експериментальних даних.

Усі гідрравлічні опори зручно розділити на два види – втрати напору по довжині та місцеві втрати напору. Сутність цих видів гідрравлічних опорів пояснимо на прикладах.

Якщо втрати напору рівномірно розподілені по довжині трубопроводу – гідрравлічний ухил є сталим. Такі втрати напору називають *лінійними* або *втратами по довжині*.

Місцеві втрати напору. Якщо на певній ділянці потоку площа живого перерізу, або форма стінок, обмежуючих потік різко змінюється, то, як показує експеримент, спостерігається значніше спадання напору порівняно з ділянкою рівномірного потоку такої ж довжини. Інтенсивніша дисипація енергії у цьому випадку зумовлена вихороутворенням і відривними явищами в зоні зміни конфігурації

обмежуючих потік поверхонь, тобто, більш інтенсивним проявом сил тертя. Такі ділянки трубопроводів називають місцевими гідравлічними опорами, а втрати напору – місцевими втратами.

Приклади місцевих гідравлічних опорів: кран, діафрагма, поворот, клапан тощо.

У загальному випадку втрати напору в трубопроводі можна представити у вигляді суми втрат напору по довжині та місцевих втрат напору

1.2.7. Втрати напору на тертя

Осборн Рейнольдс, досліджуючи режими руху рідин, встановив, що втрати напору в трубі сталого поперечного перерізу залежать від швидкості течії $h = Av^m$.

Він також установив, що:

- при ламінарному русі $m = 1$;
- при турбулентному русі $1 < m \leq 2$.

На сучасному етапі існує точний аналітичний розв'язок задачі визначення величин A та m для ламінарного руху і для деяких випадків турбулентного руху. У повному обсязі ці питання викладаються в більш повних курсах гідравліки. Тут розглянемо інженерні способи обчислення втрат напору по довжині залежно від режиму руху і шорсткості стінки.

Французький вчений Дарсі (1857 р.) запропонував обчислювати втрати напору по довжині за такою формулою:

$$h_q = \lambda \frac{l v^2}{d 2g}, \quad (1.104)$$

де $\lambda = f(\text{Re}, \frac{d}{\Delta})$ – коефіцієнт тертя по довжині;

$\frac{d}{\Delta}$ – відносна шорсткість стінок труби;

Δ – абсолютна шорсткість стінок труби;

l – довжина труби, м;

d – діаметр труби, м;

v – середня швидкість течії в трубі, м/с;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Розглянемо ламінарну течію (рис. 1.25, а).

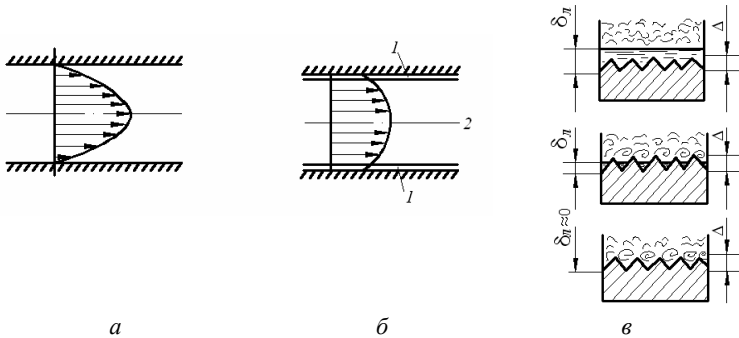


Рис. 1.25. Епюри швидкості та структура течії в пристінному шарі:
 а – ламінарний потік; б – турбулентний потік; в – пристінний шар

Біля стінки труби шар рідини нерухомий. На осі труби швидкість течії максимальна. Оскільки виступи шорсткості покриті шаром нерухомої рідини, то ядро потоку ніби ковзає по шару рідкого мастила і на величину коефіцієнта тертя шорсткість стінки не впливає. Пуазейль запропонував таку формулу для визначення коефіцієнта тертя для ламінарного потоків в трубах: $\lambda = \frac{64}{\text{Re}}$.

В умовах турбулентної течії дотичні напруження між шарами рідини будуть визначатися не тільки силами в'язкісного тертя, але і силами, обумовленими обміном кількості руху при переході часток із шару в шар. За гіпотезою Прангля

$$\tau = \tau_1 + \tau_2 = \mu \frac{du}{dn} + \rho l^2 \left(\frac{du}{dn} \right)^2, \quad (1.105)$$

де ρ – густина рідини;

l – довжина шляху перемішування.

Зазначимо, що $\tau_2 \gg \tau_1$.

При переході з ламінарного режиму в турбулентний біля стінки труби ще тривалий час зберігається шар прилиплих нерухомих часток і шар з ламінарним рухом, – так званий ламінарний пограншар. Зі збільшенням ступеня турбулентності, а значить і чисел Re товщина ламінарного пограншару зменшується, а епора швидкостей трансформується від параболічної до трапецієподібної (рис. 1.25, б).

Розглянемо більш докладно структуру турбулентного потоку біля стінки труби.

Можливі три випадки (рис. 1.25, в) співвідношення висоти нерівностей (шорсткості) на стінках труби Δ і товщини ламінарного пограничного шару δ_λ : $\Delta < \delta_\lambda$; $\Delta \approx \delta_\lambda$; $\Delta > \delta_\lambda$.

Відповідно до цих трьох можливих співвідношень Δ і δ для турбулентного режиму руху виділяють три характерних області гідравлічних втрат по довжині.

Область гідравлічно гладких труб ($\Delta < \delta_\lambda$).

Оскільки шорсткості стінки покриті ламінарним пограншаром і на турбулентне ядро потоку не впливають, то труби називають гідравлічно гладкими. Як показали експерименти, в області гідравлічно гладких труб $\lambda = f(\text{Re})$.

У літературі наводяться багато емпіричних формул, запропонованих різними авторами. Наприклад, при $\text{Re} < 10^5$ рекомендується застосовувати формулу Блазіуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{\text{Re}}}. \quad (1.106)$$

Формула Конакова придатна для всіх чисел Re в області гідравлічно гладких труб

$$\lambda = \frac{1}{(1,81 \lg \text{Re} - 1,5)^2}. \quad (1.107)$$

Але перш ніж застосувати формулу Блазіуса або формулу Конакова, слід переконатися в тому, що $\delta > \Delta$. Знову труднощі. Дійсно, якщо Δ можна заміряти приладом (наприклад, профілометром), то як визначити δ_λ ? Адже δ_λ змінюється зі зміною Re . Для круглих труб експериментально встановлені границі зони гідравлічно гладких труб

$$\text{Re}_{кр} < \text{Re} \leq 20 \frac{d}{\Delta}. \quad (1.108)$$

Перехідна область втрат напору по довжині ($\Delta \approx \delta_\lambda$)

У перехідній області коефіцієнт тертя λ залежить як від числа Рейнольдса, так і від шорсткості стінок труби: $\lambda = f\left(\text{Re}, \frac{d}{\Delta}\right)$.

З численних формул, запропонованих різними авторами для цієї області опорів, приведемо формулу Альштуля

$$\lambda = 0,11 \sqrt[4]{\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{\text{Re}}}.$$

Формула Альштуля дає позитивні результати й у зоні гідравлічно гладких труб і в квазістаціонарній області. У цьому можна її вважати універсальною.

Границі перехідної області

$$20 \frac{d}{\Delta} \leq \text{Re} \leq 500 \frac{d}{\Delta}.$$

Область квадратичного опору, або квазістаціонарна область втрат на тертя ($\Delta > \delta_\lambda$)

Рейнольдс установив, що втрати напору по довжині $h \sim v^m$. Причому, $1 < m \leq 2$. Тобто квадратична залежність між втратами напору і швидкістю (середньою) спостерігалася при дуже великих числах Рейнольдса. Звідси і найменування зазначеної області гідравлічних втрат напору – квадратична.

Друге найменування цієї області втрат напору на тертя квазістаціонарна зумовлено тим, що λ в цій області не залежить від Re течії, а лише від відносної шорсткості $\lambda = f\left(\frac{d}{\Delta}\right)$.

Найпростішою формулою для визначення λ в квазістаціонарній області є формула Шифрінсона $\lambda = 0,11(\Delta/d)^{0,25}$.

Границя квазістаціонарної області опорів: $\text{Re} \geq 500 \frac{d}{\Delta}$.

Графоаналітичні способи визначення коефіцієнта тертя по довжині

Перераховані вище зони опорів (гідравлічно гладких труб, перехідна і квадратична) були встановлені аналізом графічної інтерпретації експериментальних даних, тобто після аналізу графіків

$\lambda = f\left(\text{Re} \frac{d}{\Delta}\right)$. Формули Блазіуса, Альштуля, Шифрінсона й ін. також,

одержані екстраполяцією графіків $\lambda = f\left(\text{Re}, \frac{d}{\Delta}\right)$.

Тому в практичних розрахунках дуже часто користуються для визначення величини коефіцієнта тертя не формулами, а графіками (рис. 1.26, 1.27).

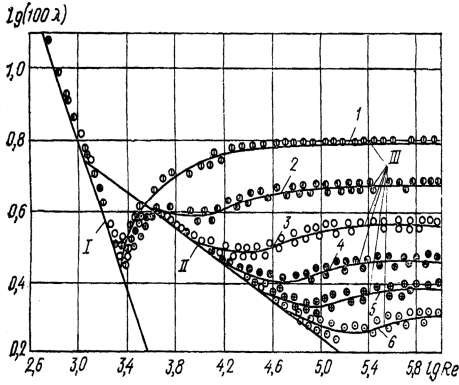


Рис. 1.26. Залежність коефіцієнта тертя від числа Рейнольдса (за Нікурадзе):

II – лінія ламінарного руху;
 II – турбулентний рух у зоні гідравлічно гладких труб;
 III – зона розвинутого турбулентного руху (зона квадратичного опору $h = A \cdot v^2$);
 1 – $r/k = 15$; 2 – $r/k = 30,6$;
 3 – $r/k = 60$; 4 – $r/k = 126$;
 5 – $r/k = 252$; 6 – $r/k = 507$

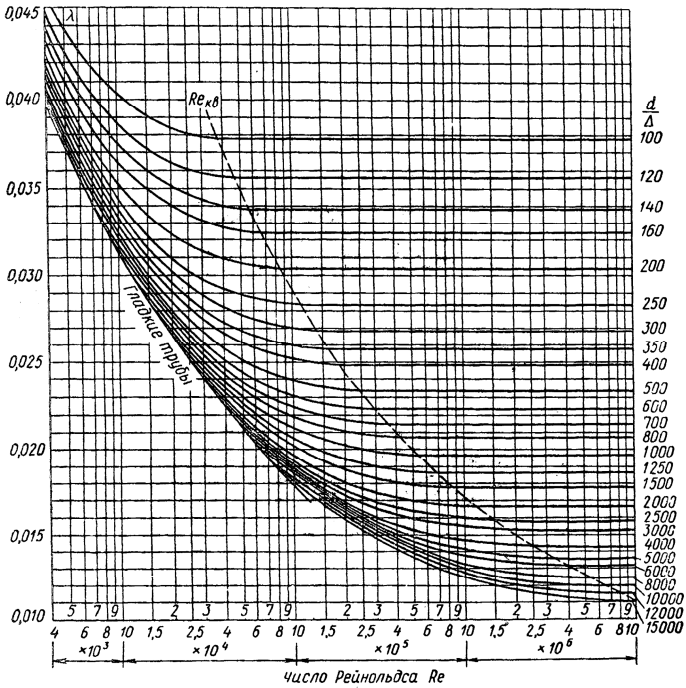


Рис. 1.27. Залежність коефіцієнта тертя від числа Re для сталевих труб (графік ВТІ)

1.2.8. Місцеві втрати напору

Якщо на певній ділянці форма поверхонь, що обмежують потік, різко змінюється, то, як показує експеримент, відбувається значніше спадання напору порівняно з ділянкою рівномірного потоку такої ж довжини. Інтенсивніша дисипація* енергії в цьому випадку зумовлена вихроутвореннями і відривними явищами в зоні зміни конфігурації, обмежуючої потік поверхонь.

Такі ділянки трубопроводів або відкритих русел називають місцевими опорами, а втрати напору – місцевими втратами. Приклади місцевих опорів: кран, діафрагма, поворот, клапан, фільтр тощо.

При обтіканні потоком будь-якої перешкоди відбувається відрив транзитного струменя від стінки. За перешкодою створюється вихрова зона. Довжина такої коловоротної зони залежить від конфігурації місцевого опору. Зазвичай приймають $l_1 = 5 - 10d$.

Поверхню, що відокремлює транзитний потік від коловоротної зони, називають *поверхнею розділу*. Поверхня розділу виражена не різко, вона носить не сталий, пульсуючий характер. Коливається біля якогось середнього положення. Через цю поверхню відбувається обмін енергією між транзитним струменем та коловоротною зоною. Причому легко встановити спрямованість такого обміну: струмінь передає свою енергію в коловоротну зону.

Дійсно, якщо не буде постійного притоку енергії всередину коловоротної зони, то внаслідок дії в'язкісних сил вихрові рухи у водовороті з часом би згасли.

Окрім цього вихори, що зароджуються на зовнішній границі коловоротної зони, постійно зносяться зовнішнім потоком, підвищуючи його турбулентність, що, в свою чергу, підвищує турбулентні дотичні напруги.

На деякій відстані до опору, а особливо після опору, спостерігається деформація епюри швидкостей. Збільшення нерівномірності швидкостей також обумовлює збільшення втрати напору порівняно з аналогічною ділянкою труби, але без місцевого опору.

Під час протікання турбулентного напірного потоку крізь місцевий опір відбувається:

- різке викривлення ліній течії;

* Дисипація – перехід частини енергії впорядкованого процесу в енергію неупорядкованого процесу.

- поява відриву транзитного струменя від стінки русла та створення коловоротної зони;
- деформація епюр швидкостей;
- збільшення інтенсивності турбулентних пульсацій швидкості та тиску.

Втрати енергії на місцевому опорі виражають у частках швидкісного напору до або після опору за формулою Вейсбаха

$$h_{\text{м}} = \zeta_1 \frac{v_1^2}{2g} = \zeta_2 \frac{v_2^2}{2g}, \quad (1.109)$$

де ζ (дзета) – коефіцієнт місцевого опору. У більшості випадків ζ беруть для швидкісного напору після опору.

У довідниковій літературі наводяться значення ζ , одержані експериментально. Теоретично величину ζ можна знайти лише для деяких місцевих опорів. Наприклад, для опору, що називається “раптове розширення” (рис. 1.28).

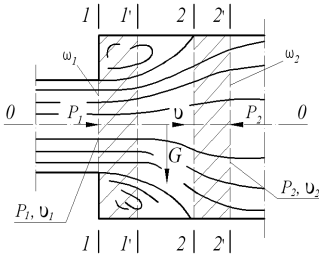


Рис. 1.28. Схема раптового розширення потоку

Його вперше запропонував французький інженер Борда

$$h_{\text{р.р.}} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2 \frac{v_2^2}{2g} = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 \frac{v_1^2}{2g}. \quad (1.110)$$

Величини ζ , що приводяться в довідниках, даються для турбулентного режиму течії в трубі. При ламінарному режимі вводиться поправка (на збільшення). Це питання розкрито в спеціальній літературі.

1.2.9. Гідравлічний розрахунок трубопроводів

Гідравлічний розрахунок трубопроводу виконується з метою визначення діаметра труби для пропуску заданої витрати рідини, або з метою визначення гідравлічних характеристик трубопроводу при відомих його розмірах та витраті рідини.

Короткими трубопроводами називаються такі, в яких, в основному, є втрати на місцевих опорах (наприклад, всмоктувальні труби насосів, сифони тощо).

Довгими трубопроводами називають такі, гідравлічний опір яких, переважно, обумовлюють втрати напорі по довжині (нагнітальні лінії насосів, магістральні нафто- та газопроводи, деякі ділянки

водогонів тощо). Місцеві втрати напору в довгих трубопроводах складають лише 5–10% загальних втрат.

Залежно від гідравлічної схеми трубопроводу поділяються на прості (без відгалужень) та складні (з відгалуженнями).

Складні трубопроводу бувають тупиковими, кільцевими або комбінованими. Рідина по трубі може рухатись транзитно, а може безперервно роздаватись вздовж труби. Розподільчі водопровідні мережі можуть містити всі зазначені варіанти схем складних трубопроводів.

Додавання втрат напору. Коефіцієнт опору системи. У загальному випадку втрати напору в трубопроводі можна представити у вигляді суми втрат напору по довжині та місцевих втрат напору

$$h = h_d + h_m.$$

У тих випадках, коли на трубопроводі встановлені кілька місцевих опорів, то перед тим, як робити арифметичне додавання втрат, слід перевірити умови взаємовпливу місцевих опорів. Вважається, що місцеві опори “незалежні”, тобто не впливають один на одного, якщо відстань між ними $\geq 20d$.

Якщо відстань між місцевими опорами менш ніж $20d$, то їх загальний гідравлічний опір буде більше простої арифметичної суми гідравлічного опору кожного з них.

Для n незалежних опорів ($l \geq 20d$)

$$h_m = \sum_{i=1}^{i=n} h_{mi} = \sum_{i=1}^{i=n} \zeta_i \frac{v^2}{2g}. \quad (1.111)$$

Для n залежних місцевих опорів

$$h_m > \sum_{i=1}^{i=n} h_{mi}. \quad (1.112)$$

У більшості практичних випадків місцеві опори знаходяться один від одного на відстані $l \geq 20d$.

Введемо нове поняття – коефіцієнт опору системи

$$h_c = h_d + h_m = \xi \frac{v^2}{2g}, \quad (1.113)$$

де ξ (ксі) – коефіцієнт опору системи.

Очевидно, що

$$\xi = \sum_{i=1}^{i=n} \zeta_i + \sum_{i=1}^{i=n} \lambda_i \frac{l_i}{d_i}. \quad (1.114)$$

Витратна та гідравлічна характеристики труб. Напишемо рівняння Шезі для витрати та проаналізуємо його

$$Q = \omega c \sqrt{RI}, \quad (1.115)$$

де R – гідравлічний радіус;

I – гідравлічний ухил;

c – коефіцієнт Шезі.

У цьому рівнянні R залежить від площі живого перерізу потоку ω та його форми. Коефіцієнт Шезі c в квадратичній області опору залежить тільки від шерсткості стінок Δ та гідравлічного радіусу.

Значить для труб у квадратичній зоні опорів

$$\omega c \sqrt{R} = f(d, \Delta). \quad (1.116)$$

Позначимо $\omega c \sqrt{R} = k$ та назовемо k витратною характеристикою. Тоді

$$Q = \kappa \sqrt{I}. \quad (1.117)$$

Гідравлічний уклон – величина безрозмірна. Отже, витратна характеристика має розмірність витрати та чисельно дорівнює витраті при гідравлічному ухилі, що дорівнює одиниці ($(\sqrt{I} = 1), Q = k$).

У довідниковій літературі наводяться таблиці $k = f(d)$ для труб з різною шоркстістю внутрішньої поверхні, але за умови, що втрати напору пропорційні квадрату швидкості, тобто, для квадратичної області опорів. Маючи такі таблиці, можна легко визначити витрату рідини через трубу при заданих довжині та втратах напору, адже

$I = \frac{h}{l}$. Маючи довідникові таблиці витратних характеристик труб

різного сортаменту, можна визначити втрати напору в довільному простому трубопроводі при заданих Q, l :

$$Q = k \sqrt{I},$$

звідки

$$I = \frac{Q^2}{k^2}; \quad I = \frac{h}{l}; \quad h = I \cdot l; \quad h = \frac{l}{k^2} \cdot Q^2. \quad (1.118)$$

Величину l/k^2 називають гідравлічним опором трубопроводу та позначають s :

$$s = \frac{l}{k^2}. \quad (1.119)$$

Тоді втрати напору на тертя по довжині можна обчислити за формулою

$$h_o = s \cdot Q^2. \quad (1.120)$$

Якщо віднести величину гідравлічного опору до довжини l , то одержимо питомий опір $s_0 = \frac{s}{l} = \frac{1}{k^2}$. Зазначимо, що в довідникових таблицях s_0 також подається для квадратичної області опорів.

Іноді питомий опір позначається літерою A . Тобто слід пам'ятати, що формули $h = s_0 l Q^2$ та $h = A l Q^2$ – рівноцінні. Якщо ж втрати напору в трубопроводі не можна віднести до квадратичної зони, то в питомому опорі вводиться поправка на неквадратичність опору $\beta = f(v)$:

$$h = s_0 \beta l Q^2 \quad \text{або} \quad h = A \beta l Q^2.$$

Введемо ще одну характеристику трубопроводів – провідність трубопроводу Π . Запишемо втрати напору через витрату рідини та гідравлічний опір, використовуючи формулу 1.120.

$$Q = \sqrt{\frac{h_o}{s}}. \quad (1.121)$$

Позначимо $\frac{1}{\sqrt{s}} = \Pi$, тоді

$$Q = \Pi \sqrt{h_o}. \quad (1.122)$$

Провідністю трубопроводу зручно користуватися під час розрахунку опору паралельно з'єднаних труб.

Гідравлічною характеристикою трубопроводу називають графік залежності втрат напору в трубопроводах від витрати рідини, що по ньому протікає $h = h_o = f(Q)$. У квадратичній зоні опорів $s = \frac{l}{k^2} = const$, тому графік $h = s Q^2$ – це квадратична парабола.

Гідравлічні характеристики трубопроводу застосовуються під час аналізу роботи насосів на заданий трубопровід, під час розрахунків складних трубопроводів.

Гідравлічний розрахунок простого довгого трубопроводу

Найважливіші величини для гідравлічного розрахунку простого довгого трубопроводу: діаметр труби, втрати напору, витрата рідини.

Причому, якщо трубопровід складається з труб різного діаметра, то потрібно визначати зазначені величини для кожної з ділянок.

Які ж повинні бути вихідні дані, щоб зробити гідравлічний розрахунок довгого трубопроводу постійного діаметра, тобто, у найпростішому випадку. Напишемо вираз для втрат напору по довжині

$$h_o = A\beta l Q^2. \quad (1.123)$$

Очевидно, що однозначне визначення всіх величин, що входять у це рівняння, неможливе. Слід або вводити в розгляд додаткові рівняння, або задати у вихідних даних усі величини, крім однієї. Як додаткові рівняння часто вводяться умови економічності – “економічні” фактори.

Розглянемо два характерних варіанти простого довгого трубопроводу постійного діаметра.

Схема з напірним баком

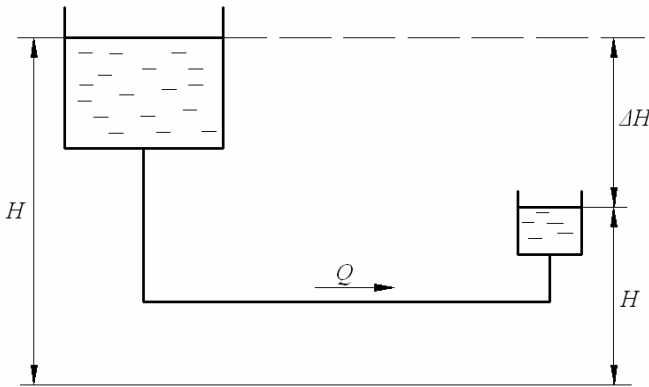


Рис. 1.29. Перетікання рідини між двома напірними баками

Задача 1. Нехай задано $l, \Delta H, Q$. Потрібно визначити d .

Припускаючи квадратичність втрат напору по довжині, приймають $\beta = 1$ і визначають питомий гідравлічний опір:

$$\Delta H = h = A\beta l Q^2, \quad (1.124)$$

$$A = \frac{\Delta H}{\beta l Q^2}. \quad (1.125)$$

За довідником підбираємо трубу зі значенням A , близьким до обчисленого. Потім уточнюється β і $Q = \sqrt{\frac{\Delta H}{A\beta l}}$.

Задача 2. Задано $l, d, \Delta H$. Треба визначити Q .

За таблицею беруть $A = f(d)$. Приймаючи в першому наближенні $\beta = 1$, з формули 1.130 визначають

$$Q = \sqrt{\frac{\Delta H}{Al}}. \quad (1.126)$$

Обчислюють таблично швидкість течії

$$v = \frac{Q}{\omega}.$$

Уточнюють $\beta = f(v)$ і визначають точніше витрату рідини

$$Q = \sqrt{\frac{\Delta H}{Al}}.$$

Подача рідини насосом

Розглянемо схему подачі рідини насосом (рис. 1.30).

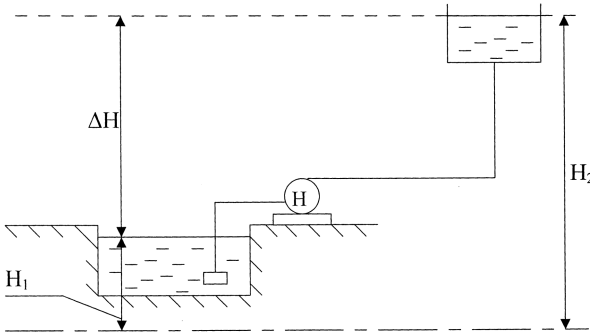


Рис. 1.30. подача рідини насосом

У цьому випадку задача визначення діаметра значно ускладнюється, тому що втрати напору не дорівнюють ΔH : $h = A\beta l Q^2 \neq \Delta H$.

Гідравлічні умови розрахунку доповнюються економічними. Потужність, потрібна для привода насоса

$$N_e = \frac{\gamma Q H}{\eta_H}.$$

Тобто, $H_e \sim H = \Delta H + h$.

Із збільшенням діаметра трубопроводу втрати напору зменшуються, але ростуть капітальні витрати. Із зменшенням d капітальні

витрати зменшуються, але ростуть експлуатаційні витрати, адже при $Q=const$ втрати напору пропорційні d^{-5} .

Тому оптимальним вважають той діаметр, який відповідає мінімумові приведених (капітальних і експлуатаційних) витрат.

Втрати напору в трубах з рівномірною шляховою витратою рідини

У розподільчих водопровідних мережах можуть бути ділянки з безперервною подачею води вздовж труби. Наприклад, вуличний водопровід, до якого на однакових відстанях один від одного приєднані споживачі.

Розглянемо рух рідини у перфорованій трубі (рис. 1.31) діаметром d і довжиною l .

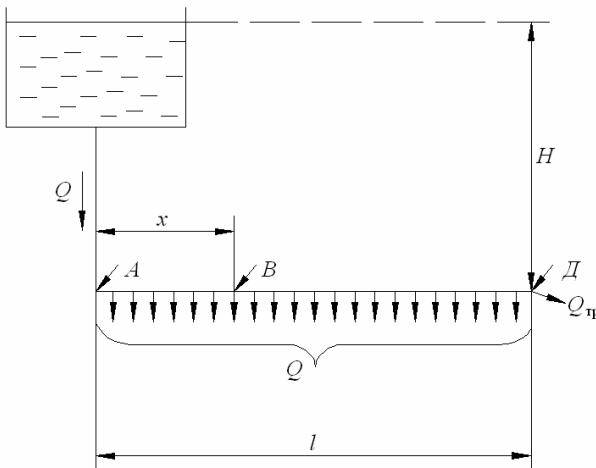


Рис. 1.31. Розрахунок руху рідини в перфорованій трубі (рівномірна шляхова витрата рідини)

По трубі рухається транзитна витрата $Q_{тр}$ і відбувається рівномірна шляхова витрата рідини Q . Питома шляхова витрата $q = Q/l$. Візьмемо довільну точку B на відстані x від початку труби. Виділемо біля точки B елементарну ділянку труби довжиною dx і визначимо втрати напору на ній

$$dh = s_0 dx Q_B^2, \quad (1.127)$$

де Q_B – витрата рідини в перерізі B ;
 s_0 – питомий гідравлічний опір труби.

Очевидно, що

$$Q_B = Q_{mp} + Q - qx. \quad (1.128)$$

Загальні втрати напору на ділянці $AD = l$ визначимо інтегруванням

$$\int_0^H dh = s_0 \int_0^l (Q_{mp} + Q - qx)^2 dx. \quad (1.129)$$

$$H = s_0 \int_0^l [(Q_{mp} + Q)^2 - 2(Q_{mp} + Q)qx + q^2 x^2] dx. \quad (1.130)$$

$$H = s_0 l (Q_{mp}^2 + 2Q_{mp}Q + 1/3Q^2) \approx s_0 l (Q_{mp} + 0,55Q)^2. \quad (1.131)$$

За такої схеми руху води в перфорованій трубі геометричний напір H повністю витрачається на гідравлічні втрати напору

$$h = s_0 l (Q_{mp} + 0,55Q)^2. \quad (1.132)$$

Зауважимо, що при $Q_{mp} = 0$, тобто втрати напору відрізняються в три рази. $H_{mp} = 3H_u$.

Вираз у дужках (1.132) позначимо як розрахункову витрату Q_p :

$$h = s_0 l Q_p^2. \quad (1.133)$$

Очевидно, що при відсутності транзитної витрати $Q_{mp} = 0$ з формули 1.137 матимемо:

$$h = \frac{1}{3} s_0 l Q^2. \quad (1.134)$$

З виразу 1.134 випливає, що втрати напору в трубці з рівномірною шляховою витратою в 3 рази менші порівняно з такою ж трубою, по якій рідина рухається транзитно, за умови $Q_{mp} = Q$.

Паралельне з'єднання труб

Очевидно, що для схеми, зображеної на рис. 1.32:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 = \sum_{i=1}^{i=h} Q_i. \quad (1.135)$$

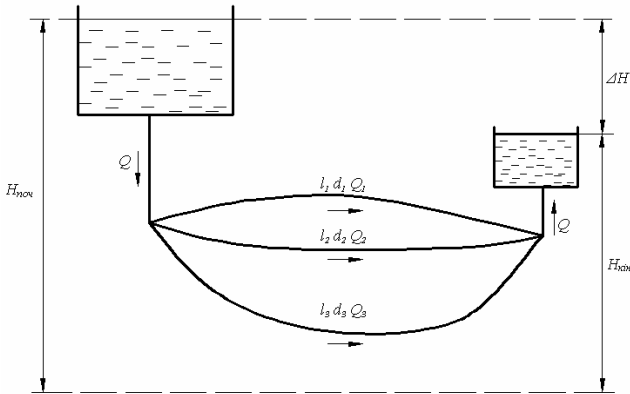


Рис. 1.32. Подача рідини по системі паралельно з'єднаних труб

Втрати напору в паралельних вітках рівні між собою

$$h_1 = h_2 = h_3 = \Delta H = s_i Q_i^2, \quad (1.136)$$

де s_i – гідравлічний опір довільної паралельної вітки;

Q_i – витрата рідини через довільну паралельну вітку.

За формулою 1.136 визначаємо витрату рідини через довільну вітку

$$Q_i = \sqrt{\frac{\Delta H}{s_i}} = \Pi_i \sqrt{\Delta H}, \quad (1.137)$$

де $\Pi_i = \frac{1}{\sqrt{s_i}}$ – гідравлічна провідність вітки.

У якому співвідношенні знаходяться витрати паралельно сполучених труб

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\Pi_1 \sqrt{\Delta H}}{\Pi_2 \sqrt{\Delta H}} = \frac{\Pi_1}{\Pi_2}. \quad (1.138)$$

Отже, витрата розподіляється по вітках прямо пропорційно їхній провідності. Яка загальна провідність системи паралельно сполучених труб? Враховуючи 1.141 та 1.143, можемо записати

$$Q = \Pi_1 \sqrt{\Delta H} + \Pi_2 \sqrt{\Delta H} + \Pi_3 \sqrt{\Delta H} = \sqrt{\Delta H} \sum_{i=1}^{i=n} \Pi_i. \quad (1.139)$$

Очевидно, що загальна провідність паралельно з'єднаних труб дорівнює сумі провідностей усіх паралельних віток

$$\Pi_{\text{заг}} = \sum_{i=1}^{i=n} \Pi_i . \quad (1.140)$$

До речі, аналогічна закономірність спостерігається і в електричних колах з паралельними з'єднаннями активних опорів.

Гідравлічну характеристику паралельно з'єднаних труб знаходять шляхом графічного додавання характеристик окремих віток для $h = \text{const}$ (рис. 1.33).

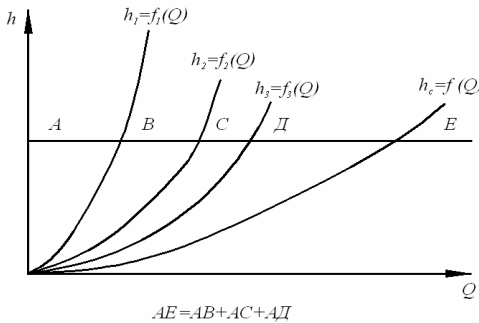


Рис. 1.33. Гідравлічні характеристики паралельно з'єднаних труб

1.2.10. Гідравлічний удар у трубах

Гідравлічний удар (ГУ) – це коливальний процес, що виникає в пружному трубопроводі за раптової зміни швидкості рідини.

Гідравлічний удар – явище швидкоплинне. Він супроводжується серією різких підвищень і знижень тиску. Зміна тиску при ГУ обумовлена пружними деформаціями рідини і стінок трубопроводу.

Гідравлічний удар виникає найчастіше внаслідок швидкого відкриття або закриття кранів та інших запірно-регулюючих пристроїв, під час раптової зупинки насоса, наявності в рідині домішок газу у вигляді великих пухирців тощо.

Теоретичне й експериментальне дослідження гідравлічного удару вперше виконав М. Жуковський. У 1899 р. вийшла друком його наукова робота “Про гідравлічний удар”.

По металевому трубопроводу довжиною l постійного діаметра рухається рідина зі швидкістю v_0 . Наприкінці труби встановлений кран з малим часом спрацьовування. Тиск перед краном p_0 . Нехай у

деякий момент часу $\tau = 0$ кран миттєво закривається. Тоді частки рідини, що безпосередньо примикають до крана, зупиняться і їхня кінетична енергія перейде в потенціальну енергію пружних деформацій зупиненого об'єму рідини (стиск) і стінок ділянки труби, що контактують із зупиненою рідиною (розтягання).

На загальмовані частки рідини наштовхуються все нові і нові частки рідини і також загальмовуються. Границя між загальмованою рідиною і рідиною, що рухається, переміщається від крана з деякою швидкістю a . Ця перехідна область, що віддаляє рідину, яка рухається, і загальмовану рідину, називається ударною хвилею. Саме тут відбувається перехід кінетичної енергії в потенціальну і зміна статичного тиску від p_0 до $p_0 + \Delta p$. Швидкість a – це швидкість ударної хвилі. Зазначимо, що швидкість ударної хвилі близька до швидкості звуку в рідині, яка рухається в трубопроводі.

Величина ударного тиску Δp визначається, виходячи з того, що кінетична енергія рідини протягом першої фази ГУ (стиску) переходить у потенціальну енергію пружної деформації стінок труби і стиску рідини.

Формула М. Жуковського для максимальної амплітуди тиску повного прямого гідроудару

$$\Delta p = \rho v_0 a, \quad (1.141)$$

де ρ – густина рідини, кг/м^3 ;

v_0 – швидкість течії, м/с ;

a – швидкість поширення ударної хвилі в рідині, м/с .

Швидкість поширення ударної хвилі в рідині

$$a = \frac{c}{\sqrt{1 + \frac{D E_p}{\delta E}}}, \quad (1.142)$$

де D – внутрішній діаметр труби, м ;

δ – товщина стінки труби, м ;

E_p, E – модуль пружності рідини та матеріалу труби, відповідно, Н/м^2 .

Проаналізуємо останній вираз

Величина $c = \sqrt{\frac{E_p}{\rho}}$ – швидкість звуку в рідині (однорідній)

густиною ρ і модулем пружності E_p . Наприклад, для прісної води $c = 1435$ м/с; для нафти $c = 1400$ м/с.

Знаменник дробу $\sqrt{1 + \frac{D E_{жс}}{\delta E}}$ дає поправку, яка вказує на те, наскільки відрізняється швидкість звуку C в цьому ж середовищі.

Якщо кран раптово закрити не повністю, а частково – то раптове зменшення швидкості течії на Δv також спричинить ударне підвищення тиску. Такий гідроудар називають *неповним*. Максимальне підвищення тиску при неповному гідроударі Δp_n визначають так:

$$\Delta p = \rho \Delta v_0 \cdot a. \quad (1.143)$$

Непрямий гідроудар має місце, коли кран закривається довше, ніж тривалість однієї фази прямого гідроудару

$$\tau_{закр} < \tau_0 = \frac{2l}{a}.$$

У цьому випадку Δp менше, ніж при повному прямому ГУ. Якщо припустити лінійність залежності $\Delta p = f(\tau)$ і лінійність закону

зменшення швидкості потоку при закритті крана, тобто, $\frac{dv}{dt} = const$,

то

$$\frac{\Delta p_{непр}}{\Delta p} = \frac{\tau_0}{\tau_{закр}} \Rightarrow \Delta p_{непр} = \Delta p \frac{\tau_0}{\tau_{закр}}. \quad (1.144)$$

Основні способи боротьби з гідравлічним ударом

1. Заміна прямого гідравлічного удару непрямим шляхом відповідного підбору часу спрацьовування запірною пристрою.

$$\tau_{закр} > \tau_0 = \frac{2l}{a},$$

$$\Delta p_{непр} < \Delta p.$$

2. Установка біля запірною пристрою, що спричинює гідравлічний удар, компенсаторів, гідравлічних акумуляторів, запобіжних клапанів.

Явище гідравлічного удару знаходить і корисне застосування в техніці. Наприклад, з використанням гідроудару працюють спеціальні водопідіймальні машини – гідротарани.

1.2.11. Витікання рідини через отвори і насадки

Класифікація отворів і характеристика витікань

Основні величини, що характеризують явища витікання рідин: швидкість витікання, витрата, а також, у деяких випадках, час витікання деякого заданого об'єму рідини. Всі ці величини знаходяться у безпосередній залежності від напору H (рис. 1.34), тобто від відстані вільної поверхні рідини до центру перерізу $C-C$, де міцева швидкість дорівнює середній швидкості витікання.

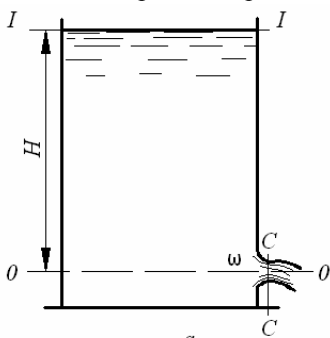


Рис. 1.34. Витікання через малий отвір у тонкій стінці

У так званих малих отворах ця точка практично збігається з віссю отвору.

Однак для великих, з точки зору гідравліки, отворів, що відповідають нерівності

$$a \geq 0,1H \quad (1.145)$$

де a – вертикальний розмір отвору, швидкість витікання у центральній частині отвору не буде відповідати середній швидкості для всього отвору, і помилка в розрахунках буде перевищувати допустиму величину.

Ця обставина обумовлює ділення отворів на малі, що відповідають нерівності $a \leq 0,1H$, і великі, що відповідають нерівності 1.145.

При витіканні з отворів рідина зазнає опору. За наявності гострих кромek (рис. 1.35, *a*) ці опори зосереджені в одній площині, отвір називається отвором у тонкій стінці; при відсутності гострих кромek (рис. 1.35, *б*) отвір називається отвором в товстій стінці.

Якщо витікання відбувається в атмосферу (рис. 1.34), отвір називається незатопленим. При витіканні під рівень отвору (рис. 1.36), отвір називається затопленим.

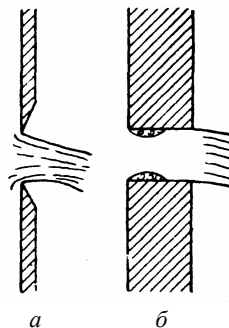


Рис. 1.35. Струмина:
a – тонка стінка; *б* – товста стінка

При сталому положенні рівня вільної поверхні в резервуарі і незмінному тиску на цій поверхні буде відбуватись витікання при сталому напорі (витікання при наявності припливу рідини в резервуар), у протилежному випадку – витікання при змінному напорі, наприклад, спорожнення резервуара.

Витікання рідини з малого незатопленого отвору в тонкій стінці при сталому напорі

Для визначення величини швидкості і витрати витікання рідини з малого незатопленого отвору в тонкій стінці при сталому напорі скористаємось рівнянням Бернуллі, склавши його для перерізів $I-I$ і $C-C$ відносно площини порівняння, що проходить через центр ваги отвору (рис. 1.34).

Переріз $I-I$ знаходиться на рівні поверхні рідини, а переріз $C-C$ – у стисненому перерізі струмини, що розташовується від стінки приблизно на відстані половини діаметра отвору. Зазначений переріз $C-C$ характеризується наявністю паралельно струминного руху, що дає змогу застосовувати рівняння Бернуллі.

Однак застосування рівняння Бернуллі в перерізі $C-C$ містить в собі певні припущення: в цьому перерізі не дотримується закон розподілу тисків, тому що тиск в будь-якій точці перерізу $C-C$ вільно падаючої струминки дорівнює атмосферному.

Рівняння Бернуллі, складене для перерізів $I-I$ і $C-C$ відносно площини порівняння $O-O$, має такий вигляд:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} = z_c + \frac{p_c}{\gamma} + \frac{\alpha v_c^2}{2g} + h_\omega,$$

де $z_1 \approx H$ – швидкість на вільній поверхні може бути прийнята рівною нулю

$$v_1 = 0, \quad z_c = 0, \quad h_\omega = \zeta_c \frac{v_c^2}{2g}.$$

Враховуючи це, одержимо

$$H + \frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{\alpha v_c^2}{2g} + \zeta_c \frac{v_c^2}{2g}.$$

Ввівши позначення $H_0 = H + \frac{p_1 - p_2}{\gamma}$, одержимо

$$H_0 = \frac{v_c^2}{2g} (\alpha + \zeta_c).$$

Розв'язавши останнє рівняння відносно швидкості у стиснутому перерізі, будемо мати

$$v_c = \sqrt{\frac{1}{\alpha + \zeta_c}} \cdot \sqrt{2gH_0}.$$

Величина $\sqrt{\frac{1}{\alpha + \zeta_c}} = \varphi$ називається коефіцієнтом швидкості.

З урахуванням останнього одержимо

$$v_c = \varphi \cdot \sqrt{2gH_0} \quad (1.146)$$

Коефіцієнт швидкості залежить від коефіцієнта кінетичної енергії і коефіцієнта втрат ζ_c . Таким чином, коефіцієнт швидкості враховує вплив ступеня нерівномірності розподілу швидкостей у стисненому перерізі струмینی і гідравлічних опорів на величину швидкості витікання.

Як показують досліди, величина коефіцієнта швидкості для отворів в тонкій стінці коливається в межах від $\varphi = 0,99$ до $\varphi = 0,96$.

Для визначення витрати слід скористуватись формулою

$$Q = \omega_c v_c$$

де ω_c – площа перерізу струмینی (взятий переріз $C-C$).

Переріз $C-C$ називається стиснутим перерізом, оскільки частки рідини рухаються до отвору криволінійними траєкторіями, вирівнюють свої траєкторії у перерізі $C-C$, обумовлюючи тим самим зменшення площі перерізу струмینی.

Відношення площі стиснутого перерізу ω_c до площі отвору ω , називається коефіцієнтом стискання

$$\varepsilon = \frac{\omega_c}{\omega}. \quad (1.147)$$

Величина коефіцієнта стискання визначається дослідним шляхом і залежить від характеру стиску, який буває досконалим і недосконалим. Стиск називається досконалим, коли він спостерігається при витіканні рідини з отвору, розташованого на відстані не менш ніж за три діаметри від дна або бічних стінок резервуара, тобто коли бічні стінки і дно не впливають на стиск. У іншому разі стиск буде недосконалим.

Для малих отворів у тонкій стінці ця величина досить стала, і при досконалomu стиску коливається в межах від $\varepsilon = 0,64$ до $\varepsilon = 0,62$.

Підставивши у формулу для Q значення ε формули 1.147 і значення швидкості з формули 1.146, одержимо

$$Q = \varepsilon \rho \omega \sqrt{2gH_0}.$$

Позначивши $\varepsilon \rho = \mu$, одержимо остаточну формулу для визначення витрати при витіканні рідини з малого незатопленого отвору

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH_0}, \quad (1.148)$$

де μ – коефіцієнт витрати.

Для малих отворів у тонкій стінці з досконалим стиском коефіцієнт μ є приблизно сталим і коливається в границях від $\mu = 0,62$ до $\mu = 0,60$.

В окремому випадку, коли тиск на поверхні рідини в резервуарі дорівнює атмосферному, і витікання відбувається в атмосферу, тобто коли тиски p_1 і p_c можна прийняти однаковими, вирази для швидкості і витрати будуть мати такий вигляд:

$$v_c = \varphi \sqrt{2gH}; \quad (1.149)$$

$$Q = \omega \mu \sqrt{2gH}. \quad (1.150)$$

У цьому випадку напір, під дією якого відбувається витікання, дорівнює висоті стовпа рідини над центром ваги отвору. Явище витікання рідини з отвору в товстій стінці аналогічне витіканню через циліндричні насадки.

Витікання рідини з малого затопленого отвору в тонкій стінці при сталому напорі

Складемо рівняння Бернуллі для перерізів I–I і II–II відносно площини порівняння 0–0 (рис. 1.36):

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} = z_c + \frac{p_c}{\gamma} + \frac{\alpha v_c^2}{2g} + h.$$

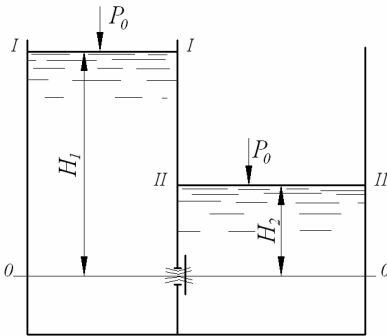


Рис. 1.36. Витікання через малий отвір у тонкій стінці під рівень рідини

При однакових тисках на вільних поверхнях в обох резервуарах і при сталих положеннях цих поверхень попереднє рівняння буде мати такий вигляд:

$$H_1 - H_2 = \sum \zeta \frac{v_c^2}{2g}. \quad (1.151)$$

Втрати енергії при русі рідини від перерізу $I-I$ до перерізу $II-II$ складаються із втрат, аналогічних втратам при витіканні рідини з отвору в тонкій стінці $h_1 = \zeta_c v_c^2 / 2g$ і втрат на розширення струмнини при виході в другий резервуар, які можуть бути прийняті рівними $h_2 = v_c^2 / 2g$.

Підставляючи ці значення у формулу 1.151, одержимо

$$H_1 - H_2 = \frac{v_c^2}{2g} (1 + \zeta_c),$$

звідки швидкість витікання буде:

$$v_c = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_c}} \sqrt{2g(H_1 - H_2)}.$$

Прийнявши $\frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_c}} = \varphi$ (коефіцієнт швидкості), одержимо

$$v_c = \varphi \sqrt{2g(H_1 - H_2)}.$$

Позначивши площу перерізу струмнини у стиснутому перерізі через $\omega_c = \varepsilon\omega$, одержимо залежність витрати крізь затоплений отвір

$$Q = \varphi\varepsilon\omega \sqrt{2g(H_1 - H_2)},$$

або вводячи, як і раніше, коефіцієнт витрати $\varepsilon\varphi = \mu$, остаточно знайдемо

$$Q = \mu\omega \sqrt{2g(H_1 - H_2)}. \quad (1.152)$$

Численними дослідями встановлено, що коефіцієнт витрати (для затопленого отвору майже не відрізняється від μ для отвору незатопленого.

Отже, різниця між формулами 1.150 і 1.152 лише в тому, що у формулі для затопленого отвору замість напору H фігурує різниця відміток горизонтів рідини по обидва боки отвору.

Витікання рідини з великих отворів при сталому напорі

Як зазначалось, витрати крізь отвори, які відповідають нерівності 1.145, не можуть бути з достатньою точністю визначені за середнім значенням напору, внаслідок чого для цих випадків можна рекомендувати такий метод.

Припустимо, що з великого прямокутного отвору у вертикальній стінці відкритої посудини (рис. 1.37) витікає рідина в атмосферу. Для визначення витрати крізь такий отвір виділимо в ньому смужку завширшки b і висотою dh .

Завдяки малій висоті dh витрата при витіканні рідини через цю смужку може бути визначена за формулою, справедливою для малого отвору:

$$dQ = \mu b dh \sqrt{2gh},$$

де h – змінний напір над центром елементарної смужки.

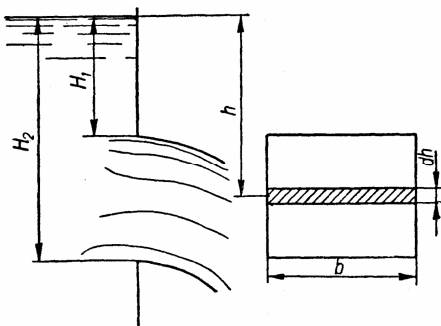


Рис. 1.37. Витікання через великий отвір у тонкій стінці

Формулу для визначення витрати крізь весь отвір одержимо за допомогою інтегрування наведеного вище виразу по висоті отвору в межах від H_1 до H_2 ; при цьому коефіцієнт витрати μ вважається сталим по всій висоті отвору

$$Q = \mu b \sqrt{2g} \int_{H_1}^{H_2} \sqrt{hdh} = \frac{2}{3} \mu b \sqrt{2g} (H_2^{3/2} - H_1^{3/2}). \quad (1.153)$$

Що ж до величини коефіцієнта витрати μ для великих отворів, то слід мати на увазі, що вона змінюється у вельми широких межах залежно від величини напору, стиску і форми кромки отвору; так, для отворів середніх розмірів з гострими кромками і досконалим стиском $\mu = 0,65$.

Для великих отворів з недосконалим стиском величина коефіцієнта витрати знаходиться в межах від $\mu = 0,70$ до $\mu = 0,75$.

Витікання рідини з призматичної посудини при змінному напорі

Розглянемо явище витікання рідини з отвору в дні відкритої призматичної посудини, тобто такої посудини, поперечні розміри якої залишаються незмінними по всій її висоті (рис. 1.38) при відсутності притоку.

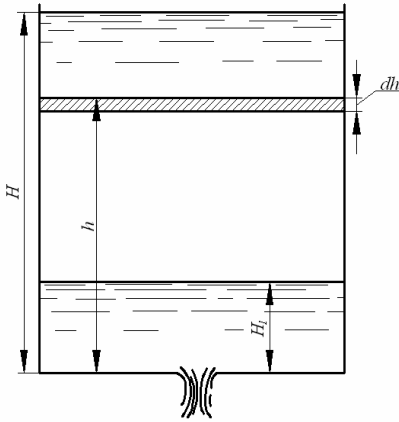


Рис. 1.38. Витікання при змінному напорі

У даному разі рух рідини є несталим, і витікання змінюється з перебігом часу.

Під час розгляду явища витікання рідини при змінному напорі становить інтерес визначення або часу повного спорожнення посудини, або часу витікання будь-якого заданого об'єму рідини.

Припустимо, що в початковий момент спостереження рівень вільної поверхні рідини знаходився в положенні, що відповідає напору h . Через деякий проміжок часу dt рівень знизився на величину dh . Отже,

за час dt об'єм рідини в посудині зменшився на

$$dW = -dh\Omega,$$

де Ω – площа перерізу посудини.

Якщо витрата крізь отвір у дні дорівнює Q , то за той же проміжок часу dt крізь отвір витік об'єм рідини рівний Qdt , звідки

$$-dh\Omega = Qdt,$$

або

$$-dh\Omega = \mu\omega\sqrt{2ghdt},$$

отже,

$$dt = \frac{\Omega dh}{\mu\omega\sqrt{2ghdt}}. \quad (1.154)$$

Для визначення часу повного спорожнення посудини досить одержане рівняння проінтегрувати в границях від початкового напору H до 0.

$$t = - \frac{\Omega}{\mu\omega \sqrt{2g}} \int_H^0 h^{-\frac{1}{2}} dh = \frac{2\Omega \sqrt{H}}{\mu\omega \sqrt{2g}}. \quad (1.155)$$

Для визначення часу витікання об'єму, обмеженого значеннями напорів H і H_1 , слід формулу проінтегрувати у відповідних границях, внаслідок чого вона одержить такий вигляд :

$$t = \frac{2\Omega (\sqrt{H} - \sqrt{H_1})}{\mu\omega \sqrt{2g}}. \quad (1.156)$$

Формулу 1.155 можна представити в такому вигляді:

$$t = \frac{2\Omega H}{\mu\omega \sqrt{2gH}}.$$

Чисельник останнього виразу являє собою подвоєний початковий об'єм рідини в посудині, а знаменник — витрату, що відповідає початковому напору. Отже, час повного спорожнення призматичного резервуара при змінному напорі вдвічі більший від часу витікання з резервуара такого ж об'єму при сталому напорі, що дорівнює початковому напору H .

Витікання рідини через насадки

Насадками називаються короткі патрубки, приєднані до отвору в тонкій стінці. Довжина насадок становить 3–4 їхніх внутрішніх діаметрів.

Найбільш розповсюджені такі види насадок: зовнішня циліндрична; внутрішня циліндрична; конічна збіжна; конічна розбіжна; коноїдальна, виконана у формі струмени.

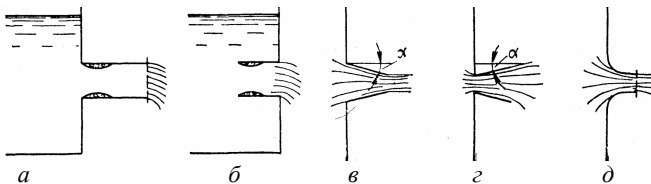


Рис. 1.39. Витікання через різні типи насадок:
a – зовнішня циліндрична; *б* – внутрішня циліндрична; *в* – зовнішня конфузорна; *г* – зовнішня дифузорна; *д* – зовнішня коноїдальна

Визначення витрати при витіканні рідини з насадок здійснюється за тими ж залежностями, що і при витіканні з отворів. Різниця полягає у величині коефіцієнтів стиску, швидкості і витрати. В табл. 1.4 наведено значення вказаних величин залежно від виду насадки.

Таблиця 1.4

Характеристики витікання через отвори і насадки

Вид товару, насадки	ε	φ	μ
Круговий отвір	0,64	0,970	0,620
Зовнішня циліндрична	1,00	0,820	0,820
Внутрішня циліндрична	1,00	0,707	0,707
Конічна розбіжна (дифузорна) ($5-7^\circ$)	1,00	0,500	0,500
Конічна збіжна (конфузорна) ($13^\circ 24'$)	0,98	0,960	0,940
Коноїдальна	1,00	0,980	0,980

Як видно з табл. 1.4, більшість насадок має більші значення коефіцієнта витрати, ніж отвір у тонкій стінці, завдяки чому і витрати при витіканні через насадки будуть більшими, ніж при витіканні з отвору в тонкій стінці.

Насадки широко застосовуються в техніці. Багато з елементів гідротехнічних споруд, наприклад відсмоктуючі труби ГЕС, трубчасті водоспуски у греблях, водопропускні труби під земляним полотном доріг та інші, за характером гідравлічних явищ в них аналогічні насадкам.

Конфузорні конічні насадки застосовують для одержання потужної сконцентрованої струмини, наприклад, в гідромеханізації, пожежній справі, активних турбінах та ін. Тому вивчення гідравліки насадок важливе для з'ясування роботи подібних устаткувань.

При вході рідини в отвір зовнішньої циліндричної насадки внаслідок випрямлення ліній течій відбувається стиск струмини і на деякій відстані від входу в насадку утворюється коловоротна зона (рис. 1.40).

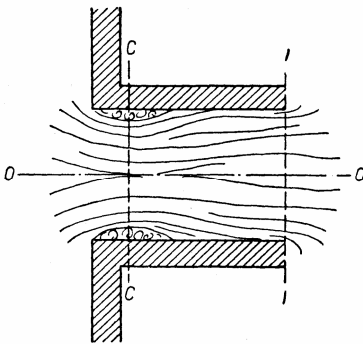


Рис. 1.40. Струмина в зовнішній циліндричній насадці

Повітря у коловоротній зоні, яке залишилось у перший момент витікання, швидко засмоктується потоком, що призводить до зниження тиску, тобто до утворення вакууму в цій зоні, внаслідок чого відбувається ніби підсмоктування рідини з посудини. Величина вакууму залежить від величини напору, під яким працює насадка. Для визначення величини тиску в коловоротній зоні складемо рівняння Бернуллі для перерізу $C-C$ і $I-I$ (рис. 1.40) відносно площини порівняння $O-O$, яка проходить через вісь насадки:

$$\frac{p_c}{\gamma} + \frac{\alpha v_c^2}{2g} = \frac{p_a}{\gamma} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} + h.$$

У даному випадку $z_c = 0$ і $z_1 = 0$. Якщо прийняти $\alpha = 1$, рівняння буде мати такий вигляд:

$$\frac{p_a}{\gamma} - \frac{p_c}{\gamma} = \frac{v_c^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} - h. \quad (1.157)$$

Втрати енергії на ділянці від перерізу $C-C$ до перерізу $I-I$ складаються із втрат, аналогічних втратам на раптове розширення і втрат по довжині

$$h = \zeta_{pp} \frac{v_1^2}{2g} + \zeta_{дов} \frac{v_1^2}{2g}.$$

Оскільки $\omega_c = \varepsilon \omega$ і $v_c \omega_c = v_1 \omega_1$, то

$$v_c = v_1 \frac{\omega_1}{\omega_c} = v_1 \frac{1}{\varepsilon}.$$

Підставивши знайдені величини у формулу 1.157 і позначивши $\frac{p_a - p_c}{\gamma} = h_{\text{вак}}$, одержимо

$$h_{\text{вак}} = \frac{v_1^2}{2g\varepsilon^2} - \frac{v_1^2}{2g} - \zeta_{pp} \frac{v_1^2}{2g} + \zeta_{дов} \frac{v_1^2}{2g},$$

або

$$h_{\text{вак}} = \frac{v_1^2}{2g} \left(\frac{1}{\varepsilon^2} - 1 - \zeta_{pp} - \zeta_{дов} \right).$$

Підставивши в одержане рівняння значення коефіцієнта опору раптового розширення ζ_{pp} згідно з формулою $\zeta_{дов} = \lambda l/d$, знайдемо

$$h_{\text{вак}} = \frac{v_1^2}{2g} \left[\frac{1}{\varepsilon^2} - 1 - \left(1 - \frac{1}{\varepsilon} \right) - \lambda \frac{l}{d} \right].$$

Визначивши значення v_1 з формули (1.149) і підставивши його в одержану залежність, будемо мати

$$h_{\text{вак}} = H \varphi^2 \left[\frac{1}{\varepsilon^2} - 1 - \left(1 - \frac{1}{\varepsilon} \right) - \lambda \frac{l}{d} \right]$$

Прийнявши $\varphi = 0,82$; $\varepsilon = 0,64$; $\lambda = 0,02$; $l/d = 3$, одержимо

$$h_{\text{вак}} = 0,75 H .$$

Висота стовпа води, що відповідає нормальному атмосферному тиску, дорівнює 10,33 м, тому для води максимальний напір, при якому можливе максимальне розрідження в коловоротній зоні, дорівнює $10,33 : 0,75 = 14$ м.

Практично ж при напорі, що дорівнює 8 м, спостерігається просочування повітря через вихідний переріз насадки в коловоротну зону і відбувається так званий зрив вакууму, коли струмина відривається від внутрішніх стінок насадки. Коефіцієнт витрати в цьому випадку падає до коефіцієнта витрати рідини крізь отвори у тонкій стінці.

Значення коефіцієнта швидкості для зовнішньої циліндричної насадки може бути одержане так: перш за все, складемо рівняння Бернуллі для перерізів I-I і II-II відносно площини порівняння (рис. 1.41).

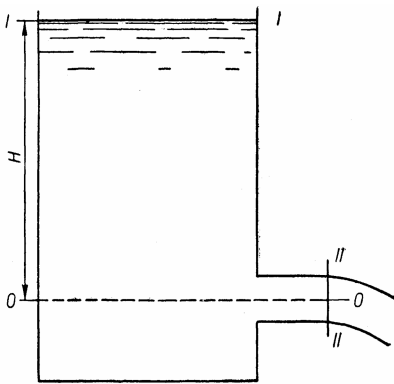


Рис. 1.41. Витікання через зовнішню насадку

При $z_1 = H$, $z_2 = 0$, $v_1 = 0$ і рівності тисків у цих перерізах рівняння Бернуллі буде мати такий вигляд:

$$H = \frac{a v_2^2}{2g} + h, \quad (1.158)$$

де величина втрат енергії h складається із втрат, аналогічних втратам потоку крізь отвори в тонкій стінці, втрат на раптове розширення і втрат по довжині насадки:

$$h = \zeta_c \frac{v_c^2}{2g} + \zeta_{pp} \frac{v_2^2}{2g} + \zeta_{\text{дов}} \frac{v_2^2}{2g} .$$

Замінивши в останньому виразі $v_c = v_2/\varepsilon$ і підставивши одержане в рівняння 1.158, будемо мати

$$H = \frac{v_2^2}{2g} \left(\alpha + \frac{\zeta_c}{\varepsilon^2} + \zeta_{pp} + \zeta_{\text{дов}} \right),$$

звідки,

$$v_2 = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta_c \frac{1}{\varepsilon^2} + \zeta_{pp} + \zeta_{оов}}} \sqrt{2gH}$$

де

$$\frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta_c \frac{1}{\varepsilon^2} + \zeta_{pp} + \zeta_{оов}}} = \varphi.$$

Підставивши значення величин $\alpha = 1,06$

$$\zeta_c = \frac{1}{\varphi^2} - 1 = \frac{1}{0,97^2} - 1 = 0,06; \quad \varepsilon = 0,64; \quad \zeta_{pp} = \left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right)^2; \quad \zeta_{оов} \lambda = \frac{l}{d},$$

знайдемо значення $\varphi = 0,82$.

У конкретних умовах числові значення коефіцієнтів можуть трохи відхилитись від прийнятих тут, унаслідок чого значення коефіцієнта швидкості також може трохи відрізнятись від одержаного. Коли витікаюча струминка заповнює весь переріз насадки, $\varepsilon = 1$ $\mu = \varphi = 0,82$.

Отже, швидкість витікання рідини з насадки менша від швидкості витікання з отвору в тонкій стінці, що видно з порівняння коефіцієнтів швидкості. Але завдяки великому значенню коефіцієнта стиску $\varepsilon = 1$ витрата через насадку при інших однакових умовах більша від витрати крізь отвір у тонкій стінці.

1.3. НАСОСИ

1.3.1. Призначення, класифікація і галузі застосування насосів

Насос – це гідромашина, яка надає рідині механічну енергію. Більшість насосів використовуються для транспортування рідин (води, нафти і нафтопродуктів та ін.). Насоси широко використовують в усіх галузях народного господарства: в машинобудуванні, металургії, хімічній промисловості, гідромеханізації земляних робіт і в багатьох інших галузях техніки. Особливо широко насоси застосовують у нафтовій промисловості. Тут їх використовують під час буріння свердловин, у технічних процесах переробки нафти, для транспортування її з родовищ на заводи і для транспортування продуктів переробки нафти до залізничного й водного транспорту, а також для перекачування води, нафти, гасу, бензину, різних масел, розчинів та багатьох інших рідких тіл. Насоси, що входять до складу гідропередач, призначаються саме для надання рідині механічної енергії.

Багато типів насосів є оборотними гідромашинами, тобто можуть бути використані і як насос і як гідродвигун.

За принципом роботи і конструкцією робочих органів насоси бувають об'ємними і динамічними. Ще одна допоміжна група – спеціальні насоси, які, виходячи з принципу їх роботи і конструктивних особливостей, не можна віднести ні до об'ємних, ні до динамічних насосів.

Об'ємні насоси працюють за принципом витіснення рідини із замкнутого об'єму (камери). До цієї групи належать поршневі, плунжерні, діафрагмові, крильчасті насоси та об'ємні роторні насоси (роторно-поршневі, роторно-пластинчасті, гвинтові, шестеренні).

У *динамічних насосах* силова дія робочого органа насоса на переміщувану рідину відбувається в камері постійно сполученій з вхідним і вихідним патрубками насоса. Динамічні насоси можна класифікувати на такі типи: *лопатеві (відцентрові, діагональні, осьові), вихрові, струминні*.

До групи насосів *спеціальних конструкцій* належать: ерліфти, гідротарани, капілярні та шнурові (стрічкові) водопідіймники, норії та ін.

1.3.2 Подача, напір, потужність і ККД насосів

У теорії насосів застосовується ряд термінів і визначень, що стосуються до всіх типів насосів. Розглянемо схему роботи насоса, який переміщує рідину з одного резервуара в іншій (рис. 1.42).

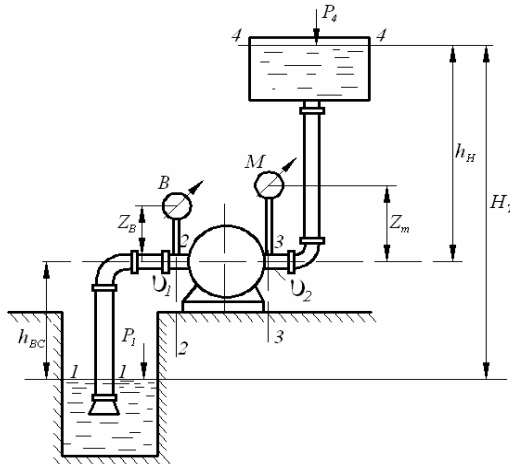


Рис. 1.42. Схема насосної установки

Під час роботи насоса у всмоктувальній трубі підтримується розрідження (вакуум), яке і обумовлює підймання рідини з живильного резервуара до насоса. Рідина, що потрапила в корпус насоса, у результаті силової взаємодії з робочим органом насоса, отримує додаткову енергію і переміщується у верхній резервуар.

Умовні позначення:

H_{ec} – геометрична висота всмоктування, H_n – геометрична висота нагнітання, $H_\Gamma = H_{ec} + H_n$ – геометрична (геодезична) висота підймання води (рідина), B – вакуумметр, M – манометр, p_1 – абсолютний тиск на поверхню рідини в живильному резервуарі, p_4 – абсолютний тиск на поверхню рідини в прийомному резервуарі, z_e – висота вакуумметра над базовою площиною (віссю насоса), z_m – висота манометра над базовою площиною (віссю насоса), v_{ec} – середня швидкість у всмоктувальному патрубку насоса, v_n – середня швидкість у нагнітальному патрубку, h_{ec} – втрати напору в усмоктувальному трубопроводі, h_n – втрати напору в нагнітальному трубопроводі, Q – подача насоса – об'єм рідини, переміщеної насосом за одиницю часу; H – повний напір насоса.

Як визначити напір, що створює насос?

Виділимо контрольні перетини 1, 2, 3, 4 і площину порівняння 0–0 на рівні вільної поверхні води в нижньому резервуарі. Згадаємо, що напором називається питома енергія рідини. Отже, напір насоса ні що інше, як приріст питомої енергії рідини під час її проходження через насос, тобто

$$H = E_3 - E_2, \quad (1.159)$$

де E_2 – питома енергія рідини до насоса;

E_3 – питома енергія рідини після насоса.

Відповідно до рівняння Бернуллі

$$H = \left(z_3 + \frac{p_3}{\gamma} + \frac{\alpha_3 v_3^2}{2g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} \right). \quad (1.160)$$

Розглянемо складові рівняння 1.160

$$\begin{aligned}
z_3 &= z_2; \\
p_3 &= p_{am} + p_m + \gamma z_m; \\
p_2 &= p_{am} - p_6 + \gamma z_6; \\
v_3 &= v_n; \\
v_2 &= v_{6c}; \\
\alpha_2 &\approx \alpha_3 = \alpha.
\end{aligned}
\tag{1.161}$$

Підставимо значення 1.161 в рівняння 1.160

$$\begin{aligned}
H &= (z_3 - z_2) + \left(\frac{p_3}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} \right) + \left(\frac{\alpha_3 v_3^2}{2g} - \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} \right) = \\
&= \left(\frac{p_{am} + p_m + \gamma z_m}{\gamma} - \frac{p_{am} - p_6 + \gamma z_6}{\gamma} \right) + \frac{\alpha (v_n^2 - v_{6c}^2)}{2g}.
\end{aligned}$$

Після деяких спрощень матимемо

$$H = z_m + z_6 + \frac{p_m}{\gamma} + \frac{p_6}{\gamma} + \frac{\alpha (v_n^2 - v_{6c}^2)}{2g}.
\tag{1.162}$$

Зручно позначати $\frac{p_m}{\gamma} = H_{ман}$ – манометрична висота,

$\frac{p_6}{\gamma} = H_{вак}$ – вакуумметрична висота, $z_m - z_6 = \Delta z_{м.в.}$

Тоді

$$H = H_{ман} + H_{вак} + \Delta z_{м.в.} + \frac{\alpha (v_n^2 - v_{6c}^2)}{2g}.
\tag{1.163}$$

Формулами 1.162 та 1.163 зручно користуватися під час лабораторних випробувань насосів, або в умовах експлуатації, коли відомі показання манометра і вакуумметра.

Під час розрахунків (наприклад при підборі насоса) більш зручні ті формули, де $H = f(H_T; h)$.

Абсолютний тиск у всмоктувальному і нагнітальному патрубках насоса можна записати так:

$$\begin{aligned}
p_2 &= p_1 - \gamma H_{6c} - \gamma h_{6c}; \\
p_3 &= p_4 + \gamma H_n + \gamma h_n.
\end{aligned}$$

Підставивши p_3 та p_2 у рівняння 1.162, матимемо

$$H = \frac{(p_4 + \gamma H_n + \gamma h_n) - (p_1 - \gamma H_{\text{вс}} - \gamma h_{\text{вс}})}{\gamma} + \frac{\alpha(v_n^2 - v_{\text{вс}}^2)}{2g},$$

або

$$H = \frac{p_4 - p_1}{\gamma} + H_n + h_n + H_{\text{вс}} + h_{\text{вс}} + \frac{\alpha(v_n^2 - v_{\text{вс}}^2)}{2g}. \quad (1.164)$$

З урахуванням того, що $H_n + H_{\text{вс}} = H_\Gamma$ і позначивши $h_n + h_{\text{вс}} = \sum h_{\text{вс.н}}$, одержимо

$$H = \frac{p_4 - p_1}{\gamma} + H_\Gamma + \sum h_{\text{вс.н}} + \frac{\alpha(v_n^2 - v_{\text{вс}}^2)}{2g}. \quad (1.165)$$

Дуже часто $p_4 = p_1$, тоді:

$$H = H_\Gamma + \sum h_{\text{вс.н}} + \frac{\alpha(v_n^2 - v_{\text{вс}}^2)}{2g}. \quad (1.166)$$

Звичайно $v_n > v_{\text{вс}}$, але якщо взяти $v_n \approx v_{\text{вс}}$, то одержимо такий вираз для повного напору насоса:

$$H = H_\Gamma + \sum h_{\text{вс.н}}. \quad (1.167)$$

Відомо, що потужність – це робота за одиницю часу, або зміна енергії за одиницю часу. Насос надає одиниці ваги рідини питому енергію – H . За одиницю часу через насос проходить рідина вагою γQ . Тоді корисна потужність насоса

$$N_k = \gamma Q H, \quad (1.168)$$

Потужність, підведена до вала насоса, називають потужністю на валу насоса N_θ . Тоді ККД насоса

$$\eta_n = \frac{N_k}{N_\theta}. \quad (1.169)$$

Структура ККД насоса залежить від типу насоса і його конструктивних особливостей. Звичайно

$$\eta_n = \eta_c \cdot \eta_m \cdot \eta_0, \quad (1.170)$$

де η_c – гідравлічний ККД – враховує втрати під час руху рідини через корпус насоса;

η_m – механічний ККД – на тертя в ущільненнях валу насоса і на тертя рідини та поверхонь робочого колеса;

η_0 – об'ємний ККД – на втрати енергії з витікаючою через нещільності рідиною.

1.3.3. Відцентрові насоси

Принцип дії відцентрових насосів

Як уже зазначалося вище, серед динамічних гідравлічних машин найбільше поширення набули лопатеві. Робочим органом лопатевої гідравлічної машини є робоче колесо з лопатями. Передача енергії від колеса до рідини (насос), або від рідини до колеса (турбіна) відбувається за рахунок динамічної взаємодії лопатей робочого колеса з рідиною, що їх омиває.

Розглянемо схему відцентрового насоса, типового для лопатевих гідромашин (рис. 1.43). Перед пуском насоса в роботу його корпус і всмоктувальна труба мають бути заповнені рідиною. Всмоктувальна труба насоса обладнана зворотнім клапаном 10. Заповнення корпусу насоса рідиною можна здійснити через заливну лійку 4, або під'єднавши її патрубок до вакуумного насоса. Під час обертання робочого колеса насоса разом з рідиною, що заповнює його міжлопатевий простір, під дією відцентрової сили рідина буде рухатися від центра робочого колеса до периферії. Саме тому такі насоси і називають відцентровими.

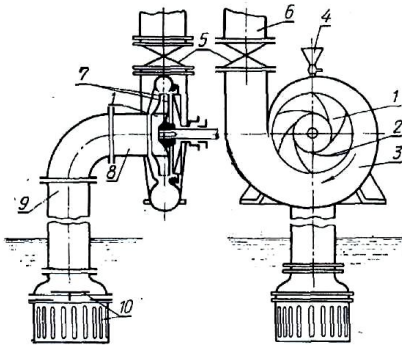


Рис. 1.43. Відцентровий насос консольного типу:

- 1 – робоче колесо; 2 – лопаті робочого колеса; 3 – спірале-подібний корпус; 4 – заливна лійка (трубка для підключення вакуумного насоса при знятій лійці); 5 – засувка; 6 – нагнітальна труба; 7 – диски робочого колеса; 8 – вхідний патрубок насоса; 9 – всмоктувальний трубопровід; 10 – фільтр та зворотній клапан

Найбільшого поширення в аграрному виробництві набули такі типи відцентрових насосів: консольні (рис. 1.43, 1.44); з двостороннім входом; заглибні. Основним недоліком консольних відцентрових насосів є осьова сила, зумовлена гідродинамічним тиском рідини на диск робочого колеса. У насосах з двостороннім входом результуюча

осьова сила гідродинамічного тиску на диск робочого колеса дорівнює нулю за рахунок спрямування рідини на робоче колесо з двох протилежних напрямів. Заглибні насоси застосовуються для підймання води та нафти із свердловин.

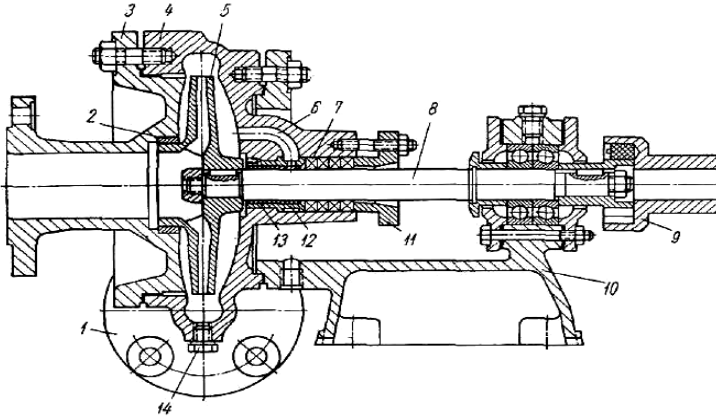


Рис. 1.44. Відцентровий насос К 8/18:

- 1 – напірний патрубок; 2 – ущільнюоче кільце; 3 – кришка корпусу;
 4 – корпус; 5 – робоче колесо; 6 – канал гідравлічного ущільнювача;
 7 – сальникова ущільнюоча набивка; 8 – вал; 9 – муфта; 10 – станина;
 11 – втулка сальникової набивки; 12 – кільце гідравлічного ущільнення валу;
 13 – втулка; 14 – пробка для зливу рідини з корпусу насоса

Основне рівняння лопатевих гідромашин

Зробимо такі припущення:

- рідина, що протікає через насос – нев'язка;
- робоче колесо має нескінченно велике число лопаток;
- ширина робочого колеса – незначна.

Перше припущення дозволяє не враховувати втрати на тертя.

При досить великій кількості лопатей потік рідини у міжлопатевому просторі можна вважати осесиметричним. Якщо до того ж ширина лопаток незначна, то цю течію можна розглядати як струминну. Отже, друге і третє дозволяють вважати течію у міжлопатевому просторі осесиметричною і струминною.

Потік рідини між лопатями робочого колеса (рис. 1.45) характеризується величиною і напрямком абсолютної швидкості в кожній точці розглянутого простору C . Абсолютну швидкість C можна представити як векторну суму двох складових: відносної швидкості W і переносної U . Переносна швидкість U буде спрямована по дотичній

(як окружна швидкість матеріальної точки, що обертається навколо осі колеса). Відносна швидкість W буде спрямована по дотичній до лопаті.

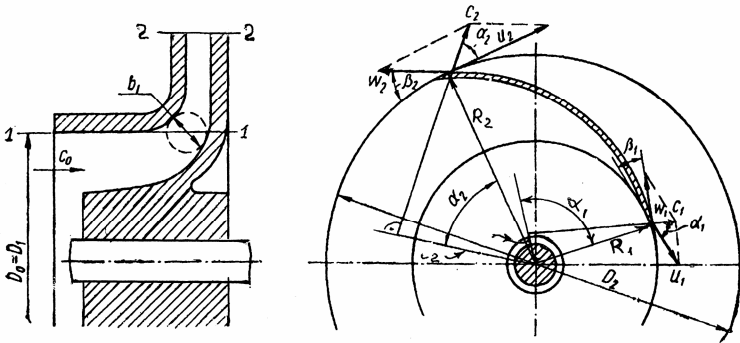


Рис. 1.45. Кінематика течії в колесі лопатевого насоса

Припустимо, що довільна частка рідини A в початковий момент часу $t = 0$ знаходиться на вході в робоче колесо. Її швидкості: абсолютна C_1 , відносна W_1 , переносна U_1 , радіус обертання точки A в момент часу $t = 0$ становить R_1 , $C_1 = W_1 + U_1$.

Через деякий проміжок часу dt точка (частка) переміститься до зовнішнього ободу робочого колеса і буде мати швидкості

$$C_2 = W_2 + U_2. \quad (1.171)$$

Доведення основного рівняння лопатевих гідромашин базується на теоремі про зміну моменту кількості руху рідини, що рухається в криволінійному каналі. Формулюється ця теорема для даного випадку так: “Зміна моменту кількості руху рідини, що протікає через робоче колесо лопатевої машини, відносно осі його обертання рівні сумі моментів усіх зовнішніх сил щодо цієї ж осі за той же проміжок часу, тобто рівна крутному моментові на валу робочого колеса”.

Для елементарної струмینی рівняння нерозривності течії має вигляд

$$dQ = const. \quad (1.172)$$

Кількість руху рідини, що пройшла за час dt через перетин 1–1, можна записати так:

$$\delta I_1 = C_1 \delta m_1 = C_1 \rho dQ. \quad (1.173)$$

Аналогічно для перетину 2–2 на виході з колеса

$$\delta I_2 = C_2 \delta m_2 = C_2 \rho dQ. \quad (1.174)$$

Якщо ці кількості руху помножити на відповідні плечі $L_1; L_2$, то одержимо моменти кількості руху відносно осі обертання робочого колеса

$$\begin{aligned}\delta M_1 &= L_1 \cdot \delta I_1, \\ \delta M_2 &= L_2 \cdot \delta I_2.\end{aligned}$$

З рисунка видно, що

$$\begin{aligned}L_1 &= R_1 \cos \alpha_1, \\ L_2 &= R_2 \cos \alpha_2.\end{aligned}$$

Тоді

$$\begin{aligned}\delta M_1 &= R_1 \cos \alpha_1 \cdot C_1 \rho dQ, \\ \delta M_2 &= R_2 \cos \alpha_2 \cdot C_2 \rho dQ.\end{aligned}$$

Зміни моменту кількості руху (МКР) між входом на лопать і виходом за час dt

$$\Delta M = \delta M_2 - \delta M_1 = \rho dQ (C_2 R_2 \cos \alpha_2 - C_1 R_1 \cos \alpha_1). \quad (1.175)$$

Якщо додати зміни моменту кількості руху для всіх елементарних струмин, тобто для струмин, що рухаються біля нескінченно великого числа лопатей, то одержимо зміну моменту кількості руху всієї маси рідини, що протікає через насос за одиницю часу:

$$\sum \Delta M = \sum \rho dQ (C_2 R_2 \cos \alpha_2 - C_1 R_1 \cos \alpha_1) = \rho Q_T (C_2 R_2 \cos \alpha_2 - C_1 R_1 \cos \alpha_1), \quad (1.176)$$

де Q_T – теоретична подача лопатевої машини;

ρ – густина рідини.

Згідно з уже цитованою теоремою про зміну МКР запишемо вираз для крутного моменту на валу лопатевої машини

$$M_{KP} = \sum \Delta M,$$

або

$$M_{KP} = \rho Q_T (C_2 R_2 \cos \alpha_2 - C_1 R_1 \cos \alpha_1). \quad (1.177)$$

Для гідравлічних лопатевих двигунів (наприклад, турбін), де при русі рідини від периферії робочого колеса до його центру відбувається зменшення питомої енергії рідини, рівняння 1.177 можна записати так:

$$M_{KP} = \rho Q_T (C_1 R_1 \cos \alpha_1 - C_2 R_2 \cos \alpha_2). \quad (1.178)$$

Можна також записати універсальне рівняння, тобто загальне для насосів і гідродвигунів лопатевого типу

$$M_{KP} = \rho Q_T (\pm C_2 R_2 \cos \alpha_2 \mp C_1 R_1 \cos \alpha_1). \quad (1.179)$$

У рівнянні 1.179 верхній ряд знаків – для насосів, а нижній – для турбін.

Перетворимо рівняння 1.178 з метою одержання виразу для теоретичного напору лопатевого робочого колеса H_T .

Потужність на валу лопатевої машини

$$N_B = M_{KP} \cdot \omega, \quad (1.180)$$

де ω – кутова швидкість обертання лопатевого колеса.

Гідравлічна потужність, тобто корисна потужність

$$N_G = \rho g Q_T H_T. \quad (1.181)$$

Так як втрати енергії не враховуємо, то $N_B = N_G$. Тоді

$$M_{KP} \omega = \rho g Q_T H_T. \quad (1.182)$$

З останнього можемо записати з урахуванням виразу 1.179 для M_{KP}

$$\rho Q_T (\pm C_2 R_2 \cos \alpha_2 \pm C_1 R_1 \cos \alpha_1) \omega = \rho g Q_T H_T. \quad (1.183)$$

Розв'язуючи 1.183 відносно H_T , одержимо,

$$H_T = \frac{\pm \omega C_2 R_2 \cos \alpha_2 \mp \omega C_1 R_1 \cos \alpha_1}{g}. \quad (1.184)$$

У рівнянні 1.184 верхній ряд знаків – для насосів, нижній – для турбін (гідродвигунів).

Для переносної (окружної) швидкості відомо, що їх можна обчислити як добуток кутової швидкості на радіус обертання $U = \omega R$.

Тоді одержимо так зване основне рівняння лопатевих гідромашин

$$H_T = \frac{\pm U_2 C_2 \cos \alpha_2 \mp U_1 C_1 \cos \alpha_1}{g}. \quad (1.185)$$

Теоретичний напір відцентрового насоса

Основне рівняння лопатевих машин 1.185 для насосів записується так:

$$H_T = \frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2 - U_1 C_1 \cos \alpha_1}{g}. \quad (1.186)$$

У більшості сучасних відцентрових насосів рідина надходить на вхід робочого колеса в радіальному напрямку, тобто, $\alpha_1 \approx 90^\circ$, а отже $\cos \alpha_1 \approx \cos 90^\circ = 0$.

Тоді теоретичний напір такого відцентрового насоса з робочим колесом, що має нескінченно велике число вузьких лопаток, можна визначити так:

$$H_T = \frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2}{g} . \quad (1.187)$$

Для конструктора великий інтерес становить питання впливу форм лопатей робочого колеса на напір насоса, тобто $H_T = f(\alpha_2)$.

Розглянемо три типи лопатей: загнуту назад, радіальну, загнуту вперед (рис. 1.46).

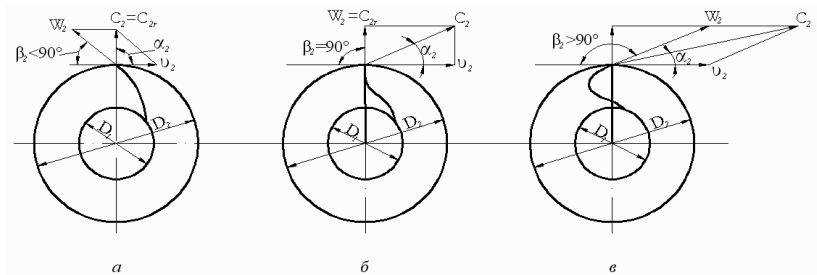


Рис. 1.46. Форми лопатей робочого колеса відцентрового насоса

Бачимо, що із збільшенням кута β_2 зменшується кут α_2 , а отже, росте $\cos \alpha_2$. Крім того, із збільшенням α_2 зростає абсолютна швидкість рідини на виході з робочого колеса – C_2 .

Отже, із трьох розглянутих коліс максимальний теоретичний напір відповідає варіантові *в*, а мінімальний – варіантові *а*.

Незважаючи на це, у насособудуванні застосовують робочі колеса типу *а*. Чому? По-перше, збільшення абсолютної швидкості на виході з робочого колеса призводить до зростання гідравлічних втрат енергії. Тому колеса типу *в* менш економічні, ніж типу *а*.

По-друге, насоси з робочим колесом типу *в* характеризуються поганими експлуатаційними якостями (труднощі запуску, нестійкість режиму, вібрації, кавітаційне зношування лопатей).

Вважається оптимальним $\beta_2 = 20 \dots 35^\circ$; $R_2 / R_1 = 2 \dots 3$.

А як впливає на напір, що розвивається насосом, кількість лопатей робочого колеса?

Адже при доведенні основного рівняння лопатевих машин вважали, що колесо має безліч лопатей, а в реальних конструкціях це неможливо. Зазвичай $Z \leq 6 \div 12$.

Зменшення напору насоса за рахунок кінечності числа лопатей враховується спеціальним поправочним коефіцієнтом ε_Z

$$H_{TK} = \varepsilon_Z \cdot H_T. \quad (1.188)$$

Для багатьох насосів $\varepsilon_Z \approx 0,8$.

Точніше ε_Z можна визначити, скориставшись емпіричними формулами.

Наприклад, формулою Стодоли

$$\varepsilon_Z = 1 - \frac{\pi}{Z} \sin \beta_2. \quad (1.189)$$

За рахунок втрат енергії на тертя рідини об лопаті робочого колеса, а також у відповідному і відвідному патрубках дійсний напір насоса H менший порівняно з H_{TK} .

$$H < H_{TK},$$

або

$$H = \eta_c \cdot H_{TK}, \quad (1.190)$$

де η_c – гідравлічний ККД насоса. Великі відцентрові насоси мають $\eta_c = 0,8 \dots 0,9$.

Остаточно можемо написати такий вираз для дійсного напору відцентрового насоса:

$$H = \varepsilon_Z \eta_c H_T = \frac{\varepsilon_Z \eta_c U_2 C_2 \cos \alpha_2}{g}. \quad (1.191)$$

Для відцентрових насосів з нормально загнутими назад лопатями

$$\varepsilon_Z \eta_c C_2 \cos \alpha_2 \approx \frac{U_2}{2}. \quad (1.192)$$

Тому можна записати

$$H \approx \frac{U_2^2}{2g}, \quad (1.193)$$

або

$$H = \psi \frac{U_2^2}{2g}, \quad (1.194)$$

де $\psi = 0,92 \div 1,1$ – поправочний коефіцієнт напору (залежний від форми лопатей).

Параметричні характеристики відцентрових насосів

Параметричними характеристиками відцентрового насоса прийнято називати графічні зображення залежності напору, потужності і ККД насоса від його подачі при певному значенні частоти обертання робочого колеса (рис. 1.47).

$$H = f(Q); \quad N_B = f_2(Q); \quad \eta_H = f_3(Q).$$

Характеристики насоса важливо знати під час підбору насоса для комплектації гідравлічної установки, а також для створення умов найбільш економічної роботи насоса. Характеристика $H = f(Q)$ – головна характеристика. Характеристики звичайно одержують лабораторним випробуванням насоса.

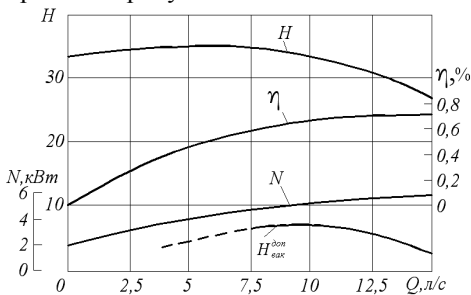


Рис. 1.47. Параметричні характеристики відцентрового насоса

Характеристики звичайно креслять на одному полі.

Режим роботи насоса з максимально можливим ККД називають оптимальним. Під час експлуатації слід прагнути до того, щоб відхилення ККД від максимального не перевищувало 5–7%.

Висота всмоктування і явище кавітації

Для насосної установки (рис. 1.142) запишемо рівняння Бернуллі для перерізів 1–1 та 2–2 відносно площини відліку 0–0.

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{1-2}. \quad (1.195)$$

Конкретизуємо, чому дорівнюють складові рівняння 1.195

$$z_1 = 0, \quad z_2 = H_{вс},$$

$$p_1 = p_{ат}, \quad p_2 = p_{ат} - p_{вак},$$

$$v_1 = 0, \quad v_2 = v_{вс},$$

$$h_{1-2} = h_{вс}.$$

Підставивши їх у рівняння 1.195, одержимо

$$\frac{p_{am}}{\gamma} = H_{вс} + \frac{p_{am} - p_{вак}}{\gamma} + \frac{\alpha v_{вс}^2}{2g} + h_{вс}.$$

Звідки при $\gamma \approx 1$

$$H_{вс} = \frac{p_{вак}}{\gamma} - \frac{v_{вс}^2}{2g} - h_{вс} = H_{вак} - \frac{v_{вс}^2}{2g} - h_{вс}. \quad (1.196)$$

Тобто, висота всмоктування $H_{вс}$ менше від висоти $H_{вак}$ на величину втрат напору у всмоктувальному трубопроводі і величину швидкісного напору.

Яке граничне значення $H_{вс}$?

Припустимо, що $h_{вс} \rightarrow 0$ і $\frac{v_{вс}^2}{2g} \rightarrow 0$,

тоді

$$H_{вс} = H_{вак} = \frac{p_{вак}}{\gamma}. \quad (1.197)$$

Граничне значення $|p_{вак}| = p_{ам}$.

Наприклад, якщо $p_{ам} = 1 \text{ ат}$, то $\frac{p_{вак}}{\gamma} = \frac{p_{ам}}{\gamma} = 735 \text{ мм.рт.ст} = 10 \text{ м.в.ст.}$

Тобто для випадку перекачування холодної води ($t = +4^\circ\text{C}$) – $H_{вс} = 10 \text{ м}$, а ртуть – $0,735 \text{ м}$.

Той же насос, установлений в гористій місцевості (на горі Еверест (висота 8848 м), де $p_{ам} = 0,31 \text{ ат}$, зможе підняти воду з глибини не більш ніж на 3,1 м, а ртуть – 0,23 м.

Але не тільки величина атмосферного тиску обмежує геометричну висоту всмоктування. Відомо, що температура кипіння рідини значно залежить від тиску. Наприклад, вода закипає при $t = 60^\circ\text{C}$, якщо вона знаходиться під абсолютним тиском $p_{ам} = 0,8 \text{ ат}$ ($p_{вак} = 0,2 \text{ ат}$). Значить при перекачуванні води з $t = 60^\circ\text{C}$ не можна допустити у всмоктувальній трубі вакуум більш ніж $0,2 \text{ ат}$. А звідси граничне припустиме значення $H_{вс} \leq \frac{p_{вак}}{\gamma} = 2 \text{ м}$. Це особливо слід мати на увазі під час проектування систем водяного опалення та гарячого водопостачання.

У таблицях дають температуру кипіння і абсолютний тиск пари води $p_n=f(t)$. Отже, для запобігання кавітації слід дотримувати умову

$$\frac{p_{вак}}{\gamma} < \frac{p_{ам} - p_n}{\gamma}.$$

Або, підставивши вираз для $\frac{p_{вак}}{\gamma}$,

$$H_{ес} + \frac{v_{ес}^2}{2g} + h_{ес} < \frac{p_{ам} - p_n}{\gamma}. \quad (1.198)$$

Звідки висота всмоктування за умовами недопущення кавітації

$$H_{ес} < \frac{p_{ам} - p_n}{\gamma} - h_{ес} - \frac{v_{ес}^2}{2g}. \quad (1.199)$$

Якщо врахувати, так званий кавітаційний запас ΔH_K

$$H_{ес} = \frac{p_{ам} - p_n}{\gamma} - h_{ес} - \frac{v_{ес}^2}{2g} - \Delta H_K. \quad (1.200)$$

Величину критичного кавітаційного запасу ΔH_K^{kp} Руднєв пропонує визначати кавітаційним коефіцієнтом швидкохідності

$$C = \frac{n\sqrt{Q}}{\left(\frac{\Delta H_K^{kp}}{10}\right)^{3/4}}. \quad (1.201)$$

По відношенню до кавітації залежно від величини C , насоси поділяють:

- $C = 600 - 700$ – "погані" (не стійкі до кавітації) насоси;
- $C = 800 - 11000$ – нормальні насоси;
- $C > 1300$ – хороші насоси.

Для більш точного визначення величини кавітаційного запасу проводять лабораторні кавітаційні випробування насосів. За результатами цих випробувань будують характеристики.

$$H = f_1(\Delta H_K) \quad N = f_2(\Delta H_K), \quad \text{при } Q = const.$$

Якщо насос експлуатується в умовах, коли змінюється геометрична висота всмоктування (наприклад, коливання рівня води ріки), або змінюється подача Q , то виникає потреба контролю величини розрідження у всмоктувальній лінії, адже саме від $p_{вак}$ залежить (при інших умовах роботи) кавітація.

Зв'язок між ΔH_K і $\frac{P_{\text{вак}}}{\gamma}$ легко встановити з рівняння

$$P_{\text{вак}} = H_{\text{з.вс}} + h_{\text{вс}} + \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g} = \frac{P_{\text{ам}} - P_n}{\gamma} - \Delta H_K, \quad (1.202)$$

або

$$\Delta H_{\text{вак}} = \frac{P_a - P_n}{\gamma} - \Delta H_K^{\text{кр}}. \quad (1.203)$$

У каталогах насосів наводять характеристики $\Delta H_{\text{вак}}^{\text{дон}} = f(Q)$ для умов подачі холодної води при $P_{\text{ам}} = 760$ мм.рт.ст, тобто коли $\frac{P_{\text{ам}} - P_n}{\gamma} \approx 10$ м. Експлуатуючи насос при $H_{\text{вак}} < \Delta H_{\text{вак}}^{\text{дон}}$ (або

$P_{\text{вак}} < \gamma H_{\text{вак}}^{\text{дон}}$), можна запобігти кавітаційним явищам.

На рис. 1.47 та 1.49 подано параметричні характеристики з $H_{\text{вак}}^{\text{дон}} = f(Q)$.

Робота насоса на мережу. Регулювання режиму роботи відцентрових насосів

Напір, створюваний насосом, в основному затрачається на геометричну висоту піднімання рідини H_Γ і подолання гідравлічних опорів у всмоктувальному і нагнітальному трубопроводах

$$H = H_\Gamma + \sum h_{\text{в-н}}. \quad (1.204)$$

Втрати напору в трубопроводі можна визначити через його гідравлічну характеристику

$$h = A\beta l Q^2 = S Q^2. \quad (1.205)$$

У теорії насосів це рівняння називають характеристикою трубопроводу (мережі), тому що воно показує, який напір потрібно створити насосу до даної мережі, щоб по ній рухалася рідина з витратою Q .

Якщо сполучити на одному графіку характеристику насоса і трубопроводу, то утвориться точка перетину. Ця точка називається робочою точкою, тобто вона буде показувати, які параметри (Q, H) буде забезпечувати цей насос під час роботи на заданий трубопровід (рис. 1.48).

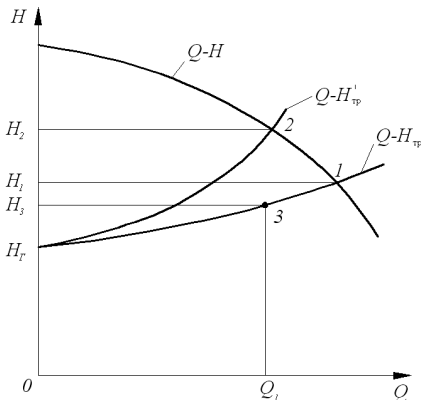


Рис. 1.48. Дросельне регулювання режиму роботи відцентрового насоса

Якщо параметри робочої точки не задовольняють споживача, то виникає потреба заміни насоса, або трубопроводу, або регулювання режиму його роботи. Наприклад, якщо виявилось, що $Q_1 > Q_{необх}$, а $H_1 < H_{необх}$, то можна установити на трубопроводі регулюючий кран (дросель).

Кран збільшить гідравлічний опір труби S , а значить, і крутизну характеристики трубопроводу і робоча точка переміститься нагору.

Для одержання робочої точки з більшою подачею ніж у точці 1 слід збільшити діаметр трубопроводу – зменшити його гідравлічний опір, збільшивши його діаметр.

У деяких випадках застосовують регулювання зміною частоти обертання. Це доцільніше, тому що дросельне регулювання призводить до втрат енергії на подолання додаткового гідравлічного опору дроселя. Регулювання обертами – спосіб економічніший, але технічно важчий.

Електродвигуни, що приводить у дію насоси, в основному, асинхронні, а значить мають фіксовану частоту обертання.

Нагадаємо стандартні синхронні частоти обертання асинхронних електродвигунів, об/хв: 3000, 1500, 1000, 750.

Розвиток тиристорної техніки зробив цей спосіб регулювання частоти обертання асинхронних електродвигунів більш доступним.

Регулювання зміною частоти обертання робочого колеса лопатевої гідромашини базується на відомій формулі подібності. Дійсно, за умови незмінних геометричних розмірів робочого колеса будемо мати

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1}; \quad (1.206)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2; \quad (1.207)$$

$$\frac{N_2}{N_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3. \quad (1.208)$$

Обрізка робочого колеса застосовується (у рідких випадках) для зміни характеристики насоса з метою одержання потрібних параметрів робочої точки (рис. 1.49).

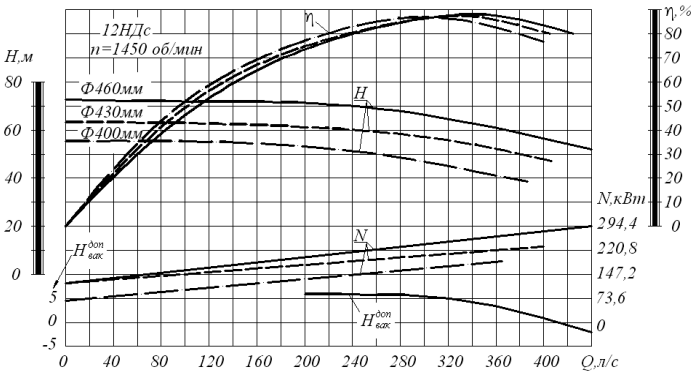


Рис. 1.49. Параметричні характеристики відцентрового насоса 12 НДс з робочими колесами різного діаметра

Засновано цей метод на формулах подібності. При $n_2 = n_1 = const$ відповідно до формул гідромеханічної подібності будемо мати при $n = const$

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \delta_l^3; \quad (1.209)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \delta_l^2; \quad (1.210)$$

$$\frac{N_2}{N_1} = \delta_l^5, \quad (1.211)$$

де $\delta_l = \frac{l_2}{l_1}$ – коефіцієнт геометричної подібності двох робочих лопатевих коліс – співвідношення одноіменних геометричних розмірів.

1.3.4. Осьові насоси

Гребні гвинти човнових моторів, віконні витяжні і настільні вентилятори мають схожі робочі органи – лопатеві колеса. Їх конструкція обумовлює рух рідини (повітря) в осьовому напрямку.

Класифікуючи насоси за величиною коефіцієнта швидкохідності, ми відзначали, що найбільшим коефіцієнтом швидкохідності характеризуються осьові насоси. Для осьових насосів $n_s = 600–1200$.

Аналізуючи вираз для n_s , робимо висновок, що більший n_s відповідає насосам з великою подачею і малим напором. Дійсно n_s пропорційний Q

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}. \quad (1.212)$$

Ця обставина й обумовлює сфери застосування осьових насосів – канали меліоративних систем та інші споруди, де слід переміщати великі маси рідини при малих напорах. Наприклад, на каналі Дніпро – Донбас працюють насоси ОПГ – 220 з подачею $20 \text{ м}^3/\text{с}$ при напорі 4,7–7,2 м. На Каховській зрошувальній системі працюють осьові насоси з подачею $40 \text{ м}^3/\text{с}$.

Принцип дії осьових (пропелерних) насосів такий же, як і в розглянутих нами раніше відцентрових насосах. Тобто, збільшення питомої енергії рідини відбувається в результаті силової дії на рідину лопатей робочого колеса насоса. Відмінність полягає лише в схемі руху рідини через робоче колесо.

У відцентрових насосах рідина входить у робоче колесо паралельно його осі, а виходить – перпендикулярно осі робочого колеса. В осьових насосах (рис. 1.50) рідина входить в робоче колесо і виходить з робочого колеса паралельно його осі.

Підкреслимо ще одну особливість осьових насосів – вони дуже чутливі, менш стійкі по відношенню до кавітації. Відомо, що кавітація, в першу чергу, залежить від величини вакууму на всмоктуванні, то з

метою зменшення $H_{\text{вак}}$ осьові насоси встановлюють як найближче до рівня води у джерелі води. Тобто, прагнуть забезпечити найменше $H_{\text{вак}}$ і, насамперед, за рахунок зменшення геометричної висоти всмоктування.

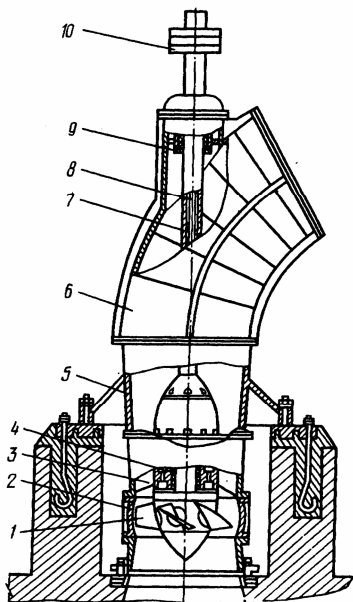


Рис. 1.50. Розріз осьового насоса:

- 1 – робоче колесо; 2 – камера робочого колеса; 3 – виправляючий апарат;
- 4, 9 – нижній та верхній підшипники;
- 5 – дифузор; 6 – корпус насоса; 7 – вал;
- 8 – шток розвороту лопатей;
- 10 – фланець з'єднання валів

У деяких випадках насос монтують з від'ємною висотою всмоктування, тобто рівень води в аванкамері (або водозаборі) знаходиться вище центра насосного колеса.

Осьові насоси випускають на $Q = 72 \text{ л/с} \div 40 \text{ м}^3/\text{с}$ і $H = 2,5 \div 26 \text{ м}$.

За розташуванням вала осьові насоси бувають горизонтальні і вертикальні. Горизонтальні з фіксованим (незмінним) кріпленням лопатей $D = 150 \div 700$. Вертикальні з незмінним кріпленням лопатей $D = 470 \div 2600$ мм. З поворотними лопатями $D \geq 870$ мм.

Наведемо приклади умовного позначення типорозмірів осьових насосів:

ОГ6-25; ОВ5-55МК; ОПВ2-145-ЕГ,

де O – осьовий;
 Γ – горизонтальний;
 B – вертикальний;
 Π – з поворотними лопатями;
6, 5, 2 – номер серії геометрично подібних коліс;
25, 55, 125 – діаметри робочих коліс, дециметрів;
 M – малогабаритний;
 K – з камерним підведенням води;
 EG – електрогідравлічне повертання лопатей.

Для вибору насоса за Q та H використовують зведені графіки робочих характеристик. На них наносять області роботи насосів з оптимальним ККД різних марок насосів і різної частоти обертання робочих коліс.

Основне рівняння лопатевих насосів, незважаючи на зміни в схемі руху рідини, зберігає свою силу:

$$H = \frac{U_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2}{g} = \frac{U \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2}{g} \quad (1.213)$$

Зробили заміну $u_2 = u$, тому що для осьових насосів

$$U = \omega R, \quad R_1 = R_2.$$

Отже, для осьового насоса

$$\omega R_1 = \omega R_2 = \omega R; \quad U_1 = U_2 = U.$$

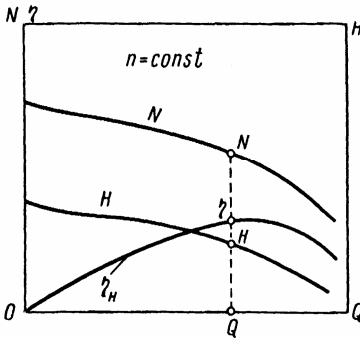


Рис. 1.51. Параметричні (робочі) характеристики осьового насоса

Робоча характеристика осьових насосів відрізняється від характеристик відцентрових насосів (рис. 1.51). Ми бачимо, що осьовий насос споживає меншу потужність при закритій засувці. Чому? Тому що в цьому випадку відбувається зворотний рух води з виходу на вхід. Цей рух зникає тільки з виходом насоса на розрахунковий режим.

Зону розрахункових режимів розширюють зміною кута нахилу лопатей (поворотом лопатей).

1.3.5. Вихрові насоси

У процесі обертання робочого колеса (рис. 1.52) лопаті колеса захоплюють частки рідини і переміщують їх по кільцевому каналу. Частки рідини роблять складний вихровий рух, багато разів потрапляючи в міжлопатеві порожнини. Прискорений у кільцевому каналі потік зустрічає на своєму шляху відсікаючу перемичку і гальмується. Частина кінетичної енергії переходить у потенціальну енергію тиску нагнітання, а частина, як швидкісний напір потоку, надходить в нагнітальний патрубок.

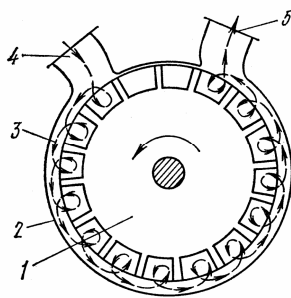


Рис. 1.52. Вихровий насос:

1 – робоче колесо; 2 – корпус; 3 – вихровий канал; 4 – вхідний патрубок; 5 – нагнітальний патрубок

Унаслідок безперервного перенесення рідини із зони всмоктувального патрубка в ньому створюється розрідження, засмоктування, що забезпечує засмоктування (або самовсмоктування) рідини з живильної ємності. Вихровий рух рідини по кільцевому каналі здійснюється за рахунок комбінованого впливу на потік відцентрових сил і сил тертя. Тому вихровий насос можемо класифікувати як лопатевий насос тертя.

Особливості вихрових насосів

1. Високий напір (у 3–5 разів вищий ніж у відцентрового колеса рівних габаритів)

$$H = 3,5 \div 4,5 \frac{U_2^2}{2g}, \quad (1.214)$$

де $U_2 = \omega R_2$ – колова швидкість на зовнішньому ободі колеса.

2. Стійкість до кавітаційних явищ і здатність перекачувати агресивні і легкозаймісті рідини (ефір, бензин).

3. Високе значення $\Delta H_{\text{вак}}^{\text{дон}}$, а в деяких випадках і самовсмоктування без попереднього заливання насоса, що вигідно при автоматичному запуску насоса.

Недоліки вихрових насосів

- низький ККД внаслідок утрат на вихороутворення

$$\eta = 35 \div 45 \% \quad \eta_c = 4 \div 40 .$$

- низька зносостійкість під час перекачування забруднених абразивом рідин.

Зазначені недоліки визначають область застосування вихрових насосів

$$Re = \frac{UD}{\nu} > 40000,$$

де U – окружна швидкість;

D – діаметр колеса.

Промисловість випускає вихрові насоси з подачею до 12 л/с і напором до 250 м.

Загальний вигляд характеристик вихрових насосів представлений на рис. 1.53. Зверніть увагу на $N = f(Q)$. Максимальна потужність на валу вихрового насоса $Q = 0$.

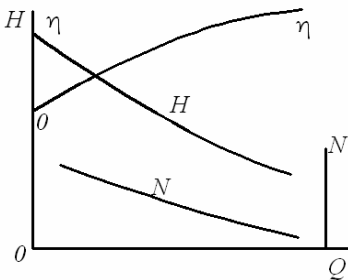


Рис. 1.53. Робочі характеристики вихрового насоса

Промисловість випускає такі типи насосів:

- В – вихровий із прохідним валом;
 - ВС – вихровий із прохідним валом самовсмоктувальний;
 - ВК – вихровий консольний;
 - ВКО – вихровий консольний, що обігривається (охолоджується);
 - ЦВ – відцентрово-вихровий;
 - ЦВС – відцентров-вихровий самовсмоктувальний.
- Наприклад, ВКС 2/26 – подача 2 л/с, напір – 26 м.

Обігрів застосовується при перекачуванні рідин, що застигають при низьких температурах.

Двоступінчасте комбіноване виконання відцентрово-вихрове (ЦВ) (рис. 1.54) використовують для збільшення напору (до 250 м).

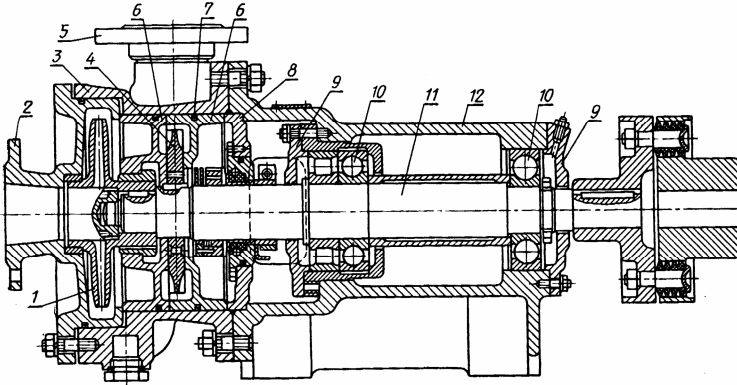


Рис. 1.54. Комбінований відцентрово-вихровий насос (ЦВ):

- 1 – відцентрове колесо; 2 – вхідний патрубок; 3 – корпус насоса; 4 – вихрове робоче колесо; 5 – нагнітальний патрубок; 6 – вставна обойма корпусу;
- 7 – ущільнювач; 8 – внутрішня кришка; 9 – кришка підшипника;
- 10 – підшипник; 11 – вал; 12 – стійка (опора)

1.3.6. Об'ємні насоси

Об'ємні насоси працюють за принципом витіснення рідини із замкнутого об'єму (камери). До цієї групи належать поршневі, плунжерні, діафрагмові, крильчасті насоси та об'ємні роторні насоси (роторно-поршневі, роторно-пластинчасті, гвинтові, шестерінчасті).

Поршневі насоси. За принципом подачі рідини поршневі насоси належать до об'ємних. За будовою робочого органа поршневі насоси можна розділити на власне поршневі і плунжерні.

За кінематичною схемою підведення механічної енергії до насоса – розрізняють приводні насоси (мають кривошипно-шатунну ланку) і прямодіючі (поршень двигуна і поршень насоса закріплені на загальному штоку) (рис. 1.55).

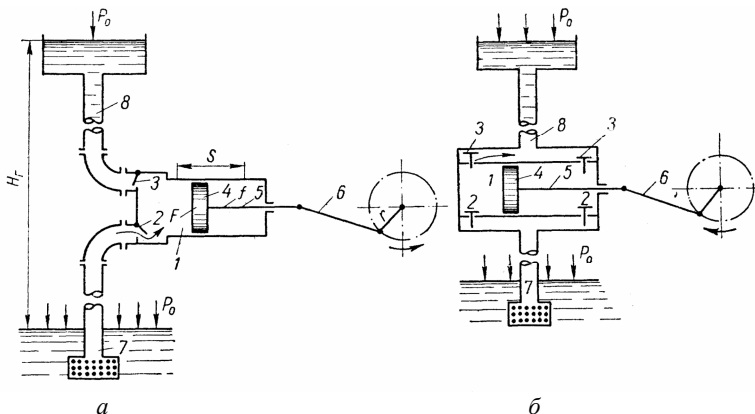


Рис. 1.55. Поршневі насоси:

a – односторонньої дії; *б* – двосторонньої дії; 1 – циліндр; 2 – всмоктувальний клапан; 3 – нагнітальний клапан; 4 – поршень; 5 – шток; 6 – кривошипно-шатунний механізм; 7 – фільтр; P_0 – тиск навколишнього середовища

За орієнтацією осі циліндра в просторі поршневі насоси класифікують на горизонтальні і вертикальні.

Об'ємними роторними насосами називають насоси, в яких робочий орган (виштовхувач) робить обертальний рух навколо нерухомої осі.

У машинобудуванні найбільше розповсюдження одержали шестерінчасті, роторно-пластинчасті, гвинтові, роторно поршневі. Перераховані типи об'ємних роторних насосів мають оборотність, тобто можуть працювати і як гідродвигуни і застосовуються для переміщення рідини.

Деякі переваги об'ємних роторних насосів:

1. Високий ККД: $\eta_0 = 0,7 \div 0,95$; $\eta_m = 0,95 \div 0,98$.

2. Високий напір $p = 100 \div 600$ кгс/см².

3. Незначна питома металоємкість.

4. Оборотність.

5. Обертальний рух робочого органа, що дозволяє обійтися без кривошипно-шатунної ланки.

Шестерінчасті насоси використовуються в системах мащення двигунів внутрішнього згорання, для подачі масла в гідросистеми різних с.-г. машин. Наразі, випускаються шестерінчасті насоси на тиск 40–250 кг/см² і подачу до 144 м³/ч.

Розглянемо будову і роботу найпростішого одноступінчастого насоса із зовнішнім зачепленням шестерень (рис. 1.56).

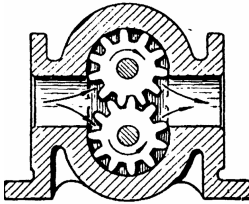


Рис. 1.56. Шестерінчастий насос

Уявимо роботу насоса в такій послідовності. Шестерні нерухомі. Увесь вільний простір усередині корпусу насоса заповнено рідиною. Ведуча шестерня починає обертатися проти годинникової стрілки. зуб виходить у западину і виштовхує порцію рідини в нагнітальний патрубок. Одночасно з цим з боку камери всмоктування, де зуби входять із зачеплення, відбувається заповнення міжтрубних западин рідиною. У камері всмоктування утвориться розрідження. Під час безперервного обертання ведучої шестерні проти годинникової стрілки рідина буде заповнювати западини зубів шестерні в районі камери і переноситись уздовж корпусу насоса в область камери.

За один оберт ведучої шестерні з камери всмоктування в камеру нагнітання надійде об'єм рідини, який дорівнює об'єму западин обох шестерень. Цю подачу називають теоретичною подачею за один оберт. Об'єм западин обох шестерень можна представити як суму об'ємів западин і зубів однієї шестерні

$$q_T = V_{en} + V_{зуб} = \pi D_n 2mb,$$

де D_n – діаметр початкового кола шестерні;

$2m$ – висота зубів шестерні;

b – ширина зубів шестерні;

m – модуль зачеплення ($m = \frac{D_n}{z}$);

z – кількість зубів.

З урахуванням виразу для модуля зачеплення

$$q_T = 2\pi \frac{D_n^2}{z} b. \quad (1.215)$$

Аналізуючи останню формулу, можемо зробити висновок про те, що при однакових габаритах, тобто при $D_n = const$, подача насоса за один оберт буде зростати із зменшенням кількості зубів і збільшен-

ням ширини шестерень. При підборі z враховують і інший фактор – рівномірність подачі, тому що зі зменшенням z росте пульсація подачі, тобто виникає нерівномірність подачі.

Для зменшення пульсацій застосовують косозубі шестерні або шестерні з евольвентними (шевронними) зчепленнями.

Середня теоретична подача

$$Q_T = q_T \cdot n . \quad (1.216)$$

Іноді під час визначення q_T і Q_T для шестерень з коригованим профілем зубів враховують коефіцієнт використання западин – κ

$$Q_T = \kappa \cdot q_T \cdot n . \quad (1.217)$$

У результаті витоків рідини через торцеві зазори дійсна подача шестерінчастого насоса менше теоретичної $Q < Q_T$.

Це зменшення враховують об'ємним ККД

$$\eta_V = \frac{q}{q_T} = \frac{Q}{Q_T} . \quad (1.218)$$

Від чого залежить величина η_V ?

1. Від ступеня зносу насоса.
2. Від тиску нагнітання.
3. Від в'язкості рідини, що перекачується.

Наприклад, під час подачі дизельного мастила з в'язкістю $0,2 \text{ см}^2/\text{с}$ під тиском $p=100 \text{ ат.}$, η_V може досягати 95% , а загальний $\eta_H = 85 \%$.

Потужність, споживана шестерінчастим насосом, тобто потужність на валу, визначається за формулою

$$N_g = Q_T \cdot \Delta p \cdot \eta_H = Q \cdot \Delta p \cdot \eta_m ,$$

де Q_T – середня теоретична подача;

Δp – перепад тисків між масляним баком і нагнітальним патрубком;

$\eta_H = \eta_m \cdot \eta_0$ – загальний ККД насоса;

η_m – механічний ККД насоса;

η_0 – об'ємний ККД насоса;

Q – дійсна подача насоса.

Характеристики шестерінчастих насосів – це графічні залежності N_g, η_0, η_m, Q від тиску насоса при визначеній частоті обертання (рис. 1.57).

Зазначається також і в'язкість рідини, на якій були одержані характеристики.

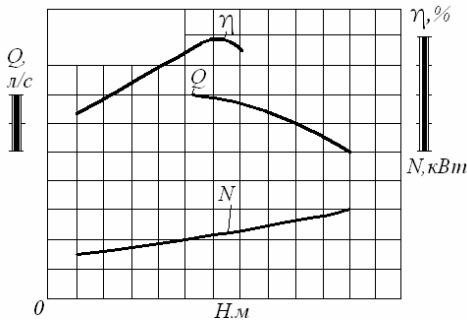


Рис. 1.57. Робочі характеристики шестерінчастого насоса

округлене до цілих значення теоретичної подачі за один оберт, см^3 .

Роторно-пластинчасті насоси. Розглянемо схему найпростішого роторно-пластинчастого насоса (рис. 1.58).

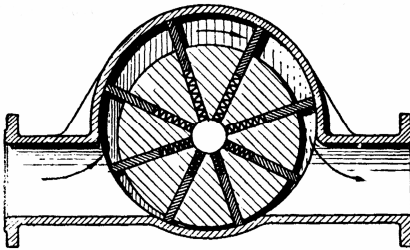


Рис. 1.58. Найпростіший роторно-пластинчастий насос

У циліндричному корпусі ексцентрично розміщені циліндричний ротор. У подовжніх пазах ротора поміщені пластини. Пластини можуть вільно переміщатися в пазах. Під дією пружин вони при будь-якому куті повороту ротора щільно притиснуті до статора. На рисунку зображене положення ротора, що відповідає закінченню процесу всмоктування в лівій половині статора і продовженню нагнітання рідини з правої половини статора в нагнітальний патрубок.

Графік подачі такого роторного насоса свідчить про нерівномірність подачі.

З метою зниження пульсації подачі застосовують багато-пластинчасті ротори $z = 4 \div 12$.

Слід звернути увагу на характер залежностей $\eta_0 = f(p)$, $Q = f(p)$. При малих тисках $\eta_0 = \text{const}$ і $Q = \text{const}$.

Маркування насосів складається з буквених і цифрових символів: НШ-10, НШ-32, НШ-46.

Літери і цифри означають:

НШ — насос шестерінчастий; 10, 32, 46 —

Роторно-пластинчасті насоси з ексцентричним розташуванням ротора стосовно статора мають істотний недолік – велике однобічне навантаження на підшипники, зумовлене високим гідростатичним тиском у зоні нагнітання (права частина статора).

Для усунення цього недоліку запропонована схема роторно-пластинчастого насоса двосторонньої дії. Цей насос відрізняється від раніше розглянутого тим, що має овальний статор, а вісь ротора співпадає з віссю статора. Роторно-пластинчасті насоси застосовуються у системах змащення та у складі гідроприводів. Вони створюють тиск 70–250 кгс/см².

Гвинтові насоси. Головні достоїнства гвинтових насосів – це рівномірність подачі, високий тиск. Основні їх робочі органи – гвинти, подібні до тих, що є в черв'ячних редукторах. Частіше зустрічаються три, рідше дво- і одногвинтові насоси.

Як і в шестерінчастих насосах, нагнітання рідини в гвинтових насосах відбувається за рахунок витиснення рідини із западин у момент входження в них гвинтового зуба (рис. 1.59). Усмоктування рідини в насос відбувається за рахунок утворення вільного простору в момент виходу гвинтового зуба із западин. Цей простір заповнюється рідиною. Рідина переміщається від камери всмоктування до камери нагнітання.

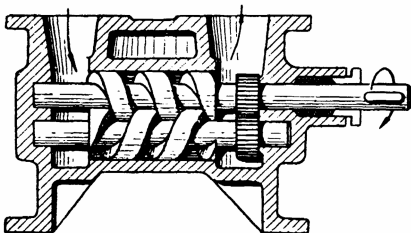


Рис. 1.59. Найпростіший гвинтовий насос

Питома подача гвинтового насоса за один оберт ведучого гвинта дорівнює сумі об'ємів западин на довжині одного кроку.

Довжину гвинтів призначають залежно від тиску насоса

$$p \leq 20 \text{ ат} \quad L = 1.5 \div 2t ;$$

$$p \leq 100 \text{ ат} \quad L = 3 \div 4t ;$$

$$p \leq 200 \text{ ат} \quad L = 6 \div 8t .$$

Загальний ККД гвинтових насосів досягає 50 ÷ 80 %.

Контрольні запитання і завдання

1. Назвіть основні фізичні властивості рідини.
2. Гідростатичний тиск та його властивості.
3. Основне рівняння гідростатики. Закон Паскаля.
4. Прилади для вимірювання тиску.
5. Будова та принцип дії гідростатичних механізмів.
6. Сили гідростатичного тиску на плоскі та криволінійні поверхні.
7. Закон Архімеда. Умови плавання тіл.
8. Рівняння Бернуллі для елементарної струмини та потоку нестисливої рідини.
9. Охарактеризуйте режими руху рідини.
- 10.
11. Гідравлічний розрахунок трубопроводів.
12. Гідравлічний удар у трубах.
13. Витікання рідини через отвори і насадки.
14. Призначення, класифікація і галузі застосування насосів.
15. Подача, напір, потужність і ККД насосів.
16. Відцентрові та осьові насоси.
17. Вихрові насоси.
18. Об'ємні насоси.

2. ОСНОВИ ТЕХНІЧНОЇ ТЕРМОДИНАМІКИ

2.1. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ І ВИЗНАЧЕННЯ В ТЕХНІЧНІЙ ТЕРМОДИНАМІЦІ

2.1.1. Предмет технічної термодинаміки, її завдання і основні визначення

Термодинаміка – наука про закони теплового руху (термо) та його перетворення (динаміка) в інші види руху, що відбуваються в макроскопічних рівноважних системах і при переході систем до стану рівноваги.

Відмінна особливість термодинаміки: можемо розглянути різноманітні види енергії, які можуть проявлятися під час взаємодії тіл та полів, а також перетворення різних видів енергії в макроскопічних системах.

Розрізняють технічну і хімічну термодинаміку, термодинаміку біологічних систем тощо. *Технічна термодинаміка* вивчає закономірності взаємного перетворення теплоти і роботи, а також властивості тіл, що беруть участь у цих перетвореннях, і теплові процеси, що протікають у різних апаратах та установках, теплових і холодильних машинах.

Термодинаміка виникла з потреб теплотехніки. Застосування в XIX ст. теплових двигунів поставило перед наукою завдання теоретичного вивчення роботи теплових машин і визначення шляхів підвищення їхнього коефіцієнта корисної дії. Пізніше застосування термодинаміки поширилося на різні галузі технічних, біологічних, інформаційних та інших систем. На основі технічної термодинаміки виконуються розрахунки і проектування теплових двигунів, компресорних машин, холодильних установок, течії в повітро- і паропроводах, повітрообміну приміщень, кондиціонування повітря, сушіння і збереження сільськогосподарських продуктів тощо.

За допомогою термодинаміки проводять аналіз всіх етапів реального перетворення енергії тіл та полів в корисну дію. Базуючись на положенні рівноважної термодинаміки, можна охарактеризувати особливості можливих станів рівноваги і загальний енергетичний ефект рівноваги. За допомогою термодинаміки необоротних процесів оцінюють дисипацію енергії в реальних процесах і, як наслідок, коефіцієнт використання енергії.

Тепловий рух обумовлений рухом і взаємодією між собою великого числа мікрочасток. Відомі два методи вивчення теплової форми руху матерії. Метод статистичної фізики ґрунтується на молекулярній моделі фізичних систем і використовує можливості математичної теорії ймовірності. Термодинамічний метод, названий феноменологічним, установлює зв'язок між макроскопічними параметрами, що визначають зміни стану системи, і не вимагає звертання до молекулярної структури речовини. Такий підхід дуже зручний і цілком достатній для розв'язання більшості практично важливих завдань.

Термодинаміка ґрунтується на двох законах (початках), отриманих дослідним шляхом.

Перший закон термодинаміки встановлює кількісне співвідношення закону збереження і перетворення енергії стосовно термодинамічних систем.

Другий закон термодинаміки вказує на якісну відмінність форми передачі енергії у вигляді теплоти і пов'язаний із принципом зміни ентропії в оборотних і необоротних процесах.

Термодинамічною системою називають сукупність матеріальних тіл, що знаходяться в тепловій і механічній взаємодії одне з іншим і з оточуючими цю систему зовнішніми тілами (останні утворюють навколишнє середовище). Тобто, термодинамічними системами прийнято називати макроскопічні системи, що знаходяться в термодинамічній рівновазі.

Систему, що не обмінюється з навколишнім середовищем ні енергією, ні речовиною, називають *ізолюваною (закритою)*. Якщо система не обмінюється з зовнішнім середовищем теплотою, її називають *теплоізолюваною, або адіабатною*. Відкриті системи характерні тим, що між ними і оточуючим середовищем відбувається обмін речовиною (масообмінна взаємодія).

Термодинамічна система містить робочі тіла (гази, повітря, пару) і джерела теплоти.

Робоче тіло – це речовина, здатна сприймати теплоту й здійснювати роботу.

Гази, в яких можна нехтувати впливом сил взаємодії між молекулами й об'ємом самих молекул, називають *ідеальними*.

2.1.2. Термічні параметри стану термодинамічної системи

Макроскопічні величини, тобто величини, що визначають стан термодинамічної системи (ТС) в даний момент, називають *параметрами стану*. Розрізняють *термічні* і *калоричні* параметри стану ТС. До перших належать абсолютний тиск p , питомий об'єм v і абсолютна температура T ; до других – внутрішня енергія u , ентальпія h і ентропія s .

Параметри, що не залежать від маси робочого тіла або числа мікрочасток у системі, називаються *інтенсивними* (наприклад, тиск, температура); параметри, значення яких пропорційне масі робочого тіла або числу мікрочасток у системі, називаються *адитивними*, або *екстенсивними* (енергія, ентропія, ентальпія).

Стан ізольованої термодинамічної системи, що характеризується сталістю термодинамічних параметрів стану в часі і по всьому об'єму системи, називається *рівноважним*. У рівноважному стані системи відсутні потоки енергії і речовини. Всяка ізольована система згодом приходять у стан рівноваги і самочинно з нього вийти не може. В ізольованих ТС рівноважний стан визначається зовнішніми умовами (значеннями тиску і зовнішньою стосовно системи температурою оточуючого середовища). Якщо між різними частинами об'єму системи є різниці температури, тиску тощо, то вона *нерівноважна*.

Абсолютний тиск – результат ударів об стінку мікрочасток робочого тіла, що хаотично рухаються. Відповідно до молекулярно-кінетичної теорії тиск газу визначається за таким рівнянням:

$$p = \frac{2}{3} \frac{nm\bar{w}^2}{2}, \quad (2.1)$$

де n – число молекул в одиниці об'єму;

m – маса молекули;

\bar{w}^2 – середня квадратична швидкість поступального руху молекул.

Чисельно абсолютний тиск дорівнює силі, що діє на одиницю площі поверхні тіла в напрямку внутрішньої нормалі до неї. У Міжнародній системі одиниць СІ тиск вимірюють у паскалях. $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$. Отже, 1 Па дорівнює тискові, зумовленому силою 1 Н , рівномірно розподіленою в напрямку нормалі по поверхні площею 1 м^2 . У практичних розрахунках частіше використовують $1 \text{ кПа} = 10^3 \text{ Па}$ і $1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па}$. Серед інших одиниць вимірювання тиску слід зазначити насамперед такі: $1 \text{ кгс/см}^2 = 1 \text{ ат}$; $1 \text{ ат} = 98 \text{ 100 Па}$;

1 Па = $0,102 \cdot 10^{-4}$ кгс/см²; 1 бар = 10^5 Па.

Тиск поділяють на абсолютний p , атмосферний p_a , надлишковий p_n і вакууметричний p_v .

Прилади для вимірювання тиску – манометри, барометри, вакуумметри.

Якщо абсолютний тиск $p > p_a$, то надлишковий тиск дорівнює різниці між абсолютним тиском вимірюваного середовища й атмосферним тиском, тобто $p_n = p - p_a$. Якщо $p < p_a$, то надлишковий тиск дорівнює $p_v = p_a - p$. У цьому випадку прилад (вакуумметр) показує значення розрідження (вакууму).

Абсолютна термодинамічна температура T відповідно до молекулярно-кінетичної теорії газів пропорційна кінетичній енергії поступального руху часток робочого тіла

$$kT = \frac{2}{3} m \bar{w}^2, \quad (2.2)$$

де k – стала Больцмана, що дорівнює $1,380662 \cdot 10^{-23}$ Дж/К.

Рівняння (2.2) вказує на те, що температура є мірою інтенсивності теплового руху. З рівнянь 2.1 і 2.2 випливає, що велика кількість випадкових явищ (рух і взаємодія молекул) виражається певною закономірністю – значенням макроскопічних параметрів. Тут виявляється методологічний аспект взаємного зв'язку між динамічними і статистичними закономірностями.

Температура, обумовлена рівнянням 2.2, називається *термодинамічною* (абсолютною).

Поняття термодинамічної температури впливає з другого закону термодинаміки. Для шкали абсолютної температури характерні дві точки відліку. За початок відліку приймають абсолютний нуль. При $T = 0$ К припиняється тепловий рух молекул. Інша реперна точка відліку – температура потрібної точки води. Потрійна точка характеризує стан рівноваги між трьома фазами: льодом, водою і паром. Температура потрібної точки дорівнює 273,16 К (+0,01°C). 1/273,16 – частка інтервалу між цими двома реперними точками відліку – за термодинамічною температурною шкалою, є один градус кельвіна – 1 К. Температуру вимірюють також за шкалою Цельсія, де за нуль приймають температуру танення льоду, а за 100°C – температуру кипіння води при тиску 101325 Па. Зв'язок між термодинамічною температурою TK і температурою t , °C, такий:

$$T = t + 273,15.$$

Для вимірювання температури застосовують рідинні термометри, термопари, пірометри та інші прилади. Їхня дія заснована на

використанні таких властивостей речовин, як теплове розширення, термоелектрорушійна сила, електричний опір, інтенсивність випромінювання та ін.

Питомий об'єм v – це об'єм, що займає одиниця маси речовини. Для однорідного тіла масою m і об'ємом V його визначають за такою формулою:

$$v = V/m.$$

Величина, обернена питомому об'ємові, – густина $\rho = 1/v$, звідси $\rho v = 1$. Одиниця виміру питомого об'єму $\text{м}^3/\text{кг}$, а густини – $\text{кг}/\text{м}^3$.

2.1.3. Рівняння стану термодинамічної системи

Для рівноважної термодинамічної системи існує детермінований функціональний зв'язок між термічними параметрами, який називають *термічним рівнянням стану*. Рівняння, що зв'язує температуру T , зовнішні параметри і внутрішню енергію, називається *калоричним рівнянням стану*. Рівняння стану встановлюється дослідним шляхом або виводиться на основі законів статистичної фізики. Якщо відомі термічне і калоричне рівняння стану, то за допомогою першого і другого законів термодинаміки можна визначити всі термодинамічні властивості системи.

Термічне рівняння стану для довільної кількості ідеального газу записують так:

$$pV = mRT. \quad (2.3)$$

Для 1 кг газу

$$pv = RT, \quad (2.4)$$

де R – питома газова стала, Дж/(кг·К).

З термічного рівняння стану ідеального газу знаходимо

$$p \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = \frac{\partial}{\partial T} (RT) = R. \quad (2.5)$$

Отже, газова стала – це робота 1 кг ідеального газу при незмінному тиску (ізобарний термодинамічний процес) і зміні його температури на один градус.

Якщо в рівнянні 2.3 замінити m на μ , де μ – молярна маса газу, а також врахувати, що $V_\mu = \mu v$, то одержимо рівняння Клапейрона-Менделєєва

$$pV_\mu = R_\mu T, \quad (2.6)$$

де V_μ – молярний об'єм робочого тіла, $\text{м}^3/\text{кмоль}$ (при

нормальних фізичних умовах $V_{\mu} = 22,4 \text{ м}^3/\text{кмоль}$);

$R_{\mu} = \mu R$ – універсальна газова стала.

Якщо це рівняння записати для нормальних фізичних умов, одержимо

$$R_{\mu} = pV_{\mu}/T = 101325 \cdot 22,4/273,15 = 8314 \text{ Дж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К}).$$

Газова стала 1 кг довільного ідеального газу молярною масою μ дорівнює

$$R = 8314/\mu. \quad (2.7)$$

Властивості реальних газів унаслідок значущості сили міжмолекулярних взаємодій відмінні від властивостей ідеальних газів. Найпростіше рівняння, що відображає зв'язок між термічними параметрами стану реальних робочих тіл, – рівняння Ван-дер-Ваальса. Якщо мінімальний об'єм, до якого можна стиснути реальний газ, позначимо через b , то в цьому випадку вільний для руху молекул об'єм буде дорівнювати різниці $(v - b)$. Через зменшення довжини вільного пробігу молекул число їх ударів об стінку за одиницю часу збільшиться в $v/(v - b)$ разів, що зумовить збільшення тиску газу

$$p = \frac{RT}{v} \frac{v}{v - b} = \frac{RT}{v - b}.$$

Сили притягання між молекулами призводять до виникнення молекулярного тиску (в реальному газі через силу притягання швидкість руху молекули до стінки знижується, а отже, імпульс сили удару об стінку зменшується). Сила молекулярного притягання пропорційна квадратові числа молекул, що ударяють по 1 м^2 поверхні, тобто квадратові щільності, і обернено пропорційна питомому об'ємові

$$P_{\text{мол}} = a/v^2,$$

де a – коефіцієнт пропорційності, що залежить від природи реального газу.

З урахуванням зазначеного вище Ван-дер-Ваальс запропонував для реальних газів термічне рівняння стану у такому вигляді:

$$\left(p + \frac{a}{v^2} \right) (v - b) = RT. \quad (2.8)$$

Рівняння 2.8 не завжди узгоджується з експериментом, що зумовлюється наявністю в реальних газах окремих груп, які складаються з двох, трьох і більше молекул.

На основі розробленої теорії асоціації молекул водяної пари М.П. Вукалович і І.І. Новиков запропонували інше термічне рівняння стану реального газу – водяної пари, а також склали таблиці і діаграми

її властивостей, які використовують на практиці для виконання теплотехнічних розрахунків.

Окрім рівняння Ван-дер-Ваальса та Вакуловича-Новікова відомі й рівняння інших авторів, наприклад, рівняння Бельтело:

$$\left(p + \frac{a}{Tv^2} \right) (v - b) = RT .$$

2.1.4. Термодинамічний процес

Зміна стану термодинамічної системи унаслідок впливу на неї зовнішнього середовища називається *термодинамічним процесом*. При цьому відбувається послідовна зміна термодинамічних параметрів стану робочого тіла.

Процес, що складається з безперервної низки послідовних рівноважних термодинамічних станів, називається *рівноважним термодинамічним процесом*. Кожний з таких станів, будучи рівноважним, може бути описаним відповідним рівнянням стану.

Для того, щоб при переході термодинамічної системи з одного стану в інший всі проміжні стани могли розглядатися як рівноважні, такий процес повинен проходити дуже повільно[†]. Процес, що не задовольняє цій вимозі, – нерівноважний.

Будь-який реальний процес у тій чи іншій мірі нерівноважний. Наприклад, при русі поршня в циліндрі процес протікає досить швидко і тому не виконується умова його рівноважності. Рівноважні процеси – оборотні. Оборотні термодинамічні процеси – це такі, за яких термодинамічна система після низки змін свого стану повертається до початкового. Наприклад, термодинамічний процес, зображений на рис. 2.1, може протікати через ті самі рівноважні стани як у прямому $A \rightarrow B$, так і в зворотному $B \rightarrow A$ напрямках, і називається *оборотним*. Таким чином, під час здійснення оборотних процесів не відбувається залишкових змін ні в самій системі, ні в навколишньому середовищі.

[†] Досить повільно порівняно з відповідним часом релаксації, тобто з інтервалом часу, протягом якого система самочинно повертається в стан рівноваги.

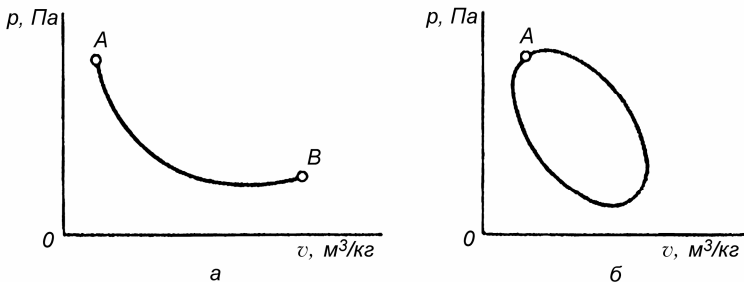


Рис. 2.1. Термодинамічний процес в p - v -координатах:
 a – процес розширення; b – коловий процес

Для протікання оборотного процесу треба, по-перше, забезпечення теплової і механічної рівноваги, тобто рівність для кожного стану температури і тиску робочого тіла й навколишнього середовища; по-друге, відсутність тертя, завихрень та інших односторонньо спрямованих (необоротних) процесів. Хоча в природі і техніці реально протікають процеси необоротні, вивчення оборотних процесів має суттєве практичне значення, оскільки вони служать для оцінки ступеня досконалості реальних (необоротних) процесів. Крім того, зіставленням необоротних процесів з оборотними можна виявити шляхи підвищення ефективності перших (наприклад, ККД теплових двигунів). Міра необоротності процесу в замкнутій системі, тобто зміна функції його стану – *ентропія*.

Оборотний термодинамічний процес, в якому робоче тіло, повертаючись у вихідний стан, не набуває двічі одного і того ж стану, називається *круговим процесом*, або *циклом* (рис. 2.1, б).

Контрольні запитання і завдання

1. Що вивчає термодинаміка? Яке значення технічної термодинаміки в розв'язанні практичних задач?
2. Що таке термодинамічна система?
3. Дайте визначення і характеристику різним параметрам стану термодинамічної системи (наведіть відповідні приклади).
4. Основні термічні параметри стану.
5. Наведіть приклади функціональної залежності між параметрами стану для ідеального і реального робочого тіла. Що таке газова стала? Напишіть рівняння стану ідеального газу і зазначте фізичну сутність кожної величини, що входить у рівняння.
6. Що таке оборотний процес і оборотний цикл?

2.2. СУМІШ ІДЕАЛЬНИХ ГАЗІВ. ТЕПЛОЄМНІСТЬ ГАЗІВ І ГАЗОВИХ СУМІШЕЙ

Під час спалювання палива в циліндрах теплових двигунів і в топках котельних установок утворюються так звані продукти згоряння, які є не одним однорідним газом, а сумішшю різних газів: вуглекислого газу (CO_2), водяної пари (H_2O), кисню (O_2) і азоту (N_2). Якщо паливо згорятиме в умовах нестачі повітря, в продуктах згоряння буде багато водню (H_2), окису вуглецю (CO) та інших продуктів неповного згоряння. Отже, в теплотехнічних розрахунках доводиться мати справу із сумішами різних газів і визначати для таких сумішей усі характерні величини (параметри, газову сталу тощо).

Сумішшю називають сукупність окремих газів, які хімічно не взаємодіють між собою. Окремі гази, що входять до складу суміші, називають *компонентами*.

Суміш ідеальних газів, які хімічно не взаємодіють між собою, називається *ідеальною газовою сумішшю*. Відповідно до закону *Дальтона*

$$p_n = \sum_{k=1}^n p_k, \quad (2.9)$$

де p_n – тиск суміші;

p_k – парціальний тиск k -го компонента суміші, який дорівнює тискові, що мав би даний компонент, якщо він займав би увесь об'єм при температурі суміші;

n – число компонентів суміші.

Рівняння стану для k -го компонента суміші має такий вигляд:

$$p_k V = m_k R_k T_k, \quad (2.10)$$

а для суміші газів

$$p_n V = T \sum_{k=1}^n m_k R_k, \quad (2.11)$$

де m_k – маса k -го компонента;

R_k – питома газова стала k -го компонента.

Оскільки розглядається рівноважний стан робочого тіла, будемо вважати

$$T_n = T_1 = T_2 = \dots = T.$$

Очевидно, що маса суміші газів m_n дорівнює сумі мас компонентів

$$m_n = \sum_{k=1}^n m_k .$$

Зіставляючи рівняння 2.10 та 2.11, можна записати

$$m_n R_n T = T \sum_{k=1}^n m_k R_k ,$$

звідки

$$R_n = \frac{\sum_{k=1}^n m_k R_k}{\sum_{k=1}^n m_k} = \sum_{k=1}^n g_k R_k = \sum_{k=1}^n g_k \frac{8314}{\mu_k} , \quad (2.12)$$

де $g_k = m_k/m_n$ – масова частка k -го компонента суміші

Очевидно, що

$$g_1 + g_2 + \dots + g_n = 1 .$$

Тоді термічне рівняння стану для газової суміші

$$p_n V = m_n R_n T . \quad (2.13)$$

Відповідно до закону *Амага*

$$V = \sum_{k=1}^n V_k , \quad (2.14)$$

де V – об'єм суміші;

V_k – парціальний об'єм k -го компонента, тобто той об'єм, що займав би компонент, маючи температуру суміші, знаходився під тиском, який дорівнював би тиску суміші.

Суміш газів виражають також через об'ємну частку

$$r_k = V_k/V .$$

Оскільки температура всіх компонентів однакова, то з рівняння стану випливає, що

$$p_k V = p_n V_k ,$$

або

$$\sum_{k=1}^n V_k = \sum_{k=1}^n \frac{p_k V}{p_n} = V .$$

Отже, сума парціальних об'ємів суміші ідеальних газів дорівнює об'ємові, займаному сумішшю, а отже

$$\sum_{k=1}^n r_k = 1.$$

Користуючись поняттям парціального об'єму, термічне рівняння стану k -го компонента суміші можна записати так:

$$p_n V_k = m_k R_k T. \quad (2.15)$$

Якщо відома густина ρ_k кожного компонента суміші, то можна встановити зв'язок між масовими й об'ємними частками газової суміші:

$$g_k = \rho_k V_k / \sum_{k=1}^n (\rho_k V_k). \quad (2.16)$$

Поділивши чисельник і знаменник на V і зважаючи на те, що $\rho_k = \mu_k / V$, одержимо:

$$g = \frac{\rho_k r_k}{\sum_{k=1}^n \rho_k r_k} = \frac{\mu_k r_k}{\sum_{k=1}^n \mu_k r_k} = \frac{\mu_k r_k}{\mu_n}, \quad (2.17)$$

де $\mu_n = 8314/R_n$.

Аналогічно для об'ємних часток

$$r_k = (g_k \rho_k) / \sum_{k=1}^n \left(\frac{g_k}{\rho_k} \right) = \left(\frac{g_k}{\mu_k} \right) / \sum_{k=1}^n \left(\frac{g_k}{\mu_k} \right). \quad (2.18)$$

При відомому хімічному складі суміші вищенаведеними формулами можна користуватися для виконання практичних розрахунків термодинамічних процесів установок, в яких робоче тіло є сумішшю різних газів (наприклад, повітря, газу у двигунах внутрішнього згоряння, в топках сушарок тощо).

Контрольні запитання і завдання

1. Суміш яких газів можна вважати сумішшю ідеальних газів?
2. Закони Дальтона та Амага для суміші ідеальних газів.
3. Напишіть рівняння стану для суміші ідеальних газів і вкажіть на фізичну сутність кожної величини, що входить у рівняння.
4. Що таке парціальний тиск і парціальний об'єм компонентів суміші газів?
5. Як визначити для газової суміші значення газової сталої?
6. Напишіть співвідношення між масовою та об'ємною частками компонентів суміші ідеальних газів?

2.3. ПЕРШИЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМІКИ

2.3.1. Внутрішня енергія

Термодинамічна система в кожному стані має енергію E , що включає зовнішню енергію $E_{\text{зов}}$, яка складається з енергії руху системи як цілого, і потенціальної енергії системи в полі зовнішніх сил, а також внутрішньої енергії U .

Якщо рух системи як цілого відсутній і зміна її потенціальної енергії дорівнює нулеві, то повна енергія системи буде дорівнювати її внутрішній енергії. Внутрішня енергія складається з енергії різних видів руху і взаємодії часток системи, а саме: кінетичної енергії U_k поступального й обертального руху молекул і коливального руху атомів і потенціальної енергії U_p сил взаємодії між молекулами*.

Кінетична енергія руху молекул – однозначна функція температури T (наприклад, для поступального руху молекул ці залежності визначаються рівнянням 2.2). Потенціальна енергія сил взаємодії залежить від середньої відстані між молекулами, тобто від об'єму V газу. Оскільки T і V є параметрами стану, то внутрішня енергія також є функцією стану робочого тіла. Для будь-яких двох параметрів, що визначають цей стан, можна записати

$$U = f_1(p, V); U = f_2(p, T); U = f_3(V, T). \quad (2.19)$$

Внутрішня енергія одиниці маси речовини $u = U/m$ називається *питомою внутрішньою енергією* (Дж/кг).

У техніці важливо не абсолютне значення внутрішньої енергії, а її зміна в термодинамічних процесах. Оскільки внутрішня енергія – параметр стану, її зміна не залежить від проміжних станів робочого тіла (від шляху процесу), а визначається початковим і кінцевим станами системи. Для станів 1 і 2 можна записати

$$\Delta u = \int_1^2 du = u_2 - u_1. \quad (2.20)$$

Якщо початковий і кінцевий стани збігаються, то для кругового процесу

* Для досліджуваних в подальшому процесів можна зневажити такими складовими внутрішньої енергії, як внутрішньоядерна енергія, внутрішньоатомна енергія електронів та ін.

$$\oint du = 0. \quad (2.21)$$

Диференціюючи останню з функціональних залежностей, одержуємо

$$du = (\partial u / \partial T)_v dT + (\partial u / \partial v)_T dv. \quad (2.22)$$

Внутрішня енергія реального газу залежить від температури й об'єму тіла. Для ідеального газу, в якому відсутня енергія сил взаємодії, що залежить від об'єму газу, внутрішня енергія визначається тільки значенням температури робочого тіла. Оскільки в цьому випадку $(\partial u / \partial v)_T = 0$, то з рівняння 2.22 випливає, що

$$(\partial u / \partial T)_v = du / dT, \quad (2.23)$$

тобто, похідна від внутрішньої енергії ідеального газу по температурі – повний диференціал. Будучи екстенсивним параметром стану, внутрішня енергія має властивість адитивності, відповідно до якої внутрішня енергія системи дорівнює сумі внутрішніх енергій її незалежних частин

$$u = \sum_{i=1}^n u_i, \quad (2.24)$$

де u_i – внутрішня енергія окремих частин системи.

Внутрішню енергію при $t = 0^\circ\text{C}$ приймають рівною нулеві.

2.3.2. Робота розширення стиску

Під час взаємодії термодинамічної системи з навколишнім середовищем відбувається передача енергії від системи до зовнішніх тіл. Одним зі способів енергообміну між системами є робота. Знайдемо математичний вираз роботи.

Нехай при нескінченно малій рівноважній зміні стану робочого тіла масою m (у цьому випадку при нескінченно малому розширенні газу) його об'єм збільшиться на dV (рис. 2.2). При цьому кожна точка поверхні, що обмежує тіло площею F , переміститься на нескінченно малу відстань dS . Елементарна робота буде дорівнювати $\delta L = pFdx$. Оскільки процес розширення рівноважний, то $p_{\text{зов}} = p$. Врахуємо, що FdS дорівнює елементарній зміні об'єму dV . У результаті одержимо:

$$\delta L = pdV, \quad (2.25)$$

де δ – знак неповного диференціала.

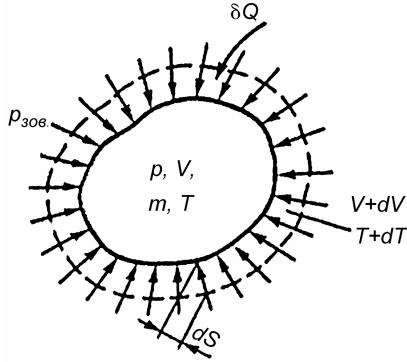


Рис. 2.2. Схема для визначення роботи під час розширення робочого тіла

Розділивши ліву і праву частини рівняння 2.25 на m , одержимо вираз для елементарної питомої роботи

$$\delta l = p d\nu. \quad (2.25')$$

Оскільки p – величина позитивна, то знак δl залежить від знака $d\nu$; якщо $d\nu > 0$, то $\delta l > 0$, тобто під час розширення – робота позитивна; якщо $d\nu < 0$, то $\delta l < 0$, тобто під час стиску – робота негативна, на стиск затрачається робота ззовні.

Кінцева робота l , тобто питома робота, виконана системою, що містить 1 кг газу, визначається за такою формулою:

$$l = \int_{\nu_1}^{\nu_2} p d\nu. \quad (2.26)$$

У загальному випадку тиск p – величина змінна, і тому для інтегрування (2.26) має бути відомим закон зміни тиску $p = f(\nu)$.

У p - ν -координатах рівноважний процес розширення зображений кривою 1-2 (рис. 2.3). При нескінченно малій зміні стану робочого тіла від A до B об'єм його змінюється на величину $d\nu$. На ділянці A - B тиск можна вважати постійним. У такому випадку площа заштрихованого елементарного майданчика буде дорівнювати $p d\nu$, тобто елементарній роботі на ділянці A - B , а вся площа під кривою 1-2 – сумі площ цих елементарних майданчиків. Робота розширення дорівнює (з урахуванням масштабу зображення процесу) площі у p - ν -координатах, обмеженій кривою процесу, крайніми ординатами і віссю абсцис. Те ж саме справедливо і для роботи стиску. На практиці

під час випробування поршневого двигуна це положення використовують для визначення потужності двигуна.

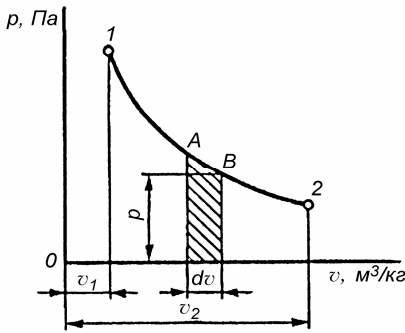


Рис. 2.3. Графічне зображення роботи розширення в p - v -координатах

Оскільки $\int p dv$ залежить

від шляху інтегрування, то величина роботи визначається характером протікання термодинамічного процесу, тобто на відміну від тиску, температури й інших параметрів стану вона не функція стану системи. Таким чином, елементарна робота δl не є повним диференціалом. З цієї причини її позначають δl , а не dl .

2.3.3. Робота і теплота

Вище відзначалося, що під час взаємодії термодинамічної системи з навколишнім середовищем відбувається обмін енергією, причому один зі способів її передачі – робота, а інший – теплота.

Хоча робота L і кількість теплоти Q мають розмірність енергії, вони не є видами енергії. На відміну від енергії, що є параметром стану системи, робота і теплота залежать від шляху переходу системи від одного стану в інший. Вони представляють дві форми передачі енергії від однієї системи (або тіла) до іншої.

У першому випадку має місце макрофізична форма обміну енергією, що обумовлена механічним впливом однієї системи на іншу, супроводжуваним видимим переміщенням деякого тіла (наприклад, поршня в циліндрі двигуна).

У другому випадку здійснюється мікрофізична (на молекулярному рівні) форма передачі енергії. Міра кількості переданої енергії – кількість теплоти. Таким чином, робота і теплота – енергетичні характеристики процесів механічної і теплової взаємодії системи з навколишнім середовищем. Ці два способи передачі енергії еквівалентні, що випливає із закону збереження енергії, але нерівноцінні. Робота може безпосередньо перетворюватися в теплоту – одне тіло передає під час теплового контакту енергію іншому.

Кількість теплоти Q безпосередньо витрачається тільки на зміну внутрішньої енергії системи. Під час перетворення теплоти в роботу – від одного тіла (джерела теплоти (ДТ)) теплота передається іншому (робочому тілу (РТ)), а від нього енергія у вигляді роботи передається третьому тілу – об'єктові роботи (ОР).

Варто підкреслити, що якщо записуємо рівняння термодинаміки, величини L і Q означають енергію, отриману відповідно макро- або мікрофізичним способом.

2.3.4. Аналітичний вираз першого закону термодинаміки для закритих систем

Перший закон термодинаміки – окремий випадок закону збереження і перетворення енергії, а саме застосування цього фундаментального закону до термодинамічних систем. Відповідно до цього закону *повна енергія ізольованої термодинамічної системи при будь-яких процесах, що відбуваються в системі, залишається постійною*, тобто $\Sigma E_i = \text{const}$, де E_i – різні види енергії.

Закон збереження і перетворення енергії – це вираз матеріалістичного положення про нествореність і незнищеність руху.

Нехай до термодинамічної системи масою m , що займає об'єм V при тиску p і температурі T , підводиться від зовнішнього джерела (із зовнішнього середовища) нескінченно мала кількість теплоти δQ (рис. 2.2). Унаслідок підведення теплоти температура системи збільшується на dT . Підвищення температури призводить до збільшення кінетичної енергії теплового руху мікрочасток на величину dE_k .

Відповідно до рівняння стану підвищення температури при постійному тиску зовнішнього середовища призводить до збільшення об'єму системи на dv . Збільшення відстані між молекулами призводить до зростання потенціальної енергії часток на dE_p . Зміна кінетичної dE_k і потенційної dE_p енергії системи обумовлює зміну її внутрішньої енергії на du .

Під час підведення до термодинамічної системи кількості теплоти δQ і внаслідок зміни її об'єму на величину dV здійснюється робота розширення проти сил зовнішнього тиску. Оскільки в розглянутій системі немає інших змін, то відповідно до закону збереження енергії маємо

$$\delta Q = dU + \delta L. \quad (2.27)$$

Таким чином, для ізольованої термодинамічної системи теплота, що передається їй, іде на зміну її внутрішньої енергії і на здійснення

зовнішньої роботи.

З рівняння 2.27 випливає, що внутрішня енергія системи, будучи однозначною функцією її стану, змінюється під дією зовнішніх впливів (надходження деякої кількості теплоти δQ і здійснення роботи δL). Крім того, робота може відбуватися або за рахунок надання системі кількості теплоти, або за рахунок зміни внутрішньої енергії (або за рахунок δQ і dU).

Вираз 2.27 – математичне рівняння першого закону термодинаміки для ізольованих систем. Для системи, що містить 1 кг робочого тіла,

$$\delta q = du + \delta l. \quad (2.28)$$

В інтегральній формі це рівняння має такий вигляд:

$$q = \Delta u + l. \quad (2.29)$$

2.3.5. Теплоємність газів

Відношення кількості теплоти δQ , що підводиться до тіла, або відводиться від нього в елементарному термодинамічному процесі до зумовленої цим підводом чи відводом тепла зміни температури dT , називають *істинною теплоємністю тіла*

$$C = \delta Q/dT. \quad (2.30)$$

Величину теплоємності, віднесenu до одиниці кількості речовини, називають *питомою теплоємністю*. Теплоємність, віднесenu до одиниці маси (2 кг) тіла, називають *питомою масовою теплоємністю* (c), Дж/(кг·К); віднесenu до одного кіломолю – *молярною теплоємністю* (μc), Дж/(кмоль·К); віднесenu до 1 м³ об'єму газу – *об'ємною теплоємністю* (c'), Дж/(м³·К). Отже,

$$c = c/m; c' = c/\nu. \quad (2.31)$$

Теплоємність залежить від характеру термодинамічного процесу, при якому підводиться або відводиться теплота. З виразу 2.30 випливає, що без підводу і відводу теплоти $c = 0$. Якщо $dT = 0$, то $c = \pm\infty$. Чисельно величина теплоємності може змінюватися від $+\infty$ до $-\infty$.

Для термодинамічних процесів, що протікають при постійному об'ємі, питому теплоємність позначають c_v ; для процесів при постійному тиску – c_p .

З рівняння 2.28, з огляду на те, що $\delta l = p d\nu$, випливає, що в процесі при $\nu = \text{const}$ уся теплота витрачається на зміну внутрішньої енергії.

Звідси

$$\delta q_v = du = c_v dT, \quad (2.32)$$

де q_v – кількість теплоти при $v = \text{const}$.

Внутрішня енергія – параметр стану системи і не залежить від проміжних її станів, тому рівняння 2.32 справедливе для будь-якого термодинамічного процесу.

При $p = \text{const}$ відповідно до рівняння 2.28

$$c_p dT = c_v dT + p dv. \quad (2.33)$$

Оскільки в процесі при постійному тиску $p dv = R dT$, будемо мати

$$c_p - c_v = R. \quad (2.34)$$

Ця формула, названа *законом Майєра*, є однією з найбільш істотних у теорії теплоємності.

Помножимо вираз 2.34 на молярну масу μ . Оскільки $\mu R = 8314 \text{ Дж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$, одержимо

$$\mu c_p - \mu c_v = 8,314 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К}). \quad (2.35)$$

Відношення теплоємностей при постійних тиску й об'єму позначають k і називають *коефіцієнтом Пуассона*, або *показником адіабати*

$$c_p/c_v = k. \quad (2.36)$$

Відповідно до молекулярно-кінетичної теорії газів для одноатомних газів $k = 1,667$, для двоатомних $k = 1,4$, для триатомних $k = 1,29$.

При низьких температурах експериментальні дані з визначення величини коефіцієнта k добре узгоджуються з розрахунковими.

Для високих температур значення коефіцієнта Пуассона визначають за формулами, встановленими дослідним шляхом.

Теплоємність залежить від температури (рис. 2.4). Якщо діапазон зміни температури невеликий, а також у наближених розрахунках залежністю теплоємності від температури нехтують і приймають її усереднене постійне значення в даному інтервалі температур. Теплоємність тіла, що відповідає зміні температури на скінченній величині $\Delta t = t_2 - t_1$, називають *середньою теплоємністю зазначеного процесу* \bar{c}

$$\bar{c} \Big|_{t_1}^{t_2} = \frac{q}{(t_2 - t_1)}. \quad (2.37)$$

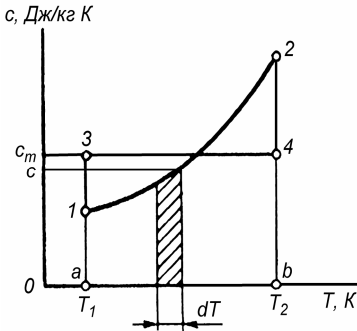


Рис. 2.4. Залежність теплоємності від температури

тобто, $\int_{T_1}^{T_2} cdT$ є кількість теплоти в процесі 1-2. Висота прямокутника

3-4-b-a-3, рівновеликого площі фігури 1-2-b-a-1, дає значення середньої теплоємності c_m на ділянці процесу 1-2.

Якщо c_{m1} – середня теплоємність в інтервалі температур $0-t_1$, а c_{m2} – в інтервалі температур $0-t_2$, то

$$\bar{c} = \frac{c_{m2}t_2 - c_{m1}t_1}{t_2 - t_1}. \quad (2.40)$$

Для практичних розрахунків користуються значеннями теплоємності, наведеними в довідниковій літературі.

Для суміші газів, що знаходиться в рівноважному стані, очевидно, що кількість теплоти суміші дорівнює сумі теплот компонентів. Тому

$$m_n c_n \Delta t_n = \sum_{k=1}^n m_k c_k \Delta t_k, \quad (2.41)$$

звідки

$$c_n = \sum_{k=1}^n \frac{m_k}{m_n} c_k = \sum_{k=1}^n g_k c_k \quad (2.42)$$

і

$$c'_n = \sum_{k=1}^n r_k c'_k.$$

З виразу $c = \delta q/dT$ випливає,

що

$$q = \int_{T_1}^{T_2} cdT, \quad (2.38)$$

тобто

$$\bar{c} \Big|_{T_1}^{T_2} = \int_{T_1}^{T_2} \frac{cdT}{(t_2 - t_1)}. \quad (2.39)$$

З рис. 2.4 видно, що площа заштрихованого елементарного майданчика дорівнює $cdT = \delta q$. Отже, площа 1-2-b-a-1 дорівнює сумі площ елементарних майданчиків,

2.3.6. Ентальпія

У термодинамічних і теплотехнічних розрахунках часто використовують суму внутрішньої енергії системи U і добутку тиску p на величину об'єму системи V , яку називають *ентальпією*

$$H = U + pV. \quad (2.43)$$

Для системи, що містить 1 кг робочого тіла, питома ентальпія h , Дж/кг, дорівнює

$$h = u + pv. \quad (2.44)$$

Величини, що входять у формулу 2.44, – функції стану, і тому ентальпія – теж функція стану. З чого випливає, що dh – повний диференціал, тобто зміна ентальпії в процесі не залежить від його характеру, а визначається тільки початковим і кінцевим станами системи

$$\Delta h = \int_1^2 dh = h_2 - h_1. \quad (2.45)$$

Якщо продиференціювати показники 2.44, будемо мати

$$dh = du + pdv + vdp, \quad (2.46)$$

$$\delta q = dh - vdp. \quad (2.47)$$

Рівняння 2.47 – це інша форма запису першого закону термодинаміки.

Нехай процес зміни стану робочого тіла протікає при $p = \text{const}$. Тоді з рівняння 2.47 будемо мати

$$dh = \delta q_p. \quad (2.48)$$

З огляду на те, що для ізобарного процесу $c_p = \delta q_p/dT$, одержимо

$$dh = c_p dT. \quad (2.49)$$

Це рівняння справедливе і для будь-якого іншого термодинамічного процесу, тому що зміна ентальпії однозначно визначається початковим і кінцевим станами системи.

При $t = 0$ °С значення ентальпії приймають рівним нулеві.

2.3.7. Ентропія

Вище відзначалося, що величина δQ – неповний диференціал. З математики відомо, що диференціал якої-небудь функції завжди можна перетворити в повний, помноживши його на інтегруючий множник (дільник).

У диференціальної форми δQ інтегруючий дільник – температура T , отже,

$$\delta Q/T = dS, \quad (2.50)$$

де T – термодинамічна температура;

S – ентропія.

Для системи, що включає 1 кг робочого тіла,

$$\delta q/T = ds, \quad (2.51)$$

де s – питома ентропія, Дж/(кг·К).

Запишемо рівняння 2.51 з урахуванням рівнянь 2.46 і 2.51

$$ds = \delta q/T = (c_v dT + p dv)/T = c_v (dT/T) + R dv/v. \quad (2.52)$$

Неважко помітити, що рівняння 2.52 – повний диференціал.

Інтегруючи це рівняння за умови $c = \text{const}$, одержимо

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{\delta q}{T} = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}. \quad (2.53)$$

З рівняння 2.53 випливає, що зміна параметра s не залежить від процесу, а визначається винятково початковими і кінцевими значеннями параметрів стану T і v .

З рівняння 2.49 з урахуванням рівняння 2.47 одержимо

$$\delta q = c_p dT - v dp,$$

звідки

$$ds = \frac{\delta q}{T} = c_p \frac{dT}{T} - \frac{v dp}{T} = c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p}, \quad (2.54)$$

$$\text{а} \quad s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (2.55)$$

Оскільки ентропія – це однозначна функція стану, то $\oint ds = \oint \frac{\delta q}{T}$

для будь-якого кругового рівноважного процесу дорівнює нулеві. Крім того, якщо для певного робочого тіла відомі ентропія й один з параметрів стану, то це однозначно визначає його термодинамічний стан. Очевидно, що лінія в координатах T - s , p - s або s - v буде зображувати рівноважний термодинамічний процес. Надзвичайно зручною для термодинамічних розрахунків виявляється T - s -діаграма.

На T - s -діаграмі (рис. 2.5) крива AB зображує термодинамічний процес. Тому у випадку, коли $T > 0$, то з 2.50 випливає, що якщо $ds > 0$, то теплота до робочого тіла підводиться, а при $ds < 0$ – відводиться. Так, процес $1-2$, зображений на рис. 2.5, протікає зі зростанням ентропії, тобто теплота підводиться до робочого тіла.

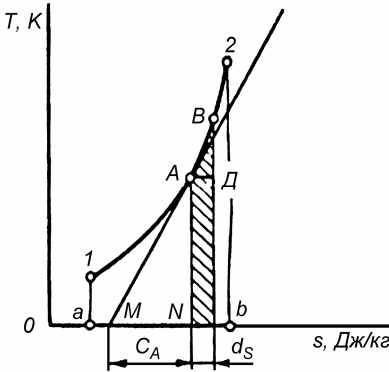


Рис. 2.5. Графічне зображення теплоти і теплоємності процесу в T - s -координатах

Враховуючи, що $\delta q = Tds$, можна стверджувати, що площа заштрихованого майданчика пропорційна δq , а площа $1-2-b-a-1$ пропорційна $\int Tds$, тобто теплоті, підведеній в процесі $1-2$.

Якщо провести дотичну до лінії процесу $1-2$ в точці A , то відрізок MN на осі абсцис дає значення масової теплоємності робочого тіла в такому стані. Це випливає з подібності трикутників ABD і MAN :

$$MN = T \frac{ds}{dT} = \frac{\delta q}{dT} = c.$$

З рівняння 2.46 одержимо

$$dh = \delta q + vdp. \quad (2.56)$$

Якщо об'єднати вирази 2.46 і 2.56 з урахуванням рівняння 2.50, будемо мати

$$Tds = du + pdv = dh - vdp. \quad (2.57)$$

Це рівняння називають *термодинамічною тотожністю*.

2.3.8. Перший закон термодинаміки для відкритих систем

Термодинамічна система, що обмінюється з навколишнім середовищем речовиною, називається *відкритою*. Такі системи широко зустрічаються в технічних пристроях. Прикладом може служити рух газів і пари в елементах парових та газових турбін, магістральних газопроводах, повітропроводах, нагрівачах, струминних апаратах тощо. Під час аналізу термодинаміки потоку користуються наступними припущеннями: потік одномірний; термодинамічні параметри і швидкість постійні по всьому перерізу потоку (тобто розглядаються їхні усереднені значення по перерізу); потік

стаціонарний, тобто в будь-якому перетині всі величини, що характеризують течію, залишаються постійними в часі; потік є суцільним. Останнє припущення означає, що через будь-який перетин каналу за одиницю часу проходить та сама маса речовини m , кг/с

$$m = Fw\rho = \frac{Fw}{v} = \text{const}, \quad (2.58)$$

де F – поперечний переріз каналу, по якому рухається потік, м²;
 w – швидкість потоку, м/с;
 ρ – густина речовини, кг/м³;
 v – питомий об'єм речовини, м³/кг.

Рівняння 2.58 називається *рівнянням суцільності* або *рівнянням нерозривності*.

На практиці іноді частина стінок каналів рухома, наприклад, робочі лопаті в турбіні і компресорі. Оскільки корпус машини недеформований, то потік може виконувати роботу лише у зв'язку з дією крутного моменту. У роторному двигуні енергія потоку, що рухається, перетворюється в механічну енергію обертання вала турбіни. Робота потоку проти зовнішнього об'єкта називається *технічною роботою*.

Розглянемо переміщення робочого тіла в каналі довільної форми (рис. 2.6). Виділимо в каналі два перетини 1-1 і 2-2. Параметри потоку в перетині 1-1 – p_1, v_1, T_1, u_1, h_1 , а в перетині 2-2 – p_2, v_2, T_2, u_2, h_2 . При цьому $p_1 > p_2$ і внаслідок перепаду тиску в каналі відбувається переміщення речовини.

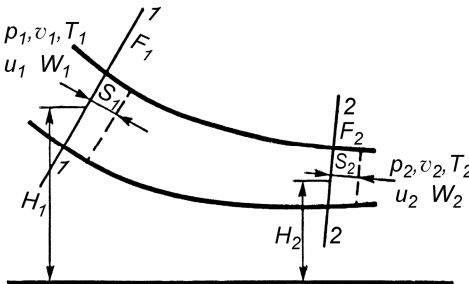


Рис. 2.6. Схема руху робочого тіла в каналі змінного перетину

На підставі першого закону термодинаміки маємо

$$q = \Delta u + l.$$

Внутрішня енергія – функція стану робочого тіла, і тому значення u_1 і u_2 визначаються параметрами робочого тіла відповідно на вході і при виході з каналу.

Площу перетину 1–1 каналу позначимо через F_1 , а площу перетину 2–2 – через F_2 . Довжина шляху, пройденого робочим тілом за одиницю часу через перетин 1–1, дорівнює S_1 , а через перетин 2–2 – S_2 .

Робота на подолання сил опору переміщенню робочого тіла під тиском, що діє в перетині 1–1, дорівнює $p_1 F_1 S_1$. Робота, виконувана потоком на подолання тиску в перетині 2–2, дорівнює $p_2 F_2 S_2$.

Звідси

$$L = p_2 F_2 S_2 - p_1 F_1 S_1 = p_2 V_2 - p_1 V_1.$$

Позначимо масу газу через m . З огляду на те, що $V_1 = m_1 v_1$ і $V_2 = m_2 v_2$, після ділення записаного рівняння на m одержимо:

$$l_B = p_2 v_2 - p_1 v_1. \quad (2.59)$$

Очевидно, що

$$\delta l_B = d(pv). \quad (2.60)$$

Роботу l_B називають *роботою витиснення*.

Якщо швидкість потоку в перетині 2–2 w_2 відрізняється від швидкості потоку в перетині 1–1 w_1 , то для зміни кінетичної енергії потоку масою в 1 кг повинна бути витрачена робота, що дорівнює $\frac{(w_2^2 - w_1^2)}{2}$.

Зовнішня потенціальна енергія дорівнює $mg(H_2 - H_1)$,

де g – прискорення вільного падіння, м/с²;

Z_1 і Z_2 – висоти розташування перетинів 1–1 і 2–2.

Потік, рухаючись по каналу, повинен також зробити роботу по подоланню сил тертя на границі зі стінкою каналу. Звідси випливає, що елементарна робота δl розширення витрачається на зовнішню роботу витиснення, на збільшення зовнішньої кінетичної енергії, на здійснення технічної роботи, на зовнішню потенціальну енергію і на роботу тертя.

Отже рівняння першого закону термодинаміки для потоку:

$$\delta q = du + d(pv) + 0,5dw^2 + \delta l_{\text{тех}} + \delta l_{\text{тр}}. \quad (2.61)$$

Якщо зневажити зміною зовнішньої потенціальної енергії і роботою тертя, це рівняння прийме такий вигляд:

$$\delta q = du + d(pv) + 0,5dw^2 + \delta l_{\text{тех}}. \quad (2.62)$$

З огляду на те, що $du + d(pv) = dh$, маємо

$$\delta q = dh + 0,5dw^2 + \delta l_{\text{тех}}. \quad (2.63)$$

Вираз 2.63 – це перший закон термодинаміки для потоку. Цей закон стверджує, що *теплота, підведена до потоку робочого тіла від зовнішнього джерела, витрачається на збільшення ентальпії робочого тіла, збільшення кінетичної енергії потоку і виконання технічної*

роботи. Якщо технічна робота відсутня, то

$$\delta q = dh + 0,5dw^2. \quad (2.64)$$

Для випадку адіабатної течії рівняння приймає такий вигляд:

$$dh + 0,5dw^2 = 0; \quad (2.65)$$

$$h_2 - h_1 + 0,5(w_2^2 - w_1^2) = \text{const}. \quad (2.66)$$

З рівняння 2.66 випливає наступне формулювання першого закону термодинаміки для адіабатного потоку: *для оборотного адіабатного потоку сума змін ентальпії робочого тіла і кінетичної енергії потоку є величина постійна.* Звідси випливає, що для такого плинину потоку зміна кінетичної енергії відбувається за рахунок ентальпії робочого тіла. З урахуванням виразу 2.46 рівняння 2.64 буде таким:

$$dh - \nu dp = dh + 0,5dw^2. \quad (2.67)$$

звідки

$$0,5dw^2 = -\nu dp. \quad (2.68)$$

Та частина роботи розширення, що перетворюється в кінетичну енергію і може бути використана в машинах, називається *наявною роботою* l_0 :

$$l_0 = \int_{p_1}^{p_2} (-\nu dp) = \int_{p_2}^{p_1} \nu dp = \frac{(w_2^2 - w_1^2)}{2}. \quad (2.69)$$

З цього рівняння випливає, що тільки в умовах падіння тиску по довжині каналу ($dp < 0$) може збільшуватися наявна робота, тобто швидкість потоку газу.

Контрольні запитання і завдання

1. У чому фізична суть внутрішньої енергії системи? З яких видів рухів мікрочасток вона складається? Доведіть, що внутрішня енергія – це параметр стану. У чому різниця внутрішніх енергій ідеальної і реальної робіт тіла?

2. Напишіть вираз для обчислення роботи. Покажіть, що площа під кривою процесу в p – ν -координатах пропорційна роботі.

3. Що таке робота і теплота? Що між ними спільного і чим вони відрізняються?

4. Напишіть рівняння першого закону термодинаміки. Дайте формулювання цього закону.

5. Що таке істина і середня теплосмності? Укажіть на зв'язок між ними. Назвіть види теплосмності, їхню розмірність і запишіть

зв'язок між ними. Напишіть формулу Майєра.

6. Як виражається теплоємність суміші газів через масову й об'ємну частки компонентів?

7. Що таке ентальпія, яка її розмірність? Приведіть розрахунковий вираз для внутрішньої енергії і ентальпії. Напишіть рівняння першого закону термодинаміки, що містить ентальпію.

8. Доведіть, що ентропія – параметр стану. Напишіть залежності ентропії від основних термодинамічних параметрів, а також рівняння термодинамічної тотожності.

9. Покажіть, що площа під кривою процесу в T - s -координатах чисельно пропорційна кількості теплоти, підведеної (відведеної) до робочого тіла. Яка залежність між підведеною або відведеною кількістю теплоти в процесі і зміною ентропії?

10. Наведіть розрахункові вирази для кількості теплоти, використовуючи різні види рівняння першого закону термодинаміки, формули теплоємності, ентальпії, ентропії.

11. Дайте визначення відкритих термодинамічних систем і наведіть приклади з практики.

12. Напишіть рівняння першого закону термодинаміки для потоку і проаналізуйте його.

13. Що таке технічна і наявна роботи?

2.4. ДРУГИЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМІКИ. ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ

2.4.1. Зміст закону і його формулювання. Колові процеси

Як і перший закон, другий закон термодинаміки – це узагальнення практики. На підставі безлічі спостережень і експериментів у різноманітних галузях науки, техніки й побуту встановлені специфічні властивості теплоти, в тому числі особливості взаємного перетворення теплоти і роботи, що виявляються при макрофізичному підході до вивчення природи.

Перший закон термодинаміки, стверджуючи взаємоперетворюваність теплоти і роботи, не вказує на обмеження.

Різні форми передачі енергії нерівноцінні. Енергія теплового руху прагне в більшій мірі, ніж інші види енергії, зберегтися, або навіть збільшитися за рахунок якої-небудь іншої енергії. Так, природні (самочинні) процеси мають визначену спрямованість, а саме: вони протікають убік досягнення системою рівноважного стану. На

практиці не виявлено випадків самочинного переходу теплоти від тіла з нижчою температурою до тіла з вищою температурою. Досвід показує, що в круговому процесі при безперервному перетворенні теплоти в роботу (що є основою теплових двигунів) не вся підведена до робочого тіла теплота як практично, так і теоретично може бути перетворена в роботу.

Другий закон термодинаміки узагальнює особливості теплоти як форми передачі енергії, виявлені при макрофізичному підході до явищ природи. Він виражає закон про існування ентропії і визначає закономірності її зміни при протіканні оборотних і необоротних процесів в ізольованих системах.

Природний процес передачі теплоти спрямований у бік тіл з меншою температурою. Для передачі теплоти від менш нагрітого тіла до більш нагрітого повинна бути витрачена деяка робота. Констатація цієї особливості дозволяє сформулювати другий закон термодинаміки. Так, *некомпенсований перехід (тобто без витрати деякої роботи) теплоти від тіла з меншою температурою до тіла з більшою температурою неможливий (формулювання Р. Клаузіуса).*

Другий закон термодинаміки вказує на умови, за яких теплота може бути перетворена в роботу як завгодно довго працюючим двигуном. Розглянемо круговий процес $A-B-C-D$ у p - v -координатах і $a-b-c-d$ у T - s -координатах (рис. 2.7). На ділянці $A-B-C$ робоче тіло одержує від нагрівача (джерела теплоти) деяку кількість теплоти, в результаті чого робить роботу розширення $l_1 = A-B-C-E-F-A$. Потім на ділянці стиску $C-D-A$ воно повертається у вихідний стан, обумовлений точкою A . Для здійснення цього процесу від робочого тіла треба відвести визначену кількість теплоти. Робота стиску l_2 на ділянці $C-D-A$ негативна. Отже, робота циклу дорівнює $l_{ц} = l_1 - l_2 = \text{пл. } A-B-C-D-A$, тобто площі, обмеженій діаграмою циклу. Зазначимо, що в цьому випадку при протіканні циклу по ходу годинникової стрілки робота $l_{ц} > 0$, тому що позитивна робота розширення l_1 більше негативної роботи стиску l_2 . Такий цикл називають *прямим*.

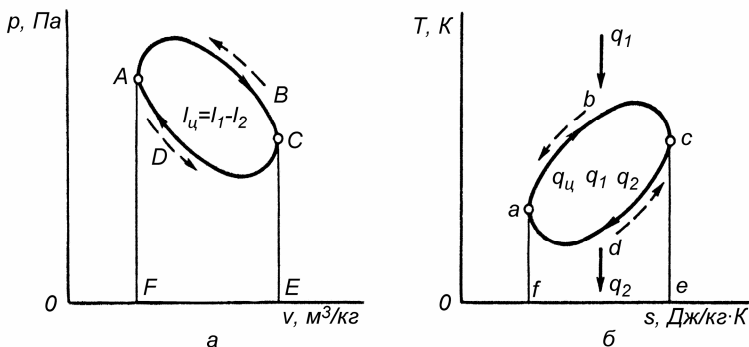


Рис. 2.7. Графічне зображення циклу а – в p - v і б – T - s -координатах

У T - s -координатах (рис. 2.7, б) на ділянці a - b - c , що протікає при $\Delta s > 0$, до робочого тіла від джерела теплоти підводиться кількість теплоти $q_1 = \text{пл. } a-b-c-e-f-a$. Для повернення у вихідний стан A слід відвести від робочого тіла (на ділянці c - d - a при $\Delta s < 0$) кількість теплоти $q_2 = \text{пл. } c-d-a-f-e-c$. Звідси випливає, що кількість теплоти, перетвореної в циклі в роботу, дорівнює $q_{ц} = q_1 - q_2 = \text{пл. } a-b-c-d-a > 0$. З аналізу можна зробити висновок, що для здійснення кругового процесу потрібна наявність трьох елементів: джерела теплоти (нагрівач) з температурою T_1 , охолоджувача з температурою $T_2 < T_1$ і робочого тіла, що послідовно вступає в теплообмін з нагрівачем і охолоджувачем. На основі викладеного можна сформулювати другий закон термодинаміки:

неможливо побудувати періодично діючу машину, що робить механічну роботу і відповідно охолоджує джерело теплоти (формулювання В. Томсона);

для одержання з теплоти роботи слід мати різницю температур (формулювання С. Карно).

Циклічно працюючий тепловий двигун, у результаті дії якого можна було б одержати роботу тільки за рахунок надходження теплоти від нагрівача, тобто без відводу теплоти до охолоджувача, називається вічним двигуном другого роду Томсона-Планка. Другий закон термодинаміки можна сформулювати і так: *неможливо побудувати вічний двигун другого роду*. Рівноважний стан системи більш ймовірний, і тому природні (самовільні) процеси прагнуть до рівноважного стану. Це дозволило Д. Больцману дати таке формулювання другого

закону термодинаміки: *природа прагне до переходу від менш ймовірних станів до більш ймовірних.*

Отже, в теплових двигунах (двигуни внутрішнього згоряння, газові і парові турбіни й ін.) джерелами теплоти служать реакції – горіння палива або внутрішньоядерні реакції. Як нижнє джерело теплоти (охолоджувача) використовується навколишнє середовище, тобто атмосфера, а як робоче тіло – гази (продукти згоряння палива) або пара.

2.4.2. Термічний ККД. Холодильний коефіцієнт

Термічним коефіцієнтом корисної дії (ККД) називається відношення роботи $l_{ц}$, здійсненої двигуном протягом циклу, до кількості теплоти q_1 , підведеної до робочого тіла за цей цикл від джерела теплоти:

$$\eta_t = l_{ц}/q_1 = (q_1 - q_2)/q_1. \quad (2.70)$$

Термічним ККД оцінюється ступінь досконалості циклу теплового двигуна. Чим вище ККД, тим більше робота, отримана при заданому підведенні теплоти q_1 , тобто теплова ефективність двигуна вище.

Цикл, що протікає в зворотному напрямку, тобто проти ходу годинникової стрілки, називається *зворотним*. На рис. 2.7 спрямованість циклу показана штриховими лініями зі стрілками. У такому циклі робота $l_{ц}$ негативна: $l_{ц} = q_2 - q_1$, де $l_{ц}$, q_1 , q_2 – абсолютні величини.

За рахунок зовнішньої роботи $l_{ц}$, що витрачається на здійснення зворотного циклу, можна передати теплоту від джерела з низькою температурою до джерела з вищою температурою. При цьому від джерела з низькою температурою відбирається кількість теплоти q_2 , а високо-температурне джерело одержить кількість теплоти $q_1 = q_2 + l_{ц}$.

За зворотним циклом працюють холодильні машини. У цих машинах бажано, щоб при мінімальній витраті зовнішньої роботи кількість теплоти, що відводиться від менш нагрітого тіла до більш нагрітого, була якомога більша. Тому ефективність зворотного циклу оцінюється холодильним коефіцієнтом ε_x :

$$\varepsilon_x = q_2/l_{ц} = q_2/(q_1 - q_2). \quad (2.71)$$

2.4.3. Цикл Карно

Прямий цикл Карно, запропонований у 1824 р. французьким ученим є ідеальним циклом теплової машини, тому що забезпечує найповніше перетворення теплоти в роботу.

Цикл Карно складається з оборотних процесів, а саме: із двох ізотерм ($a-b$ і $c-d$) і двох адіабат ($b-c$ і $d-a$) (рис. 2.8). На ділянці розширення $a-b$ до робочого тіла підводиться від нагрівача кількість теплоти q_1 при сталій температурі T_1 . Надалі на ділянці $b-c$ відбувається адіабатне розширення зі спаданням температури від T_1 до температури T_2 . На ділянці $c-d$ відбувається ізотермічний стиск. При цьому від робочого тіла відводиться до охолоджувача кількість теплоти q_2 при сталій температурі T_2 . У результаті подальшого адіабатного стиску на ділянці $d-a$ робоче тіло повертається у вихідний стан. Зазначимо, що на ділянках $a-b$ і $c-d$ (ізотерми) зміна внутрішньої енергії дорівнює нулеві і підведена (відведена) теплота дорівнює роботі. На ділянках $b-c$ і $d-a$ немає підведення (відведення) теплоти і робота здійснюється за рахунок зміни внутрішньої енергії (у процесі стиску $d-a$ витрачена робота йде на збільшення внутрішньої енергії робочого тіла).

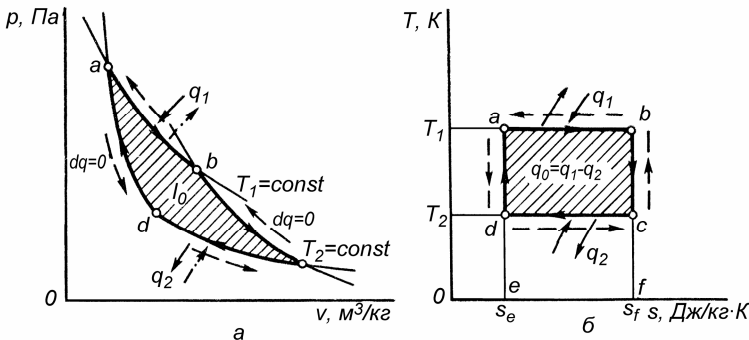


Рис. 2.8. Цикл Карно:

a – в p - v -координатах; b – в T - s -координатах

Користуючись зображенням циклу в T - s -координатах, визначимо термічний ККД циклу Карно

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{T_1(s_f - s_e) - T_2(s_f - s_e)}{T_1(s_f - s_e)} = \frac{T_1 - T_2}{T_1},$$

або

$$\eta_t = 1 - T_2/T_1. \quad (2.72)$$

Підвищити ККД циклу Карно можна або за рахунок збільшення температури T_1 джерела теплоти, або за рахунок зменшення температури T_2 охолоджувачів. Одержати ККД, який дорівнював би одиниці, можна лише в тих випадках, коли $T_1 \rightarrow \infty$ або $T_2 \rightarrow 0$ ще недосяжне. Цикл Карно з температурою охолодження $T_2 = 0$ К здійснити не можна, тому що це суперечить другому закону термодинаміки. Насправді в такому випадку кількість теплоти q_1 , підведеної до робочого тіла від нагрівача, цілком перетворилася б у замкнутому процесі в роботу. Другому закону термодинаміки не суперечить досягнення температури 0 К, але здійснення циклу Карно з температурою охолоджувача $T_2 = 0$ К в принципі не можна. Якщо відсутній перепад температури ($T_1 = T_2$), то термічний ККД дорівнює нулеві.

Для зворотного оборотного циклу Карно (на рис. 2.8 напрямок протікання процесу показано штриховими лініями зі стрілками) холодильний коефіцієнт

$$\varepsilon_x = T_2/(T_1 - T_2). \quad (2.73)$$

У формулах 2.72 і 2.73 відсутні члени, що характеризують властивості робочого тіла, з чого випливає, що термічний ККД і холодильний коефіцієнт циклу Карно не залежать від природи робочого тіла (ідеальний чи реальний газ), а визначаються тільки абсолютними температурами джерела теплоти й охолоджувача. Це положення зветься *теоремою Карно*.

Еквівалентний цикл Карно. Нехай маємо оборотний цикл $A-B-C-D$ (рис. 2.9). Цей цикл можна замінити еквівалентним за величиною ККД циклом Карно $1-2-3-4$, в якому зміна ентропії

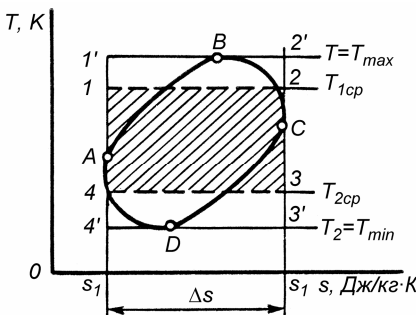


Рис. 2.9. Еквівалентний цикл Карно

$\Delta S = S_2 - S_1$ і кількості теплоти q_1 і q_2 відповідно дорівнює їхнім значенням у циклі $A-B-C-D$ (так, площа під ізотермою $1-2$ з температурою T_{1cp} дорівнює площі під кривою $A-B-C$, а площа під ізотермою $3-4$ з температурою T_{2cp} — площі під кривою $C-D-A$).

Порівняємо цей цикл із циклом Карно $1'-2'-3'-4'$, здійснюваним між температу-

рами T_{\max} і T_{\min} циклу $A-B-C-D$. Неважко переконатися в тому, що термічний ККД циклу $A-B-C-D$ менше термічного ККД циклу $1'-2'-3'-4'$

$$\eta_{t_{ABCD}} = \frac{1 - T_{2cp}}{T_{1cp}} < \frac{1 - T_{\min}}{T_{\max}}. \quad (2.74)$$

З формули 2.74 випливає, що при однакових граничних температурах оборотний цикл Карно має більш високе значення термічного ККД, ніж будь-який інший оборотний цикл. Хоча теплові двигуни, використовувані в техніці, не працюють за циклом Карно, значення останнього велике, тому що він є мірою досконалості для всіх інших реальних циклів.

Узагальнений (регенеративний) цикл Карно. У сучасних теплових і холодильних установках застосовують регенерацію теплоти як метод підвищення їхньої ефективності. Цей принцип відіграє велику роль у підвищенні ККД теплосилових установок. Прикладом регенерації теплоти може служити узагальнений цикл Карно.

Розглянемо цикл $A-B-C-D$ (рис. 2.10), що складається з двох ізотерм $A-B$ і $C-D$ і двох довільних рівноважних процесів $B-C$ і $D-A$, що в $T-s$ -координатах – еквідистантні. Процес $B-C$ протікає зі зменшенням ентропії, тобто на цій ділянці циклу теплота відводиться від робочого тіла; на ділянці $D-A$ теплота підводиться до робочого тіла ($\Delta s > 0$). Кількість теплоти δq , що відводиться при температурі T на ділянці $B-C$, дорівнює кількості теплоти, підведеної до тіла при температурі T на ділянці $D-A$. Оскільки лінії $B-C$ і $D-A$ еквідистантні, то кількість відданої теплоти на ділянці $B-C$ буде дорівнювати кількості теплоти, отриманій на ділянці $D-A$ (площі $B-C-C'-B'-B$ і $D-A-A'-D'-A$ рівні). Тому, оцінюючи значення ККД такого циклу, варто враховувати кількість теплоти q_1 , еквівалентної площі $A-B-B'-A'-A$,

а q_2 – площі $C-D-D'-C'-C$.

Термічний ККД розглянутого циклу дорівнює ККД циклу Карно

$$\eta_t = (q_1 - q_2)/q_1 = (T_1 - T_2)/T_1.$$

Неважко переконатися в тому, що цикл Карно є частинним випадком цього циклу, і тому називається *узагальненим (регенеративним) циклом Карно*.

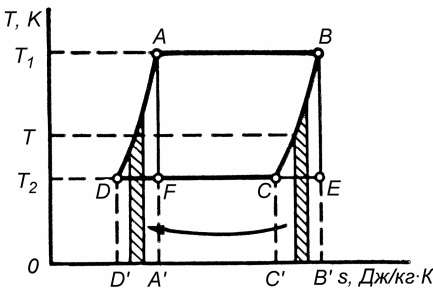


Рис. 2.10. Узагальнений цикл Карно

2.4.4. Зміна ентропії в необоротних процесах

З рівняння 2.72 випливає, що для оборотного циклу Карно

$$q_1/T_1 = q_2/T_2. \quad (2.75)$$

Для оборотного циклу Карно сума приведених теплот дорівнює нулеві. Якщо врахувати, що $q_1 > 0$ і $q_2 < 0$, одержимо

$$q_1/T_1 + q_2/T_2 = 0. \quad (2.76)$$

Відношення кількості теплоти до абсолютної температури, при якій вона підведена до тіла або відведена від нього, називають *приведеною теплотою*.

Розглянемо довільний зворотний цикл (рис. 2.11). Провівши безліч адіабат, розташованих на нескінченно малій відстані одна від одної, ми можемо розбити вихідний цикл на нескінченне число елементарних циклів Карно $a-b-c-d$. Тому що точки a і b розташовані нескінченно близько одна від іншої, температуру робочого тіла на цій ділянці можна вважати постійною $T = T_1$; так само на ділянці $c-d$ температура $T = T_2$. Для елементарного циклу Карно $a-b-c-d$ можемо написати

$$\delta q_1/T_1 + \delta q_2/T_2 = 0. \quad (2.77)$$

Якщо врахувати всю сукупність елементарних циклів Карно, тобто перейти до інтеграла, одержимо:

$$\int \left(\frac{\delta q_1}{T_1} \right) + \int \left(\frac{\delta q_2}{T_2} \right) = 0 \quad (2.78)$$

$$\text{або } \oint \left(\frac{\delta q}{T} \right) = 0.$$

Для двох суміжних елементарних циклів Карно, наприклад M і N , адіабати проходять у прямому і зворотному напрямках, і тому в результаті робота уздовж

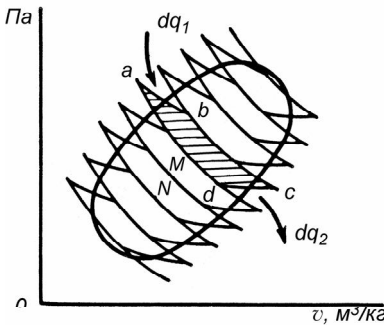


Рис. 2.11. P-v-діаграма циклу

розглянутої адіабати дорівнює нулеві. В адіабатному процесі відсутнє підведення теплоти до робочого тіла або відведення теплоти від нього. У результаті інтегрування виконується тільки по контуру вихідного циклу. Нагадаємо, що на визначеній ділянці циклу процес відбувається з підведенням теплоти ($\delta q_1 > 0$), на іншій – з відведенням теплоти ($\delta q_2 < 0$). Таким чином, для будь-якого оборотного циклу сума приведених теплот дорівнює нулеві.

Вище було сказано, що підінтегральний вираз $\delta q/T$ – повний диференціал деякої функції, названої ентропією.

$$\oint ds = 0. \quad (2.79)$$

Перейдемо до розгляду другого закону термодинаміки для нерівноважних (необоротних) процесів.

В елементарному циклі Карно з необоротними процесами, здійснюваному в тому ж інтервалі температур T_1 і T_2 , що й оборотний цикл, виконана робота буде меншою, тобто $\eta_{\text{н}} < \eta'_{\text{ю}}$ (індекси n і o вказують на необоротний і оборотний цикли). Отже,

$$1 - \frac{\delta q_2}{\delta q_1} \Big|_{\text{н}} < 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad \text{або} \quad \frac{\delta q_2}{T_2} > \frac{\delta q_1}{T_1}.$$

З огляду на те, що $\delta q_2/T_2 < 0$ і по абсолютній величині більше $\delta q_1/T_1$, будемо мати

$$\frac{\delta q_1}{T_1} + \frac{\delta q_2}{T_2} < 0.$$

Після інтегрування по контуру одержимо:

$$\oint \left(\frac{\delta q}{T} \right) < 0. \quad (2.80)$$

Розглянемо для деякої системи рівноважні стани 1 і 2. Перехід 2–1 є оборотним, а 1–2 – необоротним (рис. 2.12). Оскільки нерівноважний процес не можна зобразити на діаграмі, на рисунку він показаний умовно переривчастою лінією. На підставі вищевикладеного можемо записати:

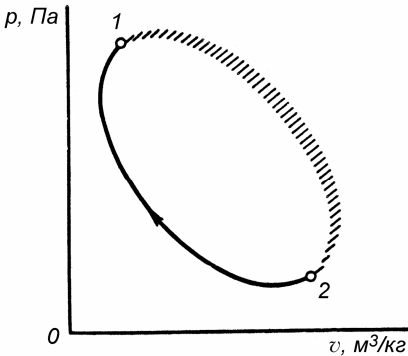


Рис. 2.12. Необоротний цикл в p - v -координатах

$$\int_{\text{н}} \left(\frac{\delta q}{T} \right) + \int_{\text{o}} \left(\frac{\delta q}{T} \right) < 0.$$

Для оборотного процесу

$$2-1 \int_{\text{o}} \left(\frac{\delta q}{T} \right) = s_1 - s_2. \quad \text{У такому}$$

випадку

$$\int_{\text{н}} \left(\frac{\delta q}{T} \right) + s_1 - s_2 < 0;$$

$$s_2 - s_1 > \int_{\text{н}} \left(\frac{\delta q}{T} \right). \quad (2.81)$$

Оскільки ентропія – параметр стану, то при переході системи зі стану 1 до стану 2 рівноважним або нерівноважним шляхом різниця $s_2 - s_1$ буде мати те саме значення. Знак нерівності у виразі 2.81 вказує на те, що інтеграл у правій частині рівняння для нерівноважного процесу не визначає різницю ентропії – цей інтеграл менше зміни ентропії $s_2 - s_1$.

Для ізольованих систем, що не обмінюються з навколишнім середовищем енергією, у тому числі і теплотою ($\delta q = 0$), рівняння 2.81 має такий вигляд:

$$s_2 - s_1 > 0 \quad (2.82)$$

або в диференційній формі

$$ds > 0. \quad (2.82')$$

Природні (необоротні) процеси в ізольованій системі приводять до збільшення ентропії. Це положення про зростання ентропії в ізольованій системі при нерівноважних (необоротних) процесах виражає другий закон термодинаміки для нерівноважних процесів.

Поєднуючи рівняння 2.78 і 2.80, одержимо

$$\oint \left(\frac{\delta q}{T} \right) \leq 0. \quad (2.83)$$

Це рівняння (узагальнене вираження *інтеграла Клаузіуса*) є математичним вираженням другого закону термодинаміки для кругових процесів, де знак рівності належить до оборотних, а знак $<$ – до необоротних кругових процесів.

Основне рівняння термодинаміки, що поєднує перший і другий закони термодинаміки, для рівноважних і нерівноважних процесів записується в такий спосіб:

$$Tds \geq du + pdv. \quad (2.84)$$

Рівняння 2.82' розкриває фізичний зміст ентропії – *зміна ентропії є мірою необоротності процесів у замкнутій системі*.

Викладене вище дозволяє зробити ряд узагальнень.

Другий закон (як і вся термодинаміка) не застосовується до мікросистем, тому що тепловий рух існує лише в системах, що складаються з великого числа мікрочасток, тобто для термодинаміки існує нижня границя її застосування. Існує також верхня границя її застосування – закони термодинаміки незастосовні до систем галактичних розмірів, оскільки в таких системах внутрішня енергія неадитивна, а ентропія і температура в термодинаміці визначені для адитивних систем.

Положення про зростання ентропії в ізольованій системі, в якій протікають необоротні процеси, привело Р. Клаузіуса до твердження, що Всесвіт рано або пізно прийде в стан термодинамічної рівноваги. При цьому буде досягнутий максимум значення ентропії і припиняться макроскопічні процеси, тобто наступить її “теплова смерть”.

Концепція “теплової смерті” спростовується сучасною космологією. Раніше було сказано, що термодинаміка незастосовна до систем галактичних розмірів. Закони термодинаміки незастосовні до таких систем також з тієї причини, що Всесвіт, який представляє собою систему, що безупинно розширюється і стискається, є нестационарним. З розгляду Всесвіту як гравітуючої системи випливає, що для Всесвіту не існує стану максимальної ентропії. Тому досягнення такого максимуму і настання “теплової смерті” у Всесвіті неможливі.

2.4.5. Ефективність перетворення енергії різних видів. Ексергія

Промислове виробництво вимагає споживання різних видів енергії. Процеси, що протікають при цьому, також супроводжуються перетвореннями енергії: хімічна енергія перетворюється у теплову, електрична – у механічну та ін. Головне завдання технічної термодинаміки – аналіз умов перетворення одних видів енергетичного впливу в інші, тобто умов перетворення енергії. Як відомо, перший закон термодинаміки не накладає ніяких обмежень на перетворення одного виду енергії в іншу при дотриманні закону збереження енергії. Другий закон термодинаміки встановлює можливість того або іншого перетворення і визначає кількісне співвідношення у всіх реальних процесах обміну енергією. Приміром, механічна енергія завжди і цілком може перетворитися в теплоту, в той час як теплота перетворюється в роботу лише частково і при виконанні певних умов.

У загальному випадку перетворювач енергії може одержувати первинну енергію в різних формах та віддавати енергію різним споживачам, також у різних формах і кількостях. Перетворювач може бути джерелом енергії для споживача. У цьому випадку перетворювач віддає енергію за рахунок своєї внутрішньої енергії. При відсутності нерівноважних і необоротних процесів первинна енергія може бути цілком перетворена в енергію будь-якого іншого виду. Максимальна ефективність перетворення роботи в ідеальних умовах теоретично може дорівнювати одиниці. У реальних умовах унаслідок процесів дисипації ефективність перетворення знижується.

Ефективність перетворення теплоти в роботу характеризується термічним ККД. Однак термічний ККД циклу не відображає втрат, викликаних необоротністю реальних процесів перетворення енергії.

На основі термодинамічного аналізу встановлено, що ефективність перетворення енергії визначається порівнянням фактично одержуваної роботи в циклі з максимальною кількістю роботи, яку можна б передати споживачеві від даної термодинамічної системи за рахунок її внутрішньої енергії й підведеної до неї первинної енергії.

Максимальна робота системи може бути отримана при розгляді рівноважних процесів, у результаті яких робоче тіло з початковим станом при тиску p_1 і температурі T_1 змінює свій стан до стану навколишнього середовища p_0 і T_0 . Спочатку система з початкового стану адиабатно розширюється (стискується) за рахунок внутрішньої енергії. У результаті цього процесу температура робочого тіла стає рівною температурі T_0 . Якщо при досягненні температури T_0 тиск системи не дорівнює тиску навколишнього середовища p_0 , то для досягнення рівноваги відбувається ізотермічний процес доти, поки тиск не стане рівним тиску навколишнього середовища. Під час здійснення ізотермічного процесу робоче тіло віддає (одержує) навколишньому середовищу кількість теплоти q_0 . Заздалегідь приймається, що навколишнє середовище нескінченно велике і тому під час передачі теплоти його параметри не змінюються.

Максимально можлива робота, яку можна одержати при оборотному переході з даного стану в стан рівноваги з навколишнім середовищем, називається ексергією. В оборотних процесах ексергія системи залишається постійною величиною.

Відповідно до другого закону термодинаміки підведена теплота q не може бути цілком перетворена в роботу.

Залежно від виду термодинамічної системи, джерел первинної енергії та умов протікання процесів у системі співвідношення, що виражає максимальну кількість роботи, називається *функцією працездатності*.

Абсолютне значення ексергії залежить від параметрів стану навколишнього середовища. Звичайно, приймається $T_0 = 273,16^\circ\text{C}$, або $T_0 = 293\text{ K}$ та $p_0 = 0,98\text{ МПа}$.

Енергетичний баланс не може відбивати у всіх випадках втрати від необоротності процесів в розглянутій системі. Терміни “втрати енергії” і “втрати ексергії” мають різний зміст тому, що перший означає не втрату енергії. Втрата енергії означає її втрату для певної системи або певної мети у тих випадках, якщо частину енергії не

можна використовувати за її формою, або параметрами. Втрати ексергії, навпаки, є наслідком зникнення ексергії, тобто її знищення, зумовлене деструкцією енергії.

Тому ексергетичний баланс у всіх випадках показує втрати від необоротності в системі. Для оцінки ступеня досконалості системи користуються поняттям ексергетичного ККД

$$\eta_{ex} = \frac{\Sigma e_2}{\Sigma e_1} = \frac{\Sigma e_1 - \Sigma d_{ex}}{\Sigma e_1}. \quad (2.85)$$

Як відомо, відповідно до другого закону термодинаміки, не вся теплова енергія при здійсненні циклу може перетворюватися в роботу. Тому доцільно зіставити отриману роботу з ексергією. У цьому випадку ексергетичний ККД розуміють як відношення корисної роботи до підведеної до системи ексергії

$$\eta_{ex} = l/e_x. \quad (2.86)$$

Якщо перетворення теплоти в роботу відбувається в оборотних процесах і циклах, то вся ексергія перетворюється в корисну роботу, тобто $e_x = l_{max}$.

Контрольні запитання та завдання

1. Викладіть суть і приведіть формулювання другого закону термодинаміки. Чому для аналізу макроскопічних процесів, що супроводжуються тепловими явищами, на додаток до першого закону потрібний і другий закон термодинаміки?

2. Дайте аналіз термічного ККД циклу і холодильного коефіцієнта.

3. Викладіть основні положення, що стосуються циклу Карно. Доведіть, що цикл Карно – це еталон для будь-яких оборотних циклів.

4. Доведіть, що термічний ККД узагальненого циклу Карно дорівнює ККД класичного циклу Карно.

5. Покажіть, що для ізольованої системи, в якій протікають оборотні процеси, $\oint \left(\frac{\delta q}{T} \right) = 0$, а при необоротних процесах $\oint \left(\frac{\delta q}{T} \right) > 0$.

Обґрунтуйте зв'язок між зміною ентропії і $\oint \left(\frac{\delta q}{T} \right)$ для необоротних процесів в ізольованій системі.

6. Зобразіть в T - s -координатах необоротні процеси розширення і стиску. Покажіть, як буде виглядати в T - s -координатах цикл Карно,

процеси адіабатного розширення і стиску якого є необоротними.

7. Сформулюйте другий закон термодинаміки для нерівноважних систем і викладіть суть інтеграла Клаузіуса.

8. Викладіть фізичний зміст ентропії і приведіть приклад можливої оцінки ефективності роботи теплових двигунів за величиною зростання ентропії.

9. Дайте визначення функції працездатності теплоти. Що таке ексергія?

10. Приведіть відомості про ексергетичний баланс і коефіцієнт корисної дії термодинамічної системи.

2.4.6. Дослідження термодинамічних процесів

Загальні відомості

Зміною двох параметрів стану визначається зміна стану системи, а отже, й інших параметрів. Однак суттєвий практичний інтерес становлять частинні термодинамічні процеси: ізохорний ($dv = 0$), що протікає при постійному об'ємі; ізобарний ($dp = 0$) – при постійному тиску; ізотермічний ($dT = 0$) – при постійній температурі; адіабатний ($\delta q = 0$), що протікає без теплообміну з навколишнім середовищем. Узагальнюючим процесом, що охоплює всю сукупність можливих термодинамічних процесів, є політропний процес.

Задача аналізу термодинамічного процесу – виявити закономірності зміни параметрів стану робочого тіла та особливостей перетворення енергії в цьому процесі.

Ізохорний термодинамічний процес

Ізохорний процес визначається умовою $dv = 0$, тобто $v = \text{const}$. Графіки процесу представлені на рис. 2.13. З рівняння стану випливає, що $R/v = p/T = \text{const}$, тобто тиск ідеального газу пропорційний його абсолютній температурі.

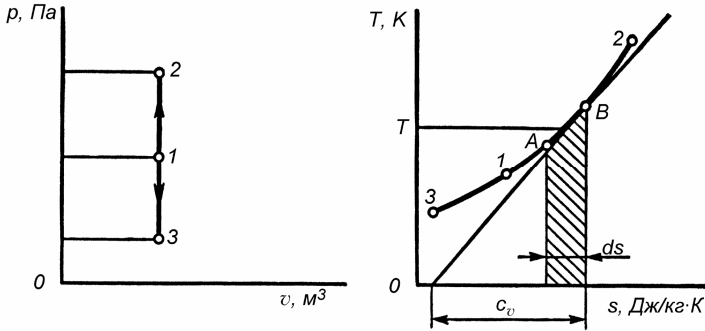


Рис. 2.13. Зображення ізохорного процесу в p - v - і T - s -координатах

Тому при $dV = 0$ робота розширення стиску не відбувається.

З першого закону термодинаміки будемо мати

$$\delta q = Tds = c_v dT = du, \quad (2.87)$$

тобто вся підведена (відведена) теплота йде на зміну внутрішньої енергії тіла. Приймаючи, що $c = \text{const}$, одержимо

$$q = \Delta u = c_v(T_2 - T_1). \quad (2.88)$$

З огляду на те, що в даному випадку $v_1 = v_2$, впливає

$$\Delta s = s_2 - s_1 = c_v \ln(T_2/T_1), \quad (2.89)$$

тобто у T - s -координатах ізохорний процес описується логарифмічною залежністю. При $ds > 0$ (процес 1-2) теплота підводиться до робочого тіла; при $ds < 0$ (процес 1-3) теплота відводиться. Піддотичним (відрізок $c_v ds$ на осі абсцис) визначається величина теплоємності. Площа під кривою процесу в T - s -координатах (заштрихована площа) пропорційна кількості теплоти, що підводиться в цьому процесі (з урахуванням масштабу діаграми).

Ізобарний термодинамічний процес

Ізобарний процес характеризується постійним значенням тиску ($p = \text{const}$). З рівняння стану ідеального газу одержимо $v/T = R/p = \text{const}$, тобто в ізобарному процесі об'єм газу пропорційний його абсолютній температурі.

Робота 1 кг газу дорівнює

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p(v_2 - v_1). \quad (2.90)$$

У p - v -координатах робота l пропорційна площі під кривою процесу $1-2$ (рис. 2.14). Лінія $1-2$ зображує процес розширення (робота позитивна), а лінія $1-3$ – процес стиску (робота негативна).

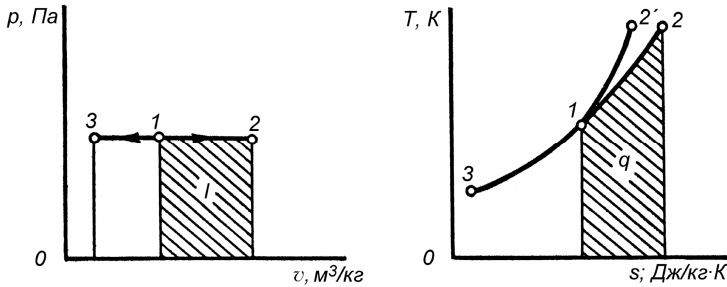


Рис. 2.14. Зображення ізобарного процесу в p - v - і T - s -координатах

Кількість теплоти, що підводиться (відводиться) до робочого тіла в припущенні, що теплоємність c_p – величина постійна

$$q = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT = c_p (T_2 - T_1). \quad (2.91)$$

З рівняння стану випливає, що теплота в цьому випадку витрачається як на здійснення роботи, так і на зміну внутрішньої енергії робочого тіла. Якщо звернутися до рівняння, одержимо

$$\delta q = dh, \quad (2.92)$$

тобто теплота, підведена (відведена) до робочого тіла в ізобарному процесі, приводить до зміни його ентальпії.

Відповідно при $p = \text{const}$

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1}, \quad (2.93)$$

тобто, на T - s -діаграмі ізобарний процес зображується графіком логарифмічної функції. Оскільки $c_p > c_v$, то в T - s -координатах ізобара йде похиліше ізохори. На рис. 2.14 процес $1-2$ протікає з підведенням теплоти ($\Delta s > 0$), а процес $1-3$ – з відведення теплоти ($\Delta s < 0$).

Як зазначено вище, кількість теплоти, підведеної до робочого тіла, пропорційна площі під кривою процесу $1-2$.

Ізотермічний термодинамічний процес

Ізотермічний процес характеризується постійною температурою. З рівняння стану випливає, що $p_1/p_2 = v_2/v_1$, тобто об'єм і тиск ідеального газу обернено пропорційні.

У p - v -координатах (рис. 2.15) ізотермічний процес зображується рівнобічною гіперболою: $1-2$ – процес розширення, $1-3$ – процес стиску. У T - s -координатах процес $1-2$ протікає з підведенням теплоти, а процес $1-3$ – з відведення теплоти.

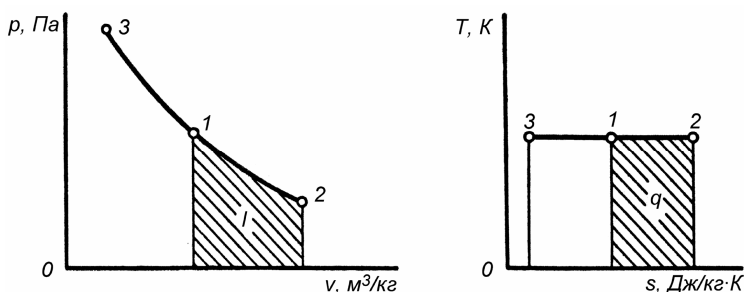


Рис. 2.15. Зображення ізотермічного процесу в p - v - і T - s -координатах

Робота процесу

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = \int_{v_1}^{v_2} RT \frac{dv}{v} = RT \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right) = RT \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right). \quad (2.94)$$

Оскільки $T = \text{const}$, то з рівнянь 2.32 і 2.49 випливає, що $\Delta u = 0$ і $\Delta h = 0$. Отже, вся підведена до робочого тіла теплота витрачається на здійснення роботи:

$$q = l. \quad (2.95)$$

З рівнянь 2.53 і 2.55 випливає, що зміна ентропії в ізотермічному процесі

$$s_2 - s_1 = R \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right) = R \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right). \quad (2.96)$$

Відповідно до залежності 2.30 теплоємність ізотермічного процесу $c = \pm\infty$.

Адіабатний термодинамічний процес

Адіабатний процес – це процес, що протікає без теплообміну з навколишнім середовищем: $\delta q = 0$.

З рівняння першого закону термодинаміки випливає, що

$$c_p dT = v dp = 0,$$

$$c_v dT = -p dv = 0.$$

Поділивши перше рівняння на друге, і, з огляду на те, що $c_p/c_v = k$,

$$k = -\frac{v dp}{p dv} \quad \text{або} \quad \frac{k dv}{v} + \frac{dp}{p} = 0,$$

звідки

$$k \ln \frac{v_2}{v_1} + \ln \frac{p_2}{p_1} = 0,$$

тобто

$$p v^k = \text{const.} \quad (2.97)$$

Рівняння 2.97 є рівнянням адіабатного процесу, а k – показник адіабати (див. 2.36).

Оскільки $k > 1$, то в p - v -координатах лінія адіабати йде крутіше ізотерми.

Для станів 1 і 2 при адіабатному процесі, з огляду на 2.97 і 2.89, одержимо:

$$p_2/p_1 = (v_1/v_2)^k; \quad (2.98)$$

$$T_2/T_1 = (v_1/v_2)^{k-1}; \quad (2.99)$$

$$T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{(k-1)/k}. \quad (2.100)$$

Відповідно до першого закону термодинаміки робота розширення відбувається за рахунок внутрішньої енергії:

$$l = -\Delta u = c_v (T_1 - T_2). \quad (2.101)$$

З урахуванням залежностей 2.34 і 2.36 будемо мати:

$$l = \frac{k}{k-1} (T_1 - T_2) v = \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2).$$

Після простих перетворень одержимо:

$$l = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (2.102)$$

Робота l пропорційна площі під кривою 1-2 (рис. 2.16). У цьому випадку $\Delta v > 0$ і тому $l > 0$.

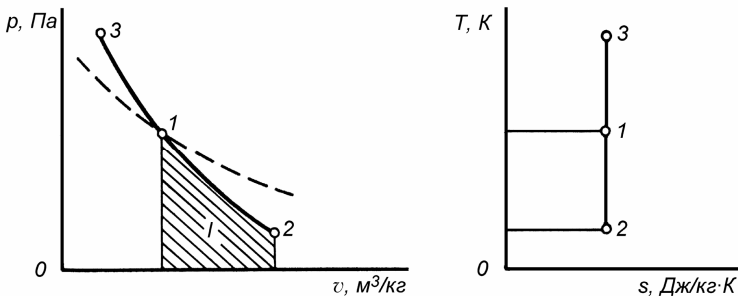


Рис. 2.16. Зображення адиабатного процесу в p - v - і T - s -координатах

Оскільки при адиабатному процесі $\delta q = 0$, то $ds = 0$, отже, $s = \text{const}$. Адиабатний оборотний процес є ізоентропним, тобто протікає при постійному значенні ентропії. На *рис. 2.16* лінія 1–2 відповідає розширенню робочого тіла (процес супроводжується зменшенням температури), а лінія 1–3 – стискові робочого тіла.

Відповідно до рівняння 2.30 при адиабатному процесі теплоємність робочого тіла дорівнює нулеві.

Політропний термодинамічний процес

Політропний процес характеризується тим, що він протікає в ідеальному газі при постійному значенні теплоємності і може мати будь-яке числове значення від $-\infty$ до $+\infty$. Для політропного процесу частка кількості теплоти, що витрачається на зміну внутрішньої енергії, залишається незмінною: $\Delta u/q = \text{const}$.

Виведемо рівняння політропи. Нехай c_n – теплоємність політропного процесу. Відповідно до рівнянь 2.43, 2.47 і 2.51 одержимо

$$(c_n - c_v)dT = pdv.$$

Використовуючи рівняння 2.47, після ряду перетворень будемо мати:

$$(c_n - c_p)/(c_n - c_v) = -\nu dp/(pd\nu).$$

Оскільки з визначення політропного процесу теплоємність – величина постійна, то, позначивши

$$(c_n - c_p)/(c_n - c_v) = n, \quad (2.103)$$

після інтегрування одержимо

$$p\nu^n = \text{const}. \quad (2.104)$$

Рівняння 2.104 називається *рівнянням політропного процесу*, де n – показник політропи.

За аналогією з виразів 2.98–2.100 для політропи справедливий

такий зв'язок між основними параметрами стану:

$$p_2/p_1 = (v_1/v_2)^n; \quad (2.105)$$

$$T_2/T_1 = (v_1/v_2)^{n-1}; \quad (2.106)$$

$$T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{(n-1)/n}. \quad (2.107)$$

Роботу політропного процесу можна визначити за формулою, аналогічною формулі 2.102, замінивши k на n :

$$l = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \quad (2.108)$$

Вираз для теплоємності ідеального газу тіла в політропному процесі впливає з формули 2.103:

$$c_{\Pi} = c_v \frac{n-k}{n-1}. \quad (2.109)$$

Зміна ентропії:

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{\delta q}{T} = c_{\Pi} \ln \frac{T_2}{T_1} = c_v \frac{n-k}{n-1} \ln \frac{T_2}{T_1}. \quad (2.110)$$

Політропний процес містить усю сукупність основних і часткових термодинамічних процесів і тому має й узагальнююче значення. Насправді з рівнянь 2.104 і 2.109 неважко прийти до висновку, що

- при $n = \pm\infty$ $c_{\Pi} = c_v$ і $v = \text{const}$ (ізохорний процес);
- при $n = 0$ $c_{\Pi} = c_p$ і $p = \text{const}$ (ізобарний процес);
- при $n = 1$ $c_{\Pi} = \infty$ і $p v = \text{const}$ (ізотермічний процес);
- при $n = k$ $c_{\Pi} = 0$ і $p v^k = \text{const}$ (адіабатний процес).

На рис. 2.17 у p - v - і T - s -координатах наведені графічні залежності різних термодинамічних процесів.

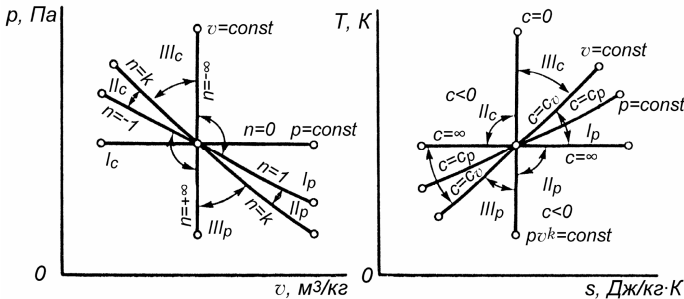


Рис. 2.17. Посєднання діаграм різних термодинамічних процесів в p - v - і T - s -координатах

Розглянемо процес розширення газу. При зміні значення n від $-\infty$ до $+\infty$ усі розглянуті політропні процеси можна розбити на три групи.

Для першої групи при $-\infty < n < 1$ $dT > 0$, отже, $du = c_v dT > 0$ і $dh = c_p dT > 0$; на цій ділянці політропних процесів $ds > 0$, а значить і $\delta q > 0$. Звідки випливає, що теплоємність $c_{\Pi} = \delta q/dT > 0$. Підведена до газу кількість теплоти витрачається на здійснення роботи розширення і на збільшення внутрішньої енергії.

Для другої групи термодинамічних процесів при $1 < n < k$ $dT < 0$. Звідси випливає, що $du < 0$ і $dh < 0$, тому що $ds > 0$, то $\delta q > 0$, а теплоємність $c_{\Pi} = \delta q/dT < 0$. Для термодинамічних процесів цієї групи характерно те, що робота відбувається як за рахунок підведеного тепла, так і за рахунок внутрішньої енергії.

Для третьої групи термодинамічних процесів при $k < n < +\infty$, $dT < 0$, $du < 0$ і $dh < 0$, тому що $ds < 0$, то $\delta q < 0$ і теплоємність позитивна ($c_{\Pi} > 0$). У цих процесах робота розширення відбувається за рахунок внутрішньої енергії. У той же час теплота від робочого тіла відводиться в навколишнє середовище.

Подібний аналіз можна зробити для процесу стиску газу.

Користуючись зображенням термодинамічного політропного процесу на p - v - і T - s -діаграмах, можна інтерполяцією знайти величину показника політропи і визначити всі показники, що характерні для даного процесу: основні параметри стану, співвідношення між ними, роботу, зміни внутрішньої енергії, ентальпії тощо.

Контрольні запитання і завдання

1. Дайте аналіз основних термодинамічних процесів ідеального газу для закритих термодинамічних систем (ізохорного, ізобарного, ізотермічного, адіабатного).
2. Запишіть розрахункові залежності для обчислення величин роботи, кількості теплоти, ентропії.
3. Напишіть формули зв'язку між основними параметрами стану для різних термодинамічних процесів ідеального газу.
4. Доведіть, що політропний процес є узагальнюючим процесом, який включає всі основні термодинамічні процеси. Дайте аналіз різних груп політропних процесів розширення і стиски у p - v - і T - s -координатах.

2.5. ІДЕАЛЬНІ ЦИКЛИ ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ. ОСНОВИ КОМПРЕСОРНИХ МАШИН

2.5.1. Ідеальні (термодинамічні) цикли теплових машин

З позицій термодинаміки теплові двигуни – це сукупність взаємодіючих між собою робочого тіла, джерела теплоти й охолоджувача. Особливості цих взаємодій визначають у кожному конкретному випадку – відмітні термодинамічні характеристики теплових машин.

У реальних теплових двигунах джерелом теплоти служить згоряння палива, охолоджувачем – навколишнє середовище.

Робоче тіло знаходиться в термодинамічній рівновазі відповідно з джерелом теплоти й охолоджувачем. Перехід робочого тіла від температури джерела теплоти до температури охолоджувача (і навпаки) здійснюється по адіабаті.

Під час аналізу термодинамічних циклів теплових машин допускають, що:

- хімічний склад і кількість робочого тіла не змінюється;
- процес згоряння палива замінюється оборотним процесом підведення теплоти;
- випуск продуктів згоряння або пари замінюється оборотним процесом відведення теплоти в охолоджувач;
- процеси розширення і стиску робочого тіла є адіабатними;
- теплоємність робочого тіла не залежить від температури.

Двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ) – найрозповсюдженіший тепловий двигун у світі. Він займає лідируюче положення в автомобільному, залізничному і водному транспорті, в дорожніх машинах тощо. Виняткова роль двигунів внутрішнього згоряння в енергетиці сільського господарства. ДВЗ – невід’ємний елемент тракторів, комбайнів, автотранспорту, резервних дизельних електростанцій і багатьох інших агрегатів сільськогосподарського виробництва.

Термодинамічні цикли. Залежно від способу підведення теплоти розрізняють три термодинамічних цикли двигунів внутрішнього згоряння:

- цикл із підведенням теплоти при $v = \text{const}$;
- цикл із підведенням теплоти при $p = \text{const}$;
- цикл зі змішаним підведенням теплоти при $v = \text{const}$ і $p = \text{const}$.

Перший цикл характерний для двигунів із зовнішнім сумішоутворенням (бензинові, газові).

Цикл зі змішаним підведенням теплоти характерний для двигунів із внутрішнім сумішоутворенням. Цикл із підведенням теплоти при $p = \text{const}$ – це термодинамічний круговий процес, що протікає в компресорному дизелі, в якому розпилювання палива в циліндрі здійснюється стисненим повітрям. Ці двигуни наразі не знаходять застосування, і тому розглянемо тільки першу і третю групи циклів.

Цикл зі змішаним підведенням теплоти зображений у $p-v$ - і $T-s$ -координатах на рис. 2.18. Крива 1–2 відповідає процесові адиабатного стиску робочого тіла. Підведення теплоти (у реальному двигуні спалювання палива) спочатку відбувається по лінії 2–3 при $v = \text{const}$, а потім по лінії 3–4 при $p = \text{const}$. При цьому підводиться теплота $q_1 = q_1' + q_1''$. Крива 4–5 відповідає процесові адиабатного розширення робочого тіла, а ділянка 5–1 характеризує ізохорний процес відведення теплоти q_2 в охолоджувач.

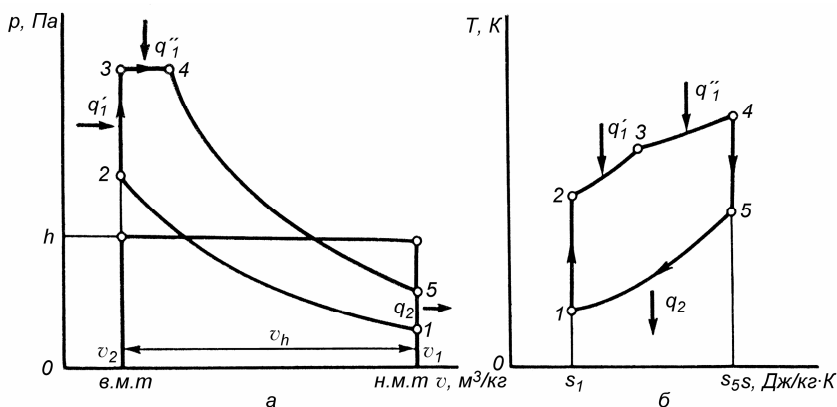


Рис. 2.18. Діаграма циклу двигуна внутрішнього згоряння зі змішаним підведенням теплоти в $p-v$ - і $T-s$ -координатах

Введемо безрозмірні параметри, що характеризують цикл

$\varepsilon = v_1/v_2$ – ступінь стиску;

$\rho = v_4/v_3$ – ступінь попереднього розширення;

$\lambda = p_3/p_2$ – ступінь ізохорного підвищення тиску.

Визначимо термічний ККД циклу. Очевидно, що

$$\begin{aligned} q'_1 &= c_v(T_3 - T_2); \quad q''_1 = c_p(T_4 - T_3); \\ q_2 &= c_v(T_5 - T_1) \end{aligned} \quad (2.111)$$

звідси

$$\eta_t = 1 - \frac{c_v(T_5 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3)}. \quad (2.112)$$

Для адіабатного процесу 1–2 відповідно до рівняння 2.98 можна записати

$$\frac{T_2}{T_1} = \varepsilon^{k-1}, \text{ звідки } T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1}.$$

Для ізохорного процесу 2–3 з урахуванням того, що в цьому процесі $p_3/p_2 = T_3/T_2$, одержимо

$$T_3 = T_2 \left(\frac{p_3}{p_2} \right) = T_2 \lambda = T_2 \lambda \varepsilon^{k-1}.$$

Для ізобарного процесу 3–4 при

$$\frac{v_4}{v_3} = \frac{T_4}{T_3} = \rho,$$

$$T_4 = \rho T_3 = T_1 \lambda \rho \varepsilon^{k-1}.$$

Для адіабатного процесу 4–5

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{v_4}{v_5} \right)^{k-1} = \left(\frac{v_4}{v_1} \right)^{k-1}.$$

З огляду на те, що $v_2 = v_3$, можна записати

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{v_4 v_2}{v_3 v_1} \right)^{k-1} = \rho^{k-1} \frac{1}{\varepsilon^{k-1}},$$

звідки

$$T_5 = T_4 \rho^{k-1} \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = T_1 \lambda \rho^k.$$

Підставляючи отримані вирази в 2.111 і з огляду на те, що $c_p/c_v = k$, будемо мати:

$$\begin{aligned} q_1 &= q'_1 + q''_2 = c_v T_1 \varepsilon^{k-1} [(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)], \\ q_2 &= c_v T_1 (\lambda \rho^k - 1). \end{aligned}$$

Отже, термічний ККД циклу двигуна внутрішнього згорання зі змішаним підведенням теплоти запишеться так:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v T_1 (\lambda \rho^k - 1)}{c_v T_1 \varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]} = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)} \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (2.113)$$

З цієї формули випливає, що термічний ККД циклу зі змішаним підведенням теплоти зростає зі збільшенням ступеня стиску ε і ступеня підвищення тиску λ , і зі зменшенням ступеня попереднього розширення ρ .

Цикл із підведенням теплоти при постійному об'ємі складається з двох адіабат і двох ізохор (рис. 2.19).

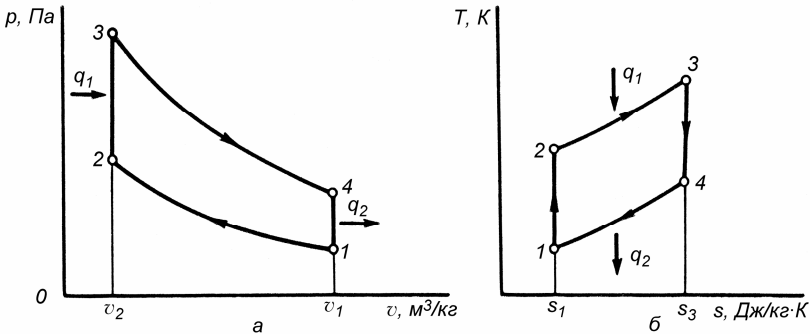


Рис. 2.19. Діаграма циклу двигуна внутрішнього згорання з підведенням теплоти при $v = \text{const}$ в p - v - і T - s -координатах

По кривій 1–2 відбувається адіабатний стиск робочого тіла (у реальному двигун паливоповітряної суміші). Ізохора 2–3 відповідає процесові підведення теплоти q_1 від джерела теплоти (у реальному двигуні запалювання суміші і згорання палива). Потім відбувається процес адіабатного розширення 3–4. В ізохорному процесі 4–1 від робочого тіла в навколишнє середовище виділяється теплота q_2 .

Термічний ККД циклу двигуна внутрішнього згорання можна одержати, якщо у формулі 2.113 прийняти $\rho = 1$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (2.114)$$

Термічний ККД різних циклів двигунів внутрішнього згорання коливається в межах 0,45–0,60.

Порівняння циклів двигунів внутрішнього згорання. Ступінь стиску двигунів із внутрішнім сумішоутворенням вище ($\varepsilon = 12$ –18), ніж у двигунів із зовнішнім сумішоутворенням ($\varepsilon = 6$...8), і тому перші двигуни мають вищі значення термічного ККД і їхня

економічність вища, ніж двигунів із зовнішнім сумішоутворенням.

Порівнюємо цикли при однакових кінцевих температурах, що визначають припустимі термічні напруги в деталях двигуна. Як видно з рис. 2.20, цикл зі змішаним підведенням теплоти має при тих же значеннях T_{max} вищий термічний ККД, ніж цикл із підведенням теплоти при постійному об'ємі.

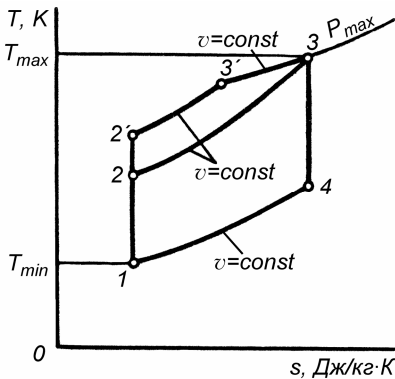


Рис. 2.20. Порівняння циклів двигуна внутрішнього згорання

Контрольні запитання і завдання

1. Які приймаються допущення при аналізі термодинамічних циклів теплових двигунів?
2. Цикл двигуна внутрішнього згорання зі змішаним підведенням теплоти. Проаналізуйте термічний ККД циклів.
2. Викладіть основні положення, що відносяться до циклів двигуна внутрішнього згорання з підведенням теплоти при постійному об'ємі.
4. Дайте порівняльний аналіз η_t циклів з підведенням теплоти при постійному об'ємі і зі змішаним підведенням теплоти.

2.5.2. Термодинамічні основи компресорних машин

Загальні відомості. Компресором називається пристрій, призначений для стиску газів або пари. За конструктивними ознаками компресори підрозділяють на дві групи. До першої групи належить поршневі і ротаційні компресори. Другу групу складають відцентрові й осьові компресори, стиск газу в яких здійснюється в два етапи. На

першому етапі газу надається деяка швидкість, а на другому – кінетична енергія потоку перетворюється в енергію тиску. Цей принцип стиску використовується й у компресорах інжекційної дії. Різні за конструкцією компресори характеризуються еквівалентними термодинамічними процесами, що відбуваються в них.

Проаналізуємо процеси в поршневому компресорі, які найбільш розповсюджені у сільськогосподарському виробництві.

На рис. 2.21 зображена принципова схема одноступінчатого поршневого компресора і залежність у p - v -координатах тиску від перемінного об'єму робочого тіла в циліндрі (тобто ходу поршня протягом одного обороту вала). При русі поршня з крайнього лівого положення в праве в циліндр машини через всмоктувальний клапан a надходить газ.

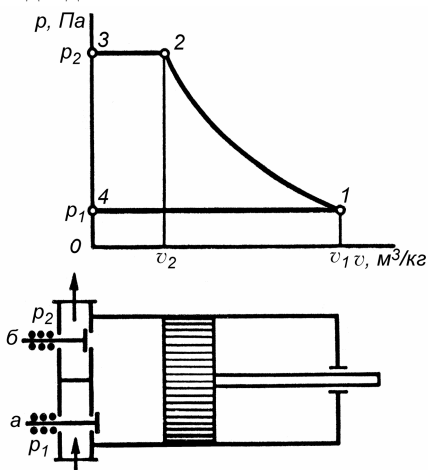


Рис. 2.21. Принципова схема і p - v -діаграма одноступінчатого компресора

На діаграмі всмоктування зображується лінією $4-1$. При зворотному русі поршня всмоктувальний і випускний клапани закриті і газ стискується по лінії $1-2$ доти, поки не досягається тиск p_2 . При тиску p_2 відкривається випускний клапан b і при подальшому русі поршня праворуч-ліворуч буде відбуватися витиснення (процес $2-3$) газу з циліндра компресора в нагнітальний трубопровід. Під час досягнення поршнем крайнього лівого положення випускний клапан закривається, відкривається впускний і процес повторюється.

Варто зазначити, що тільки в процесі стиску $1-2$ маса газу в циліндрі залишається постійною. Тому на p - v -діаграмі процеси всмоктування $4-1$ і витиснення $2-3$, в яких змінюються кількість робочого тіла, не зображують термодинамічні процеси. На рис. 2.22 показані різні процеси стиску: ізотермічний $1-2$, політропний $1-2'$ і адіабатний $1-2''$, реально стиск здійснюється по політропі з показником $n = 1,08 \dots 1,22$, тобто політропа розміщена між ізотермою й адіабатою ($2 < n < k$).

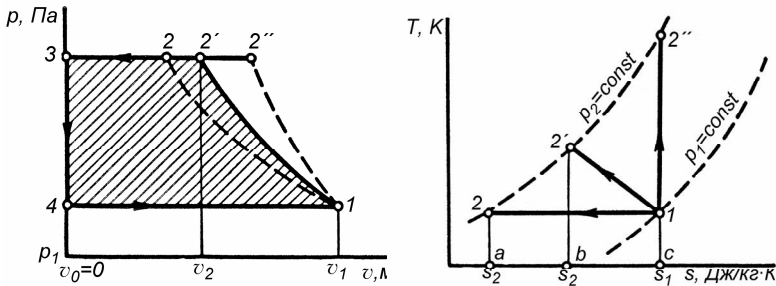


Рис. 2.22. Порівняння роботи ізотермічного, політропного і адіабатного стиску в компресорі

Завдання термодинамічного аналізу компресора – визначення роботи, витраченої компресором при заданих початкових і кінцевих параметрах.

Робота стиску робочого тіла в ідеальному компресорі:

$$l_k = l_{4-1} - l_{1-2} - l_{2-3},$$

де $l_{4-1} = p_1 v_1$ і $l_{2-3} = p_2 v_2$.

Відповідно до рівняння 2.108

$$l_{1-2} = -\frac{p_1 v_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$$

для політропного процесу будемо мати

$$l_{k_{\text{пол}}} = p_1 v_1 + \frac{p_1 v_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] - p_2 v_2 = -\frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (2.115)$$

Вираз для роботи компресора в адіабатному процесі можна одержати з рівняння 2.115, замінивши n на k

$$l_{k_{\text{ад}}} = -\frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (2.116)$$

Беручи до уваги рівняння 2.94 для роботи ізотермічного стиску і з огляду на те, що для ізотермічного процесу $p_1 v_1 = p_2 v_2$, одержимо

вираз для визначення роботи компресора

$$l_{k_{\text{из}}} = RT_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (2.117)$$

У T - s -координатах (див. *рис. 2.23*) показані процеси стиску робочого тіла в одноступінчастому компресорі: $1-2''$ – адіабатний, $1-2'$ – політропний і $1-2$ – ізотермічний.

З *рис. 2.23* випливає, що при стиску по ізотермі площа $4-1-2-3$ виходить найменшою, а отже робота, затрачена компресором, буде мінімальною. Тому застосування ізотермічного стиску в компресорі є енергетично найбільш вигідним.

Багатоступінчастий стиск. В одноступінчастому (одноциліндровому) компресорі ступінь стиску $\varepsilon = p_2/p_1$ звичайно не перевищує значення 6–8. Якщо потрібно стиснути газ до вищого тиску,

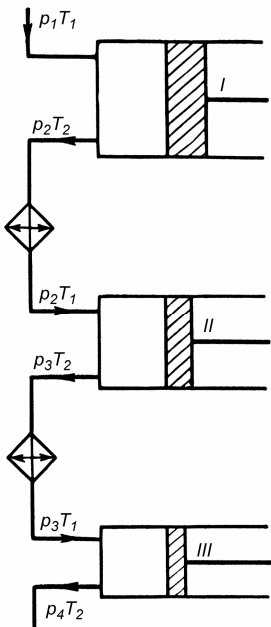


Рис. 2.23. Принципова схема триступінчастого компресора

використовуються багатоступінчасті компресори (*рис. 2.23*). Підвищення тиску стиску призводить до підвищення температури наприкінці стиску, значення якої може перевищити припустимі для технічних цілей значення. У багатоступінчастих компресорах між ступенями стиску встановлюються теплообмінники, що забезпечують охолодження газу, стиснутого в попередній ступені. Діаграма стиску в триступінчастому компресорі показана на *рис. 2.24, а*. Стиск у першому циліндрі відбувається по політропі $1-a$, після чого газ надходить у проміжний охолоджувач, де він проохолоджується (теоретично при постійному тиску) до температури T_1 (процес $a-b$).

Після охолоджувача газ надходить у другу ступінь і стискується по політропі $b-c$, потім охолоджується по ізобарі $c-d$ до температури T_1 , після чого відбувається стиск у третій ступені компресора по політропі $d-e$. Якби стиск здійснювався в

одноступінчастому компресорі по лінії $1-2'$, величина затраченої роботи визначалася б площею $4-1-2'-2$. Завдяки проміжному

охлаждению воздуха выигрывает у работы эквивалентный площади $a-2'-e-d-c-b-a$ (рис. 2.24, а). На рис. 2.24, б линии $1-a$, $b-c$ и $d-e$ представляют у $T-s$ -координатах политропные процессы сжатия в первом, втором и третьем цилиндрах компрессора, а линии $a-b$ и $c-d$ – процессы изобарного охлаждения газа відповідно в охолоджувачах 1-ї і 2-ї ступеней. Заштриховані площі під кривими $a-b$ і $c-d$ визначають кількість теплоти, відведеної з охолоджувачів.

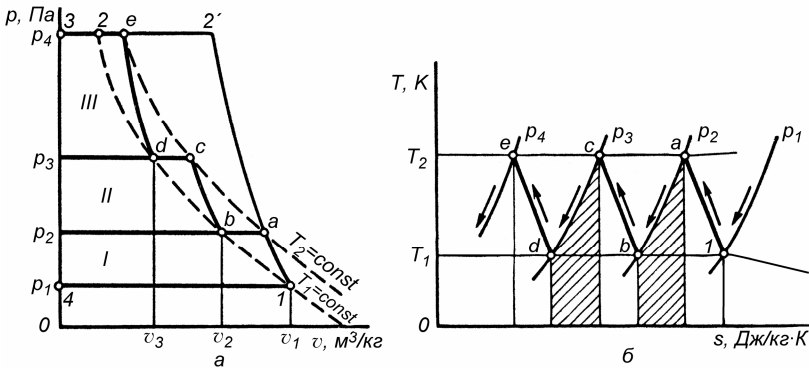


Рис. 2.24. Діаграма триступінчастого стиску в $p-v$ і $T-s$ -координатах

Ефективність роботи реального неохолоджуваного компресора визначається адиабатним ККД, рівним відношенню теоретичної роботи при оборотному адиабатному стиску $l_{ад}$ до роботи l_k , затраченої в реальному компресорі на стиск 1 кг газу

$$\eta_{ад} = \frac{l_{ад}}{l_k}. \quad (2.118)$$

Значення $\eta_{ад}$ коливається в межах 0,7–0,9

Для оцінки роботи охолоджуваних компресорів користуються ізотермічним ККД, рівним відношенню теоретичної роботи при ізотермічному стиску $l_{із}$ до роботи l_k :

$$\eta_{із} = \frac{l_{із}}{l_k}. \quad (2.119)$$

Втрати на тертя в механізмах компресора враховуються механічним ККД η_m . Добуток адиабатного або ізотермічного ККД на механічний ККД дають значення ефективного ККД компресора η_e . Відповідно для неохолоджуваного й охолоджуваного компресора будемо мати

$$\eta_e = \eta_{ад}\eta_m \text{ і } \eta_e = \eta_{із}\eta_m. \quad (2.120)$$

Контрольні запитання і завдання

1. Дайте визначення компресора. Їх класифікація.
2. Напишіть вираз для обчислення роботи компресора при політропному, адіабатному та ізотермічному стисках.
3. Проаналізуйте процес стиску в багатоступінчастому компресорі в p - v - і T - s -діаграмах. Переваги багатоступінчастого стиску порівняно з одноступінчастим.
4. Як визначається ККД охолоджуваного і неохолоджуваного компресорів?

2.6. ВОДЯНА ПАРА І ВОЛОГЕ ПОВІТРЯ

2.6.1. Пароутворення при постійному тиску

Рівняння стану реального робочого тіла наведено в главі 1. Як реальне робоче тіло розглянемо водяну пару. Її широко використовують у багатьох галузях техніки.

На рис. 2.25 зображено процес пароутворення 1 кг води в p - v -координатах при $p = \text{const}$. Початковий стан води, що знаходиться під тиском p і має температуру $T = 273,15 \text{ K}$ ($t = 0^\circ\text{C}$), і об'єм v_0 (усі параметри рідини при температурі $t = 0^\circ\text{C}$ будемо позначати індексом "0") можна зобразити на діаграмі точкою a . Якщо при постійному тиску надавати воді теплоту, то, як показує досвід, температура її буде підвищуватися доти, поки вона не досягне величини температури T_n кипіння, а питомий об'єм – v' (точка b)*.

При подальшому підведенні теплоти відбувається стале перетворення води в пару. Процес пароутворення протікає не тільки при постійному тиску, але і при постійній температурі T_n доти, поки рідина цілком не перетвориться в пару. Звідси випливає, що ізобара й ізотерма процесу кипіння реальної речовини збігаються. При завершенні пароутворення води (на діаграмі точка c) питомий об'єм дорівнює v'' . Таким чином, відрізок b - c відповідає процесові пароутворення. На цій ділянці зберігається двохфазна суміш пари і води. Така пара називається *вологою насиченою*.

* Питомий об'єм води при нагріванні від 0 до 4°C зменшується до мінімального значення, після чого безупинно збільшується.

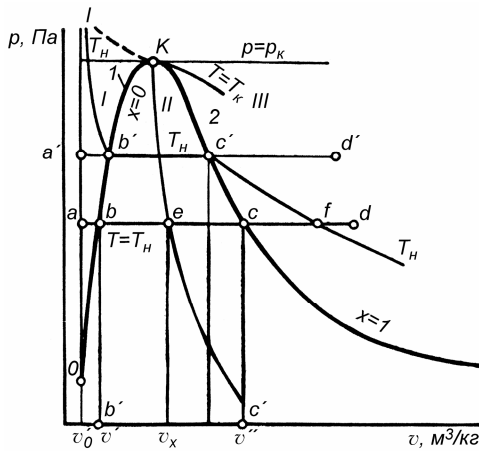


Рис. 2.25. p - v -діаграма процесу пароутворення

містить рідкої фази, називається *сухою насиченою парою*.

Масову частку сухої насиченої пари у вологій парі називають *ступенем сухості*. Її позначають x . Очевидно, для киплячої рідини $x = 0$, а для сухої насиченої пари $x = 1$. Стан вологій насиченої пари визначається двома параметрами: тиском (або температурою T_H) і *ступенем сухості пари*.

Якщо сухій насиченій парі продовжувати надавати теплоту при постійному тиску, то температура і питомий об'єм пари будуть збільшуватися. Пара, температура якої перевищує температуру насиченої пари того ж тиску, називається *перегрітою*. У точці d (рис. 2.25) температура перегрітої пари $T_{\text{пер}} > T_H$, а питомий об'єм $v_{\text{пер}} > v''$.

При іншому тиску, наприклад $p' > p$, описаний процес пароутворення буде зображуватися лінією $a'-b'-c'-d'$. Аналогічні побудови можна зробити і при інших тисках. З'єднавши відповідно точки b і c між собою, одержимо криві 1 і 2. Крива 1 представляє собою границю між двома станами речовини – рідиною і вологою насиченою парою. Крива 2 – границя між вологою насиченою і перегрітою парою. Криву 1, що характеризує стан киплячої рідини ($x = 0$), називають *нижньою граничною кривою*. Криву 2, що характеризує стан сухої насиченої пари ($x = 1$), називають *верхньою граничною кривою*.

Насиченою називається пара, що знаходиться в термічній і динамічній рівновазі з рідиною, з якої вона утворилася. При цьому безупинно одна частина молекул переходить з рідини в пару (процес випаровування), а інша – з пари в рідину (процес конденсації).

У стані, що відповідає точці c , уся кількість води з рідкого стану перейшла в пару. Така пара, що має температуру насичення при даному тиску і не

Крім граничних кривих на діаграмі наносяться криві рівного ступеня сухості (на *рис. 2.25* крива $x = \text{const}$ зображена лінією, що проходить через точку *e*). На p - v -діаграмі приклад ізотерми показаний лінією $T = \text{const}$. Вона перетинає ізобару більш низького тиску в місці перегріву пари (точка *f*).

Граничні криві *1* і *2* перетинаються в точці *K* (критична точка). Для води $p_k = 22,115$ МПа, $T_k = 647,27$ К, $v_k = 0,003147$ м³/кг, $h_k = 2095,2$ кДж/кг.

T - s -діаграму водяної пари будують аналогічно попередній, а саме, наносять ізобари, ізотерми і ізохори (*рис. 2.26*). В місці вологої насиченої пари ізобари збігаються з ізотермами. У місці перегрітої пари ізобари та ізохори являють собою логарифмічні криві різної кривизни (з огляду на те, що $c_p > c_v$).

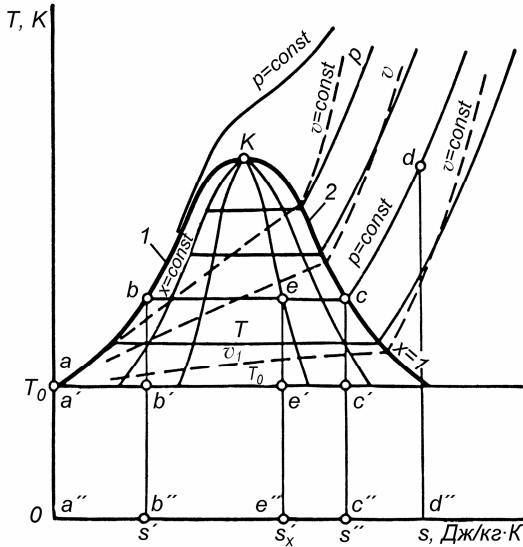


Рис. 2.26. T - s -діаграма процесу пароутворення

На T - s -діаграмі процес пароутворення при $p = \text{const}$ зображений кривою a - b - c - d . Крім того, наносять граничні криві *1* і *2*. Площа під кривою a - b пропорційна кількості теплоти q' , підведеної до рідини під час її нагрівання до стану кипіння; площа під лінією b - c – кількості теплоти пароутворення; площа під кривою c - d – теплоті перегріву $q_{\text{пер}}$.

На практиці широко користуються h — s -діаграмою водяної пари (рис. 2.27). За початок координат прийнятий стан води в потрійній точці* ($s_0 = 0, h_0 = 0$). Граничні криві будуються по точках h' і s' для кривої $x = 0$ і h'' і s'' — для кривої $x = 1$. Термодинамічні параметри води, доведеної до кипіння ($x = 0$), і сухої насиченої пари беруть з таблиць теплофізичних властивостей води і водяної пари.

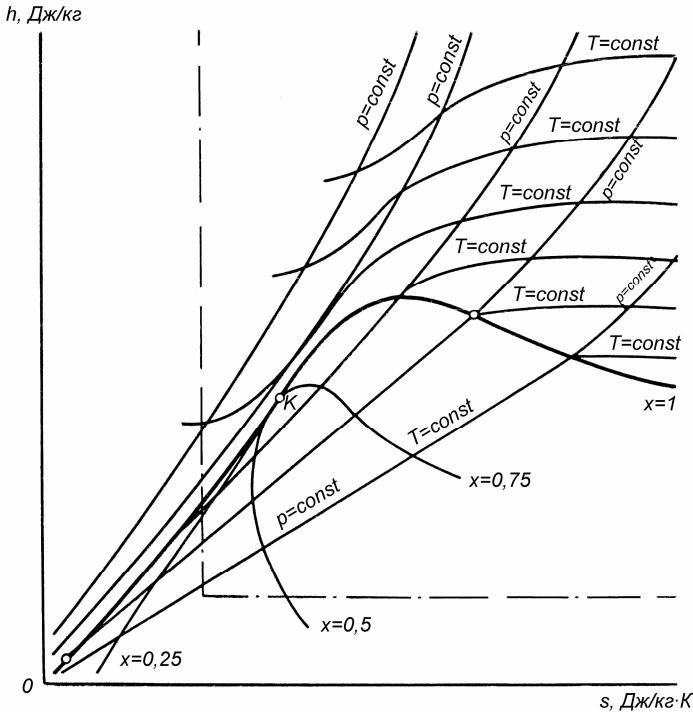


Рис. 2.27. h — s -діаграма процесу пароутворення

У місці вологої насиченої пари ізобари й ізотерми збігаються і зображуються розбіжними лініями. Зі збільшенням T довжина прямолінійної ділянки ізотерм зменшується і при $T = T_k$ сходиться в точку. У критичній точці $(\partial h / \partial s)_T = T_k > 0$, і тому критична точка K лежить не на вершині, як це було в p - v - і T - s -діаграмах, а на лівому

* Потрійна точка відповідає випадкові, коли одночасно в рівноважному стані знаходяться пара, вода і лід ($p_0 = 611$ Па; $T_0 = 273,16$ К; $v_0 = 0,001$ м³/кг).

схилі граничної кривої.

Від пограничної кривої $x = 1$ ізотерми йдуть плавними кривими вправо, а при великих ступенях перегріву вони практично рівнобіжні осі Ox . Справа в тому, що зі збільшенням ступеня перегріву пара за своїми властивостями наближається до ідеального газу, для якого ізотермічний процес – одночасно є ізентальпійний.

Звичайно для практичного використання будують так звану робочу частину h - s -діаграми. Це дає можливість зображувати її у великому масштабі.

2.6.2. Параметри стану рідини і пари

Відповідно до першого закону термодинаміки теплота, підведена до рідини, витрачається на збільшення її внутрішньої енергії здійснення роботи. Оскільки в процесі нагрівання рідини питомий об'єм змінюється незначно, то можна прийняти, що $\delta l = p d v = 0$. У такому випадку $\delta q' = du$. З огляду на те, що при $T_0 = 273,15 \text{ K}$ $u_0 = 0$, одержимо:

$$q' = u'. \quad (2.121)$$

Оскільки в ізобарному процесі $q' = c_p(T_n + T_0) = u' - u' + p(v' - v_0) = u' + p v' - p v_0$, то для цього випадку маємо, що $q' = h' - p v_0$, звідки

$$h' = q' - p v_0. \quad (2.122)$$

При низьких тисках добуток $p v_0$ відносно малий, і тому можна прийняти $h \approx q'$.

При $T_0 = 273,16 \text{ K}$ ентропія $s_0 = 0$ і тому

$$s' = \int_{T_0}^{T_n} \frac{\delta q}{T} = \int_{T_0}^{T_n} c_p \frac{dT}{T} \approx c_p \ln \frac{T_n}{T_0}. \quad (2.123)$$

Теплота пароутворення для сухої насиченої пари

$$h'' = h' + r, \quad (2.124)$$

звідки

$$r = h'' - h',$$

де r – теплота пароутворення, яка дорівнює кількості теплоти, потрібної для перетворення при постійному тиску 1 кг киплячої рідини в суху насичену пару.

Збільшення ентропії в процесі пароутворення визначаємо за такою формулою:

$$s'' - s' = \int \left(\frac{\delta q}{T} \right) = \frac{1}{T_H} \int \delta q = \frac{r}{T_H}. \quad (2.125)$$

Стан киплячої води і сухої насиченої пари визначається одним параметром (p або T_H), і тому з таблиць для води і водяної пари за відомим тиском або температурою знаходять значення v', v'', h', s', s'', r .

Волога насичена пара як двофазна система підкоряється законові адитивності, і тому кожен його параметр Π_x можна визначити за такою формулою:

$$\Pi_x = x\Pi'' + \Pi'(2 - x). \quad (2.126)$$

Звідси випливає, що

$$v_x = (2 - x)v' + xv'' = v' + x(v'' - v'); \quad (2.127)$$

$$h_x = h' + x(h'' - h') = h' + xr; \quad (2.128)$$

$$s_x = s' + x(s'' - s') = s' + xr/T_H. \quad (2.129)$$

Теплота перегріву пари

$$q_{\text{пер}} = \int_{T_H}^{T_{\text{пер}}} c_{p_n} dT = c_{p_n} (T_{\text{пер}} - T_H), \quad (2.130)$$

де c_{p_n} – середня теплоємність перегрітої пари.

Оскільки процес перегріву пари відбувається при постійному тиску, то ентальпію перегрітої пари можна визначити за такою формулою:

$$h_{\text{пер}} = h'' + q_{\text{пер}} = h'' + c_{p_n}(T_{\text{пер}} - T_H); \quad (2.131)$$

ентропія перегрітої пари:

$$s_{\text{пер}} = s'' + \int_{T_H}^{T_{\text{пер}}} \left(c_{p_n} \frac{dT}{T} \right) = s'' + c_{p_n} \ln \left(\frac{T_{\text{пер}}}{T_H} \right). \quad (2.132)$$

2.6.3. Процеси зміни стану пари

Звичайно розглядають ізохорний (рис. 2.28, *a*), ізобарний (рис. 2.28, *б*), ізотермічний (рис. 2.28, *в*) і адіабатний (рис. 2.28, *г*) процеси. Визначення параметрів пари в цих процесах виконують або за допомогою таблиць для води і водяної пари, або за допомогою h - s -діаграми.

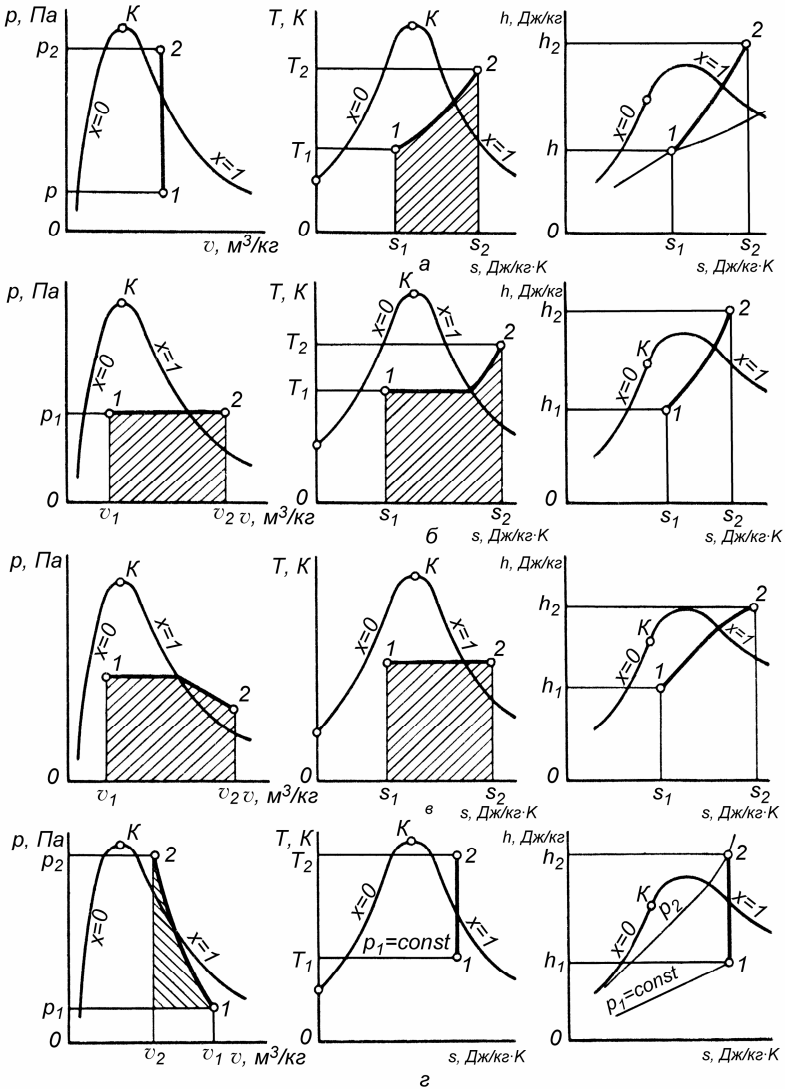


Рис. 2.28. Діаграми процесів зміни стану пари:
 а – ізохорний; б – ізобарний; в – ізотермічний; г – адіабатний

В ізохорному процесі $l-2$ під час підведення теплоти тиск p , ентропія s і ентальпія h пари збільшуються. Волога насичена пара (стан, обумовлений точкою l) стає при цьому сухою, а після перетинання ізохорою граничної кривої $x = 1$ — перегрітою (точка 2).

В ізохорному процесі зовнішня робота $l = 0$ і, отже, підведена теплота витрачається на зміну внутрішньої енергії

$$q = u_2 - u_1 = (h_2 - p_2 v_2) - (h_1 - p_1 v_1) = h_2 - h_1 - v(p_2 - p_1). \quad (2.133)$$

Ізобарний процес в місці вологої насиченої пари протікає при постійній температурі T_n . У місці перегрітої пари під час підведення теплоти температура пари підвищується до температури $T_{пер}$. При цьому ентропія s і ентальпія h пари збільшуються.

Кількість теплоти, підведеної до пари,

$$q = h_2 - h_1. \quad (2.134)$$

Зміна внутрішньої енергії

$$u_2 - u_1 = (h_2 - p_2 v_2) - (h_1 - p_1 v_1). \quad (2.135)$$

Робота ізобарного процесу

$$l = p(v_2 - v_1). \quad (2.136)$$

Ізотермічний процес в місці вологої насиченої пари збігається з ізобарним. На відміну від ідеального газу при $T = \text{const}$ внутрішня енергія пари змінюється за рахунок її потенціальної складової. Значення $\Delta u = u_2 - u_1$ визначають за формулою (2.136).

Кількість підведеної до пари теплоти знаходять з $T-s$ -діаграми

$$q = T(s_2 - s_1). \quad (2.137)$$

Зовнішня робота визначається з рівняння першого закону термодинаміки

$$l = q - \Delta u. \quad (2.138)$$

В оборотному адіабатному процесі $ds = 0$. У процесі стиску $l-2$ волога насичена пара підсушується, а потім перегрівается. Витрати зовнішньої роботи на стиск дорівнюють зміні внутрішньої енергії

$$l = \Delta u = h_1 - p_1 v_1 - (h_2 - p_2 v_2) = h_1 - h_2 - (p_1 v_1 - p_2 v_2). \quad (2.139)$$

Аналогічно і рівняння для процесу розширення пари. Значимо, що $h-s$ -діаграма дуже зручна для аналізу адіабатних процесів і тому одержала виняткове поширення під час виконання теплових розрахунків.

2.6.4. Вологе повітря

Вологе повітря – це суміш сухого повітря і водяної пари, яке широко використовується в багатьох теплових процесах: вентиляція, опалення і кондиціонування повітря приміщень, сушіння матеріалів тощо.

При невисоких тисках, що характерно для технологічних процесів сільськогосподарського виробництва, без особливої похибки можна розглядати сухе повітря і водяну пару, яке утримується в ньому як ідеальні гази. У такому випадку для них справедливі закономірності, сформульовані для суміші ідеальних газів.

Відповідно до закону Дальтона абсолютний тиск вологого повітря p дорівнює, як правило, атмосферному тискові, – сума парціальних тисків сухого повітря $p_{c.n}$ і водяної пари p_n

$$p = p_{c.n} + p_n. \quad (2.140)$$

Звичайно водяна пара знаходиться у вологому повітрі в перегрітому стані. У цьому випадку парціальний тиск водяної пари нижче тиску насичення p_n вологого повітря при певній температурі. Суміш сухого повітря і перегрітої водяної пари називається *вологим ненасиченим повітрям*. Якщо знижувати температуру ненасиченого вологого повітря при постійному тиску, то можна досягти стану, коли $p_n = p_n$, тобто тиск і температура водяної пари відповідають станові насичення. Суміш сухого повітря і насиченої водяної пари називається *насиченим вологим повітрям*. Температура, до якої повинне охудитися вологе ненасичене повітря, щоб перегріта пара, що утримується в ньому, стала насиченим, називається *температурою точки роси*.

При подальшому охолодженні вологого повітря, тобто нижче температури точки роси, з повітря буде випадати волога і зменшуватися парціальний тиск пари.

Відношення маси водяної пари m_n , що утримується у вологому повітрі, до маси сухого повітря $m_{c.n}$, називається *вологовістотом повітря* d

$$d = \frac{m_n}{m_{c.n}}. \quad (2.141)$$

Вологовіст вимірюється в кг (або г) на 1 кг сухого повітря.

Маса пари в 1 м^3 вологого повітря дорівнює густині пари ρ_n при парціальному тиску пари p_n і називається *абсолютною вологістю повітря*.

Відношення дійсної абсолютної вологості пари ρ_n до максимально можливої абсолютної вологості ρ_n^H при тій же температурі (тобто до ρ_n^H для насиченого вологого повітря), називають *відносною вологістю*

$$\varphi = \frac{\rho_n}{\rho_n^H}. \quad (2.142)$$

Значення відносної вологості φ може змінюватися від 0 для абсолютно сухого повітря до 1 (або 100 %) для насиченого повітря.

Вологість повітря вимірюють гігрометром.

Теплоємність при постійному тиску c_p , кДж/(кг·К) вологого повітря звичайно відносять до $(2 + d)$ кг вологого повітря. Вона дорівнює

$$c_p = c_{pc.n} + c_{pn}d, \quad (2.143)$$

де d – вологовміст, кг/кг с.п. (сухого повітря).

У першому наближенні можна прийняти $c_{pc.n} \approx 1$ кДж/(кг·К), $c_{pn} \approx 1,9$ кДж/(кг·К).

Ентальпію вологого повітря H , кДж визначають як суму ентальпій 1 кг сухого повітря і d , кг водяної пари

$$H = h_{c.n} + h_n d = c_{pc.n}t + h_n d.$$

Для водяної перегрітої пари $h_n = r + c_{pnt} = 2500 + 1,9t$. Оскільки $c_{pc.n} = 1,0$ кДж/(кг·К), то

$$H = t + (2500 + 1,9t)d. \quad (2.144)$$

Запропонована в 1918 р. Л.К. Рамзіним H - d -діаграма вологого повітря широко використовується для розв'язання практичних задач у тих галузях, де робочим тілом служить вологе повітря. По осі ординат (рис. 2.29) відкладають ентальпію H , кДж на 1 кг вологого повітря, а по осі абсцис вологовміст d , г/кг с.п. Для зручності вісь абсцис спрямована під кутом 135° до осі ординат. На цьому рисунку замість похилої осі абсцис проведена горизонтальна лінія, на якій нанесені дійсні значення d . На H - d -діаграмі лінії $H = \text{const}$ – це похилі лінії, а лінії $d = \text{const}$ – вертикальні прямі. З рівняння (2.144) випливає, що в координатах H - d ізотерми будуть зображуватися прямими лініями. Крім того, на діаграму наносять криві $\varphi = \text{const}$. Крива $\varphi = 100\%$ поділяє поле на дві області і є свого роду граничною кривою: $\varphi < 100\%$ характеризує область ненасиченого вологого повітря (у повітрі утримується перегріта пара); $\varphi = 100\%$ – область, у якій волога знаходиться в повітрі частково в краплинному стані; $\varphi = 100\%$ характеризує насичене вологе повітря.

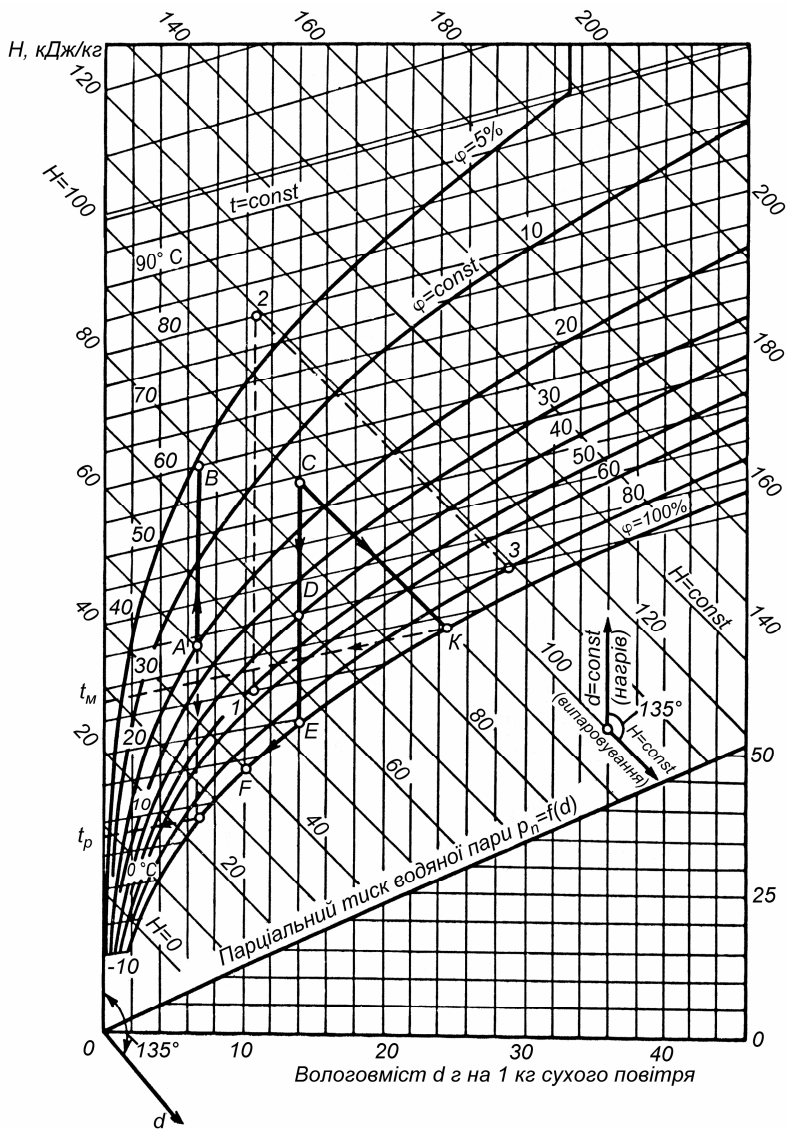


Рис. 2.29. H-d-діаграма вологого повітря

За початок відліку параметрів вологого повітря вибирають точку 0, для якої $T = 273,15 \text{ K}$, $d = 0$, $H = 0$.

Будь-яка точка на H - d -діаграмі визначає фізичний стан повітря. Для цього повинні бути задані два параметри (наприклад, ϕ і t або H і d). Зміна стану вологого повітря зображається на діаграмі лінією процесу. Розглянемо ряд прикладів.

Процес нагрівання повітря в калорифері відбувається при постійному вологовмісті, тому що кількість пари в повітрі в даному випадку не змінюється. На H - d -діаграмі цей процес зображується лінією 1-2 (рис. 2.30). У цьому процесі підвищуються температура й ентальпія повітря і зменшується його відносна вологість.

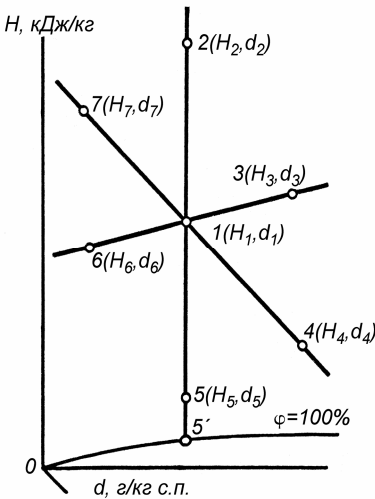


Рис. 2.30. Зображення на H - d -діаграмі характерних процесів зміни стану повітря

Процес охолодження повітря на ділянці над кривою $\phi = 100\%$ також протікає при постійному вологовмісті (процес 1-5). Якщо продовжувати процес охолодження до точки 4, розташованої на кривій $\phi = 100\%$, то в цьому стані вологе повітря буде насиченим. Температура в точці 5' є температурою точки роси. Подальше охолодження повітря (нижче точки 5') призводить до конденсації частини водяної пари.

У процесі адиабатного осушення повітря конденсація вологи відбувається за рахунок теплоти вологого повітря і без зовнішнього теплообміну. Цей процес протікає при постійній ентальпії (процес 1-7), причому вологовміст повітря зменшується, а температура його

збільшується. Процес адиабатного зволоження повітря, що супроводжується збільшенням вологовмісту повітря і зменшенням його температури, зображений на діаграмі лінією 1-4.

Процеси адиабатного зволоження й осушення повітря широко використовуються для забезпечення заданих параметрів мікроклімату в сільськогосподарських виробничих приміщеннях.

Процес осушення повітря при постійній температурі зображений лінією 1-6, а процес зволоження повітря при постійній

температурі – лінією 1–2.

Процес змішування вологого повітря різних станів часто зустрічається на практиці. Прикладом може служити процес повітрообміну виробничих приміщень (тваринницьких і птахівницьких комплексів, сховищ тощо), коли свіже повітря, що надходить у приміщення, змішується з повітрям, що знаходиться в ньому.

Нехай змішуються два потоки повітря, стан яких до змішування визначається на H - d -діаграмі вологого повітря точками 1 і 2 (рис. 2.31) з відповідними параметрами H_1, d_1, t_1, φ_1 і H_2, d_2, t_2, φ_2 , що має маси m_1 і m_2 . Очевидно, що після змішування маса суміші буде дорівнювати $m = m_1 + m_2$.

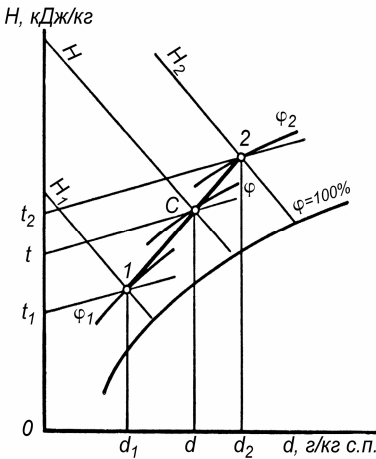


Рис. 2.31. Зображення на H - d -діаграмі процесу змішування двох компонентів

Зневажимо кінетичною енергією потоків, а також теплообміном з навколишнім середовищем. Оскільки при змішуванні зовнішня робота не виконується, то ентальпія потоку суміші на виході повинна дорівнювати ентальпії потоків на вході

$$m_1 h_1 + m_2 h_2 = m h. \quad (2.145)$$

Запишемо також рівняння балансу вологи

$$m_1 d_1 + m_2 d_2 = m d, \quad (2.146)$$

де H і d – відповідно ентальпія і вологовміст суміші.

Зазначимо, що змішування є процес необоротний, який супроводжується зростанням ентропії у тим більшій мірі, чим різкіше відрізняються один від одного потоки, що змішуються.

З рівнянь 2.145 і 2.146 одержимо

$$H = \frac{(m_1 H_1 + m_2 H_2)}{m}; \quad (2.147)$$

$$d = \frac{(m_1 d_1 + m_2 d_2)}{m}; \quad (2.148)$$

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{(d_2 - d)}{(d - d_1)}. \quad (2.149)$$

Процес змішування двох потоків зручно вирішувати, користуючись $H-d$ -діаграмою. Цей процес зображується на діаграмі прямою лінією 1–2. З рівняння (2.148) одержимо значення вологовмісту суміші d , тобто положення точки C , що характеризує стан суміші вологого повітря, – значення для суміші H, d, t, φ (рис. 2.31).

За допомогою $H-d$ -діаграми вирішують задачі розрахунку систем кондиціонування повітря.

Розглянемо процес переходу вологого повітря зі стану 1 з початковими параметрами t_1, φ_1 у стан 2, що характеризується параметрами t_2, φ_2 (рис. 2.32). Подібна зміна стану визначеної маси вологого повітря може відбутися:

а) при нагріванні (або охолодженні), коли вологому повітрю надається (або від нього віднімається) кількість теплоти Q , кДж;

б) за рахунок зміни його вологовмісту на величину $\Delta d = W/M_n$ при додаванні або відніманні вологи в кількості W , кг. Тут M_n – маса сухого повітря, кг;

в) у результаті одночасного впливу зазначених двох факторів: Q і W .

Розглянуті процеси відбуваються в кондиціонерах, калориферах, камерах зволоження й осушення.

Для процесу зміни стану вологого повітря можна написати залежності

$$H_2 - H_1 = \frac{Q}{M_n} + \left(\frac{W}{M_n} \right) H_w ; \quad (2.150)$$

$$d_2 - d_1 = \frac{W}{M_n} , \quad (2.151)$$

де H_w – ентальпія додаткової води, кДж/кг.

Розділивши рівняння 2.150 на рівняння 2.151, одержимо

$$\varepsilon = \frac{H_2 - H_1}{d_2 - d_1} = \frac{\left(\frac{Q}{M_n} + \frac{W}{M_n} H_w \right)}{\left(\frac{W}{M_n} \right)} = \frac{Q}{W} + H_w , \quad (2.152)$$

де ε – кутовий коефіцієнт тепловологообміну повітря.

Рівняння (2.152) виражає загальну закономірність переходу вологого повітря з одного стану в інший. Якщо $H_2 = H_1$, то $\varepsilon = 0$; якщо $d_2 = d_1$, то $\varepsilon = \infty$. Звідси випливає, що ε змінюється від 0 до ∞ . У косокутній системі координат $H-d$ кутовий коефіцієнт тепловолого-

обміну ε може бути представлений як пучок прямих. У конкретному випадку ці прямі проходять через точки 1 і 2 (рис. 2.32).

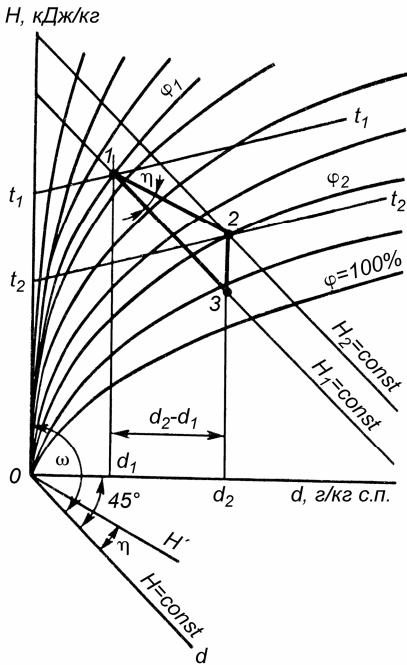


Рис. 2.32. Процес переходу волого повітря з одного стану в другий на H - d -діаграмі

Кутловий коефіцієнт ε може бути визначений також з рівняння

$$\varepsilon = \frac{\sin \eta}{\sin(\omega - \eta)},$$

де ω – кут між осями H і d , прийнятий рівним 135° ;

η – кут між прямою переходу і віссю d (лінія $H = \text{const}$).

Проаналізуємо рівняння 2.152.

1. Нехай процес переходу від точки 1 до точки 2 відбувається без підведення або відведення тепла ($Q = 0$). У такому випадку

$$\varepsilon = \frac{(H_2 - H_1)}{(d_2 - d_1)} = H_W = c_W t_W, \quad (2.153)$$

де c_W – питома теплоємність води, $c_W = 4,19$ кДж/кг;

t – температура, $^\circ\text{C}$.

У розглянутому процесі зміна стану повітря відбувається за рахунок теплоти води, що додається до вологого повітря і поглинається ним.

2. Припустимо, що $Q = 0$ і $t_W = 0$. З рівняння 2.147 випливає, що $\varepsilon = 0$, тобто $H = \text{const}$ ($\eta = 0$). Якщо початкова ентальпія не змінюється, процес кондиціонування називається *адиабатним*.

3. Якщо $W = 0$, тобто $d_2 - d_1$, то $\varepsilon = \infty$. У цьому випадку повітря нагрівається або охолоджується без зволоження й осушення – напрямком лінії 1–2 йде по $d = \text{const}$.

Сушінням називають процес, спрямований на видалення з матеріалів вологи. Найбільше поширення в сільському господарстві одержали сушильні установки, в яких видалення вологи здійснюється конвективним потоком теплоти. Основними елементами такої сушарки є калорифер, де відбувається нагрівання повітря, що служить агентом

сушіння, і сушильна камера, в якій відбувається видалення вологи з матеріалу, що висушується.

Нехай точка 1 (рис. 2.33) зображує стан повітря перед калорифером. Процес підігрівання вологого повітря в калорифері протікає при постійному вологовмісті, а отже, зобразиться на діаграмі вертикальною лінією (процес 1–2). При цьому температура і ентальпія повітря збільшуються, а відносна вологість зменшується. Різниця $H_2 - H_1$ вказує на кількість теплоти, що витрачається в калорифері на підігрівання $(2 + d)$ кг вологого повітря від температури t_1 до температури t_2 . Потім повітря з параметрами H_2, t_2, d_2, φ_2 надходить у сушильну камеру. Волога, яка випаровується з матеріалу, що висушується, надходить у сушильний агент (повітря). Теоретичний процес сушіння протікає при постійній ентальпії (процес 2–3). Різниця вологовмістів $d_3 - d_2$ визначає кількість вологи, що винесе із сушильної камери $(2 + d)$ кг повітря.

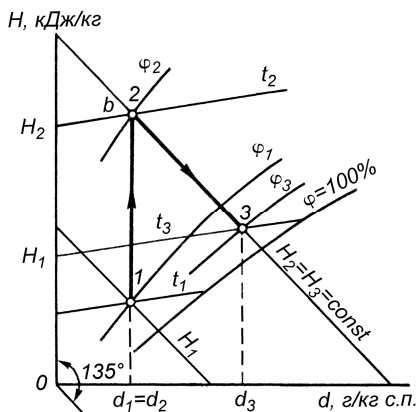


Рис. 2.33. Зображення процесів у сушильній установці на H - d -діаграмі

Контрольні запитання і завдання

1. Проаналізуйте процес пароутворення в p - v -, T - s -, h - s -координатах. Укажіть на їхні загальні і відмінні риси.

2. Що таке волога насичена, суха насичена і перегріта пара? Укажіть на закономірності зміни основних параметрів стану в процесах нагрівання води, пароутворення і перегріву.

2. Запишіть рівняння, що визначають закономірності зміни параметрів стану рідини і пари. Дайте їм пояснення.

4. Проаналізуйте процеси зміни стану пари (ізохорний, ізобарний, ізотермічний і адіабатний). Укажіть на особливості процесів в області вологої насиченої і перегрітої пари.

5. Дайте визначення насиченого і ненасиченого вологого повітря. Укажіть на можливі шляхи одержання насиченого вологого повітря (і навпаки).

6. Дайте визначення вологовмісту, абсолютної і відносної вологості повітря. Укажіть на особливості процесів в області, де $\varphi < 100\%$ і $\varphi = 100\%$.

7. Опишіть $H-d$ -діаграму. Поясніть характер ліній $H = \text{const}$, $d = \text{const}$, $t = \text{const}$.

8. Дайте аналіз процесам нагрівання, охолодження, зволоження й осушення повітря. Розв'яжіть за допомогою $H-d$ -діаграми ряд конкретних задач.

9. Розгляньте процес змішування двох потоків вологого повітря. Розв'яжіть конкретну задачу зі змішування двох потоків.

10. Виконайте за допомогою $H-d$ -діаграми аналіз процесу кондиціонування повітря. Дайте визначення коефіцієнта тепловолого-обміну.

11. Проаналізуйте теоретичний процес сушіння матеріалу на $H-d$ -діаграмі. Розгляньте конкретний приклад.

3. ОСНОВИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ

3.1. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ.

3.1.1. Способи поширення теплоти

Усі процеси, що протікають в часі і просторі, зв'язані з явищами перенесення енергії і маси. Процеси перенесення теплоти і маси, що протікають переважно в суцільних середовищах (у твердих тілах, рідинах і газах), вивчається в цьому фундаментальному розділі теплотехніки.

Відповідно до другого закону термодинаміки, під дією різниці температур відбувається процес перенесення теплоти в просторі у бік менших значень температури. Самовільний необоротний процес перенесення теплоти в просторі, обумовлений різницею температур, називається *теплообміном*. Закономірності перенесення теплоти і кількісні характеристики цього процесу вивчаються теорією теплообміну.

Перенесення маси відбувається при різниці концентрації речовини, під час випаровування, кипіння, конденсації і в багатьох інших процесах. Якщо має місце обмін теплою і масою, процес називається *тепло-, масообміном*. У теорії тепло-, масообміну вивчають потоки теплоти і маси.

Теплообмін може здійснюватися такими трьома способами: теплопровідність, конвекція і теплове випромінювання. Розрізняють також теплообмін під час фазових перетворень (випаровування, кипіння, конденсація речовини).

Теплопровідність (кондуктивний теплообмін) – це перенесення тепла під час безпосереднього контакту тіл (або частин одного тіла), що мають різні температури. Теплопровідність обумовлена рухом мікро-часток речовини і можлива у твердих, рідких і газоподібних середовищах.

Конвекція – це процес перенесення теплоти при переміщенні макроб'ємів рідини або газу в просторі з області з одною температурою в область з іншою. При цьому на перенесення тепла істотно впливає процес перенесення самого середовища.

Тепловим випромінюванням називається процес перенесення теплоти в просторі за допомогою електромагнітних хвиль. При цьому має місце подвійне взаємне перетворення: частина внутрішньої енергії випромінювача перетворюється в енергію електромагнітних хвиль, що

поглинаються теплосприймаючим тілом, перетворюючись у теплову енергію.

У дійсності в природі і техніці, коли поширення тепла відбувається лише одним способом (теплопровідністю, конвекцією або тепловим випромінюванням), зустрічається рідко. Найчастіше один вид теплообміну супроводжується іншим.

Конвекція завжди супроводжується теплопровідністю, тому що при русі рідин і газів вони контактують з твердою поверхнею. Спільний процес конвекції і теплопровідності називається *конвективним теплообміном*. На практиці можуть мати місце складніші процеси перенесення теплоти.

У техніці і побуті проходять процеси теплообміну між різними рідинами (стисливими або нестисливими), розділеними твердою стінкою. Приклад: процес передачі теплоти водою в опалювальному приладі навколишньому повітрю в приміщенні. Процес передачі теплоти від однієї рідини до іншої, що мають різну температуру, через поділювану їх стінку, називається *теплопередачею*.

Процес теплообміну може мати місце тільки за умови, що в різних точках системи температура неоднакова. У загальному випадку температура залежить від координат x, y, z розглянутої точки і часу τ , тобто

$$t = f(x, y, z, \tau). \quad (3.1)$$

Сукупність значень температури для всіх точок простору в даний момент часу називається *температурним полем*. Якщо температурне поле в часі не змінюється, воно називається *стаціонарним*, якщо змінюється – *нестационарним*. Тепловий режим тіла (або системи тіл), що відповідає *стаціонарному* температурному полю, називають *сталім*, а той, що відповідає *нестационарному* температурному полю – *несталим*.

Якщо температура тіла (системи тіл) змінюється в напрямку однієї координати, то температурне поле називають *одномірним* ($t = t(x)$), якщо вздовж двох координат ($t = t(x, y)$) – *двомірним*, у напрямку трьох координат ($t = t(x, y, z)$) – *тримірним*.

Якщо з'єднати всі точки тіла, що мають однакову температуру, одержимо поверхню рівних температур, або ізотерічну поверхню. *Ізотерічна поверхня* – це геометричне місце точок простору, що мають однакову температуру.

Оскільки в одній і тій же точці простору одночасно не може бути двох різних температур, то ізотерічні поверхні одна з одною не перетинаються. Усі вони або закінчуються на границі тіла, або

замикаються на собі. Таким чином, зміна температури в тілі проходить тільки в напрямках, що перетинають ізотермічні поверхні (наприклад, у напрямку x , рис. 3.1). Найбільш різка зміна температури має місце в напрямку нормалі n до ізотермічної поверхні.

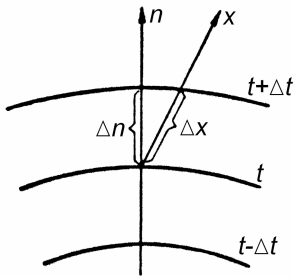


Рис. 3.1. Визначення температурного градієнта

Зміна температури в напрямку нормалі до ізотермічної поверхні характеризується градієнтом температури. *Градієнтом температури* є вектор, спрямований по нормалі до ізотермічної поверхні в бік зростання температури і чисельно рівний похідній температури у цьому напрямку (рис 3.1):

$$\text{grad } t = n_0 \frac{\partial t}{\partial n}, \quad (3.2)$$

де n_0 – одиничний вектор, нормальний до ізотермічної поверхні і спрямований у бік зростання температур;

$\frac{\partial t}{\partial n}$ – скалярна величина температурного градієнта, що дорівнює похідній температури по нормалі n .

Градієнт температури з від'ємним знаком, тобто спрямований у бік зменшення температури, називають *падінням температури*.

У неоднорідному температурному полі виникає перенесення теплоти. Кількість теплоти, що проходить за одиницю часу через довільну поверхню F , називають *тепловим потоком* Q , Вт. Тепловий потік, віднесений до одиниці поверхні, називають *щільністю теплового потоку* або *питомим тепловим потоком* q , Вт/м².

Розрізняють місцеву (локальну) і середню по поверхні F щільність теплового потоку. Зв'язок між ними визначається

співвідношенням $q = \frac{1}{F} \int_F q_l dF$, де q_l і q – відповідно локальна і

середня по поверхні F щільність теплового потоку.

Тепло, переміщуване в середовищі, може виділятися не тільки внаслідок наявності температурного градієнта, але і дією внутрішніх джерел теплоти, що характеризуються *щільністю об'ємного тепловиділення* q_v , Вт/м³. Якщо величина q_v позитивна, то говорять, що в тілі мають позитивні джерела тепла. При від'ємних значеннях q_v – негативні джерела (або стоки) тепла.

Контрольні запитання і завдання

1. Якими способами поширюється теплота у твердих, рідких, газових середовищах та у вакуумі?
2. Дайте визначення температурного поля, ізотермічної поверхні, теплового потоку. Що таке стаціонарні і нестаціонарні температурні поля?
3. Приведіть визначення градієнта температури.

3.1.2. Теплопровідність

Закон Фур'є

Французький фізик Фур'є першим встановив, що тепловий потік теплопровідності прямо пропорційний градієнту температури і залежить від фізичних властивостей середовища, в якому він поширюється. Відповідно до основного закону теплопровідності – закону Фур'є – кількість тепла dQ , що проходить за одиницю часу через елемент ізотермічної поверхні dF , пропорційна температурному градієнтові $\frac{\partial t}{\partial n}$, Вт

$$dQ = -n_0 \lambda \frac{\partial t}{\partial n} dF, \quad (3.3)$$

де λ – коефіцієнт пропорційності – коефіцієнт *теплопровідності* (іноді λ називають *теплопровідністю*), Вт/(м·К);
 n_0 – одиничний вектор нормалі до поверхні dF .

Щільність теплового потоку – вектор, що визначається співвідношенням

$$q = -n_0 \lambda \frac{\partial t}{\partial n} = -\lambda \text{grad} t. \quad (3.4)$$

Модуль вектора щільності теплового потоку буде дорівнювати

$$q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} \text{Вм} / \text{м}^2, \quad (3.5)$$

Знак мінус у рівняннях Фур'є (3.4) і (3.5) обумовлений різноспрямованістю векторів \vec{q} і $\text{grad} t$: \vec{q} спрямований у бік спадання температури, а вектор $\text{grad} t$ за визначенням – у бік її зростання.

З рівняння 3.5 випливає, що коефіцієнт теплопровідності λ дорівнює кількості теплоти, що проходить за одиницю часу через одиницю ізотермічної поверхні при градієнті температури, що

дорівнює одиниці.

Теплопровідність – важлива фізична властивість речовини. Величину коефіцієнта теплопровідності первинно визначають експериментально. У загальному випадку теплопровідність залежить від роду речовини, її температури, тиску.

Коефіцієнт теплопровідності газів знаходиться в межах від 0,006–0,06 Вт/(м·К). Для газів λ майже не залежить від тиску і збільшується з підвищенням температури. Теплопровідність водяної пари та інших реальних газів істотно відрізняється від теплопровідності ідеальних газів і помітно залежить від тиску.

Коефіцієнт теплопровідності краплинних рідин знаходиться в межах 0,07...0,7 Вт/(м·К). Для більшості рідин, крім води і гліцерину, з підвищенням температури теплопровідність зменшується.

Теплопровідність (коефіцієнт теплопровідності) металів лежить у межах від 20 до 400 Вт/(м·К). Велику теплопровідність мають срібло ($\lambda = 410$ Вт/(м·К)) і чиста мідь ($\lambda = 395$ Вт/(м·К)). Сторонні домішки в металах помітно знижують значення теплопровідності. Для більшості металів з підвищенням температури теплопровідність зменшується.

Теплопровідність будівельних і теплоізоляційних матеріалів має значення від 0,01 до 2,9 Вт/(м·К). Матеріали з низьким значенням теплопровідності (менше 0,2 Вт/(м·К)), звичайно застосовувані для теплової ізоляції, називаються *теплоізоляційними*.

Теплопровідність плоскої стінки

Найпростіша і розповсюджена задача теплопровідності – визначення щільності теплового потоку в умовах стаціонарного (усталеного) режиму теплопровідності за відсутності внутрішніх джерел теплоти. Наведемо приклад розв’язання деяких задач теплопровідності, що найбільш часто зустрічаються на практиці.

Одношарова плоска стінка. Розглянемо плоску стінку товщиною δ з ізотропною теплопровідністю λ . На зовнішніх поверхнях стінки підтримуються постійні температури відповідно t_{c1} і t_{c2} , де $t_{c1} > t_{c2}$.

Нехай висота і ширина стінки значно переважають її товщину. При заданих умовах температура змінюється тільки в одному напрямку – по товщині стінки. Розмістимо стінку в координатах t, x (рис. 3.2).

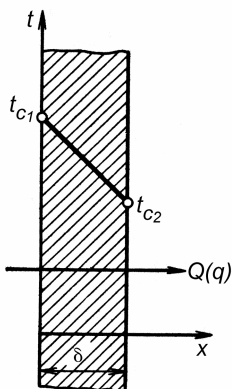


Рис. 3.2.
Стационарний
розподіл температури
по товщині плоскої
стінки

Для цієї умови теплопровідності рівняння Фур'є записується так:

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx}. \quad (3.6)$$

Граничні умови формулюються такі:

$$\begin{aligned} \text{при } x = 0 \quad t &= t_{c1}; \\ \text{при } x = \delta \quad t &= t_{c2}. \end{aligned} \quad (3.7)$$

Розділимо змінні в рівнянні 3.6

$$dt = -\frac{q}{\lambda} dx. \quad (3.8)$$

Інтегруванням рівняння 3.8 одержимо

$$t = -\frac{q}{\lambda} x + c. \quad (3.9)$$

З рівняння 3.9 випливає, що при $\lambda = const$ температура в товщі стінки змінюється за лінійним законом (рис. 3.2).

Проінтегрувавши (3.8) по t в межах від t_{c1} до t_{c2} та по x – у межах від 0 до δ , матимемо

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{c1} - t_{c2}). \quad (3.10)$$

З рівняння 3.10 можна зробити висновок, що питомий тепловий потік прямо пропорційний теплопровідності λ та різниці температур на зовнішніх поверхнях стінки ($t_{c1} - t_{c2}$) і обернено пропорційний товщині стінки δ .

Відношення $\frac{\lambda}{\delta}$, Вт/(м²·К) називають *тепловою провідністю стінки*, а зворотну величину $\frac{\delta}{\lambda}$, (м²·К)/Вт – *термічним опором теплопровідності стінки*, R_λ .

Користуючись поняттям термічного опору, формулу розрахунку щільності теплового потоку можна представити так:

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{R_\lambda}. \quad (3.11)$$

Загальна кількість теплоти Q , що передається теплопровідністю через стінку площею F за одиницю часу (тепловий потік), Вт:

$$Q = qF = \frac{\lambda}{\delta} (t_{c1} - t_{c2}) F. \quad (3.12)$$

Багатощарова плоска стінка. Формулою 3.11 можна скористатися і для розрахунку щільності теплового потоку через стінку, що складається з декількох плоских шарів різнорідних матеріалів. Прикладом може служити конструкція стіни будівлі, що складається з цегельної кладки, ізоляційного шару і шарів штукатурки зовні й зсередини приміщення.

При заданих товщині і теплопровідності кожного шару, а також значенні температур зовнішніх поверхонь кожного шару (рис. 3.3) можна записати таку систему рівнянь:

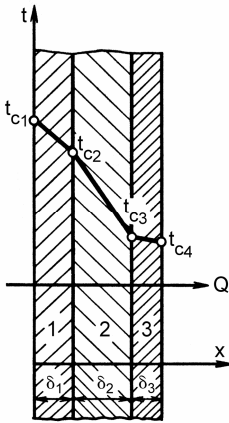


Рис. 3.3. Розподіл температури по товщині багатощарової плоскої стінки

$$\begin{aligned} q &= \frac{\lambda_1}{\delta_1}(t_{c1} - t_{c2}); \\ q &= \frac{\lambda_2}{\delta_2}(t_{c2} - t_{c3}); \\ q &= \frac{\lambda_n}{\delta_n}(t_{cn} - t_{c(n+1)}). \end{aligned} \quad (3.13)$$

Визначаючи з рівнянь 3.13 температурні напори в кожному шарі і підсумовуючи, одержимо

$$t_{c1} - t_{c(n+1)} = q \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} \right). \quad (3.14)$$

Звідси щільність теплового потоку

$$q = \frac{(t_{cn} - t_{c(n+1)})}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n}} = \frac{(t_{cn} - t_{c(n+1)})}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{(t_{cn} - t_{c(n+1)})}{R_\lambda}, \text{ Вт/м}^2, \quad (3.15)$$

де R_λ – повний термічний опір теплопровідності багатощарової стінки.

У межах кожного шару відповідно до 3.9 спостерігається лінійний розподіл температури.

Теплопровідність циліндричної стінки

Дуже часто теплоносії рухаються по трубах циліндричної форми. Наприклад, труби систем водяного опалення, комунікації теплових двигунів та холодильних машин тощо.

Розглянемо задачу про поширення теплоти через **одношарову циліндричну стінку**. Довжина труби l , внутрішній радіус труби r_1 , зовнішній – r_2 . Стінка ізотропна за величиною λ . Відомі усталені

температури на внутрішній t_{c1} і зовнішній t_{c2} її поверхнях. Прийемо, що температура на внутрішній поверхні більша від температури зовнішньої поверхні. Виділимо всередині стінки труби контрольну поверхню довільного радіуса r (рис. 3.4). Зважаючи на те, що температура змінюється тільки уздовж радіуса (по координаті r)

$$\text{grad}t = \frac{dt}{dr}. \quad (3.16)$$

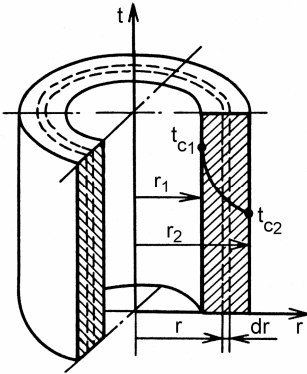


Рис. 3.4. Зміна температури по товщині одношарової циліндричної стінки

Тепловий потік через виділену контрольну поверхню площею $F=2\pi rl$ з урахуванням формул 3.4 та 3.16

$$Q = qF = -\lambda \frac{dt}{dr} (2\pi rl). \quad (3.17)$$

Розділимо в диференціальному рівнянні 3.17 змінні

$$dt = -\frac{Q}{2\pi\lambda l} \frac{dr}{r}. \quad (3.18)$$

Проінтегрувавши 3.18, матимемо

$$t = \frac{Q}{2\pi\lambda l} \ln \frac{1}{r} + C. \quad (3.19)$$

Аналізуючи 3.19, можна зробити такі висновки:

- температура в товщі циліндричної стінки змінюється вздовж радіуса за логарифмічним законом;
- інтенсивність зміни температури зменшується зі зменшенням кривизни циліндричної поверхні, тобто, біля внутрішньої стінки, що має більшу кривизну ніж зовнішня стінка, маємо максимальний градієнт температури.

При $\lambda = \text{const}$, інтегруючи 3.18 в межах від t_{c1} до t_{c2} та від r_1 до r_2 , одержимо

$$t_{c1} - t_{c2} = \frac{Q}{2\pi\lambda l} \ln \frac{r_2}{r_1},$$

або

$$Q = \frac{2\pi\lambda l}{\ln \frac{d_2}{d_1}} (t_{c1} - t_{c2}), \quad (3.20)$$

де d_2 і d_1 – відповідно зовнішній і внутрішній діаметри труби.

Формулу 3.20 можна записати в іншому вигляді, скориставшись поняттям термічного опору теплопровідності

$$Q = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\frac{1}{2\pi\lambda l} \ln \frac{d_2}{d_1}} = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{R_{\lambda d}}, \quad (3.21)$$

де $R_{\lambda d}$ – термічний опір теплопровідності труби довжиною l та внутрішнім d_1 і зовнішнім d_2 діаметрами.

Для визначення теплового потоку теплопровідності через *багат шарову циліндричну стінку* враховують термічні опори окремих шарів, тобто

$$Q = \frac{t_{c1} - t_{c(n+1)}}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\pi\lambda_i l} \ln \frac{d_{(i+1)}}{d_i}} = \frac{t_{c1} - t_{c(n+1)}}{\sum_{i=1}^n R_{\lambda d i}}, \quad (3.22)$$

де t_{c1} , $t_{c(n+1)}$ – температури внутрішньої і зовнішньої поверхні багат шарової циліндричної стінки;

$\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\pi\lambda_i l} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}$ – повний термічний опір теплопровідності

багат шарової циліндричної стінки довжиною l ;

n – число шарів.

Контрольні запитання і завдання

1. Сформулюйте основний закон теплопровідності (закон Фур'є). Який фізичний зміст коефіцієнта теплопровідності?

2. Запишіть формули розрахунку теплового потоку та термічного опору для одно- і багат шарової плоскої стінки.

3. Напишіть рівняння теплопровідності циліндричної стінки.

3.2. КОНВЕКТИВНИЙ ТЕПЛОБМІН

3.2.1. Конвективний теплообмін.

Загальні поняття і визначення

Теплообмінні пристрої, призначені для передачі і використання теплоти, широко застосовуються у всіх галузях виробництва й у побуті: нагрівальні прилади для опалення приміщення, системи охолодження двигунів, водонагрівальні і парові теплопередавальні установки тощо. У цих пристроях процес перенесення тепла пов'язаний з перенесенням самого середовища. Рухоме середовище, що використовується для передачі тепла, називається *теплоносієм*. Гази і краплинну рідину, що використовують як теплоносії в процесі передачі теплоти, у теплотехніці прийнято називати одним терміном – *рідиною*.

На практиці конвекція супроводжується теплопровідністю. Процес теплообміну між поверхнею твердого тіла або поверхнею розділу фаз і рідиною, що рухається, називається *тепловіддачею*. Поверхня тіла, через яку переноситься теплота, зветься *поверхнею теплообміну*.

На інтенсивність тепловіддачі великий вплив чинить швидкість руху теплоносія відносно поверхні теплообміну. У зв'язку з цим розрізняють вимушену і вільну конвекцію. *Вимушена конвекція* відбувається під дією зовнішніх поверхневих сил (насос, вентилятор, вітер), прикладених на границях системи, або масових сил, прикладених до рідини, або за рахунок запасу кінетичної енергії, набутої рідиною поза системою. *Вільна конвекція* з'являється під дією неоднорідного поля зовнішніх сил (сил гравітаційного, електричного або інерційного поля), прикладених до рідини усередині системи.

Надалі розглядатиметься гравітаційна вільна конвекція при фіксованій величині прискорення сили ваги і відсутності інших масових сил. Крім того, розглядатимуться тільки стаціонарні процеси руху рідини і тепловіддачі. Умовою стаціонарності є незмінність швидкості і температури в будь-якій точці рідини.

Залежно від фізичних властивостей рідини процес тепловіддачі протікає по-різному. Особливий вплив на теплообмін чинять такі фізичні параметри: теплопровідність λ , питома теплоємність c , густина ρ , коефіцієнт температуропровідності α і коефіцієнт в'язкості μ .

Величини λ , c , α , ρ аналізувалися при розгляді теплопровідності. На процес перенесення тепла істотно впливає в'язкість рідини.

Між частками або шарами рідини, що рухаються з різними швидкостями, виникає сила змушеного тертя, що протидіє рухові. Сила тертя має місце при русі рідини по поверхні тіла. Відповідно до закону Ньютона дотична сила, що виникала, віднесена до одиниці поверхні, пропорційна зміні швидкості в напрямку нормалі до руху рідини. Коефіцієнт пропорційності цієї закономірності називається *коефіцієнтом динамічної в'язкості* і позначається через μ ; його одиниця виміру – Па·с.

Під час дослідження тепловіддачі використовують коефіцієнт кінематичної в'язкості ν , м²/с, який дорівнює відношенню коефіцієнта динамічної в'язкості μ до густини.

3.2.2. Закон тепловіддачі

Відповідно до закону Ньютона-Ріхмана тепловий потік у процесі тепловіддачі пропорційний поверхні теплообміну й різниці температур поверхні стінки (t_c) і рідини (t_p), взятої за абсолютною величиною

$$Q = \alpha F |t_c - t_p|. \quad (3.23)$$

Для густини (щільності) теплового потоку q , Вт/м², рівняння 3.23 приймає вигляд

$$q = \alpha |t_c - t_p|. \quad (3.24)$$

Коефіцієнт пропорційності α має розмірність Вт/(м²·К) і називається *коефіцієнтом тепловіддачі* (користуються також і таким терміном – коефіцієнт *теплообміну*). Коефіцієнт тепловіддачі дорівнює густині теплового потоку q на поверхні тіла, віднесеної до різниці температур поверхні тіла і навколишнього середовища. Він характеризується інтенсивністю тепловіддачі між рідиною і поверхнею теплообміну.

Дослідним шляхом, звичайно, визначають значення *місцевого (локального) коефіцієнта теплообміну*, що належить до певної точки поверхні тіла. У розрахунках зручніше користуватися поняттям середнього коефіцієнта тепловіддачі $\bar{\alpha}$, який дорівнює тепловому потоку Q , поділеному на площу поверхні теплообміну F і середньому температурному напорові

$$\bar{\alpha} = \frac{Q}{(F \Delta t_{c-p})}. \quad (3.25)$$

3.2.3. Короткі відомості з гідродинаміки. Диференціальне рівняння конвективного теплообміну

Істотний вплив на процес конвективного теплообміну має характер руху рідини. Відповідно до положень гідродинаміки розрізняють два основних режими течії: ламінарний і турбулентний. *Ламінарною* називають течію, в якій частки рідини рухаються, не перемішуючись, паралельно до стінок каналу і траєкторій інших часток. Ламінарний режим характеризується стаціонарністю траєкторій часток рідини, що рухається. *Турбулентною* називають течію з неупорядкованим, хаотичним, безупинно змінюючим напрямком і швидкості окремих часток, рухом. Турбулентна течія є нестаціонарним процесом. Однак, якщо осереднення в часі швидкості і температури не змінюється, то такі рухи і відповідно перенесення тепла можна розглядати як стаціонарні процеси. При цьому інтервал часу осереднення повинен бути досить великим порівняно з періодом пульсації.

Режим течії визначається числом Рейнольдса $Re = \frac{wl}{\nu}$, що складається зі швидкості руху рідини w , коефіцієнта кінематичної в'язкості ν і характерного розміру l течії обтічного тіла або каналу. Перехід ламінарного режиму в турбулентний відбувається при певному значенні числа Рейнольдса, яке називають *критичним* $Re_{кр}$. Наприклад, при русі рідини в трубах $Re_{кр} = 2 \cdot 10^3$ (у цьому випадку характерним розміром є внутрішній діаметр труби d).

Частки рідини, що безпосередньо прилягають до твердого тіла, загальмовуються внаслідок тертя об стінку. Цей тонкий шар варто розглядати як нерухомий (*умова прилипання*).

Область течії в'язкої теплопровідної рідини, що характеризується малою (порівняно з подовжніми розмірами області) товщиною і великим поперечним градієнтом швидкості, називають *пограничним шаром*. Незважаючи на малу товщину пограничного шару, він обумовлює процес перенесення кількості руху, теплоти і речовини.

Пограничний шар, що характеризується великим градієнтом подовжньої складової швидкості, унаслідок якого здійснюється поперечне перенесення кількості руху, називають *динамічним*.

Схема формування гідродинамічного пограничного шару при подовженому обтіканні поверхні рідиною показано на *рис. 3.5*. У межах теорії пограничного шару потік рідини, що омиває тверде тіло,

розділяють умовно на дві області: пограничний шар і зовнішній потік. У міру збільшення координати x товщина пограничного шару δ росте, поки швидкість не досягне значення швидкості зовнішнього потоку.

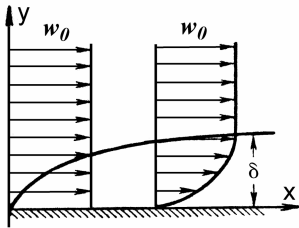


Рис. 3.5. Гідродинамічний пограничний шар на пластині при поздовжньому обтіканні пластини

Течія рідини в пограничному шарі може бути ламінарною, турбулентною або перехідною від першого режиму до другого. При турбулентному пограничному шарі безпосередньо біля стінки спостерігається тонкий шар рідини з ламінарним рухом — так званий ламінарний підшар.

Дослідження показали, що інтенсивний процес теплообміну між твердим тілом і рідиною відбувається в тонкому шарі, який прилягає до поверхні тіла. Аналогічно до поняття гідродинамічного пограничного шару було введено поняття *теплого пограничного шару*. Він характеризується великим поперечним градієнтом температури, під дією якого здійснюється поперечне перенесення теплоти. У межах теплового пограничного шару температура змінюється від значення, рівного температурі на поверхні стінки, до значення, рівного температурі далеко від стінки, тобто ядра потоку (рис. 3.6)

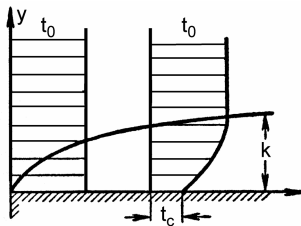


Рис. 3.6. Схема теплового пограничного шару

Товщини гідродинамічного і теплового пограничних шарів δ і k у загальному випадку не збігаються.

Поряд із поняттям гідродинамічних і теплових пограничних шарів існує також поняття *дифузійного пограничного шару*, що характеризується великим поперечним градієнтом концентрації цього компонента в суміші. Під дією цього градієнта відбувається поперечне

перенесення розглянутого компонента.

У процесі конвективного теплообміну біля поверхні твердого тіла утвориться тонкий шар нерухомої рідини. У цьому шарі передача теплоти здійснюється теплопровідністю відповідно до закону Фур'є

$$q = -\lambda \left(\frac{dt}{dn} \right) \Big|_C, \quad (3.26)$$

де n – нормаль до поверхні тіла.

З іншого боку відповідно до закону Ньютона-Ріхмана

$$q = \alpha |t_c - t_p|. \quad (3.27)$$

З рівнянь 3.26 і 3.27 випливає

$$\alpha = - \frac{\lambda}{t_c - t_p} \frac{dt}{dn} \Big|_C. \quad (3.28)$$

При зміні температурного поля в рідині в напрямку тільки однієї координати, наприклад y , нормальної до поверхні тіла, рівняння 3.28 приймає вигляд:

$$\alpha = - \frac{\lambda}{t_c - t_p} \frac{dt}{dy}, \quad (3.29)$$

де $\frac{dt}{dy}$ – модуль градієнта температури в пограничному шарі

біля поверхні стінки, градус/м.

Рівняння 3.29 називається *диференціальним рівнянням тепловіддачі*.

Щоб визначити коефіцієнт тепловіддачі, треба знати закономірності зміни параметрів (температури, швидкості) біля стінки. Для цього формулюють систему диференціальних рівнянь конвективного теплообміну.

Для одержання рішення для конкретного випадку зазначену систему рівнянь доповнюють умовами однозначності, що містить у собі геометричні, фізичні, початкові і граничні умови.

Процес тепловіддачі – складний процес, а коефіцієнт тепловіддачі залежить від численних величин, що можуть змінюватись при теплообміні. У загальному випадку коефіцієнт тепловіддачі є функцією форми, розмірів і температури поверхні теплообміну, швидкості рідини, її температури й фізичних параметрів. Тому аналітичне або числове розв'язання системи диференціальних рівнянь конвективного теплообміну являє собою важку задачу. Велике значення у вивченні процесів тепловіддачі мають експерименти. Для одержання результатів, справедливих для розрахунку інших процесів,

споріднених досліджуваному, використовують метод узагальнених змінних, заснований на теорії подібності.

3.2.4. Основні теорії подібності. Подібність і моделювання процесів конвективного теплообміну

Теорія подібності – наука про подібні явища. Найпростішим прикладом є *геометрична подібність*, що виражає умови пропорційності одноимених лінійних розмірів тіл

$$\frac{l_1''}{l_1'} = \frac{l_2''}{l_2'} = \dots = \frac{l_n''}{l_n'} = C_l, \quad (3.30)$$

де l_1', l_2', \dots, l_n' – лінійні розміри однієї фігури;

$l_1'', l_2'', \dots, l_n''$ – одноименні лінійні розміри іншої фігури;

C_l – константа геометричної подібності.

Константа геометричної подібності C_l є масштабом геометрично подібних тіл. Поняття подібності може бути поширене на фізичні явища. У такому випадку мова йде про *подібні фізичні явища*. Подібні явища повинні задовольняти такі положення.

Подібні фізичні явища якісно однакові, описуються і формулюються однаковими рівняннями як за формою, так і за змістом. Подібні явища протікають у геометрично подібних системах.

Під час вивчення подібних явищ варто зіставляти між собою тільки однорідні величини (тобто величини, що мають той же фізичний зміст і однакову розмірність) і лише в тотожних точках простору й у тотожних моментах часу.

Подібність двох фізичних явищ означає подібність усіх величин, що характеризують досліджувані явища. Повний перелік усіх величин, що характеризують розглянуті явища, можна встановити при наявності математичного опису явищ.

При подібності фізичних явищ має місце тотожність полів відносних, безрозмірних фізичних величин, побудованих у безрозмірних координатах і часі. Отже, умова подібності фізичних явищ виражається в тотожності математичних описів подібних явищ у безрозмірному вигляді.

Константи подібності характеризують подібності фізичних явищ. Їх складають з величин, істотних для певного процесу. І безрозмірні комплекси, що визначають умови подібності досліджуваних явищ, називаються *критеріями подібності*. Вони виводяться з аналізу математичного опису процесів. При цьому формулюються такі вимоги: подібні процеси повинні описуватися однаковими

(тотожними) безрозмірними диференціальними рівняннями і безрозмірними граничними умовами. Якщо досліджуваний процес ще не має опису диференціальними рівняннями, критерії подібності встановлюють методом *аналізу розмірностей*.

Подібність фізичних явищ формулюється такими положеннями:

- подібні між собою процеси мають однакові критерії подібності;
- подібні процеси, умови однозначності яких подібні, і критерії, складені з величин, що входять в умови однозначності, чисельно однакові.

Залежність між змінними, що характеризують досліджуваний процес, може бути представлена залежністю між критеріями подібності

$$f(K_1, K_2, \dots, K_n) = 0. \quad (3.31)$$

Залежність 3.31 називається *рівнянням подібності* або *критеріальним рівнянням*.

Критерії подібності прийнято називати іменами вчених, що зробили істотний внесок у відповідну галузь науки, і позначати двома початковими буквами їхнього прізвища.

Під *розмірністю* фізичної величини варто розуміти вираз, що відбиває зв'язок розглянутої величини з основними величинами системи, якщо коефіцієнт пропорційності в цьому виразі дорівнює безрозмірній величині. Розмірності фізичної величини залежить не тільки від природи цієї фізичної величини, але і від вибору системи одиниць.

Розмірності, що виражаються згідно з визначенням фізичним рівнянням через основні величини, називаються *похідними величинами*. У теорії теплообміну як основні звичайно приймають: довжину (розмірність L), температуру (розмірність θ), час (розмірність T) і масу (розмірність M). Всі інші розмірності можуть бути виражені через них.

Отриманий результат на основі аналізу розмірності становить зміст π -теорема, який стверджує, що число безрозмірних комплексів, що характеризують процес, дорівнює числу усіх фізичних величин, істотних для процесу, мінус число основних розмірностей $n - m$. Нульове, або негативне значення різниці $n - m$ означає, що сукупність розглянутих фізичних величин не може бути приведена до безрозмірного виду.

Конвективне перенесення теплоти і теплопровідність розглядаються при безперервному температурному полі й у тих випадках, коли теплота переходить від твердого тіла до рідини і навпаки.

Температурний градієнт завжди мав кінцеве значення, крім тих випадків, коли був рівним нулеві.

Теплове випромінювання – складний процес, зв’язаний з тим що, принаймні, двічі відбувається перетворення енергії: спочатку перехід теплової енергії у випромінювання електромагнітних хвиль (емісія), потім рух хвиль (фотонів) і, нарешті, поглинання електромагнітних коливань поглинаючим середовищем або тілом – ще одне перетворення енергії.

Подібність процесів конвективного теплообміну визначається такими критеріями подібності:

- *критерій Нуссельта* Nu , що характеризує інтенсивність процесу конвективного теплообміну на поверхні тіла

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}, \quad (3.32)$$

де α – коефіцієнт теплообміну;

l – характерний геометричний розмір;

λ – теплопровідність теплоносія.

Представимо Nu у вигляді відношення $Nu = \frac{l}{\lambda} : \frac{1}{\alpha}$. Отже, критерій Нуссельта – це відношення термічного опору теплопровідності R_λ , шару рідини товщиною l до термічного опору тепловіддачі R_α ;

- *критерій Рейнольдса* – це відношення сил інерції до сил в’язкого тертя

$$Re = \frac{wl}{\nu}; \quad (3.33)$$

- *критерій Прандтля* виражає теплофізичні властивості рідини

$$Pr = \frac{\nu}{a}; \quad (3.34)$$

- *коефіцієнт Грасгофа* характеризує відношення підйомної сили, що виникає внаслідок різниці густин рідини безпосередньо біля стінки й у далечині від неї, і сили в’язкості

$$Gr = \frac{gl^3}{\nu^2} \beta (t_c - t_p). \quad (3.35)$$

У рівняннях 3.32–3.35 прийняті позначення: w – швидкість руху рідини (газу) м/с; l – характерний розмір течії, м; ν – кінематична в’язкість, м²/с; a – температуропровідність, м²/с; g – прискорення вільного падіння, м/с²; β – температурний коефіцієнт, 1/град; t_c , t_p –

температура рідини біля стінки і в ядрі потоку, °С.

Під час вивчення тепловіддачі в умовах вимушеного руху рідини, усередненої по всій поверхні теплообміну і неускладненої фазовими і хімічними перетвореннями, критеріальне рівняння має такий вигляд:

$$\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr}). \quad (3.36)$$

Для тепловіддачі в умовах вільного руху критеріальне рівняння записується так:

$$\text{Nu} = (\text{Gr}, \text{Pr}). \quad (3.37)$$

З критеріального рівняння спочатку знаходять значення Nu , а потім розраховують коефіцієнт теплообміну

$$\alpha = \text{Nu} \frac{\lambda}{l}.$$

Дослідження й уточнення методів розрахунку процесів теплообміну експериментальним шляхом здійснюється на моделях. *Модель* певним чином відображує поведження об'єкта або процесу в натурі. Заміна вивчення процесу в реальному об'ємі дослідженням цього ж процесу на моделі має назву *моделювання*. Умови моделювання, тобто умови, які повинні задовольняти модель і процес, що протікає в ньому, дає теорія подібності.

Метод, що поєднує особливості дослідження експериментальних натурних об'єктів з розрахунково-аналітичним підходом, також називається *моделюванням*. Цінність такого моделювання в тому, що воно дозволяє, за можливостю, скоротити і полегшити натурний експеримент і збільшити вірогідність математичного опису й розрахунків.

3.2.5. Критеріальні рівняння для визначення коефіцієнтів теплообміну

Вимушені рухи теплоносія

На виробництві в багатьох випадках має місце тепловіддача під час вимушеного руху рідини. Наприклад, тепловіддача стінам приміщення теплого вентиляційного повітря, яке подається вентилятором; тепловіддача від теплоносія в опалювальному приладі тощо.

Зазначимо, що коли плоска поверхня омивається потоком рідини, швидкість і температура якої в далечині від твердого тіла постійні, то біля пластини утворюється гідродинамічний пограничний шар.

Течія в пограничному шарі може бути як ламінарною, так і турбулентною. Дослід показує, що перехід з ламінарної форми течії в турбулентну відбувається на деякій ділянці.

У процесі теплообміну біля поверхні пластини формується тепловий пограничний шар. Характер розподілу температури в тепловому пограничному шарі залежить від режиму руху рідини в динамічному пограничному шарі. Тому розрахункові формули для визначення коефіцієнтів тепловіддачі для випадків ламінарного і турбулентного режимів течії різні.

При ламінарному режимі течії критеріальне рівняння для визначення середнього коефіцієнта тепловіддачі

$$Nu = 0,66Re^{0,5} Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}. \quad (3.38)$$

При турбулентному режимі течії середній коефіцієнт тепловіддачі визначається за такою формулою:

$$Nu = 0,037Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}. \quad (3.39)$$

Температура, при якій вибирається значення фізичних властивостей рідини в критеріальних рівняннях, називається *визначальною температурою*. Як визначальна температура в рівняннях 3.38 і 3.39 прийнята: при обчисленні критеріїв Re і Pr температура незбуреного потоку, а при обчисленні Pr_c – середнє значення по поверхні температури стінки.

Тепловіддачу під час течії рідини в гладких трубах круглого поперечного перерізу визначають різними критеріальними рівняннями:

при ламінарному в'язкісно-гравітаційному режимі (під впливом природної гравітації)

$$Nu = 0,15Re^{0,33} Pr^{0,33} (GrPr) \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}; \quad (3.40)$$

при турбулентному режимі

$$Nu = 0,021Re^{0,5} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}. \quad (3.41)$$

Для повітря (або двоатомних газів) співвідношення 3.40 спрощується (адже для двоатомних газів $Pr \approx 0,71$ і $Pr_v/Pr_c \approx 1$)

$$Nu = 0,018Re^{0,8}. \quad (3.42)$$

При русі теплоносія в міжтрубному просторі теплообмінника із сегментними перегородками коефіцієнт теплообміну визначається за такою формулою:

ламінальний режим потоку

$$Nu = 0,034Re^{0,5} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}; \quad (3.43)$$

турбулентний режим потоку

$$Nu = 0,24Re^{0,6} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}. \quad (3.44)$$

У спеціальній довідниковій літературі наводяться розрахункові співвідношення для інших можливих випадків (оребрені труби, турбопроводи некруглого перетину тощо).

Вільний рух теплоносія

Вільний рух рідини зумовлюється різницею густин нагрітих і холодних часток. Неоднорідний розподіл густини може бути спричинений неоднорідним розподілом температури, концентрації якогось компонента в суміші або наявністю фаз з різною густиною. Вільний рух під дією гравітаційного поля в системі з неоднорідним розподілом густини рідини називається *гравітаційним вільним рухом*. Такий рух має місце, наприклад, при природній конвекції повітря в опалювальному приміщенні.

На основі експериментальних даних запропонована розрахункова формула для визначення коефіцієнта теплообміну

$$Nu = C(GrPr)^n. \quad (3.45)$$

Дослідним шляхом встановлено, що існує три режими перенесення теплоти залежно від добутку $GrPr$. При першому режимі (табл. 3.1) тепловіддача мало залежить від добутку $GrPr$ і теплота переноситься в основному теплопровідністю. При другому режимі існує ламінальний пограничний шар і теплота переноситься в основному внаслідок вільної конвекції при ламінальному русі рідини. При третьому режимі теплота переноситься внаслідок вільної конвекції при турбулентному режимі руху рідини.

Таблиця 3.1

Фізичні параметри перенесення теплоти

GrPr	C	n
$1 \cdot 10^{-3} - 5 \cdot 10^2$	1,18	1/8
$5 \cdot 10^2 - 2 \cdot 10^7$	0,54	1/4
$2 \cdot 10^7 - 1 \cdot 10^9$	0,135	1/3

Фізичні параметри у формулі (3.45) визначаються за середньою температурою теплоносія в об'ємі рідини й біля стінки.

3.2.6. Теплообмін під час конденсації пари

Конденсацією називають процес переходу речовини з газоподібного стану в рідкий стан. При переході пари у твердий стан конденсація називається *десублімацією*. Конденсація може протікати в об'ємі пари або парогазової суміші і може відбуватись на поверхні тіла або рідини, з яким пара (парогазова суміш) знаходиться в контакті.

Конденсація насиченої або перегрітої пари відбувається, якщо її температура нижче температури насичення при певному тиску. Розрізняють плівкову і краплинну конденсацію.

Плівкова конденсація – це процес переходу пари в рідку на ліофільній (що добре змочується рідиною) поверхні твердого тіла з утворенням плоскої плівки конденсату.

Краплинна конденсація – це процес переходу середовища з газоподібного стану в рідкий на ліофобній (що не змочується рідиною) поверхні твердого тіла. При цьому на поверхні тіла утворюються краплі конденсату.

Змочуваність або незмочуваність поверхні твердого тіла водою називають *гідрофільністю* і *гідрофобністю* відповідно.

Під час плівкової конденсації можливий ламінарний і турбулентний режим течії. Так, на вертикальній стінці конденсату товщина плівки росте і під дією сили ваги плівка стікає вниз. На початку має місце ламінарний рух, а в міру збільшення товщини плівки течія плівки переходить у турбулентний режим.

Коефіцієнт тепловіддачі під час плівкової конденсації водяної пари при атмосферному тиску досягає значення $\alpha = 7 \cdot 10^3 - 12 \cdot 10^3$ Вт/(м²·К).

При краплинній конденсації на вертикальній стінці крапельки рідини згодом ростуть, скочуючись вниз, захоплюють інші краплі. При

краплинній конденсації водяної пари атмосферного тиску коефіцієнт тепловіддачі досягає значення $40 \cdot 10^3 - 100 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

При зіткненні в процесах конденсації молекул пари з поверхнею (зі стінкою або рідиною) частина їх захоплюється, а частина пружно відскакує. Частка молекул, захоплених поверхнею стосовно загального числа молекул, що стикаються з поверхнею, називається *коефіцієнтом конденсації* β .

3.2.7. Тепловіддача під час кипіння рідини

Кипінням називається процес утворення пари всередині об'єму рідини. Якщо температура поверхні тіла ($t_n > t_n$), де t_n – температура насичення рідини при даному тиску, то буде проходити кипіння цієї рідини. Окрім перегріву рідини ($t_n > t_n$) кипінню рідини сприяють утворення пухирців в окремих точках поверхні, так званих *центрах пароутворення*. Ці центри виникають унаслідок наявності мікрорельєфу поверхні, абсорбованого на поверхні газу, присутніми в окремих точках різних неоднорідностей, наприклад, піщинок.

Розрізняють два основних режими кипіння – бульбашковий і плівковий.

Бульбашковим кипінням називають таке кипіння, при якому пара утворюється у вигляді пухирців, що зароджуються і ростуть. Якщо температура рідини значно перевищує температуру насичення при даному тиску, то парові пухирці виникають в об'ємі рідини. Якщо температура поверхні нагрівання більше температури насичення рідини, то будуть виникати парові пухирці на поверхні нагрівання.

Плівковим кипінням називається кипіння, при якому на поверхні нагрівання утворюється суцільна плівка пари, що періодично проривається в об'єм рідини. Шар малотеплопровідної пари, що покриває поверхню, помітно зменшує інтенсивність теплообміну, тому перехід від бульбашкового кипіння до плівкового при постійній густині теплового потоку може супроводжуватися різким зростанням температури поверхні нагрівання (має місце *криза теплообміну*).

При збільшенні температурного напору Δt тепловий потік росте і при деякому значенні Δt він досягає максимального, так званого *першого критичного значення*. Ця ділянка з ростом Δt поділяється на області конвективного теплообміну і бульбашкового кипіння (рис. 3.7). Для води при атмосферному тиску величина першого критичного теплового потоку становить близько $q_{кр} = 1,2 \cdot 10^6 \text{ Вт}/\text{м}^2$. Відповідно значення температурного напору $\Delta t_{кр} = 25 - 35^\circ\text{C}$.

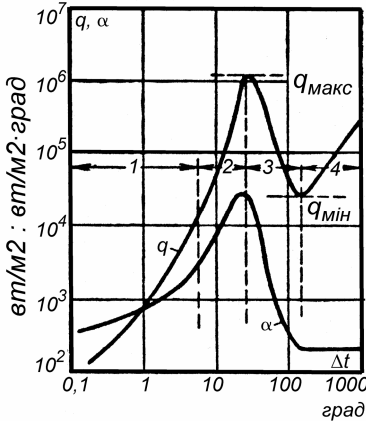


Рис. 3.7. Залежність питомого теплового потоку q і коефіцієнта теплопередачі α від перегріву рідини:
 1 – область конвективного теплообміну однофазної рідини; 2 – область бульбашкового кипіння; 3 – перехідна область; 4 – область плівкового кипіння

Якщо відбувається підвищення температури, тепловий потік зменшується – настає *перехідний* режим кипіння. При великих значеннях Δt уся поверхня нагрівання покривається суцільною плівкою пари, що відтискує рідину від поверхні – настає *плівковий* режим кипіння. Для води, що кипить на технічних металевих поверхнях при атмосферному тиску, початок плівкового кипіння має місце під час температурного напору $\Delta t \approx 150^\circ\text{C}$.

На *рис. 3.7* показано закономірність зміни теплового потоку q і коефіцієнта тепловіддачі для води при тиску 1 ат залежно від температурного перепаду.

В умовах, коли потік тепла, підведеного до поверхні нагрівання, залишається незмінним, перехід від бульбашкового кипіння і зворотно носить кризовий характер. Відведення тепла в режимі бульбашкового кипіння є ефективним методом охолодження поверхні нагрівання.

Контрольні запитання і завдання

1. Дайте визначення тепловіддачі і запишіть закон Ньютона-Ріхмана.
2. Який фізичний зміст коефіцієнта теплообміну?
3. Що таке природна і вимушена конвекція? Наведіть приклади.
4. Дайте визначення пограничного шару. Що таке гідродинамічний і тепловий пограничні шари?
5. Запишіть диференційне рівняння тепловіддачі.
6. Викладіть основні положення теорії подібності.
7. Що таке критерій подібності? Запишіть критеріальне

рівняння у вигляді функціональної залежності.

8. Запишіть критерії подібності Nu, Re, Pr, Gr і поясніть їхній фізичний зміст.

9. Які режими течії мають місце в пограничному шарі та як вони впливають на тепловіддачу?

10. Що таке визначальна температура?

11. Який загальний вид критеріальних рівнянь при вимушеному і вільному русі теплоносія?

12. Особливості теплообміну при плівковій і краплинній конденсації.

13. Які бувають режими кипіння? Охарактеризуйте їх.

14. Що таке криза теплообміну при кипінні рідини, перша і друга критичні густини теплового потоку?

15. Охарактеризуйте перехід від бульбашкового кипіння до плівкового.

3.3. ПРОМЕНЕВИЙ ТЕПЛОБМІН

3.3.1. Основні поняття, визначення та закони променевого теплообміну

Теплове випромінювання – процес перетворення внутрішньої енергії випромінюючого тіла в енергію електромагнітних коливань. При потраплянні променевої енергії на інше тіло вона частково поглинається, перетворюючись у внутрішню енергію. Особливість теплообміну випромінюванням – відпадає потреба в безпосередньому контакті тіл. Випромінювання електромагнітних хвиль властиве всім тілам.

Випромінювання характеризується як *хвильовими*, так і *корпускулярними властивостями*, а саме: безперервністю електромагнітних хвиль і дискретністю, характерною для часток так званих фотонів. Поширення випромінювання в просторі визначається хвильовими властивостями, а енергія випромінювання – корпускулярними. Теплове випромінювання характеризується *довжиною хвилі* λ і частотою коливань ν . При цьому між ними є така залежність: $\nu = C/\lambda$, де $C = 3 \cdot 10^8$ м/с – *швидкість поширення світла*.

Випромінювання залежить від температури. Зі збільшенням температури збільшується внутрішня енергія тіла і, як наслідок, випромінювання тіла.

Випромінювання також залежить від природи тіла, стану поверхні, а для газів – також від товщини шару газу і його тиску. Більшість твердих і рідких тіл випромінюють енергію у всіх діапазонах довжини хвиль. Чисті метали і гази випромінюють енергію тільки у визначених інтервалах довжини хвиль – так зване селективне випромінювання.

При помірних температурах, що звичайно зустрічаються в техніці, випромінювання відповідає діапазону довжин хвиль від $0,8 \cdot 10^{-6}$ до $0,8 \cdot 10^{-3}$ м. Вони належать до теплового (інфрачервоного) випромінювання.

Інтегральний променевий потік, випромінюваний за одиницю часу з одиниці площі поверхні в усіх напрямках напівсферичного простору і на всіх довжинах хвиль, називають *поверхневою щільністю потоку інтегрального випромінювання*, або *випромінювальною здатністю тіла* E , Вт/м².

Відношення щільності потоку випромінювання, що випускається в нескінченно малому інтервалі довжин хвиль, до величини цього інтервалу, називають *спектральною щільністю потоку випромінювання*, Вт/м³.

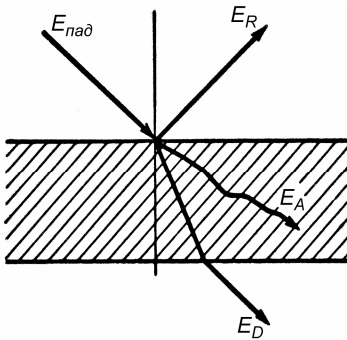


Рис. 3.8. Розподіл теплового потоку випромінювання, що падає на тіло

$D = E_D/E_{\text{пад}}$ – пропускна здатність тіла.

Тіло, для якого $A = 1$, $R = D = 0$, називається *абсолютно чорним*. Якщо $R = 1$, $A = D = 0$, то таке тіло називається *абсолютно білим*, а якщо $D = 1$, $A = R = 0$ – *абсолютно проникним* або *діатермічним*. Для більшої частини твердих тіл $D = 0$. Надалі усі величини, що належать до абсолютно чорного тіла, будуть позначатися індексом “0”. Тіла, для

$$I_{\lambda} = dE/d\lambda. \quad (3.46)$$

У загальному випадку тіло, на яке падає променевий потік, частково поглинає його, частково відбиває і частково пропускає (рис. 3.8).

Відповідно до закону збереження енергії

$$E_{\text{пад}} = E_A + E_R + E_D, \quad (3.47)$$

або в безрозмірній формі

$$A + R + D = 1, \quad (3.48)$$

де $A = E_A/E_{\text{пад}}$ – поглинальна здатність;

$R = E_R/E_{\text{пад}}$ – відбивна здатність;

яких коефіцієнт поглинання $0 < A < 1$ і поглинальна здатність не залежать від довжини хвилі падаючого випромінювання, називаються *сірими*.

Суму власного випромінювання тіла і відбитого ним називають *ефективним випромінюванням*

$$E_{\text{еф}} = E + RE_{\text{пад}} \quad (3.49)$$

Різниця між власним випромінюванням E і поглинутим променевим потоком $E_{\text{погл}} = AE_{\text{пад}}$, називається *результатним випромінюванням*

$$E_{\text{р}} = E - AE_{\text{пад}} = E_{\text{еф}} - E_{\text{погл}} \quad (3.50)$$

Сукупний процес випромінювання, поглинання, відбивання і пропускання енергії випромінювання в системах тіл називають *променевим теплообміном*.

Закон Планка. Для абсолютно чорного тіла спектральна щільність потоку випромінювання I_{λ} залежить від довжини хвилі й абсолютної температури тіла

$$I_{\lambda} = C_1 \lambda^{-5} (e^{C_2/\lambda T} - 1)^{-1}, \quad (3.51)$$

де $C_1 = 3,74 \cdot 10^{-6}$ Вт/м², $C_2 = 1,439 \cdot 10^{-2}$ м·К – постійні випромінювання;

T – термодинамічна температура, К;

e – основа натурального логарифма.

З підвищенням температури довжина хвилі, що відповідає максимальній інтенсивності випромінювання, зміщається у бік коротших довжин хвиль.

Закон Віна. Добуток довжини хвилі λ_{max} , при якій досягається максимальне значення I_{λ} , на температуру T – величина постійна.

$$\lambda_{\text{max}} T = 2,896 \cdot 10^{-3}. \quad (3.52)$$

Закон Стефана-Больцмана. Із закону Планка інтегруванням $I_{\lambda}(\lambda)$ по довжинах хвиль випливає, що для абсолютно чорного тіла

$$E_0 = \sigma_0 T^4, \quad (3.53)$$

де $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴) – постійна Стефана-Больцмана (константа випромінювання абсолютно чорного тіла).

У технічних розрахунках закон Стефана-Больцмана звичайно записують у такому вигляді:

$$E_0 = C_0 (T/100)^4, \quad (3.54)$$

де $C_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла.

Для сірих тіл інтенсивність випромінювання менша, ніж для абсолютно чорного тіла і, отже, $E < E_0$. Відношення поверхневої щільності потоку власного інтегрального випромінювання E даного тіла до поверхневої щільності потоку інтегрального випромінювання E_0 абсолютно чорного тіла при тій же температурі, відповідно називають *ступенем чорноти тіла*

$$\varepsilon = E/E_0, \quad (3.55)$$

де $\varepsilon < 1$.

Щільність потоку випромінювання E знаходять за таким рівнянням:

$$E = \varepsilon E_0 = \varepsilon C_0 (T/100)^4 = C (T/100)^4, \quad (3.56)$$

де $C = \varepsilon C_0$ – коефіцієнт випромінювання сірого тіла.

Закон Кірхгофа. Кількісний зв'язок між енергіями випромінювання і поглинання для сірого й абсолютно чорного тіл зветься законом Кірхгофа.

Розглянемо променевий теплообмін між паралельно розташованими плоскими поверхнями сірого 1 і абсолютно чорного 2 тіл (рис. 3.9). Сіре і чорне тіла мають відповідно температури T і T_0 . Приймемо, що $T > T_0$. Щільність результатного потоку теплоти від сірого тіла до чорного

$$E_p = E - AE_0. \quad (3.57)$$

При рівності температури тіл, що беруть участь у променевому теплообміні ($T = T_0$), $E_p = 0$ і, отже, $E = AE_0$.

Звідки $A = E/E_0. \quad (3.58)$

З урахуванням рівняння 3.55

$$\varepsilon = A. \quad (3.59)$$

Із закону Кірхгофа випливає, що ступінь чорноти тіла в стані термодинамічної рівноваги дорівнює його коефіцієнтові поглинання. Коефіцієнт поглинання сірого тіла не залежить від довжини хвилі падаючого випромінювання, тобто для сірого тіла закон Кірхгофа справедливий і для випадку, коли випромінювач та приймач теплоти мають різні температури.

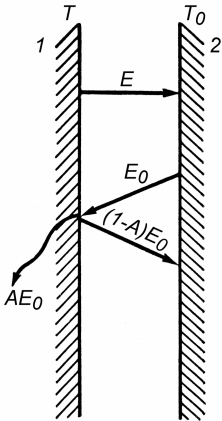


Рис. 3.9. Розподіл теплового потоку випромінювання, що падає на тіло

Щільність інтегрального напівсферичного випромінювання $E = E_n \pi$. У такому випадку рівняння 3.60 прийме такий вигляд:

$$dE_\varphi = (E/\pi) \cos \varphi d\Omega, \quad (3.61)$$

де значення φ визначають за формулою 3.56.

3.3.2. Променевий теплообмін між тілами та методи впливу на його інтенсивність

Променевий теплообмін між двома паралельними площинами. Розглянемо променевий теплообмін між сірими непрозорими тілами, що мають необмежені плоскі поверхні, звернені одна до одної. Розрахунок будемо вести стосовно одиниці площі поверхні (1 м^2) кожного тіла. Позначимо через E_1 енергію власного випромінювання першого тіла на друге, а через E_2 – другого на перше. Взаємне випромінювання і поглинання тілами відбувається багаторазово до нескінченності (рис. 3.10). Цю задачу вирішують, використовуючи поняття щільності потоку результатного випромінювання. Кожне з тіл характеризується повним ефективним випромінюванням, відповідно

$$E_{\text{еф}1} = E_1 + (1 - A_1)E_{\text{еф}2}; \quad (3.62)$$

$$E_{\text{еф}2} = E_2 + (1 - A_2)E_{\text{еф}1}, \quad (3.63)$$

де A_1 і A_2 – коефіцієнти поглинання першого і другого тіл;

Закон Ламберта. Залежність розподілу енергії випромінювання, що випускається абсолютно чорним тілом, від напрямку його поширення відносно поверхні тіла, зветься законом Ламберта. Максимальне випромінювання E_n має місце в напрямку нормалі до поверхні. В інших напрямках воно менше і визначається за такою формулою:

$$dE_\varphi = E_n \cos \varphi d\Omega, \quad (3.60)$$

де E_φ – щільність потоку випромінювання, що відповідає куту φ ;

$d\Omega$ – елементарний тілесний кут, під яким з даної точки випромінюючого тіла видно елементарний майданчик, що сприймає випромінювання;

φ – кут між нормаллю до випромінюючої поверхні і напрямком випромінювання.

$(1 - A_1)E_{\text{эф}2}$ і $(1 - A_2)E_{\text{эф}1}$ – величини, що враховують нескінченну суму віддзеркалень потоків другим і першим тілами.

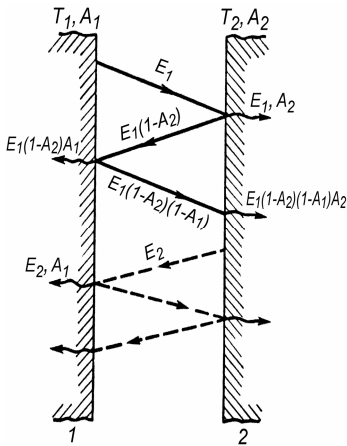


Рис. 3.10. Схема променевого теплообміну між двома паралельними площинами

коли одна теплообмінна поверхня знаходиться в іншій замкнутій поверхні (наприклад, тварини усередині приміщення ферми, розжарені шматки палива всередині топки та ін.).

Розглянемо випадок теплообміну випромінюванням між двома тілами, одне з яких заходиться всередині іншого (рис. 3.11).

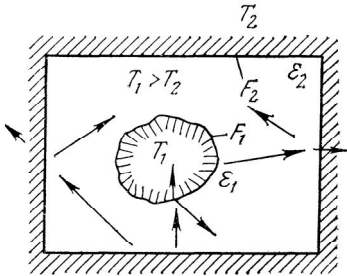


Рис. 3.11. Схема променевого теплообміну між двома тілами, одне з яких заходиться всередині іншого

Результатний потік випромінювання від поверхні 1 до поверхні 2 у такому випадку визначають за рівнянням

$$Q_{1-2} = \varepsilon_{\text{пр}} C_0 F_1 [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4], \quad (3.67)$$

де $\varepsilon_{\text{пр}} = 1/[1/\varepsilon_1 + (F_1/F_2)(1/\varepsilon_2 - 1)]$; F_1 і F_2 – площі поверхні тіл.

Щільність потоку результатного випромінювання

$$q_{1-2} = E_{\text{эф}1} - E_{\text{эф}2}. \quad (3.64)$$

Враховуючи рівняння 3.62 і 3.63, матимемо

$$q_{1-2} = \frac{A_2 E_1 - A_1 E_2}{A_1 + A_2 - A_1 A_2}. \quad (3.65)$$

Оскільки $E = \varepsilon E_0 = \varepsilon C_0 (T/100)^4$ і

$\varepsilon = A$,

то $q_{1-2} = (1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1)^{-1} C_0 [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4] = \varepsilon_{\text{пр}} [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4]$, (3.66)

де $\varepsilon_{\text{пр}} = (1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1)^{-1}$ – приведена ступінь чорноти системи тіл.

Променивий теплообмін між двома тілами, одне з яких знаходиться всередині іншого. На практиці часто зустрічаються випадки,

коли одна теплообмінна поверхня знаходиться в іншій замкнутій поверхні (наприклад, тварини усередині приміщення ферми, розжарені шматки палива всередині топки та ін.).

Розглянемо випадок теплообміну випромінюванням між двома тілами, одне з яких заходиться всередині іншого (рис. 3.11).

Рис. 3.11. Схема променевого теплообміну між двома тілами, одне з яких заходиться всередині іншого

Результатний потік випромінювання від поверхні 1 до поверхні 2 у такому випадку визначають за рівнянням

$$Q_{1-2} = \varepsilon_{\text{пр}} C_0 F_1 [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4], \quad (3.67)$$

де $\varepsilon_{\text{пр}} = 1/[1/\varepsilon_1 + (F_1/F_2)(1/\varepsilon_2 - 1)]$; F_1 і F_2 – площі поверхні тіл.

Методи зміни інтенсивності променевого теплообміну.
 Інтенсифікація променевого теплообміну може бути досягнута збільшенням температури випромінюючого тіла T_1 , підвищенням ступеня чорноти сприймаючих тіл, а також збільшенням коефіцієнта $\varphi_{1,2}$, застосуванням відповідного розташування тіл.

Для зменшення променевого теплообміну між тілами встановлюють екрани. Наприклад, у спорудах захищеного ґрунту листя рослин відіграють роль екранів, зменшуючи теплообмін між ґрунтом і внутрішньою поверхнею огороження.

Розглянемо дві необмежені плоскопаралельні поверхні, температура яких відповідно дорівнює T_1 і T_2 , причому $T_1 > T_2$. Між ними знаходиться екран, температура якого T_e невідома. Припустимо, що термічним опором екрана можна знехтувати. Крім того, прийmemo, що коефіцієнти випромінювання тіл однакові. Через стаціонарність процесу потік випромінювання від поверхні 1 до екрана дорівнює потоковій випромінюванню екрана до поверхні 2

$$q_e = \varepsilon_{\text{пр}} C_0 [(T_1/100)^4 - (T_e/100)^4] = \varepsilon_{\text{пр}} [(T_e/100)^4 - (T_2/100)^4], \quad (3.68)$$

звідки

$$T_e^4 = (T_1^4 + T_2^4)/2.$$

Шукана величина потоку променевої енергії при наявності екрана

$$q_e = 0,5\varepsilon_{\text{пр}} C_0 [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4]. \quad (3.69)$$

Отже,

$$q_e = q_{1,2}/2, \quad (3.70)$$

тобто при наявності одного екрана потік випромінювання від тіла 1 до тіла 2 зменшується у два рази. При наявності n екранів він зменшується в $(n + 1)$ раз.

3.3.3. Випромінювання газів

Гази мають неоднакову здатність випускати і поглинати променеву енергію. Як показує досвід, одно- і двоатомні газы із симетричними молекулами (O_2 , N_2 і ін.) при відносно помірних температурах практично не випромінюють і не поглинають енергію і можуть вважатися прозорими. Три- і більш атомні газы (CO_2 , H_2O , SO_2 , NH_3 та ін.) мають значну здатність поглинати і випромінювати енергію.

Поглиналина здатність газу залежить від його природи, температури, густини і спектральних характеристик падаючого випромінювання. Вміст у газах твердих (сажі, пилу тощо) або рідких часток

впливає на здатність газу розсіювати і відбивати випромінювання. Випромінювання газів носить об'ємний характер на відміну від твердих непрозорих тіл, що випромінюють енергію тонким поверхневим шаром.

Використовуючи поняття інтегрального ступеня чорноти газу, можна випромінювання газового об'єму виразити рівнянням Стефана-Больцмана:

$$E_{\Gamma} = \varepsilon_{\Gamma} \sigma_0 T^4. \quad (3.71)$$

Варто мати на увазі, що величина ε_{Γ} в цьому рівнянні дуже залежить від температури, так що щільність випромінювання, яка проходить через границю газового об'єму, строго говорячи, не пропорційна четвертому ступеню температури.

При невисоких тисках поглинання променистої енергії в газах підкоряється законові Бера, відповідно до якого коефіцієнт поглинання при даній температурі пропорційний тисковій поглинаючого газу.

Якщо газова суміш містить кілька випромінюючих газів, то ступінь чорноти суміші знаходять підсумовуванням ступенів чорноти компонентів. Так, для розрахунку ступеня чорноти продуктів згоряння, що містять CO_2 і H_2O , використовують вираз.

$$\varepsilon_{\Gamma} = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}, \quad (3.72)$$

де β – поправочний коефіцієнт, що залежить від парціального тиску пари.

Променевий теплообмін між газом і стінкою можна представити як результат багаторазових поглинань та відбивань стінкою випромінюваного потоку. Розрахунок теплообміну між стінкою і навколишнім газом при малому зазорі між ними можна виконати за такою формулою:

$$q = \frac{\varepsilon_{\Gamma} \varepsilon_c}{\varepsilon_{\Gamma} + \varepsilon_c - \varepsilon_{\Gamma} \varepsilon_c} C_0 (T_{\Gamma}^4 - T_c^4). \quad (3.73)$$

У розрахунковій практиці вираз 3.73 записують в іншому вигляді, вводячи поняття ефективного ступеня чорноти

$$q_{\Pi} = \varepsilon'_c \varepsilon'_{\Gamma} C_0 [(T_{\Gamma}/100)^4 - (T_c/100)^4], \quad (3.74)$$

де $\varepsilon'_c = 1/[1/\varepsilon_{\Gamma} - A_{\Gamma}(1/\varepsilon_c - 1)]$ – ефективний ступінь чорноти стінки;

$\varepsilon'_{\Gamma} = [\varepsilon_{\Gamma} - A_{\Gamma}(T_c/T_{\Gamma})^4]/[1 - (T_c/T_{\Gamma})^4]$; ε_c – ступінь чорноти стінки.

Залежність ступеня чорноти газів від парціального тиску і товщини шару газу приведена в довідниковій літературі з теорії теплообміну.

Контрольні запитання і завдання

1. Як здійснюється променевий теплообмін між тілами? Назвіть на основі особливості теплового випромінювання.
2. Що називають поверхневою щільністю потоку інтегрального випромінювання, а також спектральною щільністю потоку випромінювання?
3. Дайте визначення поглинальної, відбивальної і пропускну здатності тіла. Що таке ефективне і результатне випромінювання?
4. Сформулюйте закони Планка і Віна.
5. Сформулюйте закон Стефана-Больцмана для абсолютно чорного тіла і для сірих тіл.
6. Дайте визначення закону Кірхгофа. Що таке ступінь чорноти тіла та її зв'язок з коефіцієнтом поглинання?
7. Сформулюйте закон Ламберта.
8. Розгляньте променевий теплообмін між тілами. Приведіть розрахункове рівняння для результатного потоку випромінювання від одного тіла до іншого. Чому дорівнює приведена ступінь чорноти, у тому числі для випадку, коли одне тіло розташоване у середині іншого?
9. Дайте визначення коефіцієнта опромінення.
10. Назвіть методи зміни інтенсивності променевого теплообміну між тілами. Чому дорівнює величина потоку променевої енергії за наявності екрана?
11. Назвіть особливості випромінювання газів.

3.4. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА І ТЕПЛОБМІННІ АПАРАТИ

3.4.1. Теплопередача

На практиці часто мають місце процеси передачі теплоти від одного рухомого середовища (газів або рідин) до іншого середовища, що рухається, через розділяючу їх стінку, тобто процеси теплопередачі. Середовища, розділені твердою стінкою, називають *теплоносіями*. Схема передачі теплоти від середовища, що гріє, до середовища, яке підігрівається, через поділяючу їх стінку, показана на рис. 3.12. Під час теплопередачі тепло послідовно переноситься спочатку від середовища, що гріє, до стінки за рахунок конвективного теплообміну, потім теплопровідністю через стінку (одношарову або багатошарову) і, нарешті, знову за рахунок конвективного теплообміну від поверхні стінки до теплоносія, що підігрівається.

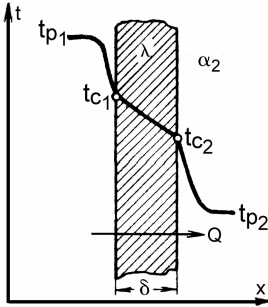


Рис. 3.12. Характер зміни температури під час теплопередачі через плоску стінку

написати такі співвідношення:

$$\begin{aligned}
 q &= \alpha_1(t_{p1} - t_{c1}); \\
 q &= \frac{\lambda}{\delta}(t_{c1} - t_{c2}); \\
 q &= \alpha_2(t_{c2} - t_{p2}).
 \end{aligned}
 \tag{3.75}$$

Виділяючи з цих рівнянь різниці температур і додаючи їх, одержимо

$$t_{p1} - t_{p2} = q \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right).$$

Звідки випливає вираз для щільності теплового потоку

$$q = \frac{t_{p1} - t_{p2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}.
 \tag{3.76}$$

Позначимо

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}
 \tag{3.77}$$

і перепишемо рівняння 3.76 так:

$$q = k(t_{p1} - t_{p2}).
 \tag{3.78}$$

Для теплового потоку

$$Q = kF(t_{p1} - t_{p2}),
 \tag{3.79}$$

де F – площа стінки, m^2 .

Розглянемо процес стаціонарної теплопередачі через плоску одношарову стінку (рис. 3.12) з теплопровідністю λ і товщиною δ . Температуру теплоносія по один бік стінки позначимо через t_{p1} , по інший – t_{p2} , температури поверхні стінок відповідно рівні t_{c1} і t_{c2} . Значення коефіцієнта теплообміну з боку середовища, що гріє, дорівнює α_1 , а з боку середовища, що підігрівається – α_2 .

При сталому режимі кількість тепла, переданого від гарячого теплоносія, дорівнює кількості тепла, сприйнятого холодним теплоносієм. Отже, для питомого теплового потоку q можна

У випадку багат шарової стінки щільність теплового потоку теплопередачі визначається за таким рівнянням:

$$q = \frac{(t_{p1} - t_{p2})}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (3.80)$$

У вищезаписаних рівняннях α називається *коефіцієнтом теплообміну*, Вт/(м²·К). Він дорівнює кількості тепла, переданого за одиницю часу через одиницю площі поверхні при різниці температур між поверхнею і рідиною в один градус.

Рівняння 3.79 називають *рівнянням теплопередачі*, а коефіцієнт k – *коефіцієнтом теплопередачі*, Вт/(м²·К).

Величина, чисельно рівна оберненому значенню коефіцієнта теплопередачі, називається *термічним опором теплопередачі* R_k , м²·К/Вт. Для плоскої багат шарової стінки

$$R_k = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}, \quad (3.81)$$

де i – номер шару;

n – число шарів.

Рівняння 3.81 використовують під час розрахунку поверхневих теплообмінних апаратів, визначення теплових втрат від джерела теплоти до споживача, теплових втрат через огороження будинків тощо.

3.4.2. Теплообмінні апарати. Класифікація

Загальні відомості. Теплообмінником називають апарат, в якому здійснюється теплообмін між двома або декількома теплоносіями, або між теплоносіями і твердими тілами (стінкою, насадкою). В окремому випадку роль теплоносіїв та твердих тіл, які беруть участь у теплообміні, може виконувати і середовище, що оточує апарат.

Теплообмінники можна класифікувати за принципом дії, призначенням, способом організації руху теплоносіїв та іншими ознаками.

Змішувальні теплообмінники. У теплообмінниках теплопередача відбувається при безпосередньому змішуванні теплоносіїв. Ці апарати прості, компактні і використовуються в тому випадку, якщо не потрібен подальший поділ теплоносіїв (наприклад, нагрів води водяною парою або гарячою водою). Так, у системі водяного опалення

будинків гарячу воду з котельні або від ТЕЦ змішують з охолодженою зворотною водою, що повертається від споживача.

Рекуперативні теплообмінники. У цього виду теплообмінників передача теплоти від гарячого теплоносія до холодного здійснюється через поділяючу їх стінку.

На рис. 3.13 наведено схеми теплових потоків у рекуперативних і регенеративних теплообмінних апаратах. Течія двох теплоносіїв I і II у рекуператорі порівнюється з їхньою почерговою течією у регенераторі.

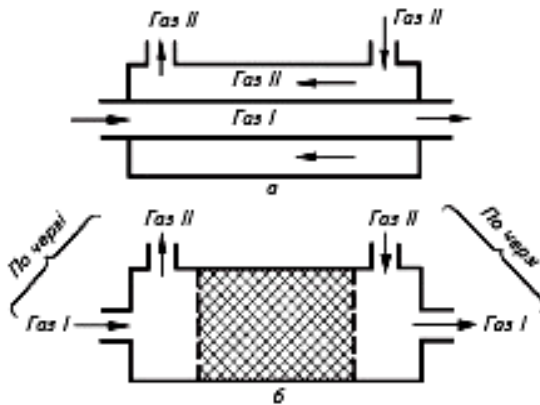


Рис. 3.13. Схеми рекуперативного (а) і регенеративного (б) теплообмінних апаратів

Найпростішим рекуперативним теплообмінником є *теплообмінник типу “труба в трубі”*. Поверхню теплообміну в ньому є бічна поверхня внутрішньої труби. Перевага апарата – простота конструкції, недолік – громіздкість при великих поверхнях теплообміну, тому апарат застосовують при невеликих поверхнях теплообміну.

Подальшим розвитком теплообмінника “труба в трубі” є *кожухотрубний теплообмінник* (рис. 3.14), що також належить до групи рекуперативних. У зовнішню трубу (кожух) поміщена вже не одна труба, а пучок труб малого діаметра, кінці яких герметично (за допомогою зварювання або вальцювання) закріплені в трубних ґратах (дошках). Трубні ґрати приварені до корпусу апарата і до них через ущільнювальні прокладки за допомогою болтового з’єднання приєднані кришки. Теплообмінник має штуцера для входу і виходу тепло-

носіїв, один з яких рухається по міжтрубному простору, а інший – по трубах. Перевага апарата: компактність, можливість розвивати великі поверхні теплообміну в одному апараті, зручність в експлуатації, технологічність у виготовленні. Недолік: ускладнене очищення міжтрубного простору. Кожухотрубний теплообмінник – найбільш розповсюджений тип теплообмінного апарата.

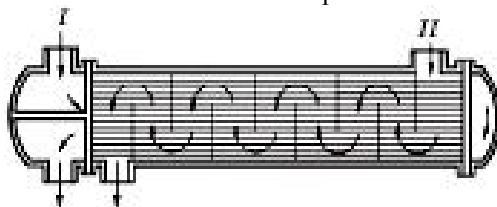


Рис. 3.14. Схема кожухотрубного теплообмінника

В останні роки широке застосування одержали *пластинчасті рекуперативні теплообмінники*, що відрізняються компактністю, низьким гідравлічним опором і зручністю очищення поверхонь теплообміну. Питома поверхня теплообміну пластинчастих теплообмінників сягає $1500 \text{ м}^2/\text{м}^3$. Розташовані паралельно одна до одної пластини утворюють систему хвилястих каналів шириною 3–6 мм, по яких по обидва боки кожної пластини рухаються теплоносії. Гофрування пластин створює інтенсивну турбулізацію потоків, що забезпечує високі коефіцієнти теплопередачі [до $3800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$].

Регенеративні теплообмінники. У цих теплообмінниках гарячий і холодний теплоносії по черзі обмивають ту саму теплообмінну поверхню. У період контакту з гарячим теплоносієм відбувається розігрів теплоакумулюючої насадки, яка потім у період контакту з холодним теплоносієм віддає йому акумульовану теплоту.

Теплообмінники з проміжним теплоносієм. У цього виду теплообмінників гарячий теплоносієй віддає теплоту деякому проміжному теплоносієві (рідині або твердому зернистому матеріалові), а той, у свою чергу, — холодному теплоносієві. Цей спосіб теплообміну використовується в тому випадку, коли недоцільно транспортувати гарячий теплоносієй на великі відстані або коли неприпустимий безпосередній контакт гарячого і холодного теплоносієв.

Теплообмінники з внутрішніми джерелами теплоти. У цих теплообмінниках нагрів холодного теплоносія здійснюється не контактом з гарячим теплоносієм, а за допомогою тепловиділення у

самому апараті – за рахунок дії електронагрівача або генератора струмів високої чи надвисокої частоти.

3.4.3. Розрахунок рекуперативного теплообмінника

Розрізняють прямий (конструктивний) і зворотний (перевірочний) розрахунок теплообмінника. При конструктивному розрахунку звичайно відома витрата теплоносія, що нагрівається, початкова і кінцева температура обох теплоносіїв. У процесі розрахунку вибирають тип теплообмінника і визначають його теплову потужність, витрату гарячого теплоносія і поверхню теплообміну, за якою вибирають габарити апарата. При перевірочному розрахунку відомі тип і розміри теплообмінника, а отже, і поверхня теплообміну, витрати теплоносіїв, їхня початкова температура, питомі теплоємності і коефіцієнт теплопередачі. Потрібно визначити теплову потужність апарата і кінцеву температуру теплоносіїв, тобто перевірити застосовність наявного теплообмінника для конкретних умов.

Розглянемо розрахункові залежності для конструктивного розрахунку теплообмінника при стаціонарному режимі. Тепловий потік, одержуваний холодним теплоносієм, визначається через різницю ентальпій на вході і виході апарата, Вт

$$Q = m_2 c_{p2} (t_{2к} - t_{2п}) = m_2 (h_{2к} - h_{2п}), \quad (3.82)$$

де m_2 – масова витрата холодного теплоносія, кг/с;

c_{p2} – його середня питома теплосміність в інтервалі температур $t_{2к} \dots t_{2п}$, Дж/(кг·К);

$t_{2к}$, $t_{2п}$ – температура холодного теплоносія на вході і виході апарата, К;

$h_{2к}$, $h_{2п}$ – ентальпія холодного теплоносія на вході і виході апарата, Дж/кг.

Загальний тепловий потік, переданий гарячим теплоносієм (з урахуванням тепловтрат у навколишнє середовище)

$$Q_0 = KQ, \text{ Вт}, \quad (3.83)$$

де $K = 1,05-1,12$ – коефіцієнт, що враховує тепловтрати в навколишнє середовище.

Витрату гарячого теплоносія знаходимо за рівнянням теплового балансу, вважаючи його агрегатний стан постійним

$$Q_0 = m_1 c_{p1} (t_{1к} - t_{1п}) = m_1 (h_{1к} - h_{1п}), \quad (3.84)$$

звідки

$$m_1 = \frac{Q_0}{c_{p1} (t_{1п} - t_{1к})}. \quad (3.85)$$

Знаючи тепловий потік Q_0 , за рівнянням 3.85 можна розрахувати витрату теплоносія m_1 , кг/с, потрібного для передачі теплового потоку Q_0 .

Поверхню теплообміну F , потрібну для передачі теплового потоку Q від гарячого теплоносія до холодного, визначають з рівняння теплопередачі. У загальному випадку коефіцієнт теплопередачі k і різниця температур теплоносіїв ($t_1 - t_2$) змінюються вздовж поверхні теплообміну, тому рівняння справедливе тільки для малого елемента поверхні dF

$$dQ = k(t_1 - t_2)dF = k\Delta t dF, \quad (3.86)$$

де $\Delta t = t_1 - t_2$.

Для одержання виразу для всього теплового потоку проінтегруємо рівняння 3.86 від 0 до F

$$Q = \int_0^F k\Delta t dF = k \int_0^F \Delta t dF = k\Delta t_c F, \quad (3.87)$$

де k , Δt_c – середні значення коефіцієнта теплопередачі і різниці температур теплоносіїв по всій поверхні теплообміну, Вт/(м²·К) і К, відповідно.

Характер зміни різниці температур по поверхні теплообміну залежить від схеми руху теплоносіїв: прямотечія, протитечія, перехресна течія, змішана течія (рис. 3.15).

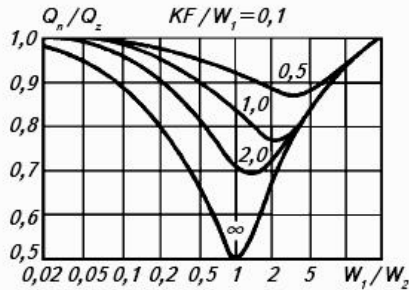


Рис. 3.15. Порівняння прямотечії і протитечії

При конструктивному розрахунку теплообмінника поверхню теплообміну визначають з рівняння 3.87:

$$F = Q/(k\Delta t_c). \quad (3.88)$$

Для розрахунку теплообмінника за формулою 3.88 слід знати середню різницю температур Δt_c . На рис. 3.16 показано зміну поточної різниці температур $\Delta t = t_1 - t_2$ (температурного перепаду) по поверхні

теплообміну для випадків прямотечійної і протитечійної схем руху теплоносіїв.

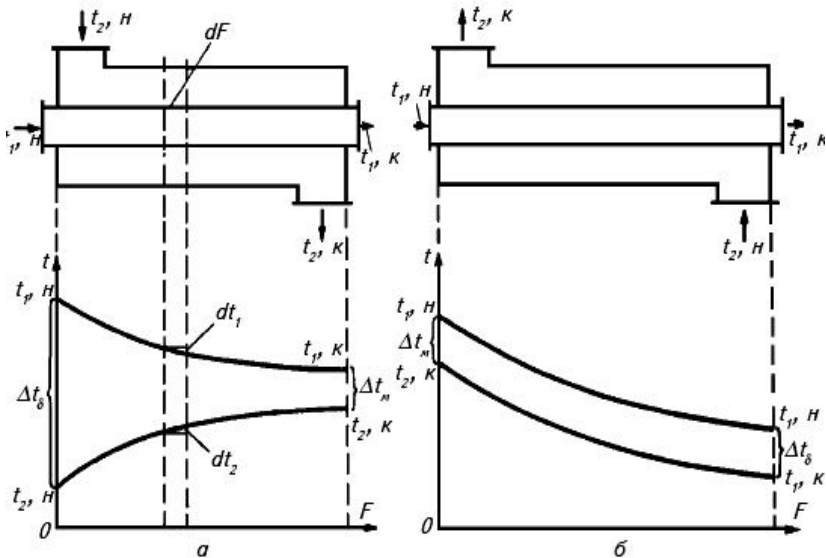


Рис. 3.16. Характер зміни температурного перепаду в рекуперативному теплообміннику типу “труба в трубі”:
a – при прямотечії; *б* – при протитечії

Кількісний аналіз прямотечійної і протитечійної схем показує, що при однакових початкових умовах протитечійна схема дозволяє нагріти холодний теплоносій до вищої температури, ніж прямотечійна (при прямотечійній, як видно з рис. 3.16, *б* кінцева температура холодного теплоносія не може бути вище кінцевої температури гарячого теплоносія). Крім того, середня різниця температур при протитоці вище, ніж при прямотоці, що обумовлює меншу потрібну поверхню теплообміну і, отже, компактний теплообмінник. Прямоточна схема, однак, забезпечує більш м’який режим нагрівання, що істотно для термолабільних продуктів. На практиці частіше використовується протитечійна схема руху теплоносіїв.

Визначимо залежності для розрахунку середньої різниці температур різних схем руху теплоносіїв, розглянувши спочатку прямотечійну. Виділимо елемент поверхні dF , для якого рівняння теплового балансу

$$dQ = -m_1 c_{p1} dt_1 = m_2 c_{p2} dt_2, \quad (3.89)$$

звідки

$$dt_1 = -dQ/(m_1c_{p1}) = -dQ/C_1; \quad (3.90)$$

$$dt_2 = -dQ/(m_2c_{p2}) = -dQ/C_2, \quad (3.91)$$

де $C_1 = m_1c_{p1}$, а $C_2 = m_2c_{p2}$.

Зміна температурного напору на елементі поверхні

$$d\Delta t = d(t_1 - t_2) = dt_1 - dt_2 = -dQ/C_1 - dQ/C_2 = -bdQ, \quad (3.92)$$

де $b = 1/C_1 + 1/C_2$; $\Delta t = t_1 - t_2$.

Виражаючи dQ з рівняння теплопередачі 3.86, перепишемо 3.92 так:

$$d\Delta t = -bk\Delta t dF. \quad (3.93)$$

Розділимо в 3.93 змінні і проінтегруємо отримане рівняння в межах від $\Delta t_{\text{п}}$ до $\Delta t_{\text{к}}$ ($\Delta t_{\text{п}}$ – температурний напір на початку поверхні теплообміну, $\Delta t_{\text{к}}$ – наприкінці) і від 0 до F :

$$\int_{\Delta t_{\text{п}}}^{\Delta t_{\text{к}}} \frac{d\Delta t}{\Delta t} = -bk \int_0^F dF;$$
$$\ln \frac{\Delta t_{\text{п}}}{\Delta t_{\text{к}}} = bkF,$$
$$b = \ln \frac{\Delta t_{\text{п}}}{\Delta t_{\text{к}}} / kF. \quad (3.94)$$

Проінтегруємо тепер рівняння 3.92 у межах від $\Delta t_{\text{п}}$ до $\Delta t_{\text{к}}$ і від 0 до Q

$$\int_{\Delta t_{\text{п}}}^{\Delta t_{\text{к}}} d\Delta t = -b \int_0^Q dQ.$$

Одержимо

$$Q = \frac{1}{b} (\Delta t_{\text{п}} - \Delta t_{\text{к}}). \quad (3.95)$$

Підставляючи у формулу 3.95 значення b з 3.94, запишемо

$$Q = k \frac{\Delta t_{\text{п}} - \Delta t_{\text{к}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{п}}}{\Delta t_{\text{к}}}} F. \quad (3.96)$$

Зіставлення 3.87 і 3.96 показує, що при прямотечійній схемі середня різниця температур теплоносіїв повинна обчислюватися як середньологарифмічна величина з їхніх значень на початку і в кінці поверхні теплообміну

$$\Delta t_c = \frac{\Delta t_{\text{п}} - \Delta t_{\text{к}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{п}}}{\Delta t_{\text{к}}}}. \quad (3.97)$$

Аналогічно можна показати, що формула 3.97 справедлива і для протитечійних теплообмінників. При перехресному і змішаному русі теплоносіїв середня різниця температур обчислюється так само, як для протитечійних з урахуванням поправки $\varepsilon_{\Delta t}$ на конкретну схему руху теплоносіїв

$$\Delta t_c = \Delta t_{\text{с,прот}} \varepsilon_{\Delta t}. \quad (3.98)$$

Процедура перевірного розрахунку – більш громіздка, ніж прямий розрахунок, тому що відсутність інформації про кінцеві температури теплоносіїв не дозволяє відразу точно задати значення фізичних параметрів теплоносіїв (в'язкості, теплопровідності, густини тощо), які визначають звичайно за їх середніми температурами в апараті. Тому в цьому випадку доводиться, як правило, використовувати метод ітерацій.

Для зіставлення показників протитока порівняно з прямоюкою варто порівняти кількості переданої теплоти за рівності інших умов. На *рис. 3.15* показана залежність $Q_n/Q_z = \phi(w_1/w_2, k/w_1)$.

У цьому виразі Q_n і Q_z – передана теплота відповідно при прямоюці і протитоці; w_1 і w_2 – швидкості гарячого і холодного теплоносіїв.

Аналіз приведених графічних залежностей показує, що схеми практично рівноцінні за двох умов: 1) $(w_1/w_2) < 0,05$ або $(w_1/w_2) > 10$; 2) $k/w_1 = 0,1$.

В інших випадках при рівних температурах теплоносіїв на вході і заданих відношеннях w_1/w_2 і k/w_1 , $Q_z > Q_n$. Можна зробити висновок, що якщо немає обмежень конструктивного характеру, варто віддавати перевагу протитоку. При цьому беруть до уваги, що елементи конструкції теплообмінника при протитоці працюють у більш важких температурних умовах.

3.4.4. Методи інтенсифікації процесів теплопередачі

Широке застосування теплообмінних апаратів у різних галузях промисловості та в сільському господарстві вимагає безперервного удосконалювання їхньої конструкції. Один з основних способів, за допомогою якого можна знизити матеріалоємність, – інтенсифікація теплопередачі, що можлива або за рахунок збільшення різниці

температур теплоносіїв, або за рахунок підвищення коефіцієнта теплопередачі. Перший метод часто виявляється неприйнятним з технологічних міркувань, а тому другий метод є основним.

Коефіцієнт теплопередачі k у рівнянні 3.77 завжди нижче меншого зі значень α_1 , α_2 , λ/δ , тому для його підвищення прагнуть зменшити більший з термічних опорів $R_{\alpha 1} = 1/\alpha_1$, $R_{\alpha 2} = 1/\alpha_2$, $R_\lambda = \delta/\lambda$, оскільки зменшення значень інших термічних опорів не приведе до істотного росту k . Знизити термічний опір при конвективному теплообміні можна за рахунок збільшення швидкості руху теплоносія, підвищення ступеня турбулентності потоку, оребрення поверхні теплообміну з боку теплоносія, що має низький коефіцієнт теплообміну. Ефективні методи інтенсифікації теплообміну:

- штучна турбулізація потоку в пристінній зоні (наприклад, за рахунок накатки канавок на трубах, періодичного розсічення і відносного зсуву ребер теплообмінника, штампування на ребрах поперечних виступів і канавок);

- закручення потоку усередині кручених овальних труб і поперечне обтікання пучків кручених труб і стрижнів;

- керований відрив пограничного шару при поперечному обтіканні пучків труб за рахунок створення на них спеціальних турбулізаторів.

Коефіцієнти теплообміну для газів при тих самих умовах мають значення на два порядки менше, ніж для рідин. Тому у випадку теплообміну між теплоносіями “газ – рідина” прагнуть підвищити інтенсивність теплообміну з боку поверхні стінки, зверненої до газу. Ефективним розв’язанням цієї задачі є оребрення поверхні стінки, зверненої до газового потоку. Це дозволяє знизити відповідний термічний опір тепловіддачі. Прикладом оребрення теплообмінних поверхонь можуть служити радіатори опалення, а також системи охолодження автомобілів, оребрені корпуси двигунів внутрішнього згоряння тощо.

Контрольні запитання і завдання

1. Дайте визначення теплопередачі, напишіть рівняння і розкрийте фізичний зміст коефіцієнта теплопередачі.

2. Назвіть типи теплообмінних апаратів і поясніть принцип їхньої дії.

3. Які існують різновиди теплового розрахунку рекуперативних теплообмінників? Що є метою розрахунку?

4. Напишіть рівняння теплопередачі в диференційній і інтегральній формах.

5. Напишіть формулу для розрахунку теплового потоку в рекуперативному теплообміннику.

6. Що таке середня різниця температур і як вона розраховується?

7. Які схеми руху теплоносіїв зустрічаються на практиці?

8. Дайте порівняльний аналіз прямотечійної і протитечійної схем руху теплоносіїв.

9. Які існують методи інтенсифікації процесів теплопередачі в теплообмінних апаратах?

4. КОТЕЛЬНІ УСТАНОВКИ І ТЕПЛОГЕНЕРАТОРИ

4.1. ПАЛИВО І ЙОГО ХАРАКТЕРИСТИКИ

4.1.1. Загальні відомості

Енергетика – важлива галузь сучасного виробництва. Вона включає виробництво, переробку, перетворення, транспортування і використання енергоресурсів та енергоносіїв усіх видів.

Основне джерело енергії, яке використовує людина – паливо. *Паливом* називають речовини, що здатні в процесі хімічних та ядерних перетворень виділяти значну кількість теплоти, яка може бути використана для енергетичних, технологічних і побутових потреб.

Розрізняють органічні та ядерні палива. В органічному паливі теплота виділяється внаслідок реакцій сполучення горючих складових з окислювачем – з киснем повітря, в ядерному паливі – внаслідок реакцій розпаду атомних ядер деяких ізотопів важких елементів (урану U^{235} та U^{233} , плутонію P^{239}).

Органічне паливо горить, ядерне розщеплюється.

За агрегатним станом паливо поділяють на тверде, рідке та газоподібне.

Органічне паливо поділяють на викопне природне та штучне.

Викопне природне паливо є продуктом біологічних та хімічних перетворень речовини рослин та мікроорганізмів, що існували мільйони років тому. Воно нагромаджене в надрах Землі.

Штучне органічне паливо створене людиною відповідною переробкою природних сполук. Штучне паливо поділяють на композиційне і синтетичне. Композиційне паливо – це механічна суміш горючих речовин (наприклад, пропан-бутан). Синтетичне паливо – це продукт термохімічної переробки горючих речовин, унаслідок якої вони набувають нових властивостей, що задовольняють споживача. До синтетичного палива належать: продукти переробки нафти; рідке паливо, вироблене з вугілля; етанол з рослинності тощо. Поняття “паливо” є категорією не тільки технічною, а й економічною, оскільки у кожному конкретному випадку його використання має бути ефективним. До того ж, спалюючи паливо, слід створити умови для якомога меншого забруднення навколишнього середовища.

У табл. 4.1 наведено класифікацію основних видів палива за його походженням та агрегатним станом.

Таблиця 4.1

Класифікація основних видів палива

Агрегатний стан палива	Походження палива	
	природне	штучне
Тверде	Викопне (торф, буре та кам'яне, вугілля, антрацит, горючі сланці), дрова, відходи сільськогосподарського виробництва	Кокс, напівкокс, торфові та кам'яновугільні брикети, деревне вугілля
Рідке	Нафта	Топкові мазути, паливо пічне побутове, дизельне паливо, солярне масло, бензин тощо; продукти переробки твердого палива; синтетичне паливо
Газоподібне	Природний та попутний газ	Гази: генераторний, доменний, коксовий та ін.; пропан-бутанова суміш; біогаз

4.1.2. Склад і класифікація палива

Органічне паливо складається з горючих елементів – водню Н, вуглецю С, сірки S та негорючих елементів – кисню О та азоту N. Сірку, що міститься в паливі, поділяють на горючу або летку $S_{л}$, та негорючу $S_{н}$. Горюча сірка складається з органічних $S_{ор}$ та колчеданних $S_{к}$ сполук: $S_{л} = S_{ор} + S_{к}$. Крім того, до складу палива входять волога W та зола A .

Вміст елементів визначають у відсотках за масою.

Розрізняють робочу, суху, горючу та органічну маси органічного палива. Кожній складовій маси палива присвоюється відповідний верхній індекс.

Робоча маса

$$C^p + H^p + S_{л}^p + O^p + N^p + A^p + W^p = 100 \% \quad (4.1)$$

Склад палива, висушеного при 105...110 °С, визначає його суху масу

$$C^c + H^c + S_{л}^c - O^c + N^c - A^c = 100 \% \quad (4.2)$$

Склад палива як горючого матеріалу визначається складом його горючої маси

$$C^e + H^e + O^e + N^e + S_a^e = 100 \% \quad (4.3)$$

Власне горючими у цій масі є вуглець, водень та сірка.
Органічна маса

$$C^o + H^o + S^o + O^o + N^o = 100 \% \quad (4.4)$$

Сірка органічної маси не містить колчеданової складової.

Зведення елементного складу палива від сухої маси до іншої здійснюється за допомогою коефіцієнтів, що ґрунтуються на відповідних пропорціях.

Газоподібне паливо – це суміш різних горючих (CO , H_2 , CH_4 , C_mH_n , H) і негорючих (O_2 , N_2 , CO_2) газів та невеликої кількості водяної пари. Баластом у сухому природному газі є азот та діоксид вуглецю.

Склад газоподібного палива задається у відсотках до об'єму, і всі розрахунки відносять до кубічного метра сухого газу за нормальних фізичних умов: тиску 101,3 кПа (760 мм рт. ст.) і температури $0^\circ C$. Вміст домішок (водяної пари, смоли, пилу) виражають у грамах на кубічний метр сухого газу.

Основний елемент горючої маси твердого і рідкого палива – вуглець. Із збільшенням віку твердого палива вміст вуглецю збільшується (від 40% у деревині до 93% в антрациті). У робочій масі нафти та нафтопродуктів вміст вуглецю коливається в межах 84–87%. За умов повного згоряння вуглецю утворюється діоксид вуглецю CO_2 і виділяється 32,8 МДж теплоти на 1 кг вуглецю. Якщо процес горіння організовано неправильно, то вуглець згоряє не повністю, внаслідок чого утворюється оксид вуглецю CO та виділяється всього 9,2 МДж теплоти.

Водень є складовою частиною будь-якого палива. У твердому паливі кількість водню може досягати 6%, у рідкому – 11–14%. За умови повного згоряння 1 кг водню виділяється 143,64 МДж теплоти.

У твердому паливі більшості східних районів України вміст сірки невеликий ($S_{ор+к}^r < 1\%$); у деякому вугіллі (наприклад, підмосковному та ін.) вміст її зростає і становить 6–9%.

За вмістом сірки нафту і мазут поділяють на три класи: малосірчисті із вмістом сірки до 0,5%, сірчисті – від 0,51 до 2% і високосірчисті – від 2,1 до 3,5%. Сірчисті гази в поєднанні з водяною парою утворюють сірчану кислоту, яка спричиняє корозію сталевих деталей топки і загибель рослинності в навколишньому середовищі (так звані кислотні дощі).

Вміст азоту в твердих паливах не перевищує 2% (у вугіллі Кузнецького басейну $N^p = 1,9\%$, Донецького і Підмосковного басейнів – $N^p = 0,6\%$; у горючих сланцях $N^p = 0,1\%$, у торфі – 1,1%). Азот є

шкідливим компонентом, оскільки під час спалювання азотовмісних сполук можуть утворюватися токсичні оксиди NO та NO₂. Крім того, азот є внутрішнім баластом палива.

Вологу у твердому паливі умовно поділяють на зовнішню і гідратну. До зовнішньої належить волога, що потрапила до маси палива під час видобування, зберігання та його транспортування з ґрунтовими водами та з атмосферного повітря (вільна волога). До зовнішньої належить сорбована волога та волога, що заповнює капіляри та пори маси паливної речовини, так звану зв'язану вологу. До гідратної вологи належать колоїдна волога палива і волога, що є складовою кристалогідратів мінеральних домішок палива. Гідратна волога становить невелику частину води, що міститься в паливі.

Максимальна вологість W^p робочої маси палива досягає 50% і більше. На перетворення в пару 1 кг води, взятої при 0°C, слід витратити 2,5 МДж, тому вміст вологи в паливі визначає як можливість забезпечення ефективного процесу його спалювання, так і доцільність використання певного горючого матеріалу. Вологість визначають висушуванням наважки при 105–110°C.

Неспалювана частина палива утворює негорючі залишки, що складаються із золи та шлаку. Зола – порошкоподібний негорючий залишок, що утворюється під час горіння палива. Вона включає мінеральні домішки, занесені в паливо в період його утворення, а також частки породи, що захоплюються під час видобування. Шлак – мінеральні домішки, які під час горіння палива розплавився або спеклися. Він має певну міцність. Зола з температурою плавлення 1200°C вважається низькоплавкою, понад 1500°C – тугоплавкою. Плавкість золи залежить від її хімічного складу.

Аналізуючи паливо, зольність його визначають на суху масу, прогартовуючи при температурі 100–105°C попередньо висушену пробу до припинення зменшення маси. Зольність робочої маси визначають за такою формулою

$$100A^p = (100 - W^p)A^c. \quad (4.5)$$

Уміст золи в паливі коливається в широких межах. Зольність сухої маси палива A^c становить: для деревини – 1–2%, торфу – 10, донецького вугілля – 15–25, олександрійського бурого вугілля – 30, сланців – до 60%.

У рідкому паливі міститься невелика кількість мінеральних домішок (0,2–1,0%).

Важливою характеристикою горючої маси палива є *вихід летких речовин*. Чим більше летких речовин, тим більше виділяється горючих

газів під час нагрівання палива і, отже, простіше запалити це паливо і легше підтримувати стійке горіння.

Вихід летких речовин V (у відсотках) на горючу масу визначають, прогартовуючи 1 г палива в закритому тиглі при $(850 \pm 10)^\circ\text{C}$ протягом 7 хв. Для деревини і сланців $V^x = 85\text{--}90\%$, для антрацитів – $3\text{--}4\%$. Для бурого чи кам'яного вугілля вихід летких речовин коливається в межах $9\text{--}50\%$, для торфу – 70% .

Теплота згоряння палива – це параметр, що характеризує його енергетичну цінність. Теплота згоряння дорівнює кількості теплоти, яка виділяється від повного згоряння 1 кг маси твердого чи рідкого палива або 1 м³ газового палива за нормальних фізичних умов. Теплота згоряння вимірюється в кілоджоулях на кілограм і кілоджоулях (або мегаджоулях) на кубічний метр.

Розрізняють вищу та нижчу теплоту згоряння. *Вищою теплотою згоряння* Q^p_B називається кількість теплоти, що виділяється під час згоряння палива з урахуванням теплоти конденсації водяної пари, яка утворюється при згорянні водню H^p і випаровуванні води палива W^p . Якщо від Q^p_B відняти теплоту конденсації водяної пари, то дістанемо *нижчу теплоту згоряння* Q^p_H . Оскільки 1 кг водню дає під час згоряння 9 кг води, а теплота конденсації 1 кг водяної пари дорівнює близько 2,5 МДж, то

$$Q^p_H = Q^p_B - 0,025(9H^p + W^p). \quad (4.6)$$

Величини H^p і W^p підставляють у цю формулу (у відсотках), Q^p_B і Q^p_H – у мегаджоулях на кілограм.

У теплотехнічних розрахунках нижчу теплоту згоряння палива, МДж/кг, визначають за формулою Менделєєва:

$$Q^p_H = 0,339C^p + 1,031H^p + 0,109(O^p - S^p_n) - 0,025W^p. \quad (4.7)$$

Нижчу теплоту згоряння сухого газоподібного палива, МДж/м³, визначають за теплотою згоряння його компонентів

$$Q^p_H = 0,127CO + 0,108H_2 + 0,234H_2S + 0,358CH_4 + 0,59C_2H_4 + 0,638C_2H_6 + 0,913C_3H_8 + 1,4C_6H_6. \quad (4.8)$$

Для порівняння палива різних видів під час визначення енергетичних балансів, а також під час оцінювання паливних енергоресурсів усі види палива за теплотою згоряння зводять до єдиного еквівалента. Таким тепловим еквівалентом є одиниця умовного палива, що має теплоту згоряння 29,308 МДж/кг (7000 ккал/кг). Щоб перерахувати реальне паливо в умовне, використовують тепловий еквівалент, кг у.п./кг,

$$E = Q^p_H / 29,308.$$

Усереднені значення теплових еквівалентів основних видів палива, кг у.п./кг: для вугілля – 0,72, газу природного – 1,17–1,2; нафти – 1,43; мазуту – 1,3; торфу – 0,4; дров – 0,45.

Для визначення зольності, вологості та вмісту сірки в паливі користуються поняттям *зведених характеристик*. Вони дорівнюють вмісту відповідного компонента в паливі (W^P , A^P , S^P), поділеному на нижчу теплоту згоряння палива

$$W^{\Pi} = \frac{W^P}{Q_H^P}; A^{\Pi} = \frac{A^P}{Q_H^P}; S^{\Pi} = \frac{S^P}{Q_H^P}. \quad (4.9)$$

Використання наведених характеристик спрощує розрахунки, пов'язані з визначенням характеристик палива.

Тверде паливо

Тверде органічне паливо – це деревина, торф, буре вугілля, кам'яне вугілля та антрацит. Цінність палива як горючої речовини визначається його хімічним складом та основними властивостями.

Деревина (дрова) за геологічним віком – наймолодше органічне паливо. Для різних порід склад органічної маси дров приблизно однаковий: $C^r = 50\%$, $H^r = 6$, $O^r = 43$, $N^r = 1\%$.

Основним баластом у дровах є волога, вміст якої у свіжо-зрубаній деревині досягає 50–60%. Дрова бувають сухі з вологістю менш ніж 25%, напівсухі – з вологістю 25–35% і сирі – з вологістю понад 35%.

Зольність дров на робочу масу не перевищує 1%. Теплота згоряння горючої маси дров становить 18,8–19,2 МДж/кг, проте при вологості 30% вона знижується до 13,0–13,3 МДж/кг.

Торф – молоде за геологічним віком викопне паливо. Він утворюється внаслідок розкладання рослинності в умовах надлишку вологи і незначного доступу повітря. Розрізняють торф моховий, або верховий, з незначним вмістом золи (2–4%) і луговий, або низинний, із зольністю 8–16%. Трапляються торф'яники змішаного перехідного походження, зольність яких дорівнює 7–9%. Вологість свіжовидобутого торфу становить близько 90%. У процесі природного сушіння його вологість знижується до 40%. Горюча маса торфу характеризується таким складом: $C^r = 55$ –56%; $H^r = 6$, $O^r = 35$ –40, $N^r = 0,5$ –3,0, $S^r = 0,12$ –1,5%. Нижча теплота згоряння горючої маси торфу становить близько 12,6 МДж/кг.

У шарових топках спалюють грудковий торф, що формується в процесі видобування у вигляді цеглин, які потім висушуються. Найбільшого застосування в енергетиці набув фрезерний торф у

вигляді гранул. Такий торф використовують у топках камерного типу.

Сланці складаються з вапняків, що просякнуті продуктами розкладання рослин і тваринних організмів без доступу повітря. Вони відрізняються високим вмістом золи (50–60%) і вологи (15–25%). У горючій частині сланців високий вміст кисню (до 10%) і великий вихід летких речовин (до 90%), тому вони легко займаються. Велика зольність і значна вологість різко знижують теплову цінність сланців; теплота згоряння їх 5,8–10,8 МДж/кг.

Буре вугілля – паливо рослинного походження, значно старше за геологічним віком, ніж торф. Воно має високу зольність (15–30%) і вологість (15–30%), тому діапазон значень нижчої теплоти згоряння їх великий – 10–17 МДж/кг. За вологістю їх поділяють на три групи: Б1 із вмістом вологи понад 40%, Б2 із вмістом вологи 30–40% і Б3 із вмістом вологи до 30%. Склад горючої маси бурого вугілля дуже неоднорідний: $C^r = 65\text{--}78\%$; $H^r = 4,3\text{--}6,2$; $O^r = 16\text{--}17$; $N^r = 0,7\text{--}1,7$; $S^r = 0,4\text{--}3,9\%$. Вихід летких речовин на горючу масу становить 30–60%.

Кам'яне вугілля утворювалося внаслідок повільного розкладання деревовидних рослин без доступу повітря протягом мільйонів років. Це основний вид твердого палива в енергетиці. За складом органічної маси кам'яне вугілля неоднорідне: $C^r = 78\text{--}90\%$; $H^r = 4,0\text{--}5,8$; $O^r = 3\text{--}15$; $N^r = 0,5\text{--}2,0$; $S^r = 1\text{--}6\%$. Зольність кам'яного вугілля на робочу масу становить 10–25%, вологість – 5–12, вихід летких речовин – 9–50%. Нижня теплота згоряння робочої маси коливається від 20,7 до 27,0 МДж/кг.

За виходом летких речовин і характером леткого залишку кам'яне вугілля поділяють на марки (табл. 4.2).

Таблиця 4.2

Марки вугілля

Вугілля	Марка	Вихід летких речовин, %
Довгополумене	Д	Понад 37
Газове	Г	-35
Жирне	Ж	27...35
Коксове	К	18...27
Опрісне	ОС	14...22
Малоспікливе	СЕ	25...37
Пісне	Т	8...1

Антрацити мають найдавніший геологічний вік серед твердого палива. Вони мають чорний колір, їм властива висока щільність і міцність. Їх можна перевозити на великі відстані без помітного подрібнення. Вологість антрацитів 3–7%, зольність 10–18, вихід летких речовин 2–9%. Теплота згоряння антрацитів – 25–27 МДж/кг.

Відходи агропромислового виробництва

Ці відходи використовують як паливо для виробничих та побутових потреб. До них належать солома, стебла соняшника і бавовника, костриця, лушпиння соняшника, рисова лузга тощо. За складом органічної маси ці відходи близькі до деревини. З відходів сільськогосподарського виробництва із застосуванням зв'язуючих речовин виготовляють брикети. Вони найзручніші для спалювання.

Рідке паливо

Паливо, що використовується для потреб теплоенергетики, одержують методами термoxiмічного розкладання нафти.

Нафта складається в основному з вуглеводнів трьох класів:

метанові вуглеводні – метан, етан, пропан, бутан, ізобутан тощо;

нафтенові вуглеводні – циклогексан тощо;

ароматичні вуглеводні – бензол, толуол, нафталін тощо.

Склад нафти такий: $C^P = 83\text{--}87\%$, $H^P = 11\text{--}14$, S^P від 0,01 у мало-сірчистих нафтах до 5–7 – у високосірчистих, $O^P = 0,1\text{--}0,3$, $N^P = 0,02\text{--}1,7\%$. Нижча робоча теплота згоряння нафти $Q^P_H = 40\text{--}46$ МДж/кг. Природна нафта містить не більш ніж 0,3% мінеральних домішок і 2% води.

З нафти, залежно від температури перегонки, одержують нафто-продукти: бензинові, газові, дизельні, солярові, мазутні. Для побутових потреб випускають пічне побутове паливо (ППП). У великих опалювальних котельнях, що працюють на рідкому паливі, звичайно застосовують мазут, а у невеликих та побутових установках – пічне побутове паливо.

Газоподібне паливо

Це паливо поділяють на природне і штучне. До природного належать газ, що видобувається з газових родовищ, попутний газ, що видобувається одночасно із видобутком нафти, а також газ, що видобувається із конденсатних родовищ. До штучних газів належать гази, що утворюються під час переробки нафти, перегонки твердого палива, анаеробної ферментації відходів (біогаз), а також зріджені гази.

Гази, що видобуваються з газових родовищ, складаються в основному з метану (85–95%), а також $N_2=0\text{--}4\%$, CO_2 – не більш ніж 15, H_2S – не більш ніж 6%. Нижча теплота згоряння цих газів

$$Q^p_H = 33-40 \text{ МДж/кг.}$$

Генераторний газ утворюється під час перегонки твердого палива (кам'яного або бурого вугілля, дров, торфу) з частковим доступом повітря (близько 60%) в спеціальних установках – газо-генераторах. Склад генераторного газу: $\text{CO} = 25-30\%$, $\text{H}_2 = 12-15\%$, $\text{CH}_4 = 0,5-3,5\%$, $\text{CO}_2 = 5-8\%$, $\text{O}_2 = 0,2-0,5\%$, $\text{N}_2 = 45-50\%$. Нижча теплота згоряння генераторного газу – $5,0-6,5 \text{ МДж/м}^3$.

Основні характеристики органічного палива України наведено в табл. 4.3 і 4.4.

Таблиця 4.3

Основні характеристики твердого палива

Родовище	Марка	Склад робочої маси								Склад повітря і продуктів згоряння, $\text{м}^3/\text{кг}$				Теплота згоряння, Q^p , МДж/кг	Вихід легких речовин, %
		W^p	A^p	S^p_K	S^p_{op}	C_p	H_p	N_p	O_p	V^0	V_{RO}	V^0_N	$V^0_{H_2O}$		
Донецьке	Д	13,0	24,4	1,8	1,3	47,0	3,4	1,0	8,1	4,91	0,9	3,89	0,62	18,5	43
	Г	10,0	25,2	2,1	1,1	51,2	3,6	0,9	5,8	5,42	0,98	4,29	0,61	20,47	40
	Ж	6,0	26,3	2,0	0,7	56,5	3,5	1,0	4,0	5,91	1,70	4,67	0,56	22,40	32
	Т	6,0	25,4	1,6	0,8	61,1	2,9	1,0	1,2	6,24	1,16	4,94	0,50	23,40	12
	А	8,5	30,2	1,1	0,5	56,4	1,1	0,5	1,7	5,30	1,06	4,19	0,31	19,97	4
Львівсько-Волинське	Г	10,0	22,5	2,1	0,9	53,3	3,5	1,0	6,7	5,54	1,02	4,39	0,60	20,85	39
	ГЖ	8,0	32,2	2,1	0,7	49,7	3,3	0,7	4,3	5,15	0,93	4,08	0,55	19,38	36

Таблиця 4.4

Основні характеристики газу

Родовище в Україні	Склад газу за об'ємом							Теплота згоряння, МДж/м ³	Густина кг/м^3 при $t=0$, $p=101,3 \text{ кПа}$
	CH_4	C_2H_2	C_3H_3	C_4H_{10}	C_5H_{12}	CO_2	N_2		
Єфремівське	93,2	3,9	0,81	0,28	0,18	0,20	1,4	33,4	0,770
Джанкойське	96,0	0,5	0,20	0,04	--	0,20	3,0	32,5	0,740
Пролетарське	86,2	5,3	2,40	2,00	1,55	0,10	1,5	38,6	0,874
Дашавське	98,9	0,3	0,10	0,10	--	0,20	0,4	35,9	0,712
Шебелинське	92,8	3,9	1,0	0,40	0,30	--	1,5	37,3	0,781

Контрольні запитання і завдання

1. Що називають паливом? Палива яких видів використовують в енергетичних установках?
2. Наведіть класифікацію органічного палива.
3. З чого складаються тверде і рідке паливо?
4. Запишіть вирази для визначення теплоти згоряння твердого, рідкого і газоподібного палива.
5. Наведіть характеристики твердого палива (кам'яного вугілля тощо).
6. Наведіть основні характеристики рідкого і газоподібного палива.

4.2. ПРОЦЕС ГОРІННЯ ПАЛИВА І СПОСОБИ СПАЛЮВАННЯ

4.2.1. Основи теорії горіння органічного палива

Горінням називають процес екзотермічного окислення горючої речовини, що швидко відбувається та супроводжується інтенсивним виділенням теплоти. В основі процесу горіння лежить хімічна реакція між горючою речовиною та окислювачем. Окислювачем, звичайно, є кисень повітря.

Реакція горіння відбувається не безпосередньо між молекулами вихідних речовин (палива та окислювача), а через проміжні стадії. Цим визначається ланцюговий механізм реакції горіння, розроблений М.М. Семеновим. Реакція горіння є результатом ряду ланцюгових реакцій, що відбуваються послідовно.

Залежно від агрегатного стану речовин, що реагують під час горіння (тверді, рідкі, газоподібні), хімічні реакції поділяють на гомогенні, які відбуваються між компонентами, що перебувають в одній фазі (наприклад, у газоподібному стані), і гетерогенні, які відбуваються на межі двох фаз. Прикладами гомогенного горіння є горіння швидкокипарюваних рідких палив. При цьому передбачається, що паливо з окислювачем перемішали до процесу горіння. Прикладами гетерогенного горіння є горіння твердих палив і горіння крапель важких рідких палив, коли фронт горіння встановлюється на межі між паливом та окислювачем. Слід відмітити, що горіння палива є потоковим процесом і для його підтримання потрібно підводити компоненти (палива та окислювача) в зону реакції і відводити з неї продукти згоряння.

Організація процесу горіння можлива у ламінарному та турбулентному потоках окислювача. У загальному випадку тривалість горіння τ_r палива складається з тривалостей проходження фізичних τ_ϕ та хімічних τ_x процесів

$$\tau_r = \tau_\phi + \tau_x. \quad (4.10)$$

Кінетичні основи процесу горіння

Швидкість хімічної взаємодії виражається зміною концентрації речовин, що реагують за одиницю часу. Швидкість прямої реакції

$$w_1 = k_1 C_{A1}^{v_{A1}} C_{A2}^{v_{A2}}, \quad (4.11)$$

швидкість зворотної реакції

$$w_2 = k_2 C_{B1}^{v_{B1}} C_{B2}^{v_{B2}}, \quad (4.12)$$

де A_1, A_2, B_1, B_2 – хімічні символи речовин, що реагують;

$v_{A1}, v_{A2}, v_{B1}, v_{B2}$ – стехіометричні коефіцієнти;

k_1, k_2 – константи швидкості відповідно прямої та зворотної реакцій;

$C_{A1}, C_{A2}, C_{B1}, C_{B2}$ – поточні концентрації речовин, що реагують.

За хімічної рівноваги швидкості прямої та зворотної реакцій однакові $w_1 = w_2$, тоді можна записати

$$\frac{C_{A1}^{v_{A1}} C_{A2}^{v_{A2}}}{C_{B1}^{v_{B1}} C_{B2}^{v_{B2}}} = \frac{k_1}{k_2} = k_e, \quad (4.13)$$

де k_e – константа рівноваги, що є постійною величиною.

Швидкість реакції значно залежить від температури. Ця залежність виражається законом Арреніуса

$$w = k_0 e^{-E/RT} C_{A1}^{v_{A1}} C_{A2}^{v_{A2}}, \quad (4.14)$$

де k_0 – передекспоненційний множник, що визначається дослідним шляхом ($k = \sqrt{T}$);

E – енергія активації, що дорівнює деякому потенціальному бар'єру, потрібному для руйнування початкових зв'язків у молекулі;

R – універсальна газова стала;

T – термодинамічна температура.

Оскільки швидкість реакції горіння різко збільшується з підвищенням температури, то для того, щоб відбулася реакція горіння, реагенти повинні мати температуру, не нижчу від деякого граничного значення.

Значення енергії активації E для різних палив коливається від 42–84 до 167–209 кДж/моль. Велика різниця між мінімальними та максимальними значеннями енергії активації зумовлена величезною

різноманітністю органічних речовин, що використовуються як паливо.

Тепловиділення під час екзотермічної реакції для горючої суміші пропорційне швидкості реакції

$$Q_p = wQ = k_0 e^{-E/RT} C_{A1}^{\nu_{A1}} C_{A2}^{\nu_{A2}} Q, \quad (4.15)$$

де Q – теплота реакції горючої суміші.

Теплота, що виділяється, частково втрачається крізь стінки пристрою, де відбувається горіння. Якщо тепловиділення в реакції перевищує тепловтрати, то створюються умови для самозаймання палива.

Самозайманням називають ініціювання горіння в усьому обсязі реакційної суміші. Воно може статися при досягненні деякого граничного значення температури, що називається температурою самозаймання t_c суміші. Ця температура не є фізико-хімічною характеристикою і для кожного палива залежить від умов підведення й відведення теплоти та ряду інших факторів. Температура самозаймання водню 580–590°C, оксиду вуглецю – 644–658°C, метану – 650–750°C.

У більшості технічних пристроїв горіння ініціюється не самозайманням, а *запалюванням* за допомогою факела або електричної іскри.

Фізичні основи процесу горіння

Для проходження реакції горіння потрібно перемішувати компоненти (окислювач і паливо) на молекулярному рівні, тобто забезпечити процес масоперенесення компонентів, що реагують. У турбулентному потоці масоперенесення здійснюється за рахунок турбулентної дифузії, а в ламінарному потоці і в пограничному шарі – за рахунок молекулярної дифузії. Для розрахунку дифузійного масообміну між компонентами, що реагують, користуються рівнянням, подібним до співвідношення Ньютона для конвективного теплообміну

$$j = \alpha_D \Delta C, \quad (4.16)$$

де j – щільність потоку маси, кг/(м²·с);

α_D – коефіцієнт дифузійного обміну, м/с, подібний до коефіцієнта теплообміну α ;

ΔC – різниця концентрації компонентів біля поверхні поділу, фаз і в потоці (середовищі), кг/м³.

Коефіцієнт α_D визначають з критеріальних рівнянь масообміну, аналогічних критеріальним рівнянням конвективного теплообміну. Подібно до константи швидкості хімічної реакції k_x вводять поняття константи сумарної швидкості реакції \bar{k} , яке оцінюється за швидкістю споживання одного з компонентів, що реагують. Константа швидкості

реакції виражає також частоту активних стикань молекул, що спричинюють реакцію, але з урахуванням дифузії молекул компонентів, що реагують. Величина $1/\bar{k}$, тобто опір переходу газу, що реагує, з навколишнього середовища в зону реакції, складається з опору дифузії $1/\alpha_D$ та хімічного опору $1/k_x$

$$1/\bar{k} = 1/\alpha_D + 1/k_x. \quad (4.17)$$

Можна виділити два граничних режими процесу горіння. Режим, за якого $k_x > \alpha_D$, $1/\bar{k} \approx 1/\alpha_D$, має назву *дифузійного*. У цьому режимі сумарна швидкість реакції визначається інтенсивністю масоперенесення компонентів, що реагують, у зону реакції. Тривалість згорання палива лімітується в основному тривалістю сумішотворення.

Режим, за якого $k_x < \alpha_D$, $1/\bar{k} = 1/k_x$, називається *кінетичним*. Швидкість реакції визначається швидкістю реагування компонентів, горіння лімітується тривалістю самої хімічної реакції.

Дифузійний режим горіння відбувається за умови, що паливо та окислювач подаються нарізно (наприклад, під час дифузійного горіння газу, горіння розпиленого рідкого і твердого палива). Він має місце за високої температури горіння. Кінетичний режим горіння здійснюється при спалюванні попередньо ретельно перемішаних сумішей газоподібного палива та окислювача, а також при низькотемпературному горінні твердих палив.

Суміш палива та окислювача згоряє звичайно з утворенням полум'я. При ламінарному русі палива та окислювача утворюється фронт полум'я – прошарок, що відокремлює неспалену суміш від продуктів згорання. Для реакцій, що відбуваються в полум'ї при ламінарному режимі горіння, як основну характеристику розглядають нормальну швидкість поширення полум'я. Полум'я поширюється передачею теплоти теплопровідністю із зони горіння у свіжу суміш.

Швидкість переміщення фронту полум'я визначають за напрямком, нормальним до поверхні фронту в певній точці. Ця швидкість залежить від теплофізичних властивостей горючої суміші і тривалості згорання. Отже, нормальна швидкість поширення полум'я певною мірою характеризує закономірність хімічних реакцій, що відбуваються в зоні горіння. Нормальне полум'я більшості паливоповітряних сумішей поширюється із швидкістю 0,3–0,5 м/с. Особливістю ламінарного горіння є розтягнутий характер факела, і тому на практиці воно застосовується рідко.

За певних умов полум'я переходить у турбулентне. Швидкість поширення турбулентного полум'я практично пропорційна інтенсив-

ності турбулентних пульсацій. Остання, у свою чергу, пропорційна швидкості газу. Довжина турбулентного факела мало залежить від швидкості надходження суміші.

Максимальною температура полум'я буде при коефіцієнті надлишку повітря $\alpha_{\text{пов}} \approx 1$ (так звана стехіометрична суміш). Розрізняють нижню ($\alpha_{\text{пов}} > 1$, бідна суміш) і верхню ($\alpha_{\text{пов}} < 1$, багата суміш) концентраційні межі поширення полум'я. Поза цими межами процес горіння не відбувається.

У деяких випадках товщина фронту, у якому змінює тиск, порівняна з довжиною пробігу молекул. При цьому утворюється фронт ударної хвилі, що призводить до детонаційного механізму поширення полум'я. Температура горіння стає високою, суміш згоряє значно швидше, ніж у нормальному полум'ї. Детонаційна хвиля рухається з великою швидкістю, що перевищує швидкість звуку, а це може привести до вибухових явищ. Для запобігання детонації беруть паливо з досить високою температурою займання або додають у нього антидетонатори, тобто речовини, пари яких зменшують швидкість реакції (наприклад, у карбюраторних двигунах).

Горіння твердого палива

Горіння твердого палива — це складний фізико-хімічний процес, що складається з ряду послідовних (іноді таких, що накладаються частково одна на одну) стадій: підсушування палива і нагрівання до температури початку виходу летких речовин; спалахування летких речовин та їх вигорання; вигорання горючих речовин з коксу.

Для палива з низьким виходом летких речовин (пісне вугілля, антрацити) тривалість горіння визначається, в основному, тривалістю горіння коксу. Для палив, багатих на леткі речовини (дрова, торф, деякі види кам'яного вугілля), тривалість горіння визначається тривалістю горіння летких речовин.

Під час спалювання твердого палива основною вважається реакція взаємодії вуглецю з киснем, що надходить до поверхні частки палива з утворенням оксиду й діоксиду вуглецю. Продукти згорання дифундують від поверхні частки палива в середовище, що оточує її.

Якщо структура вуглецю (коксу) пориста, то процес горіння відбувається не тільки на поверхні, а й в об'ємі частки. У цьому випадку пористість коксового (вуглецевого) залишку часток твердого палива забезпечує дифузію всередину частки активних до вуглецю газів (CO_2 , O_2 , H_2O). Чим більша проникливість матеріалу, тим глибше

проникає кисень та інші гази в саму частку і тим активніше відбувається реакція окислення.

Під час спалювання часток палива велике значення має так званий *час індукції* $\tau_{\text{нд}}$, що визначається як проміжок часу, протягом якого температура частки підвищується від початкової до температури займання. Чим вища температура середовища, в яке введено частку палива, тим менший час індукції і тим ефективніше відбувається процес горіння. Тому дуже важливо забезпечити для кожного палива відповідний температурний режим горіння.

Процес горіння твердого палива характеризується швидкостями горіння w_r . При цьому розрізняють три зони горіння: кінетичну, проміжну та дифузійну. У кінетичній зоні горіння лімітується хімічною реакцією, що посилюється з підвищенням температури процесу. У проміжній зоні швидкості дифузії та хімічної реакції мають приблизно однакові значення. Підведений до палива окислювач головним чином витрачається на горіння.

У дифузійній зоні такою, що лімітує, стає швидкість дифузії. Залежність зміни швидкості горіння w_r від температури t і співвідношення кінетичної та дифузійної зон згоряння зображено на рис. 4.1.

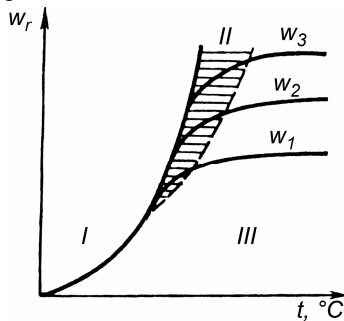


Рис. 4.1. Залежність швидкості горіння від температури:

I, II, III – відповідно кінетична, проміжна та дифузійна області

Горіння рідкого палива

Рідке паливо спалюється в розпиленому до стану крапель в потоці повітря. За наявності окислювача горіння рідкого палива можливе в стані пари, тому процесам займання та горіння краплі передують її випаровування. Процес горіння складається з таких стадій: нагрівання та випаровування палива; перемішування парів палива з окислювачем (утворення горючої суміші); займання горючої суміші; власне горіння суміші. Швидкість і тривалість горіння рідкого палива будуть визначатися інтенсивністю перебігу фізичного та хімічного процесів. Якщо швидкість згоряння палива значно перевищує

швидкість випаровування його, то можна вважати, що швидкість горіння дорівнює швидкості випаровування ($\tau_{\Gamma} = \tau_{\text{вип}} = \tau_{\Phi}$). В іншому разі превалює швидкість хімічної взаємодії і $\tau_{\Gamma} = \tau_{\text{Х}}$, де τ_{Φ} , $\tau_{\text{Х}}$ – тривалості відповідно фізичного і хімічного процесів.

Щоб забезпечити потрібну інтенсивність випаровування рідких палив, їх розпилюють у потоці повітря, внаслідок чого утворюється полідисперсний потік дрібних краплин розмірами $\leq 0,2$ мм. Цим досягається велика питома поверхня випаровування, а потім і горіння. Теплота, потрібна для випаровування палива, передається поверхні краплі із зони горіння здебільшого випромінюванням і внаслідок часткової дифузії всередину парової оболонки продуктів згорання.

Із рідких палив застосовують переважно мазут та пічне побутове паливо. Під час нагрівання крапель мазуту до високої температури утворюються сажа і кокс (тверда вуглецева фаза), які вигорять так само, як частки твердого палива. Розжарені частки сажі та коксу в полум'ї зумовлюють світність полум'я. Газоподібні та тверді продукти розкладання мазуту в процесі горіння істотно збільшують загальну довжину полум'я. Структуру факела рідкого палива зображено на рис. 4.2.

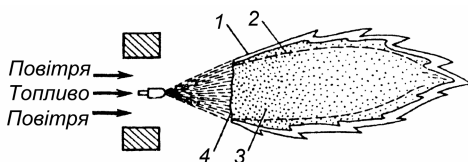


Рис. 4.2. Структура факела рідкого палива:

- 1 – фронт займання; 2 – зона пароповітряної суміші та продуктів горіння;
3 – зона пароповітряної суміші та краплин палива; 4 – фронт горіння

Для швидкого та економного спалювання рідкого палива слід забезпечити такі умови: дрібне розпилювання, ретельне перемішування з окислювачем і стабілізацію горіння.

Для розпилювання рідкого палива застосовують форсунки чотирьох типів: механічні, парові, ротаційні та пневматичні.

У *механічних форсунках* розпилювання відбувається за допомогою паливного насоса. Перед форсункою паливо має бути очищене від механічних домішок, які можуть засмітити отвори форсунки. Тиск палива перед форсункою звичайно становить 1,2–1,6 МПа.

У *парових форсунках* розпилювання відбувається за допомогою пари. У цих форсунках мазут і пара для розпилювання проходять по

внутрішній трубі до дифузора, внаслідок чого створюється розрідження і пара набуває великої швидкості. На 1 кг мазуту витрачається близько 0,4 кг пари.

У *ротаційній форсунці* паливо (підігрітий мазут) розтікається тонким шаром і під впливом відцентрової сили розбризкується. Потік повітря проходить через завихрювач і розбиває паливо на дрібні частки, виносячи їх до топкового об'єму.

У *пневматичних форсунках* мазут вноситься в топку повітрям, що надходить внутрішнім каналом пальника до завихрювача. Після виходу із завихрювача повітря захоплює мазут, який подається по стволу пальника. Вторинне повітря надходить зовнішнім каналом, який забезпечує вихровий рух повітря. Теплонапруження топкового об'єму під час спалювання мазуту не перевищує 300 кВт/м³. Коефіцієнт надлишку повітря – 1,15–1,35.

Визначальною особливістю горіння газоподібного палива є те, що обидва компоненти, які реагують (паливо та окислювач), перебувають в одній газоподібній фазі. Горіння цього палива можливе як при попередньому перемішуванні окислювача і палива, так і при роздільній подачі їх до топки.

Газоповітряна суміш, що надходить у зону горіння, взаємодіє з навколишнім середовищем, внаслідок чого вона нагрівається у турбулентному пограничному шарі. У периферійній зоні потоку газоповітряна суміш спалахує, утворюючи зону горіння. Ця зона розширюється в міру віддалення від устя сопла пальника. В ядрі потоку газу рухаються з постійною швидкістю і при постійній температурі. У цій зоні суміш не горить. Видимим фронтом горіння є ділянка факела, що включає зону займання $l_{3,3}$ і товщину турбулентного фронту горіння δ_T (рис. 4.3). Під впливом турбулентних пульсацій фронт полум'я не залишається постійним, іноді розривається на окремі вогнища.

Якщо подавати нарізно в топковий об'єм газоподібне паливо та окислювач, то має місце дифузійний режим горіння, в якому визначальним є процес сумішоутворення. При турбулентному поширенні газу в зону горіння з навколишнього середовища дифундує повітря, а з ядра потоку – газоподібне паливо. Внаслідок цього дифузійні потоки палива та повітря вступають у хімічну реакцію. У цьому випадку швидкість горіння визначається інтенсивністю дифузії, а положення зони горіння – умовами турбулентної дифузії.

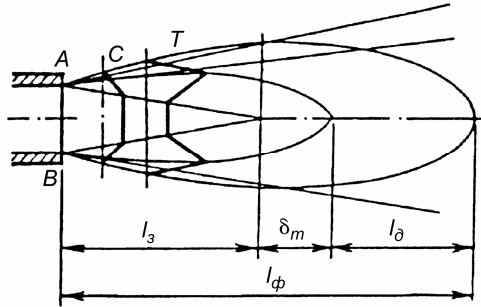


Рис. 4.3. Структура факела газоподібного палива:

C – крива зміни концентрації горючої суміші; T – крива зміни температури;
 l_z – довжина зони займання; l_ϕ – довжина факела; AB – переріз сопла;
 δ_m – товщина фронту турбулентного горіння; l_d – зона догорання

Під час *кінетичного горіння* фронт полум'я – поверхня поділу між горючою сумішшю та продуктами згорання. Під час *дифузійного горіння* газу фронт полум'я – поверхня поділу між продуктами згорання і сумішшю газу з продуктами згорання, що дифундують назустріч потоків. *Змішане горіння* характеризується особливостями зазначених двох способів горіння. Схеми факелів під час горіння показано на рис. 4.4.

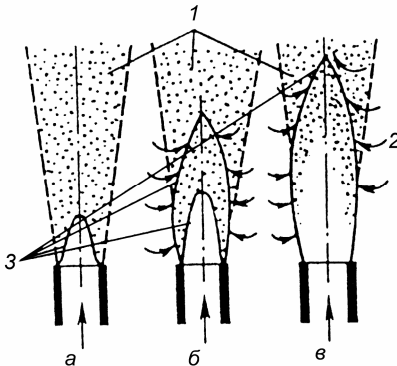


Рис. 4.4. Схеми факелів під час горіння:

a – кінетичного; b – змішаного;
 v – дифузійного; 1 – продукти згорання; 2 – окислювач;
 3 – фронти горіння

Значного поширення набули комбіновані газомазутні паливки, що призначені для спалювання природного газу і мазуту. На практиці використовують паливик типу ГМГ та модернізовані варіанти ГМГм, НГМГи, ІМГБ.

4.2.2. Розрахунки процесів горіння палива

Витрата повітря, потрібного для горіння

Для повного згоряння 1 кг вуглецю теоретично потрібно 2,67 кг кисню, а для згоряння сірки та водню – відповідно 1 і 8 кг кисню. Частина потрібного кисню міститься в паливі, а решта має бути подана з повітрям.

Ураховуючи, що густина кисню в нормальних умовах дорівнює $1,43 \text{ кг/м}^3$, і те, що вміст його в сухому повітрі становить за об'ємом 0,21, то об'єм теоретично потрібного повітря для спалювання 1 кг твердого або рідкого палива, $\text{м}^3/\text{кг}$, можна визначити за такою формулою:

$$V^O = 0,0889(C^P + 0,375S^P_{\text{л}}) + 0,265H^P - 0,0333O^P. \quad (4.18)$$

Під час спалювання сухого газового палива потрібний об'єм повітря, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V^O = 0,0476[0,5\text{CO} + 0,5\text{H}_2 + 1,5\text{H}_2\text{S} + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m\text{H}_n - \text{O}_2]. \quad (4.19)$$

Оскільки забезпечити рівномірне перемішування повітря з паливом складно, у топку доводиться подавати більше повітря, ніж це потрібно теоретично. Відношення кількості повітря $V_{\text{д}}$, дійсно поданого в топку, до теоретично потрібного V^O , називається *коефіцієнтом надлишку повітря*

$$\alpha_{\text{пов}} = \frac{V_{\text{д}}}{V^O} > 1, \quad (4.20)$$

звідки дійсний об'єм повітря

$$V_{\text{д}} = \alpha_{\text{пов}} V^O.$$

Коефіцієнт надлишку повітря залежно від виду палива і способу його спалювання коливається в межах від 1,05 до 1,5. Чим сприятливіші умови для змішування повітря з паливом, тим менше надлишок повітря.

Склад і об'єм продуктів згоряння

Організуючи горіння палива, намагаються забезпечити його повне згоряння, тобто повне окислення елементів горючої маси. Звичайно, кількість продуктів неповного горіння CO, NO невелика і наявність їх не справляє значного впливу на сумарний об'єм газів.

Повний об'єм топкових газів дорівнює сумі об'ємів сухих газів $V_{\text{с.г}}$ і водяної пари $V_{\text{H}_2\text{O}}$, $\text{м}^3/\text{кг}$

$$V_{\text{Г}} = V_{\text{с.г}} + V_{\text{H}_2\text{O}}. \quad (4.21)$$

Цю формулу записують так:

$$V_{\Gamma} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + 0,79\alpha_{\text{ПОВ}}V^{\text{O}} + 0,21(\alpha_{\text{ПОВ}} - 1)V^{\text{O}}, \quad (4.22)$$

де V_{RO_2} – об'єм сухих триатомних газів ($V_{\text{RO}_2} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{SO}_2}$);
 $0,79\alpha_{\text{ПОВ}}V^{\text{O}}$ – кількість азоту повітря, що міститься в продуктах згоряння (азотом палива нехтують);

$0,21(\alpha_{\text{ПОВ}} - 1)V^{\text{O}}$ – об'єм надлишкового кисню повітря.

Під час згоряння 1 кмоль вуглецю і сірки утворюється по 1 кмоль відповідно CO_2 і SO_2 . Враховуючи, що за нормальних умов об'єм 1 кмоль ідеального газу дорівнює $22,4 \text{ м}^3$, можна записати вираз для об'єму триатомних сухих газів, $\text{м}^3/\text{кг}$:

$$V_{\text{RO}_2} = (0,01C_{\text{P}}/12 + 0,01S_{\text{P}}/32)22,4 = 0,01866(C^{\text{P}} + 0,375S_{\text{P}}^{\text{P}}). \quad (4.23)$$

Водяна пара у топкових газах утворюється внаслідок згоряння водню у кількості $9\text{H}^{\text{P}}/(100 \cdot 0,805) = 0,111\text{H}^{\text{P}}$ і випаровування вологи палива $W^{\text{P}}/(100 \cdot 0,805) = 0,0124W^{\text{P}}$. Крім того, волога надходить з повітрям, що іде на горіння. Якщо вологовміст $d_n = 10 \text{ г/кг}$ або 13 г/м^3 , то об'єм водяної пари з повітря становить $d_n/(100 \cdot 0,0805) = 0,0161V^{\text{O}}$. У наведених виразах $0,805 \text{ кг/м}^3$ – густина водяної пари за нормальних умов (в ідеально газовому наближенні).

Таким чином, теоретичний об'єм водяної пари, $\text{м}^3/\text{кг}$,

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,111\text{H}^{\text{P}} + 0,0124W^{\text{P}} + 0,0161V^{\text{O}}. \quad (4.24)$$

Для видів палива, поширеного в країнах СНД, значення V^{O} , $V_{\text{H}_2\text{O}}$ табульовані.

Ентальпія продуктів згоряння

Згідно з першим законом термодинаміки кількість теплоти, яку віддає потік газів поверхням нагрівання, дорівнює різниці ентальпії газів до і після теплообмінника (якщо технічна робота не здійснюється, а швидкісним напором можна знехтувати). Тому ентальпія продуктів повного згоряння 1 кг твердого палива або 1 м^3 газоподібного палива обчислюється за такою формулою:

$$H_{\Gamma}^{\text{O}} = V_{\Gamma}c_{\Gamma}t_{\Gamma}, \quad (4.25)$$

де V_{Γ} – об'єм продуктів згоряння, $\text{м}^3/\text{кг}$;

c_{Γ} – середня об'ємна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску, кДж/м^3 ;

t_{Γ} – температура газу, $^{\circ}\text{C}$.

З урахуванням надлишкового повітря сумарна ентальпія продуктів згоряння

$$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^{\circ} + (\alpha_{\text{пов}} - 1)H_{\text{пов}}^{\circ}, \quad (4.26)$$

де H_{Γ}° – ентальпія продуктів повного згорання при $\alpha_{\text{пов}} = 1$;

$H_{\text{пов}}^{\circ} = V^{\circ}(ct)_{\text{пов}}$ – ентальпія теоретично потрібного об'єму повітря;

$(ct)_{\text{пов}}$ – ентальпія 1 м^3 вологого повітря.

Кількість теплоти, яку віддають продукти згорання поверхням нагрівання теплообмінників котельного агрегату, зручно визначати за допомогою h – t –діаграми. На цій діаграмі нанесено лінії, що відтворюють залежність ентальпії продуктів згорання h_{Γ} від їхньої температури при різних значеннях коефіцієнта надлишку повітря. За h – t –діаграмою можна визначати також температуру, яку мали б продукти згорання за умови, що вся теплота горіння витрачається тільки на їх нагрівання, а тепловтрат немає. Цю температуру називають *адіабатною*.

Теплота, яку віддають продукти згорання в розрахунку на одиницю кількості палива, що згоріло, визначають за h – t –діаграмою як різницю їхніх ентальпій:

$$Q_{\Gamma} = H_{\Gamma}' - H_{\Gamma}'', \quad (4.27)$$

де H_{Γ}' і H_{Γ}'' – ентальпія газів відповідно до і після теплообмінника котельного агрегату.

Контрольні запитання і завдання

1. Основні положення кінетичних і фізичних основ горіння.
2. Дайте визначення коефіцієнта надлишку повітря.
3. Основні положення горіння твердого, рідкого і газоподібного палива.
4. Опишіть принцип роботи механічних, парових, ротаційних і пневматичних форсунок.
5. Наведіть вираз для визначення об'єму теоретично потрібного повітря для спалювання твердого, рідкого, газоподібних палив.
6. Визначіть об'єм продуктів згорання.
7. Як визначають ентальпію продуктів згорання?

4.3. КОТЕЛЬНІ УСТАНОВКИ

4.3.1. Загальні відомості

Котельня установка – це комплекс пристроїв і агрегатів, призначений для одержання пари або гарячої води за рахунок спалювання палива або використання сторонніх теплоджерел. Вона складається з котлового агрегату і допоміжного устаткування, що служить для підготовки і подачі палива, води, повітря, видалення й очищення димових газів, видалення золи і шлаку, які утворюються під час спалювання твердого палива.

Котловий агрегат – це комплекс пристроїв для одержання пари високого тиску або гарячої води. Зазвичай, він складається з топки, водяного економайзера, повітропідігрівника, каркаса, обмурівки, обшивки, системи трубопроводів, арматури, приладів контролю й автоматики.

За призначенням котли поділяються на *парові* і *водогрійні*. У сільськогосподарському виробництві пара, вироблена в парових котлах, використовується в основному на технологічні потреби на тваринницьких і птахівницьких фермах, у теплицях (запарювання кормів, пастеризація молока, знезаражування ґрунту теплиць), а також у системах опалення виробничих, комунальних та інших будівель. Гаряча вода, що одержується у водогрійних котлах, йде в системи опалення і вентиляції, а також водопостачання (для миття посуду і технологічного устаткування, готування їжі, у душові і ванни, автопоїлки, для обробки тушок бройлерів перед видаленням оперення, для роботи яйцемиючих машин, санітарної обробки приміщень).

Котельні агрегати, що не мають власної топки і обігрівуються відхідними газами певної промислової, що відходять, або енергетичної установки (наприклад, печі), *називають котлами-утилізаторами*.

Котельні установки, що постачають паром турбіни електричних станцій, називають *енергетичними*, а котельні установки, що постачають паром системи опалення і виробничих споживачів, відповідно *опалювальними* і *виробничими*,

В автономних котельних установках джерелом теплової енергії служить паливо, що спалюється, – тверде (вугілля), рідке (мазут) або газоподібне (природний, доменний газ та ін.), електрична й атомна енергія (наприклад, в енергоблоках атомних електростанцій).

Найважливішими характеристиками парових котлів є паропродуктивність (кг/год або т/год), робочий тиск (Па) і температура

(°C або K) пари, а водогрійних – теплова потужність (кВт), робоча температура гарячої води (°C або K) і розрахунковий тиск у котлі (Па). Найбільш великі – енергетичні котли, паропроодуктивність яких досягає 3950 т/год; у сільськогосподарському виробництві застосовуються котли малої і середньої продуктивності.

4.3.2. Схема котельної установки

На рис. 4.5 показана загальна схема котельної установки, що працює на твердому паливі (пилоподібному вугіллі). Паливо з приймального бункера 1 подається у вуглеподрібнювальний млин 2. Після розмелу пилоподібне паливо за допомогою вентилятора 3 подається в пальник 4. До пальника підводиться також потрібне для горіння повітря, яке дугтьовим вентилятором 12 попередньо продувається через повітропідігрівник 9, де воно сприймає теплоту вихідних димових газів. Живильна вода перед подачею в котел проходить систему водопідготовки, тобто звільнення від розчинених у ній мінеральних солей шляхом іонообмінної сорбції (на схемі не показана), і деаерацію (звільнення від розчиненого у воді повітря). Після деаераційного пристрою 11 вода живильним насосом 10 подається у водяний економайзер 8, де вона попередньо підігривається вихідними димовими газами і надходить у барабан 6 котла. Котел обладнано системою опускних труб 18, по яких вода з барабана 6 опускається в колектори 17, і системою випарних труб (екранів) 19, по яких утворена в результаті випаровування води пароводяна суміш повертається назад у барабан 6 (схема з природною циркуляцією води і пароводяної суміші в трубах), а також пароперегрівником 7.

Під час згоряння в пальниках палива утворюються високо-температурні димові гази з температурою близько 1500°C, які, переміщуючись у топці 5, випромінюють теплоту на екрани 19, що розташовані вздовж стін топки. Охолоджуючись у верхній частині топки до температури близько 1000°C, димові гази послідовно проходять через пароперегрівник 7, економайзер 8 і повітропідігрівник 9, де додатково віддають свою теплоту і відповідно охолоджуються. Вихідні димові гази, що мають температуру 120–130°C, проходять газоочисний пристрій 13, який служить для уловлювання часток золи, що виносяться газами з топки 5, і за допомогою димососа 14 направляються в димову трубу 15. Утворені під час згоряння твердого палива зола і шлак видаляються потоком води за допомогою золевидального пристрою 16.

Насичена водяна пара, що утворилась в екранах 19, надходить у барабан 6, де відокремлюється від залишків води, і, проходячи через пароперегрівник 7, підвищує свою температуру (тиск пари при цьому залишається постійним).

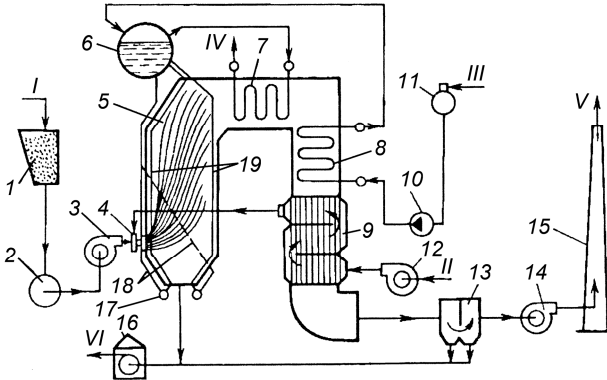


Рис. 4.5. Схема котельної установки:

I – тверде паливо; II – повітря; III – живильна вода; IV – перегріта пара;
V – димові газ; VI – зола і шлак;

- 1 – паливний бункер; 2 – вугільний млин, 3 – млиновий вентилятор;
4 – пальник; 5 – топка; 6 – барабан; 7 – підігрівач; 8 – економайзер;
9 – повітропідігрівник; 10 – живильний насос; 11 – деаераційний пристрій;
12 – вентилятор; 13 – пристрій газоочистки; 14 – димосос; 15 – димар;
16 – золовидаляючий пристрій; 17 – колектор; 18 – опускні труби;
19 – екрани

Для інтенсифікації теплообміну і підвищення надійності котла в сучасних конструкціях котельних установок рух води і пароводяної суміші організується певним чином. Розрізняють схеми котельних установок із природною циркуляцією води і пароводяної суміші, з багаторазово примусовою циркуляцією й прямоточну.

У схемі з природною циркуляцією організований рух води і пароводяної суміші відбувається внаслідок різниці їхньої густини: в опускних трубах, розташованих у холодній зоні, вода, як більш густе середовище, опускається вниз і надходить у колектор; у випарних трубах, розташованих у зоні нагрівання, пароводяна суміш, що утворюється в результаті інтенсивного пароутворення, як більш легке середовище, піднімається вгору. Таким чином, відбувається безперервна природна циркуляція води і пароводяної суміші в трубах

котла, що сприяє інтенсифікації теплопередачі від димових газів до пароводяної суміші.

У схемі з примусовою циркуляцією рух води і пароводяної суміші по замкнутому контуру здійснюється насосом. Це забезпечує більш високі швидкості руху пароводяної суміші у випарних трубах і, як наслідок, інтенсивнішу теплопередачу від димових газів до пароводяної суміші.

4.3.3. Тепловий баланс котла

Тепловий баланс котельного агрегату записують звичайно для стаціонарних умов для 1 кг твердого або рідкого палива або 1м³ газоподібного палива при нормальних фізичних умовах (0°С і 760 мм рт. ст., при 0,1013 МПа).

Прибуткова частина теплового балансу називається *наявною теплотою*. Вона складається з нижчої теплоти згоряння палива в розрахунку на робочу масу палива Q_H^p , фізичної теплоти Q_T , що вноситься в топку паливом, фізичної теплоти повітря Q_n , яке надходить у повітропідігрівник, і фізичної теплоти пари $Q_{нар}$ використовується для розпилення рідкого палива (якщо котел працює на рідкому паливі)

$$Q_{н.т.} = Q_H^p + Q_T + Q_{по} + Q_{дп}, \quad (4.28)$$

де $Q_T = c_{п} t_{п}$;

$c_{п}$ – питома теплоємність палива;

$t_{п}$ – температура палива, °С;

$Q_{по} = \alpha_r V_0 c'_{по} t_{по}$,

де α_r – коефіцієнт надлишку повітря у відхідних газах;

V_0 – кількість повітря, теоретично потрібна для горіння;

$c'_{по}$ – питома об'ємна теплоємність повітря;

$t_{по}$ – температура холодного повітря перед повітропідігрівником;

$Q_{дп} = g_{дп}(h_{дп} - h_{вп.});$

де $g_{дп}$ – питома витрата дуттьової пари;

$h_{дп}$ – ентальпія дуттьової пари;

$h_{вп.}$ – ентальпія водяної пари в димових газах.

Звичайно, $Q_H^p \gg Q_T$, Q_n , $Q_{нар}$, тому в наближених розрахунках можна прийняти $Q_p \simeq Q_H^p$.

Видаткова частина теплового балансу $Q_{вид}$ складається з теплоти, використаної в котлі, пароперегрівнику і водяному економайзері (корисно використана теплота) Q_I , та втрати теплоти з

відхідними газами Q_2 , від хімічної неповноти згоряння палива Q_3 , механічної неповноти згоряння палива Q_4 , в навколишнє середовище Q_5 , фізичною теплотою шлаків Q_6 . З урахуванням прийнятих позначень тепловий баланс котла можна представити у такому вигляді:

$$Q_P = Q_{\text{ввод}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6. \quad (4.29)$$

Розділивши (4.29) почленно на Q_P і помноживши на 100, одержимо тепловий баланс у відсотках до наявної теплоти

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6, \quad (4.30)$$

де $q_1 = Q_1/Q_P$; $q_2 = Q_2/Q_P$; $q_3 = Q_3/Q_P$; $q_4 = Q_4/Q_P$; $q_5 = Q_5/Q_P$; $q_6 = Q_6/Q_P$.

Коефіцієнт корисної дії котла бруто $\eta_{\text{до}}$ визначають як відношення корисно використаної теплоти Q_1 у до всієї наявної теплоти Q_P

$$\eta_{\text{к}} = \frac{Q_1}{Q_P} 100 = q_1 = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6). \quad (4.31)$$

При прямому (конструктивному) розрахунку величини q_3 , q_4 , q_5 задаються на підставі наявних рекомендацій залежно від конструкції котла, топки, типу палива, наявності і конструкції допоміжних пристроїв, а тепловтрати q_2 визначають, задаючись температурою вихідних газів. Температуру вихідних газів під час розрахунку котла приймають звичайно рівною 120–170°C. Утрати теплоти з вихідними газами, як правило, *складають* $q_2 = 6\text{--}15\%$, втрати від хімічної неповноти згоряння $q_3 = 0\text{--}2$, втрати від механічної неповноти згоряння – $q_4 = 1\text{--}2$, втрати в навколишнє середовище через огорожувальні конструкції котлової установки – $q_5 = 0,5\text{--}3$, втрати з фізичною теплотою шлаків $q_6 = 1\text{--}5\%$.

Витрати палива для котельної установки, що працює з відбором перегрітої і насиченої пари, можна розрахувати за такою формулою:

$$B = \frac{D(h_{\text{пер}} - h_{\text{пп}}) + D_{\text{п.р}}(h' - h_{\text{пп.}}) + D_{\text{н}}(h'' - h_{\text{пп.}})}{Q_{\text{р}}\eta_{\text{к}}}, \quad (4.32)$$

де B – витрата палива, кг/год або м³/год;

$D, D_{\text{п.р}}, D_{\text{н}}$ – витрата перегрітої пари, продувної води і насиченої пари, кг/год;

$h_{\text{пер}}, h', h'', h_{\text{пп}}$ – ентальпія перегрітої пари, продувної води, насиченої пари і живильної води, кдж/кг.

Розрізняють *прямий (конструктивний) розрахунок* поверхні нагрівання котельної установки, при якому за заданою паро-

продуктивністю і технологічними параметрами пари визначають поверхню нагріву і робочий об'єм топки, і *зворотний (перевірочний) розрахунок*, при якому для котла відомої конструкції і габаритів знаходять проміжні і кінцеві значення технологічних параметрів пари, води, повітря і димових газів.

Променесприймаюча поверхня нагріву $F(\text{м}^2)$ топкової камери визначається рівнянням

$$F_{\text{л}} = \frac{B(Q_{\text{т}} - h''_{\text{т}})\varphi}{5,76 \cdot 10^{-8} \Psi \text{ММ}_{\text{т}}^3 T_{\text{а}}^3} \sqrt[3]{\frac{1}{M^2} \left(\frac{T_{\text{а}}}{T''_{\text{т}}} - 1 \right)^2}, \quad (4.33)$$

де B – витрати палива, кг/с;

φ – коефіцієнт збереження теплоти топкою;

$h''_{\text{т}}$ – ентальпія димових газів на виході з топки, кДж/кг;

Ψ – коефіцієнт теплової ефективності поверхні нагріву;

M – коефіцієнт, що залежить від типу топки;

$T''_{\text{т}}$ – температура димових газів на виході з топки, К;

$T_{\text{а}}$ – адіабатна (теоретична) температура згоряння палива, К.

Формули для розрахунку технологічних параметрів і значення коефіцієнтів, що входять у рівняння (4.33), наведені в спеціальній літературі.

Поверхню нагріву конвективного випарного пучка $A_{\text{к}}$ (м^2) знаходять з рівняння теплопередачі:

$$F_{\text{к}} = BQ_{\text{к}} / (k\Delta t_{\text{ср}}), \quad (4.34)$$

де $Q_{\text{к}}$ – теплота, передана від димових газів до пароводяної суміші в конвективній частині печі в розрахунку на 1 кг палива, кДж/кг;

k – коефіцієнт теплопередачі, кВт/(м^2 К);

$\Delta t_{\text{ср}}$ – середньологарифмічна різниця температур димових газів і пароводяної суміші, К.

За рівняннями, аналогічними 4.34, визначають також поверхню нагріву пароперегрівника, водяного економайзера і трубчастого повітропідігрівника.

4.3.4. Будова і характеристика котлів малої продуктивності

Парові котли сільськогосподарського призначення бувають з надлишковим тиском пари до 68,7 кПа (до 0,7 ат) і з надлишковим тиском пари вище 68,7 кПа (більше 0,7 ат).

Котли низького тиску (першої групи) застосовують на тваринницьких фермах, птахофермах і господарських комплексах для виробництва технологічної пари, потрібної для запарювання кормів,

пастеризації молока, мийки молочного посуду, санітарної обробки приміщень тощо. До цієї серії належать парові котли марок КВ-300М, Д-721А і КВ-300МТ, що знаходяться в експлуатації, а також котли марок КВ-300у, КВ-300л, КГ-300, Д-721Г-Ф, КТ-Ф-300, серійне виробництво яких почали недавно. Характеристику котлів наведено в табл. 4.5.

Таблиця 4.5

Парові котли сільськогосподарського призначення з надлишковим тиском пари до 68,7 кПа

Марка котла	Характеристика			Примітка
	паропродуктивністю по нормальній парі, кг/год	робоча температура, °С	ККД, %	
КВ-300М	400	130	до 85	Серійно випускається з 1986 р., працює на рідкому паливі тяжкого складу
КВ-300у	300	120	до 83	
КВ-300л	370	120	до 90	Серійно випускається з 1988 р., працює на легких сортах рідкого палива
КГ-300	300	120	до 87	Серійно випускається з 1988 р., працює на газовому паливі
Д-721А	900	115	до 91	Серійно випускається з 1988 р., працює на газовому паливі
Д-721Г-Ф	750	120	до 87	
КТ-Ф-300	300	120	до 76	Серійно випускається з 1988 р., працює на твердому паливі (вугілля, торфо-брикети, дрова)

На рис. 4.6 показано конструкцію котла КВ-300М. Котел складається з двох горизонтальних циліндрів різного діаметра, корпусу 1 і жарової труби 2, розташованих один в одному і з'єднаних у торцевих частинах фланцями. У передній частині жарової труби 2 знаходиться топка, а в задній – пучок кип'ятильних труб 9. Між топкою і пучком кип'ятильних труб 9 розташований екран 13 із шамотної цегли, що захищає труби 9 від впливу прямого полум'я. До верхньої частини зовнішнього циліндра приварений парозбірник 4,

виконаний у вигляді напівциліндра. У задній частині котла розташований перегрівник 10 і димова труба 7. Котел працює на рідкому паливі (дизельному або пінному), що спалюється в автоматичному пальнику ПНГ-2. Він складається з дуттьового вентилятора, що подає повітря для розпилювання палива і горіння, пальника, поплавкового пристрою, електросвічок запалювання і фотоелемента. Димові гази, що утворюються під час спалювання палива, проходять по жаровій трубі 2, омивають пучок кип'ятильних труб 9, надходять у пароперегрівник 10 і потім по димовій трубі 7 видаляються в атмосферу. Живильна вода по трубопроводу 5 подається в парозбірник 4, де підігрівається до температури кипіння; при цьому з неї виділяються мінеральні солі, що виносяться потоком пари. Потім підігріта вода через отвори у верхній частині корпусу 1 надходить у кільцевий простір між жаровою трубою 2 і корпусом 1. Пара, що утворюється в кип'ятильних трубах 9, збирається в парозбірнику 4, проходить через пароперегрівник 10 і виводиться через штуцер 8. Одночасно з виробленням пари котел за допомогою водяного підігрівника 15, розміщеного в кільцевому водяному просторі котла, підігріває 1500 кг/год проточної води до температури 70°C.

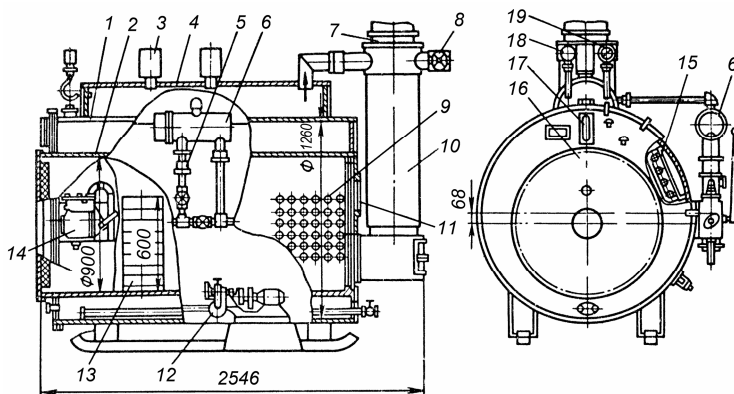


Рис. 4.6. Котел KB-300М:

- 1 – корпус котла; 2 – жарова труба; 3 – запобіжний клапан; 4 – парозбірник;
- 5 – трубопровід живильної води; 6 – поплавковий регулятор рівня води;
- 7 – димова труба; 8 – штуцер відводу пари з котла; 9 – кип'ятильні труби;
- 10 – вертикальний пароперегрівник; 11 – вибуховий клапан; 12 – живильний насос;
- 13 – екран з вогнетривкої цегли; 14 – ручний насос; 15 – водяний підігрівник;
- 16 – плита фронтальна; 17 – показчик рівня води; 18, 19 – манометри

Котли з надлишковим тиском пари більш ніж 68,7 кПа (друга група) широко застосовуються в сільськогосподарському виробництві для опалення і виробничих цілей.

Котли типу ДКВР (двобарабанні, водотрубні, реконструйовані) випускаються продуктивністю від 2,5 до 20 т/год насиченої або перегрітої пари на робочий тиск 1,4; 2,35 і 3,9 МПа і робочу температуру до 442°C. Вони можуть працювати на твердому, рідкому або газоподібному паливі. Котел (рис. 4.7) містить верхній 4 і нижній 10 барабани, що розташовані паралельно поздовжній осі котла і з'єднані між собою вертикальними пучками труб 3 і 6, по яких здійснюється природна циркуляція води і пароводяної суміші. Топка розташована в передній частині котла.

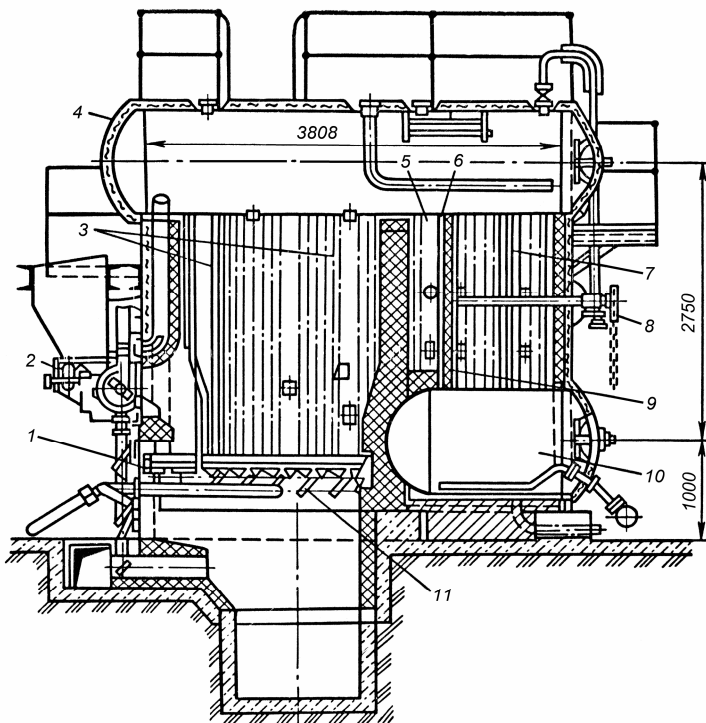


Рис. 4.7. Котел ДКВР-2,5-13:

- 1 – колектор; 2 – пневмомеханічний закидач; 3 – труби бічного екрана;
- 4 – верхній барабан; 5 – камера догорання; 6 – перший ряд труб конвективного пучка; 7 – чавунна перегородка; 8 – обдувочний пристрій;
- 9 – шамотна перегородка; 10 – нижній барабан; 11 – колосникові ґрати

Димові гази, що утворюються в результаті спалювання, рухаються горизонтально, *віддаючи* свою теплоту *екранним* 3 і конвективним 6 трубам. Топкова камера розділена шамотною стінкою на дві камери: топку і камеру догорання 5. Остання запобігає попаданню полум'я в газоходи конвективної частини, що збільшує термін служби труб конвективного (кип'ятильного) пучка 6 і зменшує тепловтрати з відхідними газами. Для збільшення часу перебування димових газів у газоходах котла встановлені вертикальні перегородки 9 і 7, перша з яких по ходу газу виконана із шамотної цегли, а друга – з чавуну.

У передній частині котла вздовж стін встановлені екранні труби 3, а в задній – U-подібні кип'ятильні труби 6 (у вигляді пучка, що заповнює весь простір газоходу). Передача теплоти від димових газів до екранних труб 3 відбувається переважно шляхом радіації, внаслідок високої температури димових газів у топці. При подальшому русі димових газів по топці їхня температура знижується, тому в конвективній частині котла передача теплоти від димових газів до кип'ятильних труб 6 здійснюється як за рахунок радіації, так і за рахунок конвективного теплообміну.

Живильна вода після системи водопідготовки надходить у верхній барабан 4, а вихід перегрітої пари здійснюється через колектор у верхній частині котла.

Оскільки відхідні димові гази мають досить високу температуру (до 400°C), то їх використовують для підігріву води або повітря. Теплообмінник, що є частиною котельного агрегату і призначений для підігріву живильної води перед подачею в котел, називається *водяним економайзером*. Теплообмінник, що є частиною котельної установки і призначений для підігріву повітря перед подачею його в топку, називається *повітропідігрівником*. Установка водяного економайзера або повітропідігрівника дозволяє утилізувати теплоту відхідних димових газів понизивши їхню температуру до 130–150°C, і тим самим підвищити ККД котла.

У сільському господарстві застосовуються також водогрійні котли. Вони працюють під тиском до 0,51 МПа і з температурою води, що нагрівається, до 95°C. Допускається робота водогрійних котлів з температурою гарячої води до 115°C. Циркуляція води в котлах природна.

Водогрійні чавунні котли бувають: КЧ-1, КЧ-2 і КЧ-3. Їхні характеристики подано в табл. 4.6.

Таблиця 4.6

Водогрійні чавунні котли

Група котлів	Характеристика		
	загальна теплова потужність котла, кВт	теплова потужність однієї секції, кВт	площа умовної поверхні нагріву*, м ²
КЧ-1	81,5–232	11,6	7,1–20
КЧ-2	328–1300	23,2	29–112
КЧ-3	652–1815	34,8	56–166

*Умовною називають поверхню нагріву, квадратний метр якої при роботі котла з ручною топкою на відсортованому антрациті і при тепловій нарузі дзеркала горіння 580 кВт/м² передає котловій воді 11,63 кВт/м² теплоти при ККД не нижче 70%.

Котли КЧ-1 використовують в основному для опалення квартир окремих і малоповерхових будинків. До котлів КЧ-2 відносяться котли типу “Універсал”. До котлів КЧ-3 належать котли “Енергія”, “Мінськ” та ін.

Під час установки парозбірників котли КЧ-2 і КЧ-3 можуть бути використані для одержання насиченої пари з надлишковим тиском 0,068 МПа.

Чавунний водогрійний котел “Універсал-6М” залежно від кількості секцій випускається семи типорозмірів за потужністю у водогрійному і паровому виконанні. Він пристосований для спалювання різних видів палива. При цьому висоту топки можна змінювати регулюванням положення колосникових решіток по висоті. Поперечний розріз такого котла подано на рис. 4.8

Чавунний секційний водогрійний котел “Мінськ-1” випускається замість знятого з виробництва котла “Енергія-3М”. У котлі “Мінськ-1” вода проходить через усі секції кожного пакета нагору і вниз (в інших секційних котлах вона піднімається одночасно рівнобіжними потоками по всіх секціях нагору).

Сталеві водогрійні котли мають перевагу в більшій надійності роботи у випадку перегріву. Недоліком їх є схильність до корозії.

Котел марки НР-18 працює на газі, антрациті, бурому вугіллі. Його виготовляють у трьох модифікаціях – із площею поверхні нагрівання 27, 40 і 53 м². Максимальне значення температури гарячої води – 115°C.

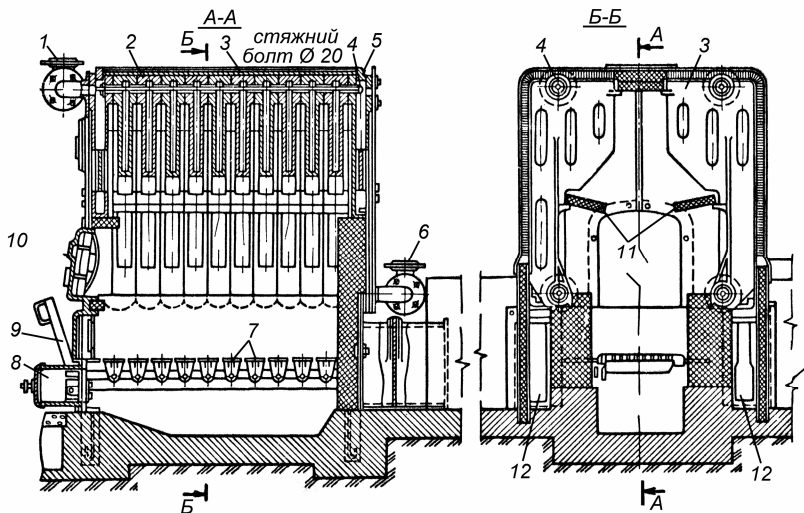


Рис. 4.8. Водогрівний секційний котел “Універсал”:

- 1 – штуцер для приєднання трубопроводу гарячої води; 2 – ніпель;
 3 – середня секція; 4 – стягуючий гвинт; 5 – задня секція; 6 – штуцер для приєднання трубопроводу холодної води; 7 – поворотні колосники;
 8 – зольні дверцята; 9 – привод поворотних колосників; 10 – дверцята топки;
 11 – футеровка топки; 12 – бічні димоходи

Для централізованого теплопостачання великих господарств використовують водогрійні котли типу ТВГ, що працюють на природному газі.

Промисловістю випускаються котли нової уніфікованої серії трьох модифікацій: КВ-ГМ (К – котел, В – водогрійний, ГМ – газомазутний); КВ ТС (котел водогрійний, Т – тверде паливо, С – шаровий спосіб спалювання); КВ-ТК (котел водогрійний, тверде паливо, К – камерний спосіб спалювання). Їх підрозділяють на 4 групи. До першої групи належать котли невеликої теплової потужності (4,6 і 7,5 МВт). Вони пристосовані для роботи на твердому, рідкому і газоподібному паливі. Друга – котли потужністю 11,6; 23,2 і 35 МВт. До третьої – котли тепловою потужністю 58; 116 і 209 МВт. Котли працюють на рідкому і газоподібному паливі.

В Україні випускаються котли малої і середньої потужності (табл. 4.7).

Таблиця 4.7

Технічні характеристики котлів малої та середньої потужності

Марка котла	Теплопродуктивність, МВт	Вид палива	ККД, %	Робочий тиск, МПа	Габаритний розмір		
					довжина	ширина	висота
ЕЛГА-Г (КСВа 0,2Гн)	0,25	газ	91	0,6	3100	900	1100
ВК-22 (КСВа 0,25Лж)	0,25	побутове пічне	90	0,6	2300	1000	1200
ВК-31 (КСВм 0,25т)	0,25	кам'яне вугілля	80–75	0,6	3500	750	2100
ВК-34 (КСВа 0,63Гн)	0,63	газ	91	0,6	3100	1050	1920
ВК-22 (КСВа 0,63Лж)	0,63	побутове пічне	90	0,6	2500	2000	1400
ВК-36 (КСВм 0,63т)	0,63	вугілля	80–75	0,6	4000	1500	3000
ВК-22 (КСВа 1,0Гн)	1,0	газ	91	0,6	3500	1300	1700
КСВа-1,0Гн	1,0	газ	91	0,6	1800	1300	2700
ВК-32К (КСВа- 1,25Гс)	1,25	газ	92	0,6	4420	1080	2050
ВК-21-М2 (КСВа- 2,0Гс)	2,0	газ	91	0,6	4020	1650	2220
ВК-21	2,0	газ(рідк.)	92	0,6	4300	1700	2400
ВК-32 (КСВа- 2,5Гс)	2,5	газ	92	0,6	4200	1400	2500
КБН-Г-2,5	2,9	газ	93	0,6	3850	2000	5000
КСВТа-3,0	3,0	газ	92	0,6	4210	2450	2600

4.3.5. Елементи конструкцій котлів, допоміжні системи і пристрої

Топка – це елемент конструкції котла, призначений для спалювання органічного палива, часткового охолодження продуктів згоряння і видалення золи. Топки підрозділяють на *шарові* і *камерні*. У шарових топках тверде кускове паливо, що спалюється, утворює нерухомий шар, який рухається в поперечному напрямку, та палива, що продувається потоком повітря, потрібного для горіння. У камерних топках спалюється газоподібне, рідке або тверде паливо (останнє у зваженому стані). Розрізняють такі різновиди камерних топок: з *киплячим шаром*, *смолоскипову* і *вихрову*. У топках з киплячим шаром спалюється тверде грубозернисте паливо, що псевдозріджується повітрям, подаваним на горіння. Частки палива частково переміщуються по об'єму “киплячого шару”, але не виносяться з нього газом. У смолоскипових і вихрових топках спалюється газове, рідке або тверде пилоподібне паливо. Рідке паливо при подачі в топку диспергується на дрібні краплі за допомогою форсунок, а тверде пилоподібне паливо подається в топку разом з потоком повітря у зваженому стані. Смолоскипові топки чутливі до режиму роботи. Досконалішими топковими пристроями є вихрові, в яких пилоподібне паливо переміщується в камері в закрученому потоці.

Способи спалювання палива можна класифікувати за відношенням швидкості руху повітря в топці $w_{\text{пов}}$ до швидкості руху часток палива $w_{\text{п}}$. Згідно з цим параметром розрізняють такі технології спалювання палива:

$w_{\text{пов}} \gg w_{\text{п}}$ – у щільному фільтрувальному шарі шарових топок (рис. 4.9, а);

$w_{\text{пов}} > w_{\text{п}}$ – у псевдорозрідженому (киплячому) шарі (рис. 4.9, б);

$w_{\text{пов}} \approx w_{\text{п}}$ – у потоці повітря топки з факельним процесом (рис. 4.9, в);

$w_{\text{пов}} \leq w_{\text{п}}$ – у завихреному потоці циклонної камери (рис. 4.9, г).

Випарні поверхні котлів з робочим надлишковим тиском пари більш ніж 68,7 кПа (екрани і конвективний пучок) виконують у вигляді паралельно включених вертикальних піднімальних труб діаметром 30–83 мм, розташованих одна до одної з зазором 4–6 мм і з'єднаних між собою колекторами. Барабани котлів мають звичайно діаметр 1,2–1,8 м.

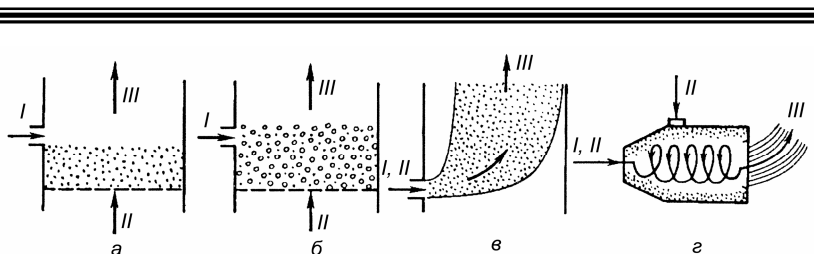


Рис. 4.9. Схеми топок:

а – шарова, б, в, з – камерні (б – з киплячим шаром, в – факельна, з – вихрова),

II – паливо, I – повітря, III – димові газы

Перегрівники поділяють на *радіаційні* і *конвективні* залежно від переважачого у них способу передачі теплоти. Радіаційні пароперегрівники розташовують у топці або газоході в зоні високої температури димових газів, тому основний потік теплоти до них передається за рахунок випромінювання. Конвективні пароперегрівники поміщають у газоходи в зоні низької температури, тому передача теплоти в цьому випадку відбувається переважно шляхом конвекції. Пароперегрівники виготовляють із труб діаметром 22–54 мм. Залежно від напрямку руху пари і газу вони бувають *прямотечійними*, *протитечійними* і зі *змішаним рухом потоків* (рис.4.10.).

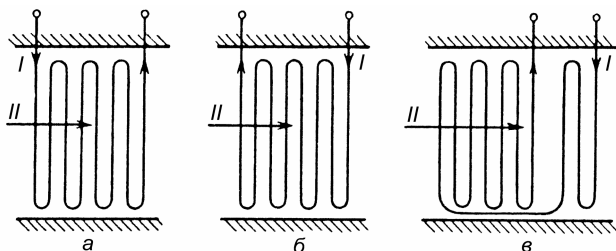


Рис. 4.10. Схеми потоків у пароперегрівниках:

(I – пара, II – газ): а – прямотечійна, б – протитечійна, в – змішана

Економайзери служать для підігріву живильної води газами, що відходять з топки перед її надходженням у випарну частину котла. Їх розташовують у газоході котла за пароперегрівниками (по ходу руху газу) і виготовляють зі сталевих або чавунних труб, зібраних у пакети (рис. 4.11). Чавунні труби мають звичайно зовнішнє оребрення для підвищення інтенсивності тепловіддачі від димових газів до стінки

труб, що в цьому випадку лімітує загальну швидкість тепловіддачі. Рух води в трубах вертикальний – знизу нагору, при цьому пухирці повітря, що виділяються під час нагрівання води, також переміщуються нагору і не перешкоджають рухові води в трубах.

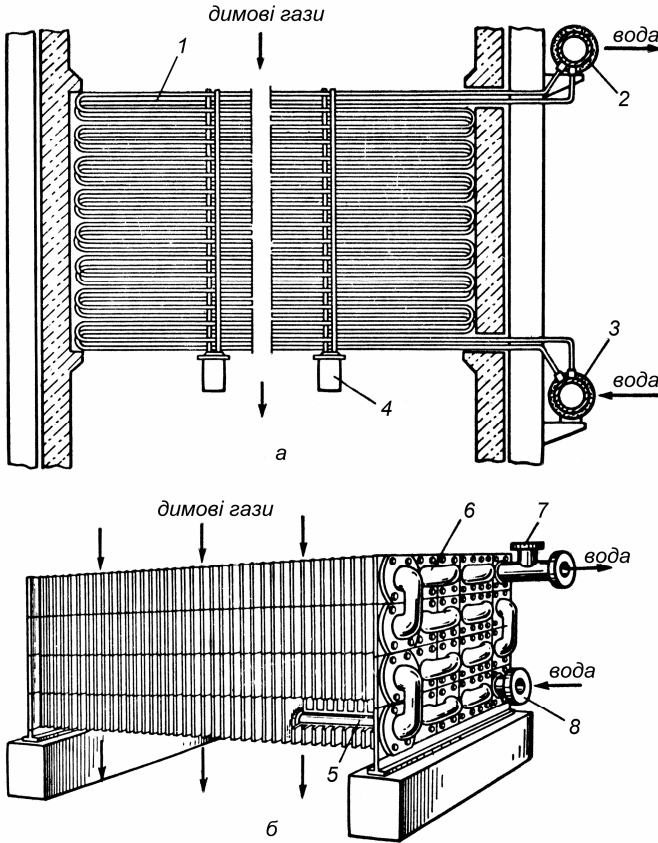


Рис. 4.11. Економайзери:

а – сталевий, б – чавунний; 1 – змійовики з труб, 2 – вихідний колектор, 3 – вхідний колектор, 4 – опора змійовиків, 5 – труба економайзера, 6 – пропускний патрубок, 7 – вихідний патрубок, 8 – вхідний патрубок

Розрізняють економайзери *киплячого* і *некиплячого* типу. У економайзерах першого типу до 20% води перетворюється в пару. При проектуванні економайзерів передбачають, щоб температура води на їхньому вході була приблизно на 10° вища від температури точки роси димових газів. На зовнішній стінці труб не відбувається конденсації водяної пари, що міститься в газах, а, отже, немає головної умови інтенсивної корозії труб.

Повітропідігрівники – пристрої для підігріву повітря димовими газами, що ідуть перед подачею його в топку котла. Їх будують за схемою рекуперативних або регенеративних теплообмінників. Рекуперативні повітропідігрівники виконують у вигляді трубчастого багатоходового за повітрям теплообмінника (рис. 4.12).

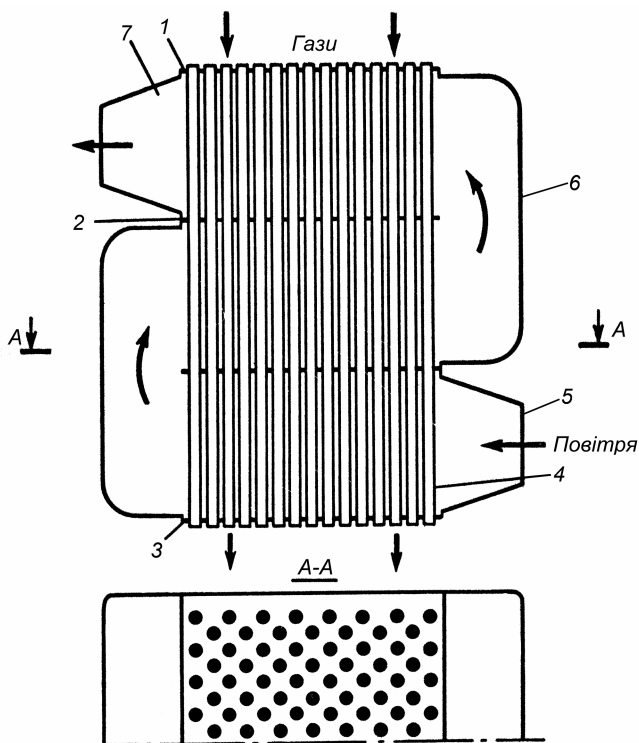


Рис. 4.12. Схема триходового (за повітрям) трубчастого рекуперативного повітропідігрівника:

1, 2 і 3 – трубні дошки; 4 – труби; 5 – вхідний короб; 6 – передпусковий короб; 7 – вихідний короб

Димові гази рухаються по вертикальних сталевих трубах діаметром 30–40 мм, а повітря омиває їх ззовні, переміщаючись у поперечному напрямку. У регенеративних повітропідігрівниках робочий простір барабана розділений на ряд секцій вертикальними перегородками, що запобігають змішуванню потоків димових газів і повітря. Під час обертання барабана металева насадка поперемінно знаходиться в зоні дії димових газів і повітря, відповідно нагрівається або охолоджується, передаючи як проміжному теплоносію теплоту від димових газів до повітря.

Обмуровування котла являє собою вогнетривку і теплоізоляційну конструкцію, що служить для зменшення теплових втрат у навколишнє середовище і створення газової щільності. Воно виконується з червоної вогнетривкої цегли, вогнетривких плит або теплоізоляційних матеріалів, скріплених металевими частинами й розміщених у металеве обшивання. Теплова ізоляція вибирається такої товщини, щоб забезпечити неперевищення заданого відсотка тепловтрат у навколишнє середовище q_5 і неперевищення (відповідно до санітарних норм) температури зовнішньої поверхні ізоляції (55°C).

Водонідготовка. Потреба підготовки живильної води перед подачею в котел диктується тим, що в ній містяться небажані домішки: нерозчинні суспензії (пісок, глина, глей), розчинені у воді солі (магнію і кальцію), а також корозійно-активні гази (кисень і вуглекислий газ). Нерозчинні суспензії (механічні домішки) призводять до підвищеного зносу насосів, клапанів, засміченню поверхні нагрівання котла й арматури. Очищення води від механічних домішок здійснюють відстоюванням або фільтруванням. В останньому випадку воду пропускають через шар дрібного гравію, кварцу, мармурової крихти або антрациту.

Солі, відкладаючись на поверхнях нагрівання, утворюють шар накипу, що різко погіршує теплопередачу від газів до води, тому що теплопровідність накипу в 20–30 разів менш ніж теплопровідність металу. Наслідком цього є зниження економічності котла через підвищення температури димових газів і металевих стінок, що призводить до більш швидкого їхнього прогару. Видалення солей з води (пом'якшення води) проводиться різними методами – до надходження води в котел і в самому котлі. Докотлова обробка води з метою видалення накипоутворювачів здійснюється хімічним методом: за рахунок її хімічної сполуки з гашеним вапном, каустичною або кальцинованою содою або пропусканням твердої води через іонообмінники, заповнені катіонітовою смолою. У цьому способі, що

одержав широке застосування, відбувається обмін іонів кальцію і магнію, що є головними накипоутворювачами, на іони натрію або водню.

Оскільки в процесі пароутворення концентрація солей у воді, що знаходиться усередині котла, збільшується, то для їхнього видалення здійснюється продувка, при якій з барабана котла виводиться частина води з великою концентрацією солей.

Розчинені у воді гази викликають корозію поверхні нагрівання і, крім того, виділяючись під час нагрівання води, накопичуються на поверхні нагрівання і так само, як і солі, істотно погіршують теплопередачу від димових газів до води. Розчинені гази видаляють у *деаераторах* під час нагрівання води. Унаслідок погіршення розчинності газів відбувається їхня десорбція (перехід з рідкої водної фази в газову).

Пилоприготування виконується в котлових установках, що працюють на твердому паливі й укомплектовані камерними топками (стадії сушіння, розмелу і пневмотранспортування пилу до пальників).

Тягодуттєві пристрої застосовуються в котлових установках для подачі повітря в топку і видалення димових газів. Для цього використовують відцентрові (дуттєві) вентилятори. Їх підбирають за витратою повітря, потрібного для горіння палива, і сумарним гідравлічним опором повітряного тракту, що складається з гідравлічних опорів повітропроводів, повітропідігрівника і пальникових пристроїв. Сумарний опір повітряного тракту котла становить 1–2,5 кПа. Видалення продуктів згоряння може здійснюватися за рахунок природної або штучної тяги. У першому випадку тягу створює димар за рахунок різниці густини атмосферного повітря і димових газів

$$\Delta p = Hg(\rho_g - \rho_e),$$

де H – висота труби, м;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

ρ_g і ρ_e – густина повітря і димових газів, кг/м³.

Штучна тяга створюється за допомогою спеціальних відцентрових або осьових вентиляторів (димососів), що створюють розрідження 1–3 кПа та мають зносостійкі (проти стирання золою) і пристосовані для роботи з газами підвищеної температури лопатки.

Очищення димових газів від твердих (зола) і газоподібних (оксиди сірки й азоту) шкідливих речовин – важлива екологічна проблема. У результаті спалювання органічного палива щорічно у світі викидається в атмосферу близько 100 млн т золи і близько 150 млн т двоокису сірки. Для уловлювання золи використовують механічні

(сухі і мокрі) золоуловлювачі циклонного типу, що мають ступінь очищення 80–90%, а також електрофільтри, що забезпечують підвищення ступеня очищення до 95–99%. Для зменшення викидів в атмосферу оксидів сірки застосовується попереднє очищення палива від сірки, а для зменшення викидів оксиду азоту – вибір раціональних режимів горіння.

Зола, уловлена з димових газів, і шлак, що випав у топці, видаляються потоком води по каналах – у вигляді пульпи (суспензії твердих часток у воді) за допомогою спеціальних *багерних насосів*.

4.3.6. Особливості експлуатації котлових установок

Техніка безпеки. Експлуатація котлових установок характеризується підвищеною небезпекою, пов'язаною при порушенні вимог до конструкції й експлуатації з можливістю вибуху, що викликає великі руйнування і людські жертви. Щоб уникнути цього, будова і експлуатація котлових установок повинні відповідати визначеним правилам. Вони регламентуються державними органами з нагляду за безпечним веденням робіт у промисловості й атомній енергетиці. Правила поширюються, зокрема, на котли і судини, що працюють під тиском, трубопроводи пари і гарячої води.

Основний нормативний документ для котлових установок – “Правила влаштування і безпечної експлуатації парових і водогрійних котлів”. Відповідно до нього кожна котельня повинна мати технічні паспорти на устаткування, схеми трубопроводів, посадові і технологічні інструкції. Останні визначають порядок підготовки котельні до опалювального сезону, пуску котельні в експлуатацію після тривалої перерви в роботі, догляд за котлами під час роботи, порядок зупинки котла як у нормальному режимі роботи, так і в аварійних випадках і збереження котла в неробочому стані. Додатково до інструкцій з правил експлуатації котельні окремо складаються вказівки з ремонту устаткування, безпечної роботи й охорони праці персоналу котельні. Дотримання цих правил забезпечує надійну, економічну і безпечну для обслуговуючого персоналу роботу котельної установки.

У процесі експлуатації котлових установок відбувається корозія поверхонь, що гріють, та інших частин котла, накипоутворення, відкладення шлаку, знос прокладок частин, що рухаються, тощо. Це вимагає періодичного огляду котла, його ремонту і гідравлічних

випробувань. Огляд котла і його гідравлічні випробування називають *технічним оглядом*.

Після закінчення опалювального сезону парові і водогрійні котли, що працюють під надлишковим тиском до 68,7 кПа, очищають і промивають, потім заповнюють водою, підігріваять її на короткий час до 90°C (для видалення із системи повітря) і в заповненому стані залишають на консервацію. У період консервації здійснюються ревизія і ремонт котлової установки. Під час підготовки котлової установки до опалювального сезону гідравлічний іспит проводять холодною водою на пробний тиск, що перевищує тиск у системі на 98,1 кПа, при цьому надлишковий тиск у нижній точці системи повинен бути не менш ніж 294,3 кПа. Під пробним тиском система повинна знаходитися протягом 300 с.

Автоматичне регулювання. Найважливішим елементом котлової установки є контрольно-вимірювальні прилади, а також система автоматичного регулювання, що в загальному випадку складається з пристроїв автоматичного регулювання подачі води, регулювання температури перегрітої пари, процесу горіння, солевмісту котлової води, паливоприготування, пристроїв сигналізації, блокування і захистів. Розрізняють одно-, дво- і триімпульсні регулятори живлення котлів, що керують подачею та рівнем води в барабані і витратою пари, а також рівнем води, витратою пари і перепадом тиску на регулювальному клапані. Керування процесом горіння палива здійснюється регуляторами подачі палива, повітря і регулятором тяги.

Автоматичне регулювання котлової установки створює потрібні умови для її безпечної роботи, підвищує економічність (за рахунок підтримки оптимальних параметрів експлуатації), скорочує кількість обслуговуючого персоналу і полегшує умови його праці.

Для попередження обслуговуючого персоналу про порушення нормальної роботи котла (наприклад, перевищення граничного рівня води в барабані або температури перегрітої пари, зупинка дуттєвого вентилятора, димососа тощо) котельні установки оснащуються *пристроями звукової і світлової сигналізації*.

Блокування застосовується з метою забезпечення виконання у визначеній послідовності потрібних операцій під час пуску або зупинки окремих механізмів котлової установки: відключення подачі палива при раптовій зупинці дуттєвого вентилятора, зупинка дуттєвого вентилятора при припиненні роботи димососа та ін.

До *захисних пристроїв* котлової установки належать запобіжні клапани, що встановлюють на барабані котла і на виході перегрівника.

Під час підвищення тиску пари ці клапани спрацьовують, випускаючи надлишок пари.

Будова системи автоматичного регулювання котла залежить від його типу. Схема автоматики водогрійних чавунних котлів з тиском пари до 68,7 кПа, що працюють на газовому паливі, передбачає прилади регулювання температури води в котлі і прилади безпеки (відключення) під час припинення подачі газу або падіння його тиску перед пальниками до мінімально припустимого значення. У системах автоматики парових котлів з надлишковим тиском пари до 68,7 кПа, що працюють на газовому паливі, для регулювання температури нагрівання води в бойлері (для гарячого водопостачання) установлений регулятор прямої дії (РПД). Інші прилади системи автоматики ті ж, що й у водогрійних котлах.

Контрольні запитання і завдання

1. Що таке котельна установка, котловий агрегат, які їхні складові частини, найважливіші характеристики?
2. Які використовуються схеми руху води і пароводяної суміші в котельній установці?
3. Запишіть тепловий баланс парового котла, вираз для підрахунку ККД котла бруто.
4. Дайте характеристику котлів, застосовуваних у сільськогосподарському виробництві.
5. Що таке конструктивний і перевірочний розрахунок котлової установки?
6. Назвіть основні елементи конструкції котлів і визначте їхнє призначення.
7. Охарактеризуйте допоміжні системи і пристрої котлових установок.
8. Які системи і пристрої застосовуються для забезпечення безпеки роботи котлової установки?

4.4. КОТЛИ І ТЕПЛОГЕНЕРАТОРИ

4.4.1. Теплогенератори

Теплогенератори призначаються для повітряного опалення і вентиляції тваринницьких будівель, теплиць, ремонтних майстерень, гаражів та інших приміщень за відсутності централізованого теплопостачання. Теплогенератори можна використовувати для активного вентилявання ненагрітим повітрям зерна, сіна, а також для просушування будівель при внутрішніх опоряджувальних роботах. Теплогенератори працюють на природному газі, гасі, дизельному і пічному побутовому паливі.

У табл. 4.8 наведено технічні характеристики теплогенераторів, що застосовуються в сільськогосподарському виробництві.

Таблиця 4.8

Типи теплогенераторів, застосовуваних у сільськогосподарському виробництві

Марка	Характеристика				Вид палива
	теплова потужність кВт	витрати повітря, м ³ /год	температура нагрітого повітря, °С	ККД, %	
ТГ-1,0А	116	6000–8000	48–58–58	87	гас
ТГ-1,5	175	10000–14000	35–50–50	89	пічне побутове
ГТГ-1,5	175	10000–14000	35–50–50	90	природний газ
ТГ-2,5А	290	14000–18000	50	89	пічне побутове
ТГ-Ф-2,5Б	290	20000	50	91	пічне побутове
ГТГ-2,5А	290	17000	45–55	91	природний газ
ТГ-3,5	408	25000	53	90	гас, дизельне, пічне побутове

Схема теплогенератора ТГ-2,5А показана на рис. 4.13. Теплогенератор має циліндричний корпус 4, виготовлений з жаростійкої нержавіючої сталі. В середині корпусу розміщуються димохід, теплообмінник 3, головний вентилятор 1 з електродвигуном і кожухом. Теплообмінник 3 має камеру згоряння і ребристий радіатор

із вставками, призначеними для уповільнення тяги. До корпусу 4 прикріплена форсунка 6, паливний відстійник 7, станція керування 9 і датчик системи автоматики 5.

Теплогенератор ТГ-2,5А – це цілком автоматизована теплогенеруюча установка для нагрівання повітря продуктами згоряння палива в поверхневому теплообміннику. Головний осьовий вентилятор подає холодне повітря в теплообмінник 3, при цьому продуктивність вентилятора регулюється зміною кута повороту лопат. Нагріте повітря з теплообмінника 3 направляється до споживача. Форсунка 6 служить для розпилювання палива, що подається під тиском 0,98–1,37 МПа через магнітний клапан у розпилювач. Потік палива, що проходить через розпилювач, набуває обертально-вихрового руху і надходить у камеру згоряння теплогенератора.

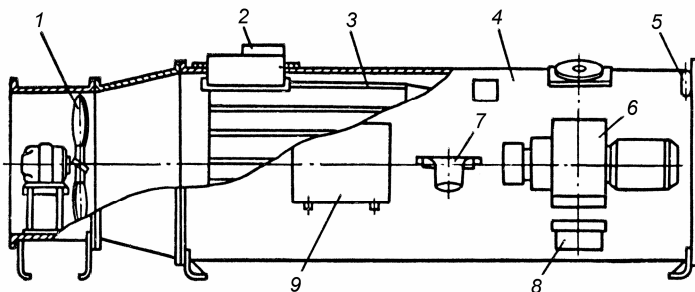


Рис. 4.13. Теплогенератор ТГ-2,5А:

- 1 – головний вентилятор з електродвигуном; 2 – димова труба;
3 – теплообмінник; 4 – корпус; 5 – датчик системи автоматики;
6 – форсунка; 7 – паливний відстійник; 8 – трансформатор запалювання;
9 – станція керування

Повітряному потокові, що подається відцентровим вентилятором, перед надходженням у камеру згоряння завихрювачем надається так само обертально-вихровий рух, але протилежного напрямку порівняно з розпилюваним паливом. Продукти згоряння палива проходять між вставками і ребрами теплообмінника, передають їм свою теплоту і через димохід 2 виходять назовні.

В Україні випускається теплогенератор з такими технічними характеристиками:

- номінальна теплова потужність – 700 кВт;
температура нагрітого повітря – до 130°C;

максимальна витрата нагрітого повітря – 30 тис.м³/год;
вид палива – вугілля (основне паливо), дрова, горючі відходи;
тип топки – напівмеханізована шарова з поворотними
колосниками;

габаритні розміри – 1800 × 3200 × 2700;
ККД – 82%.

Тепловою потужністю теплогенератора називається кількість теплоти за одиницю часу, тобто

$$Q_{TT} = Vc'(t_2 - t_1), \quad (4.35)$$

де V – об'ємна витрата повітря, м³/с;

c' – питома об'ємна теплоємність повітря, кДж/(м³ · К);

t_1 і t_2 – температура повітря на вході та на виході з калорифера, °С.

Зневажаючи фізичною теплотою палива, одержимо ККД теплогенератора:

$$\eta_{TT} = \frac{Q_{TT}}{BQ_H^p} 100\%, \quad (4.36)$$

де B – витрати палива, кг/с;

Q_H^p – нижча робоча теплота згоряння палива, кДж/кг.

4.4.2. Водонагрівачі

Для опалювання і гарячого водопостачання випускають автоматичні газові водонагрівачі (АГВ) трьох модифікацій: АГВ-50М, АГВ-80М, АГВ-120. В основному вони відрізняються один від одного продуктивністю і габаритами. Їхня місткість відповідно: 50, 80, 120 л (інші характеристики див. у табл. 4.9).

На рис. 4.14 показаний водонагрівач АГВ-80М, що має циліндричний резервуар 1 і кожух 4, між якими розміщена тепла ізоляція із шлаковати. В середині резервуара 1 розміщується жарова труба 5. У нижній частині водонагрівача розташований газовий пальник 11 інжекційного типу із запальником 10. Чавунна насадка з отворами на дифузори змішувача для рівномірного розподілу теплоти по всьому об'єму топки водонагрівача. Сопла пальників для спалювання зрідженого і природного газу мають різні розміри вихідних отворів.

Водонагрівачі типу АГВ

Марка	Характеристика			
	теплова потужність, кВт	тривалість нагріву води від 20 до 80°C, хв	опалювальна площа, м ²	ККД, %
АВГ-50М	4,88	55	30–40	70
ФВГ-80М	5,23	70	50–60	75
АВГ-120	10,47	60	75–85	75

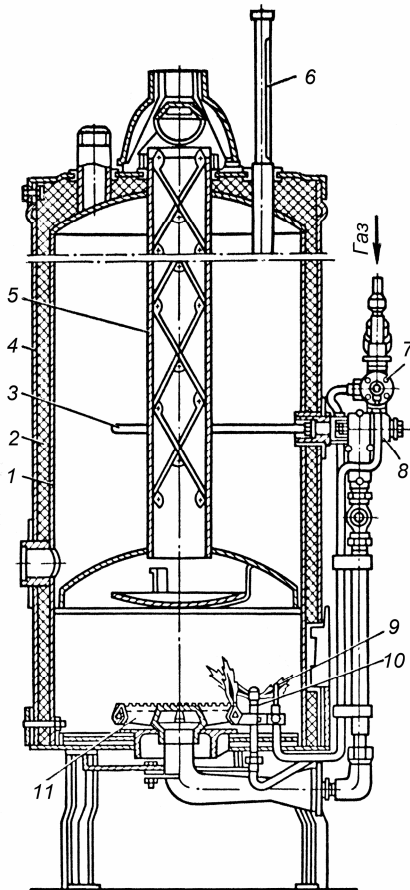


Рис. 4.14. Автоматичний газовий водонагрівач АГВ-80М:

1 – резервуар; 2 – тепла ізоляція; 3 – латунна трубка; 4 – кожух; 5 – димова труба; 6 – термометр; 7 – електромагнітний клапан; 8 – терморегулятор; 9 – термопара; 10 – запальник; 11 – пальник

Робота газового водонагрівача. Терморегулятор 8 служить для підтримки температури води, що нагрівається, у встановлених межах. Терморегулятор працює в такий спосіб. Чутливим елементом терморегулятора є латунна трубка 3, всередині якої знаходиться прикріплений до неї інварний стрижень. При заданій температурі води стрижень за допомогою системи важелів діє на газовий

класан і утримує його у відкритому положенні. Якщо температура води перевищить припустимий рівень, латунна трубка подовжиться, відтягне інварний стрижень і газований класан під зусиллям пружини закритється. У зв'язку з цим відбудеться відсікання газу і палик загасне.

Під час охолодження води до температури, нижчої від встановленої, латунна трубка укоротиться, інварний стрижень через важелі регулятора відкриє газований класан.

Запальник 10 горить постійно, газ до нього надходить через електромагнітний класан 7. Полум'я запальника нагріває спай термопари 9. Якщо запальник загасне, спай термопари охолотиться, зникнуть електрорушійна сила в ланцюгу і магнітне поле, що утримує електромагнітний класан у відкритому положенні, класан закритється. Подача газу припиниться.

Теплова потужність водонагрівача кВт визначається за такою формулою:

$$Q_B = Vc_w(t_T - t_X), \quad (4.37)$$

де V – витрати води, кг/с;

c_w – питома масова теплоємність води, кДж/(кг К);

t_T і t_X – температура гарячої і холодної води, °С.

ККД водонагрівача можна визначити за такою формулою:

$$\eta_B = \frac{Q_B}{B(Q_H^P + Q_T)} 100\%, \quad (4.38)$$

де B – витрата палива, кг/с;

Q_T – фізична теплота палива, кДж/кг.

4.4.3. Газові опалювальні прилади

Газові опалювальні прилади використовуються як джерела теплоти в житлових, службових, сільськогосподарських виробничих і підсобних приміщеннях.

На рис. 4.15 показано газований опалювальний прилад “Огонёк”, призначений для використання в житлових, службових і підсобних приміщеннях площею до 20 м². Прилад виконаний так, що газований тракт і топка ізольовані від повітряного середовища опалювального приміщення. Газований опалювальний прилад “Огонёк” – це повітрянагрівач, що містить теплообмінник 2 і палик 4, які розміщені в сталевому кожусі 1, прикріпленому до стінки приміщення з витяжним вентиляційним каналом або вікном із кватиркою. Запалювання газу

відбувається через герметизоване вічко 3. Повітря до пальника надходить ззовні через бетонні ґрати 6 і нижні канали бетонного короба 8. Продукти згоряння видаляються в атмосферу через верхні канали короба 8. Прилад обладнаний автоматичним пристроєм для регулювання подачі газу в пальник 4 залежно від температури повітря в приміщенні. При зриві полум'я пальника 4 надходження газу припиняється електромагнітним клапаном. Газоопалювальний прилад “Огонёк” має теплову потужність 1860 Вт, ККД – 80%, температуру нагрітого повітря на виході – 70°C.

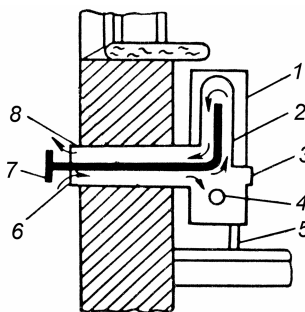


Рис. 4.15. Газовий опалювальний прилад “Огонёк”:

- 1 – кожух; 2 – теплообмінник; 3 – герметизоване вічко; 4 – пальник; 5 – ніжка;
6 – бетонні ґрати; 7 – противітряний щиток;
8 – бетонний короб

У сільськогосподарському виробництві застосовуються мікрофакельні пальники, а також газові пальники інфрачервоного випромінювання (ГІВ), що являють собою опалювальні прилади для безполум'яного спалювання газу. Принципова схема газового пальника інфрачервоного випромінювання показана на рис. 4.16. Газоповітряна суміш переміщується в інжекційному змішувачі 1, надходить у розподільчу камеру 2 і далі проходить через блок керамічних плиток 3. Ці плитки виконані у вигляді об'ємної сітки, що має до 2000 каналів діаметром від 0,8 до 1,6 мм. Проходячи по каналах блоку керамічних плиток 3, газоповітряна суміш нагрівається до температури запалення і згоряє на поверхні блоку, утворюючи рівне короткофакельне полум'я.

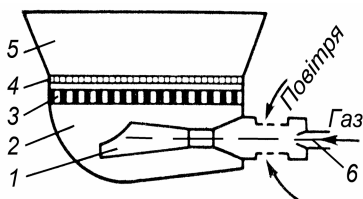


Рис.4.16. Принципова схема газового пальника інфрачервоного випромінювання:

- 1 – інжекційний змішувач; 2 – розподільна камера; 3 – блок керамічних плиток; 4 – металева сітка; 5 – рефлектор; 6 – сопло

Температура зовнішньої поверхні блоку досягає при цьому 800–900°C.

Основна частка теплоти (близько 60%), що виділяється при горінні, надходить у навколишнє середовище у вигляді променистої енергії короткохвильової ділянки інфрачервоної області спектра електромагнітних хвиль. Тому ці прилади називаються пальниками інфрачервоного випромінювання.

Металева сітка 4 з жароміцної сталі сприяє стабільності роботи пальника, знижуючи вплив зовнішніх потоків повітря, забезпечуючи рівномірне нагрівання кераміки і підвищення потужності випромінювання.

У газових пальниках інфрачервоного випромінювання здійснюється повне згоряння газу і практично відсутні продукти неповного згоряння – CO₂, C (сажа), смоли та ін.

Під час включення пальника інфрачервоного випромінювання відразу відчувається тепловий комфорт, тому що інфрачервоне опалення характеризується малою тепловою інерцією, яке дозволяє користуватися пальником періодично в міру потреби. Застосування газових пальників інфрачервоного випромінювання в сільсько-господарських виробничих приміщеннях є досить перспективним, оскільки ця система обігріву економічніша, ніж традиційне опалення.

У табл. 4.10 наведено технічні характеристики газових пальників інфрачервоного випромінювання. Ці характеристики пальників подані за умови спалювання природного газу з нижчою теплоотою згоряння 35600 кДж/м³.

Таблиця 4.10

Газові пальники інфрачервоного випромінювання

Марка	Характеристики		
	теплова потужність, кВт	витрата газу, м ³ /год	надлишковий тиск газу, кПа
ГИИВ-1, ГИИВ-1А	2,80–5,25	0,28–0,53	0,59–1–1,96
“Зірочка”	1,80–3,15	0,18–0,32	0,49–1–1,57
ГИИ-19А	7,45	0,75	1,28

Загальна теплова потужність (навантаження) пальника визначається за такою формулою:

$$Q_G = V_G Q_H^p, \quad (4.39)$$

де V_G – витрата газу на пальник, м³/з;

Q_H^p – нижча теплота згоряння газу, кДж/м³.

Потрібне для опалення приміщення число пальників підраховують за такою формулою:

$$n = \frac{Q_{OT}}{Q_G}, \quad (4.40)$$

де Q_{OT} – тепловий потік, потрібний для опалення приміщення, кВт.

Добові витрати газу V_{zag} , м³/доб усіма пальниками підраховують так:

$$V_{zag} = 3600 V_G n \tau, \quad (4.41)$$

де τ – тривалість роботи пальників протягом доби.

Контрольні запитання і завдання

1. Дайте характеристику котлів, які застосовуються в сільськогосподарському виробництві.
2. Для чого призначені теплогенератори? Яка їх будова?
3. Як визначаються теплова потужність і ККД теплогенератора?
4. З яких частин складаються водонагрівачі?
5. Розповісти про автоматизацію роботи водонагрівачів.
6. Як підраховуються теплова потужність і ККД водонагрівача?
7. Яка конструкція і як працює газовий опалювальний прилад “Огонёк”?
8. Розповісти про принцип дії газового пальника інфрачервоного випромінювання.
9. Як визначається теплова потужність пальника?
10. Як підраховується добова витрата газу всіма газовими пальниками?

5. ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛОТИ В СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАРСТВІ

5.1. ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАРСТВІ

5.1.1. Загальні відомості

Енергетичні ресурси поділяють на первинні і вторинні.

Первинні (природні) ресурси утворюються в результаті геологічного розвитку Землі. Поновлювані енергетичні ресурси ті, запаси яких не зникають при їхньому використанні (промениста енергія Сонця, енергія вітру, припливів та ін.).

Вторинні енергетичні ресурси (ВЕР) – це теплота та інші види енергії, що не використовуються в самій установці, але можуть бути використані для енергопостачання інших об'єктів і установок. Теплові ВЕР – це димові гази від котлів та іншого устаткування; тепла вода від охолодження технологічного устаткування; скидна пара; охолоджуюча вода теплових і атомних електростанцій і інших установок; повітря, що видаляється із сушильних установок; вентиляційне повітря з приміщень, ферм та ін.

Шляхи економії теплоенергетичних ресурсів у сільському господарстві:

- підвищення теплового захисту будинків, удосконалювання об'ємно-планувальних рішень і систем теплопостачання, автоматизація процесів енергопостачання;

- використання вторинних енергоресурсів промислових підприємств, теплових і атомних електростанцій, а також утилізація скидної теплоти ферм;

- використання поновлюваних джерел енергії.

Через огороджуючі конструкції будинків губиться велика кількість теплоти і саме тому ефективний засіб зменшення втрат енергії – це підвищення термічних опорів огорожень.

Істотний енергозберігаючий ефект дає підвищення термічного опору теплопередачі огороджуючих конструкцій будівель. Розрахунки показують, що для сільського будинку, розташованого в кліматичних умовах України, сумарною площею 120 м² шар ізоляції зовнішніх стін у 100–120 мм дає економію за опалювальний період, еквівалентний 4000 м³ газу. При заміні одношарового скління на двошарове на кожен 1 м² вікон можна заощадити 25 м³ газу за рік, а при переході на

тришарове скління можна зберегти додатково 10 м³ газу за рік на кожен 1 м² вікон.

Велику увагу варто приділяти зменшенню втрат теплоти через перекриття і підлогу. Досвід показує, що ізоляція підлоги за допомогою утеплювача з опором теплопередачі, рівним 1–2 м² К/Вт, знижує теплові втрати. Для зменшення втрат теплоти у тваринницьких і птахівницьких приміщеннях доцільно користуватися вентилятованими огороженнями – свого роду теплообмінними апаратами, в яких притічне повітря, що надходить у приміщення, нагрівається на 4–8°C.

Для економії теплоти в теплицях рекомендується встановлювати знімні екрани на відстані близько 40 мм від стаціонарних світлопрозорих огорожень. Такий захід може дати до 8–10% економії теплоти. Крім того, екрани захищають від можливого переохолодження рослин, розташованих поблизу зовнішніх стін.

Для зменшення витрати теплоти для теплиць, що обігріваються, використовують покриття з теплоутримуючої плівки, з меншою порівняно зі звичайною полімерною плівкою проникністю для інфрачервоного випромінювання. Це дозволяє підвищити температуру в теплиці на 1,5–2°C. До підвищення температури в теплиці при тій же витраті теплоти використовують в теплицях скло, покрите плівкою двоокису олова.

Істотну економію (на 6–8%) може дати удосконалювання системи обігріву сільськогосподарських споруд. Належну увагу приділяють станіві теплових мереж. При зволоженні ізоляції мереж теплові втрати різко зростають. Міні-котельня, призначена для безпосереднього теплопостачання одного об'єкта, може забезпечити суттєву економію тепла, тому що при цьому відсутні втрати в теплових мережах. Варто також стежити за витіканням води із системи теплопостачання, вони повинні бути зведені до мінімуму.

Як показує досвід експлуатації котлів, установлених на сільськогосподарських об'єктах, їх реальний ККД нерідко істотно нижче паспортних. Тому варто приділяти велику увагу експлуатації котлових установок. Неполадки і несправності в їхній роботі заносяться в експлуатаційний журнал і негайно повинні бути усунуті.

До засобів енергозберігаючої технології варто віднести систему регулювання й автоматизації мікроклімату в приміщенні. Великий ефект досягається використанням систем мікроклімату з мікропроцесорним керуванням.

Велике значення має розташування об'єкта на місцевості, його орієнтація щодо осі північ – південь, відстань між будівлями, а також

відстань будинків від вітрозахисної лісосмуги. Захисна дія смуги поширюється на відстань 20 H від смуги, де H – висота дерев смуги.

5.1.2. Використання вторинних енергетичних ресурсів

Сучасні промислові підприємства і теплові електростанції в технологічних процесах ефективно використовують лише частину енергії. Приблизно половина всієї енергії палива губиться. Енергетичний потенціал при використанні відходів, побічних і проміжних продуктів, що не використовують в основному виробництві, але які можуть бути використані для енергопостачання інших установок, об'єктів, агрегатів, складає основу вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР).

ВЕР використовують для створення мікроклімату у виробничих сільськогосподарських приміщеннях, а також для опалення, вентиляції, кондиціонування, гарячого водопостачання житлових і виробничих об'єктів.

Питомий вихід теплових ВЕР за одиницю часу оцінюють, як правило, за годину роботи агрегату й установки джерела вторинної енергії

$$g_T = M_{EH} \Delta h, \text{кДж/год}, \quad (5.1)$$

де M_{EH} – питома кількість енергоносія агрегату-джерела, кг/год, м³/год;

Δh – перепад ентальпії, кДж/кг.

Вихід ВЕР за розглянутий період (доба, місяць, опалювальний період, рік) визначають за питомою витратою

$$Q_B = g_T \tau, \quad (5.2)$$

де τ – час роботи агрегату-джерела за розглянутий період, год.

Теплова енергія, отримана за рахунок ВЕР, залежить від ступеня досконалості утилізаційної установки і режиму (часу використання). Її обчислюють за такою формулою:

$$Q = Q_B \delta \beta_p (1 - \zeta), \quad (5.3)$$

де δ – частина ВЕР, що надходить від агрегату-джерела;

β_p – коефіцієнт, що враховує режим загального використання агрегату-джерела, утилізаційної установки і споживача. При цілодобовому тепlopостачанні $\beta_p = 1$;

ζ – частка втрат.

Серед ВЕР виділимо ті, для використання яких потрібне теплоутилізаційне устаткування (ТУУ). До них належать ТУУ, що використовує теплоту димових газів печей котлоагрегатів та інших тепломістких парогазових потоків від сушильних апаратів, витяжного повітря систем вентиляції і кондиціонування та деякі інші теплоносії.

Основний елемент ТУУ – різні теплоутилізатори. Розглянемо їхні конструкції і принцип дії. Останнім часом широко застосовують пластинчасті рекуперативні теплообмінники, що відрізняються компактністю, низьким гідравлічним опором і зручністю очищення поверхонь теплообміну, питома поверхня яких сягає $1500 \text{ м}^2/\text{м}^3$. Розміщені паралельно одна стосовно іншої пластини утворюють систему хвилястих каналів шириною 3–6 мм, по яких по обидва боки кожної пластини переміщуються теплоносії. Гофрування пластин створює інтенсивну турбулізацію потоків, що забезпечує високі коефіцієнти теплопередачі (до $3800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$).

Використання теплоти вторинної пари, гарячої води, газів

Схему використання вторинної (відпрацьованої) пари для підігріву зворотної води системи опалення наведено на рис. 5.1. Вторинна пара подається в теплообмінник 3, де віддає свою теплоту воді, що надходить у теплообмінник зі зворотної магістралі системи опалення. Конденсат, що утворився в теплообміннику, через конденсатовідвідник 1 надходить у збірний бак 6, звідки конденсаційним насосом 5 перекачується у збірний конденсатний бак котельні.

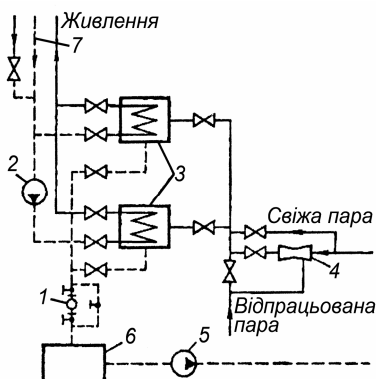


Рис. 5.1. Схема використання теплоти відпрацьованої пари для опалення:

- 1 – конденсатовідвідник; 2 – насос системи опалення; 3 – теплообмінник;
- 4 – ежектор; 5 – конденсаційний насос;
- 6 – збірний бак; 7 – зворотна магістраль

Схему використання відпрацьованої води для теплопостачання подано на рис. 5.2. У цьому випадку передбачається обігрів теплиці 1, в систему обігріву якої нагріта вода надходить із системи охолодження устаткування підприємства або з іншого джерела. В холодний період тепла вода для додаткового підігріву буде надходити в теплицю через теплообмінник 2, де як теплоносієм використовується пара, що надходить з котельні або з іншого джерела.

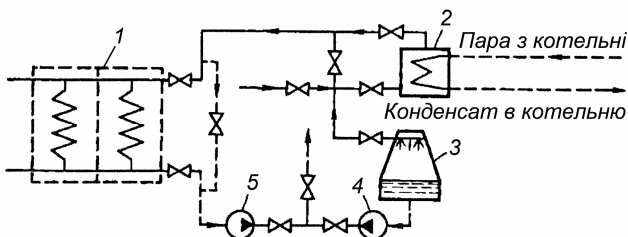


Рис. 5.2. Схему використання теплоти холодної води в теплицях з попереднім її підігрівом у теплообміннику:

1 – теплиця; 2 – теплообмінник; 3 – градирня; 4, 5 – насоси

Схему використання ВЕР теплоти димових газів котельні подано на рис.5.3. Схему передбачає нагрівання води для гарячого водопостачання, опалення і вентиляції теплиць 9 та тваринницьких приміщень 10. Артезіанська вода насосом 2 подається в пристрій хімводоочистки 3 і нагрівається в утилізаторі димових газів (УДГ) 4 котла 1, звідки надходить у бак-акумулятор 6 і перекачується насосом 8 у систему гарячого водопостачання сільськогосподарських виробничих приміщень. Друга частина нагрітої води з УДГ 4 за допомогою перекачувального насоса 7 подається в повітрянагрівач системи опалення і вентиляції 12. Повітря до потрібних параметрів з урахуванням специфічних умов кожного приміщення нагрівають за допомогою водяного калорифера 11, підключеного в теплову мережу з насосом 14. Повітря в систему повітряного опалення подається вентилятором 13. Охолоджені димові гази з казана димососами 5 видаляються в димову трубу.

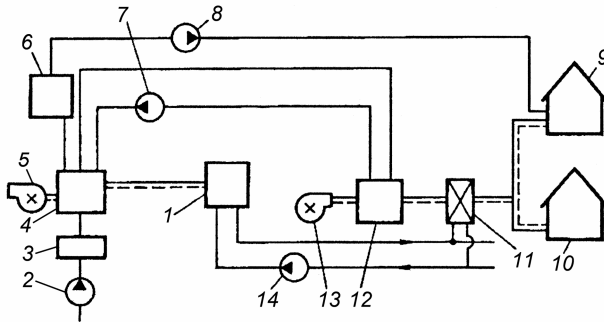


Рис. 5.3. Принципова схема утилізації ВЕР димових газів котельні:
 1 – котел; 2 – насос артезіанської води; 3 – хімоводоочистка; 4 – утилізатор димових газів котла; 5 – димосос; 6 – бак-акумулятор; 7 – перекачувальний насос; 8 – насос гарячого водопостачання; 9 – теплиця; 10 – тваринницьке приміщення; 11 – калорифер; 12 – повітрянагрівач системи

Теплопостачання об'єктів сільськогосподарського призначення від теплових і атомних електростанцій можливе за рахунок неурегульованих відборів пари з турбін або від теплоти води низького потенціалу після конденсаторів.

Відомі й простіші рішення: теплу воду направляють на полив полів або на обігрів ґрунту, для чого її подають у мережу труб, прокладених на визначеній глибині.

У сільському господарстві як резервний енергетичний агрегат використовують дизельні електростанції. Відпрацьовані гази двигуна мають високу температуру (380–420°C) і теплоту відпрацьованих газів можна використовувати для підігріву води або одержання пари в котлі-утилізаторі. Ефективність утилізації теплоти зростає, якщо використовувати також теплоту води із системи охолодження двигуна. Схему подібної установки подано на рис. 5.4.

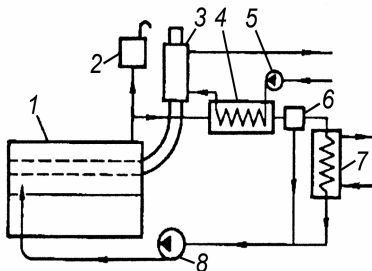


Рис. 5.4. Схема системи, що використовує теплоту холодної води і відпрацьованих газів двигуна дизельної електростанції:

1 – двигун; 2 – конденсаційний бак; 3 – котел-утилізатор; 4 – теплообмінник; 5 – насос системи теплопостачання; 6 – терморегулятор системи охолодження; 7 – водоохолоджувач; 8 – насос

Використання теплоти вентиляційного повітря, що видаляється з тваринницьких приміщень

Утрати теплоти з вентиляційним повітрям, що видаляється з приміщень, значні. Використання цієї “непридатної” теплоти – актуальне завдання, позитивне рішення якого сприяло б заощадженню енергоресурсів під час теплопостачання ферм. З цією метою в системі повітряного опалення встановлюють утилізатори низькопотенційної теплоти.

Усі теплоутилізатори вентиляційних викидів різні за конструкцією і принципом роботи. Їх розділяють на регенеративні і рекуперативні (трубчасті і пластинчасті) з використанням теплових труб і проміжним теплоносієм. При низьких температурах зовнішнього повітря може відбуватися утворення на поверхні утилізатора з боку повітря, що видаляється. Гранична температура, нижче якої можливе обмерзання t_p , залежить від параметрів і витрати скидного вентиляційного повітря.

Якщо температура зовнішнього повітря нижче t_p , то для забезпечення безаварійної роботи слід періодично відключати подачу повітря, що надходить, на 3...5 хв через кожні 4 години, пропускати частину повітря через обвідний канал по лінії припливу або попередньо нагрівати повітря.

Найбільш поширені в системах вентиляції тваринницьких ферм одержали рекуперативні трубчасті теплообмінники. Схему установки з рекуперативними теплообмінними апаратами типу “труба в трубі” подано на рис. 5.5.

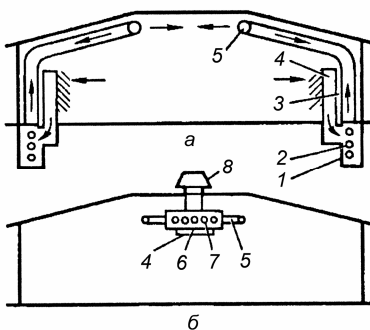


Рис. 5.5. Схема установки рекуперативних теплообмінників типу “труба в трубі”:

а – теплообмінник під підлогою;
б – теплообмінник, встановлений у верхній частині приміщення;
1 – канал для теплого повітря;
2 – канал для холодного повітря;
3 – сполучний канал; 4 – всмоктувальна шахта; 5 – поділючий канал для повітря; 6 – корпус; 7 – труби холодного повітря; 8 – витяжний вентилятор

Кількість теплоти, яку слід передати зовнішньому повітрю (теплова потужність теплоутилізатора)

$$Q_y = m(h_y - h_z), \text{кВт}, \quad (5.4)$$

де h_y і h_z – ентальпія, що видаляється із зовнішнього повітря, кДж/кг;

m – маса повітря, що видаляється, кг/с.

Поверхня нагрівання теплоутилізатора

$$F = \frac{Q_y}{k\Delta t_y}, \text{м}^2, \quad (5.5)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі теплообмінника, кДж/(м²·К);

Δt_y – середня різниця температур у теплоутилізаторі, °С.

5.1.3. Використання поновлюваних джерел енергії

Загальні відомості

Поновлювані джерела енергії (ПДЕ) не створюються цілеспрямованою діяльністю людини. Цей вид енергії постійно існує в навколишньому середовищі.

Поновлювані джерела енергії мають низку переваг: усьоди-сушість, невичерпність, безкоштовність, економічність малих систем, безпека експлуатації, мінімальний вплив на навколишнє середовище, тобто екологічна чистота. Системи на основі ПДЕ, як правило, естетичні.

Однак цим системам властиві і недоліки: низькопотенціальність енергії, мінливість, як правило, в часі, відносно висока вартість устаткування. Ці недоліки можуть бути знижені під час застосування концентраторів і акумуляторів енергії, а також під час комплексного використання декількох видів ПДЕ. Тому в кожному конкретному випадку варто вирішувати завдання оптимізації структур енерго-комплексів.

В установках з використанням ПДЕ між джерелом енергії і споживачем установлюють перетворювач (трансформатор) енергії, завдання якого уловлювання та перетворення первинної енергії (сонячної, вітрової та ін.). Якщо немає потреби у використанні енергії, то вона з трансформатора направляється в акумулятор, звідки за потреби її подають у систему енергопостачання об'єкта. Принципову схему такої установки подано на рис. 5.6. Із наведеної схеми випливає, що ПДЕ практично не вносять у навколишнє середовище знову

утворені шкідливі речовини і практично є екологічно чистими джерелами енергії. ПДЕ – це складова частина навколишнього середовища; звідси впливає природність і доцільність їхнього комплексного використання в різних галузях малої енергетики і, в першу чергу, в системах енергопостачання сільського господарства.

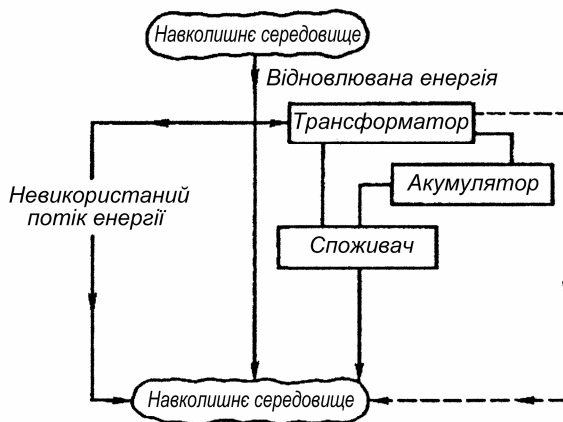


Рис. 5.6. Схема процесів перетворення, акумулювання і використання ПДЕ

Потужність установки, що використовує ПДЕ, і потреба в енергії в даний момент не завжди відповідають один одному. Тому використовують різні методи керування. У системах з ПДЕ застосовують три методи керування.

Найбільш простим, що не вимагає додаткового спеціалізованого устаткування, є метод керування, заснований на скиданні частини непотрібної енергії. Такий метод використовується у вітроколесах, на гідроелектростанціях, у системах обігріву будинків, коли застосовують керовані заслінки для регулювання інтенсивності падаючої сонячної енергії.

Більш ефективні системи керування з акумуляторами енергії.

При наявності значної кількості різномірних споживачів доцільно використовувати системи з регулюванням навантаження. У цьому випадку відповідність між потребою і пропозицією енергії забезпечується включенням або вимиканням потрібного числа споживачів.

Для автономних малих енергетичних систем, що використовують ПДЕ, найбільш доцільний метод керування, заснований на акумулюванні енергії.

Системи сонячного енергопостачання

Способи використання енергії сонячного випромінювання досягли високої технологічної досконалості й ефективності.

Методи утилізації сонячної енергії розділяють на дві основні групи: пряме використання сонячної радіації і непряме, через її вторинний прояв, наприклад, енергії вітру, енергетичних запасів біомаси рослин тощо.

Пряме використання сонячної енергії, у свою чергу, розділяють на теплове, фото- і термоелектричне перетворення сонячної радіації, тобто одержання теплової й електричної енергії під впливом сонячного випромінювання на різні спеціальні пристрої. Найширше використовують, у тому числі й в агропромисловому комплексі, метод перетворення сонячної енергії в теплову.

Системи, що використовують сонячну енергію для вироблення теплоти і холоду, відрізняються:

- *за конструкцією* – пасивні й активні;
- *призначенням* – системи гарячого водопостачання, опалення, холодопостачання; комбіновані системи тепlopостачання (опалення і гаряче водопостачання), теплохолодопостачання (опалення, гаряче водо- і холодопостачання); сушіння; опріснення води й ін.;
- *часом роботи протягом року* – сезонні і цілорічні;
- *ступенем охоплення споживачів* – індивідуальні, групові, централізовані;
- *часом акумулювання енергії* – без акумулятора, з короткостроковим акумулюванням (1–2 доби), з довгостроковим (сезонним) акумулюванням;
- *характером руху теплоносія в процесі нагрівання* – без циркуляції, із природною або примусовою циркуляцією;
- *режимом відбору теплоти* – з постійною або перемінною температурою теплоносія;
- *наявністю дублюючого джерела* – з дублером, без дублера (автономні);
- *ступенем автоматизації системи* – неавтоматизовані, з частковою, комплексною або повною автоматизацією;
- *кількістю контурів* – одно-, дво- і багатоконтурні.

Кожна із систем тепло- і холодопостачання складається, як правило, із трьох основних елементів: приймача сонячного випромінювання (колектора), пристрою для збереження теплоти (акумулятора) і системи розподілу теплоти.

Фотоелектричні перетворювачі сонячної енергії за своєю фізичною природою належать до устаткування, що виконує пряму трансформацію сонячної радіації в електричну енергію без проміжних стадій.

Пасивні системи сонячного опалення

Пасивна система сонячного опалення проста за конструкцією і має високу ефективність. Пасивні геліосистеми умовно розділяють на *відкриті* і *закриті*. У відкритих системах промені сонячного випромінювання проникають в опалюване приміщення через віконні прорізи (збільшених розмірів) і нагрівають будівельні конструкції приміщення. Останні при цьому є приймачами й акумуляторами теплоти. Такі системи дуже прості, але мають недоліки: нестійкість теплового режиму; у ряді випадків через інтенсивну інсоляцію виникає некомфортний стан у приміщенні; потреба використання додаткової нагрівальної системи.

У закритих системах потік сонячної радіації в приміщення не проникає, а поглинається приймачем сонячної радіації, сполученим із зовнішніми конструкціями будівлі. Така система виконує як функції основного конструктивного призначення (елементи споруди), так і функції прийому, акумулявання і передачі теплоти. Теплосприймаюча конструкція, як правило, є і акумулятором теплоти.

Прикладом пасивної закритої системи з циркуляцією теплоносія через теплосприймаючу стіну може бути система, наведена на рис. 5.7 (сонячний будинок Ф. Тромба і Дж. Мішеля). Роль поглинача й акумулятора теплоти сонячної радіації грає звернена на південь масивна бетонна стіна будинку, пофарбована в темний колір і відділена від зовнішнього повітря одинарним, подвійним або потрійним склінням. Біля верхньої і нижньої частин стіни знаходяться канали для циркуляції теплоносія (повітря приміщення).

Під впливом сонячного випромінювання повітря, що знаходиться в проміжку між стіною і світлопроникаючим огороженням, нагрівається і надходить через верхні канали в приміщення. Це повітря заміщає прохолодне, що виходить із приміщення через нижні канали. Тим самим створюються умови для природної циркуляції повітря і

забезпечується рівномірніша температура в приміщенні. Уночі акумульована стіною теплота передається приміщенню.

Пасивні геліонагрівачі в основному компенсують теплові втрати споруд, але для цього потрібне достатнє число ясних днів в опалювальний період. Практично пасивна система опалення стане рентабельною при числі ясних днів не менш 60–70% загальної кількості днів опалювального періоду. У похмурі дні ефективність пасивної системи зменшується на 50–60% щодо номінальної, порівняно з ясними днями, і в результаті цього частка системи в загальному балансі енергозбереження незначна. У цьому випадку потрібний мікроклімат підтримують або за допомогою традиційного джерела опалення (наприклад, електроротельні) або акумулятора теплоти.

Акумулювання теплоти значно підвищує ефективність і надійність пасивної системи. Акумулятори розміщують або в ґрунті або усередині споруд. У першому випадку потрібна наявність вентилятора для руху повітря. Розміщення акумулятора в об'ємі будинку дає більший ефект, тому що теплота не губиться в навколишнє середовище, але такий акумулятор погано вписується у споруду.

Активні системи сонячного тепло- і холодопостачання

Основні компоненти активних систем сонячного тепло- і холодопостачання – нагрівач (колектор, геліоколектор) і акумулятор. До елементів активної сонячної системи належить також теплообмінник, механізми для циркуляції теплоносія. Для передачі теплоти від геліоколектора до споживача передбачені проміжні елементи, а саме: акумулятор, теплообмінник, додаткове джерело теплоти, автоматичні пристрої і регулятори.

Сонячний колектор служить для перетворення сонячного випромінювання в теплову енергію. Усі сонячні колектори мають загальну деталь – поглинач теплоти.

За видом теплоносія геліоколектори розділяють на рідинні, які часто називають сонячними водонагрівачами, і повітряні. За температурою нагрівання – низькотемпературні (до 100°C), середньо- (до 200°C) і високотемпературні (до 350°C). Для збільшення інтенсивності сонячної енергії, що надходить, і, отже, температури нагрівання теплоносія використовують концентратори різних типів. В агропромисловому комплексі застосовують колектори з низькотемпературним теплоносієм, тобто такі, які працюють без концентраторів. Кращі теплотехнічні показники мають рідинні

проточні канали з поглиначем у вигляді плоскої панелі з каналами. Схему сонячного колектора показано на рис. 5.7. Він складається з пластини-теплоприймача 2; труб або каналів, в яких циркулює теплоносій 6 і знаходиться в контакт з теплосприймаючою пластиною; прозорого покриття, виготовленого з одного або двох шарів скла 3 або пластмаси; корпусу 1 з теплоізоляцією 4.

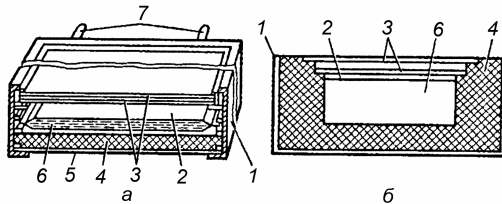


Рис. 5.7. Схема сонячного колектора:

а – теплоносій – вода; б – теплоносій – повітря;
 1 – корпус; 2 – пластина теплоприймача; 3 – скло; 4 – теплоізоляція; 5 – основа корпусу; 6 – теплоносій

У колекторі поглинуте сонячне випромінювання перетворюється в теплоту, що сприймається теплоносієм (вода, антифриз, повітря), який протікає в каналах. Шар ізоляції знижує втрати теплоти, в результаті чого теплопродуктивність колектора підвищується. При використанні подвійного стікління зменшується щільність потоку випромінювання, що падає на поглинаючу панель. Теплова ізоляція 4 зменшує втрати теплоти в навколишнє середовище через дно колектора і його бічні грані.

Плоскі колектори використовують для опалення і гарячого водопостачання житлових і громадських будівель, для перетворення (сушіння) і збереження (у системах сонячного холодопостачання) продуктів, а також у різних технологічних процесах, що вимагають невисоких (до 100°C) температур.

Сонячні колектори розміщують з урахуванням типу забудови, ландшафту і можливостей будівельного майданчика. Для гарячого водопостачання тваринницьких ферм, комплексів або для опалення споруд колектори встановлюють на горищі або на майданчику поруч з фермою (спорудженням). Відстань між спорудженням і колектором повинна бути достатньою для можливого ремонту горища.

Сонячні колектори слід орієнтувати на південь з відхиленням від осі північ – південь. Кут нахилу сонячних колекторів до обрію

приймають залежно від періоду роботи установки: при цілорічній експлуатації він дорівнює широті місцевості; при роботі влітку – широті місцевості плюс 15°.

У пристроях для гарячого водопостачання й опалення використовують рідинні акумулятори.

Магістральні трубопроводи установок сонячного гарячого водопостачання й опалення для систем із природною циркуляцією теплоносія розміщують з нахилом не менш ніж 0,01; для системи з насосною циркуляцією теплоносія – з нахилом не менш ніж 0,002.

Характеристики колектора:

Коефіцієнт ефективності F' , що залежить від ступеня нерівномірності температурного поля в поперечному розрізі панелі, тобто характеризує ефективність перенесення поглинутого сонячного випромінювання до потоку теплоносія в трубах або каналах. Значення цього коефіцієнта головним чином залежить від конструкції панелі;

Оптичний коефіцієнт корисної дії η_0 дорівнює сумі пропускну здатності прозорого покриття на поглинаючу здатність панелі в сонячному спектрі. При одинарному склінні η_0 не перевищує 0,8. У правильно спроектованому колекторі коефіцієнт F' досягає значення 0,92–0,99;

Коефіцієнт теплопередачі k залежить від числа прозорих покриттів, відстаней між ними, а також від відстані між внутрішнім склом і поглинаючою панеллю, ступеня чорноти панелі в довгохвильовій частині спектра, швидкості вітру. При відсутності прозорої ізоляції швидкість вітру є визначальним чинником.

Характеристикою колектора є максимальна температура t_∞ , до якої нагрівається поглинаюча панель, якщо від колектора не відводити теплоту

$$t_\infty = t_0 + \frac{\eta_0 q}{k}, \quad (5.6)$$

де t_0 – температура зовнішнього повітря, °С;

q – поверхнева щільність потоку сумарної (прямої і дифузійної) сонячної радіації в площині колектора, Вт/м².

Одна з істотних характеристик колектора – його ККД, що дорівнює відношенню теплопродуктивності колектора до падаючого потоку сонячної радіації

$$\eta = F' \eta_0 - F' k \frac{t_m - t_0}{q}, \quad (5.7)$$

де t_m – середня температура теплоносія в колекторі, °С.

Ефективність сонячного колектора можна збільшити, використовуючи селективні покриття, що забезпечують високу поглинаючу здатність стосовно сонячного випромінювання і низьку здатність випромінювання. Це можливо, оскільки поглинання відбувається в короткохвильовій, а випромінювання – у довгохвильовій областях спектра. Широко використовують покриття типу “чорний нікель”, яке наносять на панель електромеханічним способом.

Скло, покрите двоокисом олова, погано пропускає сонячні промені у зазначеній області спектра (0,3–2,5 мкм), але майже цілком відбиває довгохвильові промені, зменшуючи тим самим втрати теплоти.

Для збільшення пропускну здатності прозорого огороження іноді його виконують опуклим або пірамідальним. З метою зниження вартості прозорого огороження використовують полімерні плівки.

Для підвищення поглинаючої здатності використовують гофровані, стільникові або оребрені поверхні, що утворюють “пастки” для сонячних променів. На таких поверхнях відбувається багаторазове переломлення променів і збільшується використання променевого потоку.

Зменшення теплових втрат досягають теплоізоляцією корпусу колектора.

З метою зниження втрат і економії металу почали випускати геліоколектори з полімерних матеріалів. Найбільш ефективні – листотрубні пластмасові колектори, розмір ребер між трубами яких не більш ніж 0,4 їхнього діаметра.

На практиці використовують матрацні колектори з чорної поліетиленової плівки. Їх розміщують на південних схилах дахів або на землі. Колектори з чорної плівки можуть мати форму рукава. Через такий рукав діаметром 1,2–2 м нагріте вентилятором повітря подають до споживача (для сушіння сіна або для інших цілей).

Існують також колектори, конструкція яких дозволяє збільшити інтенсивність падаючої сонячної енергії. У таких колекторах між джерелом і приймачем випромінювання встановлено оптичний пристрій – *концентратор*, завдяки якому, порівняно з плоским колектором без концентратора, збільшується щільність променистого потоку, що падає на теплосприймаючу поверхню. Числове значення цього збільшення називають ступенем концентрації. Концентратори поділяють на рефракторні і рефлекторні.

До класу *рефракторних* концентраторів належать опуклі лінзи, лінзи Френеля і призми. Найпростіші концентратори мають вигляд

тригранної призми, передня грань якої є приймачем, задня – відбивачем, а бічна – виходом випромінювання. Принцип роботи такого концентратора – повне внутрішнє відбивання променів до влучення на бічну грань.

Рефлекторні відбивачі – це дзеркала, поверхня яких утворена обертанням або переміщенням кривої щодо осі. У системах сонячного теплопостачання використовують плоскі або параболоциліндричні відбивачі, так звані фокліни.

Важливий елемент активної системи сонячного теплопостачання – акумулятор теплоти. Потреба акумулювання енергії зумовлюється невідповідністю графіків навантаження теплопостачання з періодичністю надходження сонячної радіації протягом дня, місяця, року.

Акумулювання теплоти можливе на основі використання теплоємності речовини без зміни агрегатного стану (теплоємнісні акумулятори): води, водних розчинів солей, каменів, ґрунту. Друга група акумуляторів ґрунтується на використанні накопиченої теплоти фазового переходу: гідратів неорганічних солей, парафінів.

У першій групі відбуваються циклічне або одночасне нагрівання й охолодження теплоакуюючої речовини за рахунок сонячної енергії безпосередньо теплоносієм або через теплообмінник.

Для акумуляторів з короткочасним протягом доби акумулюванням як теплоносіє найчастіше застосовують воду або повітря.

На практиці помилково використовують водяні баки-акумулятори (металеві і металобетонні ємкості). Для наших широт рекомендована місткість акумуляторів 70–90 л на 1 м² геліоприймача для систем гарячого водопостачання.

Як резервуар для води можна використати яму в ґрунті, по дну і бічними стінками якої укладають тепло- і гідроізоляцію. Поверхню води захищають теплоізолюючою кришкою, що плаває.

У повітряних системах теплопостачання як теплоакуюючий матеріал часто використовують гальку. Обсяг акумулятора визначають з розрахунку 50–150 кг каменю на 1 м² геліоприймача.

Для акумулювання теплоти можна використати водоносні горизонти. Найзручніші в цьому відношенні природно обмежені по периферії «водяні лінзи», оскільки в цьому випадку відсутні тепловтрати, пов'язані з витратою води. Для зменшення втрат теплої води з водоносного шару слід відкачувати воду з напірного боку водоносного пласта і повертати її на низьконапірний бік.

Акумулятори, що використовують теплоту фазового переходу, мають велику об'ємну енергоємність і постійну робочу температуру. Їхні недоліки: корозійна активність, висока вартість, згодом їхня теплоакумуюча здатність виснажується. Принцип акумулювання теплоти: матеріал, який акумулює, накопичує значну кількість теплоти при переході з твердого стану в рідкий і віддає накопичену теплоту при затвердінні. Часто як теплоакумуючий матеріал використовують глауберову сіль.

Трубчастий вакуумний колектор має порівняно з плоским вищий ККД (0,3–0,5). У них досягаються вищі температури теплоносіїв, але їхня вартість більша.

Зменшення теплових втрат у вакуумному колекторі досягається використанням селективного поглинаючого покриття на поверхні приймача і глибокого вакууму в замкнутому просторі, в якому знаходиться приймач. При вакуумуванні внутрішнього простору оболонки до тиску $P < 0,1$ Па перенесення теплоти мізерно мале, в результаті досягається зменшення втрат теплоти. З технологічних міркувань у цих колекторах як оболонку застосовують циліндричні труби зі скла. Тому їх називають сонячними трубчастими вакуумними колекторами (СТВК). Схеми вакуумних колекторів подано на рис. 5.8.

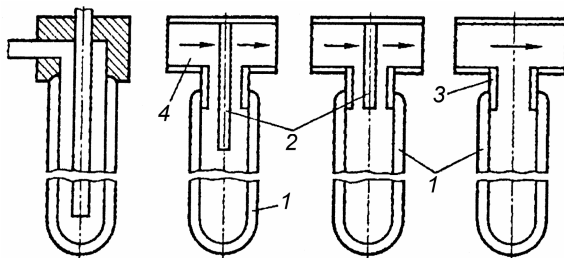


Рис. 5.8. Схеми вакуумних колекторів:

1 – колба; 2 – перегородка; 3 – муфта; 4 – гідравлічний колектор

Зовнішній діаметр колекторів – 65–102 мм, довжина – 2,05–2,4 м. Виготовляють також колектори зі скляних труб діаметром 300 мм і довжиною до 8 м.

Принципову двоконтурну схему сонячного теплопостачання подано на рис. 5.9.

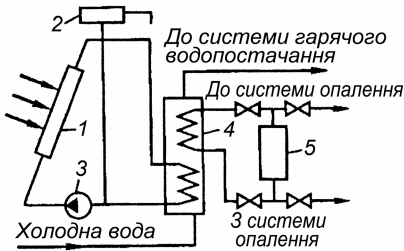


Рис. 5.9. Принципова схема сонячного тепlopостачання:
 1 – сонячний нагрівач; 2 – розширювальний бак; 3 – циркуляційний насос; 4 – бак-акумулятор; 5 – опалювальний котел

Прикладом систем сонячного тепlopостачання житлового будинку може служити схема, подана на рис. 5.10. У схему включено три контури: геліоколектор із системою циркуляції, контур системи опалення, контур гарячого водопостачання. До складу першого входять сонячні водонагрівачі, змійовик-теплообмінник, бак-акумулятор, циркуляційний насос і теплообмінник типу “труба в трубі” для роботи в літню пору в режимі природної циркуляції. Крім того, мається система трубопроводів, що з’єднує всі елементи, арматура і контрольно-вимірювальні пристрої.

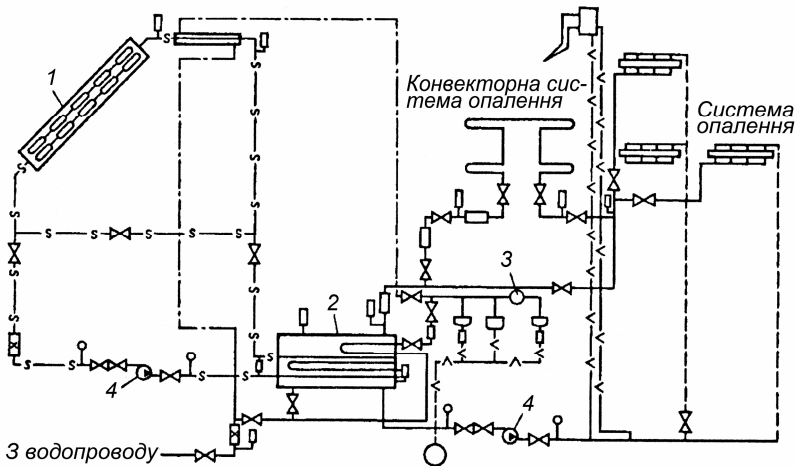


Рис. 5.10. Принципова схема системи постачання житлового будинку:
 1 – колектор; 2 – бак нагрітої води; 3 – електронагрівник;
 4 – циркуляційний насос

Контур опалення складається з двох послідовно з'єднаних елементів: променистих опалювальних панелей з перепадом температури води 45–35°C та конвекторів “Комфорт” з перепадом температури води 75–70°C. Останні забезпечують пікові навантаження системи опалення. Колектори розміщують під вікнами. Як дублер системи опалення служить електрододател потужністю 10 кВт.

До складу контуру гарячого водопостачання входять теплообмінник, убудований у бак-акумулятор, і електроводонагрівач, призначений для підвищення температури води до потрібного значення, а також як дублер системи гарячого водопостачання. Протягом опалювального періоду в першому контурі, з'єднаному з колектором, як теплоносії використовують 45%-й водний розчин етиленгліколю.

Потрібна температура повітря в приміщенні будинку підтримується автоматично регулятором, що впливає на роботу електронагрівача системи опалення. Улітку система забезпечує потреби в гарячій воді від теплообмінника типу “труба в трубі”.

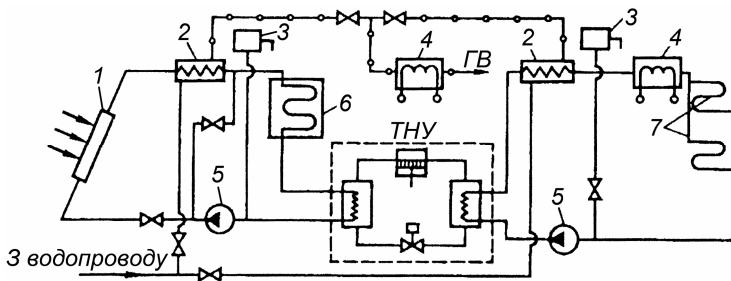


Рис. 5.11. Схема системи опалення житлового будинку з теплонаочною установкою:

- 1 – сонячний колектор; 2 – теплообмінник; 3 – розширювальний бак;
4 – електронагрівник; 5 – насос; 6 – бак-акумулятор; 7 – опалювальні панелі

Ефективність системи сонячного теплопостачання підвищується при включенні в схему теплонаочної установки (ТНУ). Таку систему теплопостачання наведено на рис. 5.11 Вона складається з чотирьох контурів: теплосприймаючого із системою циркуляції теплоносія, теплонаочної установки систем опалення та гарячого водопостачання.

Використовують й інші частково або цілком автоматизовані схеми сонячного теплопостачання житлових і цивільних будинків, що розглянуті у відповідній літературі.

Сонячні холодильні системи поділяють на дві групи: із замкнутими і розімкнутими термодинамічними циклами. До установок із замкнутим циклом належать водо-аміачні абсорбційні холодильники. Для таких холодильних установок сонячні колектори мають більш складну конструкцію, оскільки повинні підтримувати високий тиск холодоагента (рис. 5.12). Як холодоагент використовують аміак, як абсорбент – воду. Нагрітий у сонячному колекторі теплоносії при температурі близько 80°C надходить у генератор. Аміак, що виділяється з концентрованого розчину в генераторі, надходить у конденсатор, а потім через дросель – у випарник. З випарника аміак направляєється в абсорбер, куди стікає слабкий розчин аміаку з генератора. В абсорбері відбувається екзотермічна реакція розчинення аміаку в слабому (малоконцентрованому) розчині. З абсорбера концентрований розчин холодоагента насосом подається в генератор. Теплота, що виділяється в абсорбері і конденсаторі, забирається холодною водою.

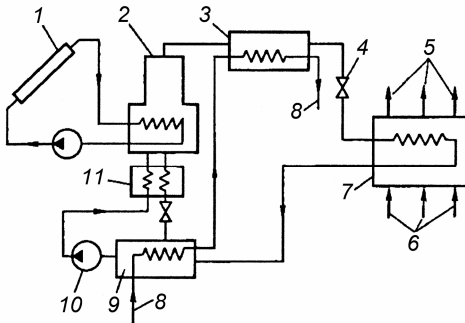


Рис. 5.12. Схема водо-аміачної геліосистеми для охолодження повітря:
 1 – сонячний колектор;
 2 – генератор; 3 – конденсатор; 4 – вентиль; 5 – охолоджене повітря; 6 – випарник; 7 – випарник; 8 – охолоджена вода; 9 – абсорбер; 10 – насос; 11 – теплообмінник

У практиці водопостачання рекомендується використовувати абсорбційні сонячні холодильні установки з відкритим термодинамічним циклом.

Цікаві сонячні системи, що забезпечують споживачів як теплом, так і холодом. Така система сонячного теплохолодопостачання побудована в м. Алушта.

Фотоелектричні перетворювачі

Фотоелектрична генерація енергії обумовлена просторовим розділом позитивних і негативних носіїв електричного заряду при поглинанні в напівпровіднику електромагнітного випромінювання. У

присутності електричного поля це може створити в зовнішньому ланцюзі електричний струм.

Устаткування, що базується на напівпровідникових переходах, називають фотоелементами. Під час використання сонячного випромінювання їх називають сонячними елементами (батареями). Ці пристрої – джерело електричної енергії.

За хімічним складом їх розрізняють на прості (германій, кремній та ін.) і складні (CdGeP_2 , ZnGeP_2 , CdSiP_2 , ZnSiP_2).

Електропровідність напівпровідника значно залежить від наявності сторонніх домішок у кристалічній решітці. Відрізняють акцепторну і донорну домішки. Акцептор – це дефект решітки, обумовлений атомом стороннього елемента в напівпровіднику, що в збудженому стані здатний захопити електрон з валентної зони. Донор – дефект решітки, що при порушенні здатний віддати електрон у зону провідності. Домішковим є провідник, що включає донорні або акцепторні домішки, а власним – такий, який не включає таких домішок (рис.5.13).

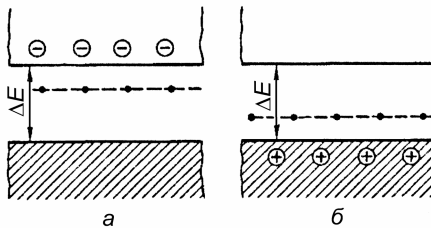


Рис. 5.13. Зонна схема примісного напівпровідника, що складається з донорської (n- типу) (а) і акцепторної (p- типу) домішок (б)

Відсутність вільних електронів веде до появи позитивно заряджених зон, так званих *дірок*, що переміщуються через речовину як вільні носії. Напівпровідники з домішкою акцепторних атомів мають як основних носіїв дірки і їх називають *напівпровідниками p-типу*. Напівпровідники з домішкою донорних атомів мають основними носіями електрони провідності і називаються *напівпровідниками n-типу* (рис. 5.13).

І в першому, і в другому випадку в напівпровідниках також маються носії заряду протилежного знака, але їхня концентрація набагато менша, ніж основних носіїв. Їх називають *неосновними носіями* (електрони для матеріалу p-типу, дірки - для n-типу).

Область, в якій мають місце просторові зміни типу провідності від електронної до діркової, називають електронно-дірковим переходом або *p-n-переходом* (рис. 5.14).

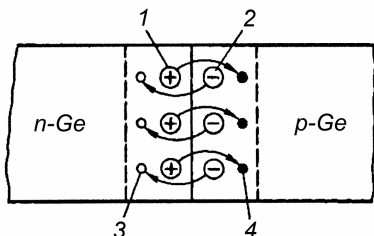


Рис. 5.14. Об'єднанні основними носіями струму бар'єри на контакті p-n областей:

1 – іони донорів; 2 – іони акцепторів;
3 – дірки; 4 – електрони

Між валентною зоною і зоною провідності існує енергетичний бар'єр, що називають заборонною зоною ДЕ. Мінімальна енергія, достатня для переходу електрона з валентної зони в зону провідності, дорівнює ширині заборонної зони ДЕ напівпровідника.

Електронно-дірковий перехід може бути оснащений металевими контактами, з'єднаними з батареєю. Контакти – це переходи з низькими в порівнянні з об'ємом матеріалу опорами. При прямому зсуві позитивний напрямок струму відповідає переходу від *p* до *n*-матеріалу через знижений потенційний бар'єр. При зворотному зсуві потенційний бар'єр підвищується (рис. 5.15).

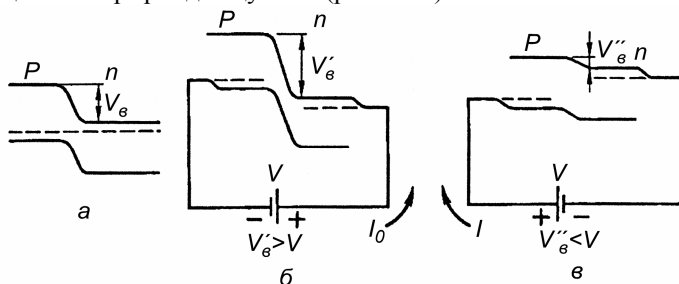


Рис. 5.15. Ізольований перехід:

a – нульовий зсув p-n переходу; *б* – зворотне; *в* – пряме нагрівання;
V – напруга джерела живлення; V_B – контактна різниця потенціалів;
 V_B' – потенціальний бар'єр

Вільні носії з'являються в матеріалі під час нагрівання або освітлення. Сонячне випромінювання характеризується високою щільністю потоку фотонів, і тому поглинання його напівпровідниковими матеріалами може різко збільшити швидкість виникнення електронно-діркових пар. Термічна генерація доповнюється світловою. Генерація носіїв фотонами при освітленні Сонцем напівпровідника сумується з присутньою термічною генерацією. Під впливом генерації світлової і

термічної відбувається розділ зарядів і виникає фото-е.р.с., що обумовлює появу струму в замкнутому зовнішньому колі.

Існує оптимальна ширина заборонної зони, при якій поглинене сонячне випромінювання максимально використовується для генерації електроенергії. Найпоширенішими сонячними елементами, що широко випускаються промисловістю, є плоскі пластинкові кремнієві елементи. Крім того, широко використовуються CaAs і CdS .

З'єднання елементів, як правило, послідовне. Можливе також і паралельне з'єднання. У цьому випадку елемент виготовляють у формі ґрат. Досить перспективні тонкоплівкові сонячні елементи. Тонка плівка (10 мкм) з напівпровідникового матеріалу (наприклад, CdTe або CdS) може бути нанесена різними методами: випарюванням його у вакуумі, хімічним шляхом або шляхом катодної пульверизації. Схема тонкоплівкового сонячного елемента на основі телуриду кадмію (CdTe) показано на рис. 5.16.

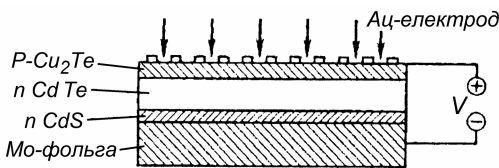


Рис. 5.16. Тонкоплівковий елемент на основі телуриду кадмію (CdTe)

Сукупність електрично з'єднаних сонячних елементів створює сонячну батарею (СБ).

Основні показники вітчизняних енергетичних установок наведено в табл. 5.1.

Таблиця 5.1

Основні параметри вітчизняних сонячних енергетичних установок

Параметр	Значення параметра				
Потужність, Вт:	максимальна	80	160	240	320
	номінальна	70	140	200	300
Вихідна напруга струму, В:	постійного	12(24)	12(24)	12(24)	12(24)
	змінного	-	-	220	220
Число модулів	2	4	6	8	
Габаритні розміри, м	1,59×0,68	1,59×1,36	1,59×2,04	1,59×2,72	
Маса без акумулятора, кг	49	68	89	110	

Основна характеристика СБ – коефіцієнт корисної дії, який дорівнює відношенню максимальної потужності, яку можна одержати з одиниці площі сонячних елементів, що складають СБ, до загальної потужності світлового потоку випромінювання, яка падає на одиницю поверхні СБ.

Використання енергії вітру

Вітер – поновлюване джерело енергії ПДЕ, яке з давніх часів використовується людиною для своїх потреб, наприклад, для привода млинів і водяних насосів. Вітроенергетика з її сучасним технічним оснащенням є цілком сформованим напрямом енергетики.

До першої світової війни в Україні широко використовувалися більш ніж 700 тис. вітряних млинів, вітряних насосів. Широко використовувалися вітроенергетичні установки в країнах Європи, у США, Канаді, Австралії. У 70-х роках XIX ст. у США діяли 50...60 тис. вітряків. Вітродвигуни потужністю в сотні кіловатів були створені у Великобританії, Франції, Німеччині. У 1941 р. у США була споруджена вітроенергетична станція потужністю 1250 кВт.

З 1975 р. внаслідок глобальної енергетичної кризи в США та Європі стали знову звертатися до ПДЕ, в тому числі до використання енергії вітру. У багатьох країнах (США, Данії, Нідерландах, Німеччині, Великобританії й інших країнах) організовано серійний випуск вітроенергетичних установок (ВЕУ). У штаті Каліфорнія (США) встановлено більш ніж 17 тис. ВЕУ, в Данії – більш ніж 2 тис. ВЕУ.

Основні характеристики деяких сучасних вітчизняних вітроагрегатів малої потужності наведено в табл. 5.2.

Таблиця 5.2

Основні техніко-економічні характеристики

Показник	Значення показників для типів установок			
	АВЕУ-6	АВЕУ-12	АВЕУ-18	АВЕУ-24
Номінальна потужність, кВт	1–4	8–16	16–30	60–100
Швидкість вітру, м/с	6,5–9	8–10	7,5–9,5	10–12–12
Початок роботи при швидкості вітру, м/с	3	3,5	3,5	5
Конструктивні параметри:				
висота	7	12,5	16,5	24
діаметр колеса, м	6	12	18	24
число лопатей	2	2	3	3

Сьогодні у світі експлуатують більш ніж 2 млн ВЕУ загальною потужністю близько 7000 МВт. У Німеччині сумарна потужність ВЕУ становить 2900 МВт, США – 1800 МВт, Данії – 1400 МВт тощо. План розвитку вітроенергетики світу, складений європейською й американською вітроенергетичними асоціаціями [М], наведено в табл. 5.3.

Таблиця 5.3

Розвиток вітроенергетики у світі

Регіон	Потужність, що вводиться у 2001–2006 р., МВт	Установлена потужність до 2006 р., МВт
Західна Європа	9420	17694
Америка	5700	8789
Азія й Австралія	4430	6895
Інші країни, в т.ч. Росія	2265	2549
Усього	21885	35897

Вітроустановки розрізняються за принципом роботи, конструктивним виконанням, швидкохідністю вітроколеса, потужністю, призначенням.

За *розташуванням осі обертання* вітроколеса щодо напрямку повітряного потоку ВЕУ підрозділяють на горизонтально-вісьові і вертикально-вісьові. Залежно від частоти обертання вітроколеса розрізняють вітроустановки тихохідні і швидкохідні. Тихохідні (багатолопатові) найчастіше агрегатують з різними механічними пристроями (млинами, поршневыми насосами тощо). Швидкохідні (з малим числом лопатей) придатніші для одержання електроенергії.

Основні типи вітроенергетичних установок

Найбільше поширення знайшли вітроагрегати з горизонтальною віссю (рис. 5.17).

Основні елементи конструкції лопатевих ВЕУ:

- ротор, за допомогою якого під дією повітряного потоку забезпечується обертання відповідних елементів вітроагрегату;
- опора, на якій монтують ротор;
- система повороту й орієнтація ротора на вітер;
- перетворювач енергії, за допомогою якого механічна енергія ротора перетворюється в інші види енергії (електричну, гідравлічну, теплову).

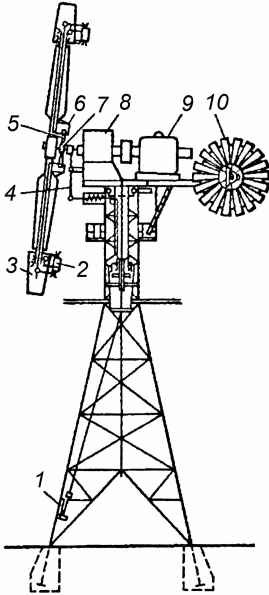


Рис. 5.17. Вітровий двигун:
 1 – ручна лебідка; 2 – стабілізатор; 3 – поворотна частина лопаті; 4 – відвід до регулятора; 5 – триплечевий вантаж; 6 – пружина регулятора; 7 – муфта кінематичного зв'язку; 8 – регулятор; 9 – генератор;
 10 – віндзор

потужністю 220 кВт (табл. 5.5).

Для орієнтації вітроколеса на вітер, як правило, використовують віндзор – багатолопатеве вітряне колесо, установлене на хвостовій частині ротора. Від віндзора через шестеренні передачі обертання передається головці ротора, що повертає вітроколесо на вітер. При цьому віндзор зупиняється.

Машинне відділення ВЕУ включає також електромеханічне устаткування: електричний генератор; редуктор, що служить для підвищення частоти обертання вітроколеса до потрібної для обертання електричного генератора; муфту, що зв'язує вихідний вал редуктора і вал електричного генератора; електричний або гідравлічний привід кута установки лопатей вітроколеса; блоки системи автоматичного регулювання; потрібне допоміжне устаткування.

Для керування роботою вітроколеса вітродвигун обладнують системою автоматичного регулювання. Морфологію основних конструктивних елементів ВЕУ наведено в табл. 5.4.

В Україні встановлено і введено в дію близько 200 вітроагрегатів USW-56-100 і змонтовано 17 вітроагрегатів АВЭ-250С, а також вітроенергетична установка “ЭСО-0020” і вітродизельні установки

Таблиця 5.4

Морфологія основних елементів лопатевих ВЕУ

Елемент	Конструктивні варіанти			
Ротор	<i>За розташуванням осі обертання</i>			
	Ангиальне	Аксіальне	Ортогональне	
Опора	<i>За числом лопатей</i>			
	Малолопатеві (тихохідні)		Багатолопатеві (швидкохідні)	
Система орієнтації	Металева труба	Вежа з металевого профілю	Залізобетонна труба (вежа)	Будинок
	Хвостовик	Віндзора	Конфузор	
Перетворювач	Електрогенератор	Насос	Компресор	Теплогенератор

Таблиця 5.5

Технічні характеристики деяких вітроелектростанцій

Параметри	Назва ВЕУ				
	Аджигальська	Акташська	Донузлавська	Трускавецька	Чорноморська
Тип ВЕУ	АВЭ-250С	АВЭ-250С	USW-56-100	USW-56-100	АВЭ-250С
Установлена потужність, МВт	3	5	53	7	4
Річний виробіток електроенергії	0,6	1,0	5,697	0,75	0,8

Основні технічні характеристики ВЕУ “ЭСО-0020”:

потужність генератора (номінальна), кВт	20
робоча швидкість вітру, м/с:	
мінімальна	5
максимальна	20
буремний розрахунковий вітер, м/с	60
число лопатей	2
робочий діапазон частоти обертання вітрової турбіни, об/хв	40–95
маса ВЕУ, т	5
розрахункова сейсмічність, бал	3
повний термін служби, років	20

Основи теорії вітроенергетичних установок

Швидкість вітру неоднакова для різних регіонів. Для одного регіону вона може істотно змінюватися протягом доби, сезону, року. Це обумовлено нерівномірністю нагрівання Сонцем земної поверхні, а також рельєфом місцевості. Обертання Землі також впливає на процес утворення повітряних потоків.

Швидкість вітру змінюється по висоті. Поблизу поверхні Землі внаслідок тертя і нерівномірності ландшафту відбувається гальмування потоку повітря. Тертя і нерівномірність поверхні підсилюють турбулізацію повітряного потоку. Спостереження за атмосферою показали, що на висоті до 10 м від поверхні Землі без особливої похибки можна прийняти значення швидкості вітру постійною.

Кінетична енергія повітряного потоку перед вітроколесом

$$E_b = m \cdot w^2 / 2, \quad (5.8)$$

де m – маса повітряного потоку, що рухається.

З огляду на те, що

$$m = \rho \cdot V = \rho \cdot w \cdot F, \quad (5.9)$$

де ρ – щільність повітря,

V – обсяг повітря, яке проходить у секунду через перетини F вітроколеса

$$E_b = \rho F \frac{w^3}{2}. \quad (5.10)$$

Отже, енергія вітру пропорційна кубові його швидкості і площі поперечного перерізу колеса.

Сила дії вітру на лопаті вітродвигуна

$$P = C_x F \frac{\rho \cdot w^2}{2}, \quad (5.11)$$

де C_x – аеродинамічний коефіцієнт, визначений із графіка (рис. 5.18).

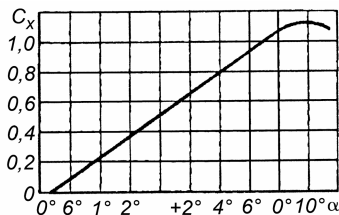


Рис. 5.18. Залежність аеродинамічного коефіцієнта C_x від кута атаки α

Позначимо через u лінійну швидкість обертання лопаті вітроколеса. Очевидно, що з урахуванням переміщення лопаті швидкість вітру, що набігає, буде $(w-u)$. Тоді

$$P = \frac{C_x F \rho (w-u)^2}{2}. \quad (5.12)$$

Потужність вітродвигуна

$$N = P \cdot u = \frac{C_x F \rho (w-u)^2 u}{2}. \quad (5.13)$$

Коефіцієнт використання енергії вітру визначається відношенням роботи, виконуваної вітроколесом площі F , до енергії потоку вітру $\frac{\rho F w^2}{2}$ того ж перетину, що і вітроколесо

$$\xi = \frac{\frac{C_x F \rho (w-u)^2 u}{2}}{\frac{\rho F w^2}{2}} = C_x \left(1 - \frac{u}{w}\right)^2 \frac{u}{w}. \quad (5.14)$$

У цьому випадку потужність вітродвигуна

$$N = \frac{\xi \rho F u^3}{2}, \quad (5.15)$$

де ξ — коефіцієнт використання енергії вітру – 0,3–0,5.

Для параметрів навколишнього середовища, що відповідають нормальним фізичним умовам ($t_0=0^\circ\text{C}$ і $p_0=760$ мм рт.ст), потужність вітродвигуна

$$N = 507,4 D^2 w^2 \xi, \text{ кВт}, \quad (5.16)$$

де D – діаметр вітроколеса, м.

При інших значеннях температури t і барометричного тиску p_i формула для визначення потужності має такий вигляд:

$$N_i = N \frac{p_i \cdot 273}{p_0 (273 + t_i)}. \quad (5.17)$$

Одна з важливих характеристик вітроагрегату – коефіцієнт швидкохідності Z , що дорівнює відношенню швидкості руху кінця лопаті вітроколеса до швидкості вітру:

$$Z = \frac{R\omega}{w}, \quad (5.18)$$

де R – радіус вітроколеса, м;

ω – кутова швидкість, рад/с.

Відносний крутний момент вітроколеса \bar{M} :

$$\bar{M} = \frac{2M}{\pi R \rho w^2}, \quad (5.19)$$

де M – крутний момент вітроколеса, Н · м.

Графік залежності відносного значення крутного моменту та коефіцієнта використання вітру від коефіцієнта швидкохідності показано на рис. 5.19. Максимального значення можна досягти при $\xi = 0,59$. Це значення називають критерієм Бетца, що справедливо для будь-якої енергетичної установки (наприклад, гвинта судна чи літака) в потоці рідини або газу.

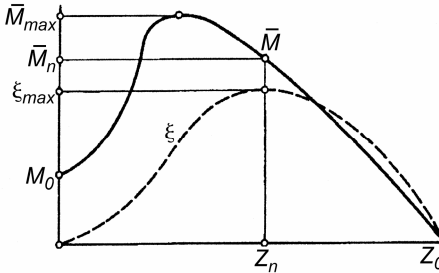


Рис. 5.19. Аеродинамічна характеристика вітроколеса

Залежності \bar{M} і ξ від параметра Z для різних типів вітродвигунів наведено на рис. 5.20.

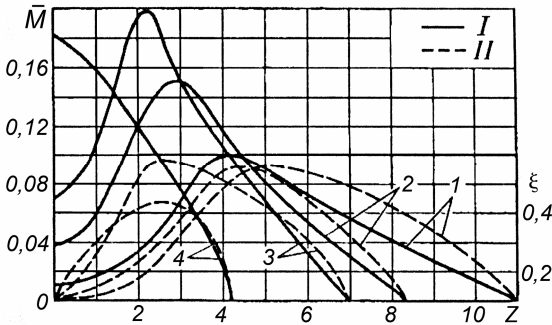


Рис. 5.20. Характеристика вітроколеса різної швидкохідності:
I – $M(Z)$; II – $\xi(Z)$, цифри на графіках означають число лопатей

Розглянемо основні енергетичні показники вітроустановок.

Питома розрахункова потужність вітроагрегату

$$\bar{N} = 0,615w^3 \xi \eta, \quad \text{Вт/м}^2, \quad (5.20)$$

де η – коефіцієнт корисної дії ВЕУ

$$\eta_n = \eta_p \eta_r,$$

тут η_p, η_r – ККД відповідно редуктора і генератора.

Питома енергія, що виробляється

$$\bar{W} = \int_{w_{\min}}^{w_{\max}} NTdw, \text{кВт} \cdot \text{год}/\text{м}^2, \quad (5.21)$$

де T – час роботи ВЕУ при швидкостях вітру, що змінюються, протягом визначеного часу.

Ефективність використання вітроустановок визначається низкою показників.

Коефіцієнт використання встановленої потужності дорівнює відношенню фактично виробленої енергії протягом визначеного часу до можливого за умови, що за даний період часу ВЕУ працює з установленою потужністю

$$K_y = \frac{W}{N_H T}, \quad (5.22)$$

де N_H – номінальна потужність вітроустановки.

Коефіцієнт використання встановленої потужності K_y залежно від середньорічної швидкості вітру і від робочої (розрахункової) швидкості вітру наведено в табл. 5.6.

Таблиця 5.6

Коефіцієнт використання встановленої потужності

Середньорічна швидкість вітру для даного регіону, м/с	Робоча швидкість вітру, м/с									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
2,5	0,06	0,15	0,17	-	-	-	-	-	-	-
4,3	0,07	0,16	0,30	0,44	0,63	0,75	0,83	0,90	-	-
8,1	0,08	0,17	0,33	0,44	0,63	0,75	0,83	0,90	0,95	0,99

Коефіцієнт використання енергії, що виробляється, показує частку енергії, використовуваної споживачем,

$$K_e = \frac{W_k}{W}, \quad (5.23)$$

де W_k – корисно використана енергія.

Коефіцієнт забезпеченості споживача дорівнює частці потрібної енергії, одержуваної від ВЕУ

$$K_3 = \frac{W_k}{W_n}, \quad (5.24)$$

де W_n – потрібна енергія в /-м місяці.

Коефіцієнт забезпеченості споживача дорівнює коефіцієнту заміщення потрібної енергії, що вказує на те, яка частина потрібної енергії може бути замінена іншим джерелом.

Під час визначення потужності вітроенергетичної установки слід знати тривалість періоду затишності τ_o , що настає за періодом з вітрами τ_e . Знаходять його з відношення

$$\bar{\tau}_o = \frac{\tau_o}{\tau_e}. \quad (5.25)$$

Схеми підключення вітроустановок до споживачів

Способи підключення ВЕУ до споживачів залежать від наявної системи керування генератором напруги, потужності установки. При мінімальному керуванні генератором напруга на виході буде нестабільною. У таких випадках вироблену електроенергію можна безпосередньо використовувати лише в нагрівальних елементах, а також через стабілізатори струму для наступного використання (рис. 5.21, а). Відносно невеликі потреби в електроенергії можна задовольнити, використовуючи акумуляторні батареї.

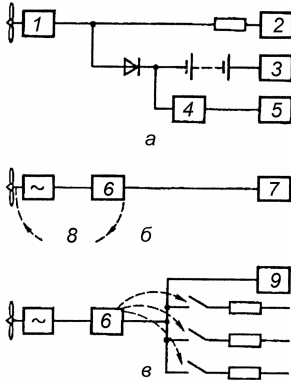


Рис. 5.21. Можливі схеми узгодження вітроустановки зі споживачами:

- 1 – нестабілізована напруга чи частота;
- 2 – нагрівальний елемент; 3 – акумуляторні батареї; 4 – перетворювач постійної напруги в змінну; 5 – стабілізована напруга і частота;
- 6 – регулятор; 7 – стабілізований постійний струм; 8 – зворотний постійний струм;
- 9 – пріоритетне навантаження

Схему керування лопатами вітроколеса з метою стабілізації частоти його обертання показано на рис. 5.21, б.

Недолік цього методу – невисока надійність пристрою. Крім того, відзначені великі втрати енергії вітрового потоку. Більш ефективний спосіб електричного керування, за якого сталість частоти

обертання вітроколеса і генератора забезпечується зміною електричного навантаження на виході генератора (рис. 5.21, в).

Автономну вітроелектричну установку звичайно доцільно спільно використовувати з дизельною електростанцією. Дизельний генератор може працювати паралельно з вітроустановкою при слабкому вітрі (рис. 5.22, а).

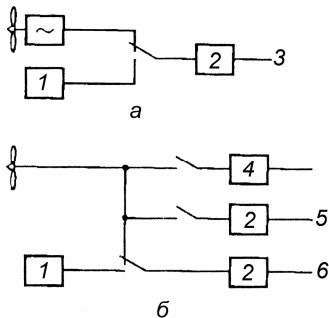


Рис. 5.22. Одноканальна (а) і багатоканальна (б) схеми узгодження вітродизельної енергоустановки зі споживачами:

1 – дизельний електрогенератор; 2 – лічильник; 3 – єдина вартість електроенергії; 4 – нагромаджувач енергії; 5 – дешева електроенергії; 6 – дорога електроенергії

Максимально повне використання електроенергії досягається під час використання схеми, наведеної на рис. 5.22,б. У період затишності споживачі забезпечуються енергією, яка виробляється дизельною електростанцією. Така багатоканальна схема економічно найвигідніша.

Розповсюджений випадок використання вітрогенератора – коли енергія ВЕУ використовується безпосередньо, а її надлишки подаються в енергосистему. Під час слабкого вітру і в затишку споживачі забезпечуються електроенергією від енергосистеми.

Для виконання всіх режимів роботи відповідно до наведених схем вітроелектрична установка повинна бути оснащена відповідною системою автоматичного керування вітроагрегатом. У загальному випадку така система керування включає дві взаємозалежні підсистеми: автоматичне керування і контроль механічними параметрами та автоматичне керування і контроль електромагнітними параметрами. Вони повинні функціонувати разом і цим забезпечується автоматична підтримка режиму роботи ВЕУ.

Геотермальна енергія

Геотермальна енергія, під якою розуміють теплоту вулканічних вогнищ, парогідротерм і глибоко залягаючих гірських порід, є одним з видів нетрадиційних джерел енергії, готових для практичного використання.

Геотермальні ресурси – це частина теплової енергії твердої, рідкої і газоподібної фаз земної кори, яку можна ефективно добувати з надр і використовувати для теплопостачання споживачів або на виробництво електроенергії.

Велика частина термальних вод – це тверді (із твердістю 2,8–11,7 мг екв/л і більше) і високомінералізовані води (із вмістом солей 1–35 г/л і вище і температурою води 30–90°C), що відповідають показникам теплофікаційних вод. Використання термальних вод у традиційних системах теплопостачання часто неможливе. Існує також проблема скидання використаної води, оскільки, по-перше, її температура відносно висока (може досягати до 60–70°C) і, по-друге, у ній можуть міститись шкідливі речовини (феноли).

Геотермальну енергію широко застосовують для обігріву житлових приміщень і теплиць, у промислових об'єктах і для лікувальних цілей. В усіх цих випадках на поверхню землі самостійно або через свердловини надходить гаряча вода або пара.

Усі джерела геотермальної енергії можна розділити на гідро- і петротермальні. Гідротермальні джерела, у свою чергу, поділяють на водяні, пароводяні і парові. Водяні геотермальні джерела знаходяться на різній глибині. Одна з основних умов їхнього існування – наявність непроникного для води шару гірських порід, які передають тепло від мантиї Землі до формації, що містить воду у великій кількості. Знаходячись під тиском, що перевищує атмосферний, вода може нагріватися до температури більш ніж 100°C і виходити на поверхню у вигляді пароводяної суміші.

Температура води або пари у всіх геотермальних джерелах залежить від їхньої відстані до мантиї землі. Термальні води, що підігріваються до температур, потрібних для енергетичного використання, зустрічаються на глибині 2–6 км.

Петротермальні джерела розміщені в районах земної кори, де немає води. При температурному градієнті 20–40°C на 1 км у товщі землі на глибині більш ніж 3 км досягаються температури, достатні для підігріву води або одержання пари.

Характеристики геотермальних джерел

Найістотнішим параметром є геотермічний градієнт – величина, що характеризує збільшення температури гірських порід у міру збільшення глибини їхнього залягання в земній корі. У середньому на кожні 100 м глибини температура в надрах землі збільшується на 3°C.

Важлива характеристика геотермальних джерел – повна корисна теплова потужність джерела теплоти.

Сухі скельні породи мають градієнт температури. Для однорідного матеріалу температура з глибиною при відсутності конвекції буде збільшуватися лінійно. Якщо глибина z збільшується в напрямку від поверхні землі (де $z = 0$), то буде дійсним таке співвідношення:

$$T = T_0 + \frac{dT}{dz} z, \quad (5.26)$$

де T_0 – температура на поверхні.

Теплота Q_{Π} може бути використана в елементі товщиною Δz на глибині z при $T > T_1$ (T_1 – мінімальна корисна температура)

$$\Delta Q_n = (\rho_n F \Delta z) C_n (T - T_1) = (\rho_n F \Delta z) c_n \frac{dT}{dz} (z - z_1), \quad (5.27)$$

де ρ_n – густина скельної породи;

F – площа розглянутого масиву;

ρ_n і C_n – щільність і теплоємність породи.

У природних водоносних шарах, що залягають на значній глибині, джерело тепла знаходиться посередині шару води. Частина шару зайнята порами, заповненими водою (P'), інша частина – скельною породою з густиною ρ_n . Припустимо, що товщина водоносного шару h набагато менша від глибини його залягання z_2 і що температура всієї маси термальної рідини дорівнює T_2 .

Характеристики джерела теплоти визначають так само, як і для сухих скельних порід

$$T_2 = T_0 + \frac{dT}{dz} z; \quad (5.28)$$

$$\frac{Q_e}{F} = [P' \rho_e c_e + (1 - P') \rho_n c_n] h (T_2 - T_1), \quad (5.29)$$

де Q_e – теплота води;

ρ_e , c_e – щільність і теплоємність води.

Тут пористість P' задається для розглянутої ділянки породи.

Термальну воду використовують для опалення за однією з наступних принципових схем:

- воду з надр подають в опалювальні пристрої;
- воду попередньо обробляють;
- вода, що циркулює в системі опалення або гарячого водопостачання, завдяки двоконтурній системі нагрівається водою в проміжному теплообміннику.

Одноконтурна система може бути використана тільки для слабомінералізованих вод.

Для того, щоб термальна вода відповідала властивостям теплофікаційної води, підготовляють її за другою схемою.

Перевагу віддають третій схемі теплопостачання об'єктів від термальних вод. Як проміжні використовують роздільні пластинчасті теплообмінники.

Для вирішення проблеми про опалення і гаряче водопостачання житлових і виробничих будинків термальними водами користуються такими рекомендаціями.

За наявності значних ресурсів геотермальних джерел, що розміщені поблизу споживачів, і обмеженому навантаженні, найбільш доцільна схема з паралельною подачею геотермальної води на опалення і гаряче водопостачання. У районах з обмеженими ресурсами геотермальних вод і значними навантаженнями споживачів перевагу віддають схемі з послідовною подачею геотермальної води на опалення та гаряче водопостачання.

Схему двотрубною геотермальною системою опалення і гарячого водопостачання подано на рис. 5.23

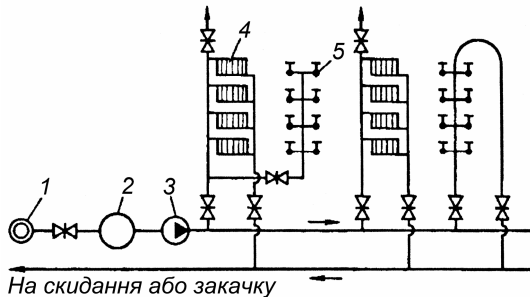


Рис. 5.23. Відкрита двотрубна геотермальна система теплопостачання:

- 1 – геотермальна свердловина; 2 – бак-акумулятор; 3 – мережний насос;
4 – опалювальні прилади; 5 – водорозбірний кран

Зручніша для експлуатації системи геотермального теплопостачання схема, що передбачає наявність центрального теплового пункту геотермальної установки (ЦТПГ). У цьому випадку теплоспоживач забезпечується хімічно обробленою водою, що підвищує терміни експлуатації систем теплопостачання (рис. 5.24).

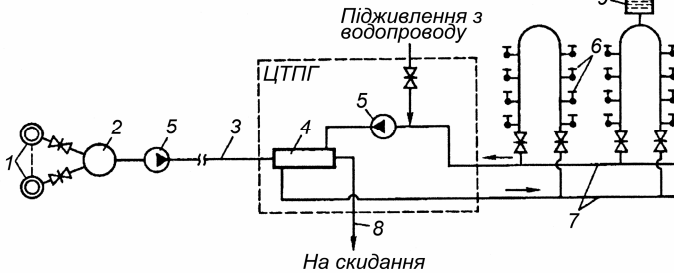


Рис. 5.24. Однотрубна замкнена геотермальна система гарячого водопостачання:

1 – геотермальні свердловини термоводозабору; 2 – збірний бак-акумулятор геотермальної води; 3 – однотрубна транзитна теплотраса; 4 – мережний теплообмінник; 5 – мережні насоси; 6 – водорозбірний кран; 7 – двотрубна розподільча тепломережа; 8 – скидна тепломережа; 9 – розширювальний бак

Якщо треба підвищити температуру теплоносія, передбачають підключення в схему теплових насосів або пікового підігрівника. Одну з можливих схем геотермального теплопостачання із застосуванням теплових насосів подано на рис. 5.25.

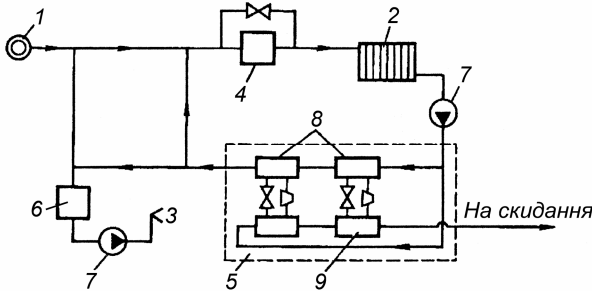


Рис. 5.25. Принципова схема системи геотермального теплопостачання із застосуванням пікового догріву і теплових насосів:

1 – шпара; 2 – система опалення; 3 – система гарячого водопостачання; 4 – пікова котельня; 5 – тепло-насосна установка; 6 – бак-акумулятор; 7 – насос; 8 – конденсатори; 9 – випарники

Найефективніша система, що використовує дві геотермальні свердловини різного призначення (дуплетна система), одна з якої служить для видобутку геотермальної води, а інша для повернення її в колектор (шар води). Це, з одного боку, подовжує термін експлуатації свердловини, з іншого – запобігає забрудненню ґрунту мінералізованою водою.

Біоенергетичні установки

Біомасою називають усе те, з чого складаються рослини і тварини, а також відходи їхньої життєдіяльності. Біомаса рослин на суходолі нашої планети становить $2,4 \cdot 10^{12}$ т. В океані щорічно з'являється $0,6 \cdot 10^{10}$ т рослинної маси. Фотосинтезом виробляється 173 млрд т речовини (в перерахунку на суху масу), що приблизно в 20 разів перевищує енергію корисних копалин, які добувають у світі (щорічно).

За даними ООН, від різних злакових рослин, вирощуваних на планеті, щороку утворюється 1700 млн т соломи, велика частина якої не використовується. Як правило, не використовується і 120 млн т відходів після обробки цукрового очерету. Аналогічна картина зі стеблами бавовни. Величезні відходи тваринництва і птахівництва.

Із загальної кількості біомаси тільки 0,5% людина використовує для своїх потреб.

Біомаса, що є акумулятором значної енергії, може її віддавати корисно при застосуванні відповідних біохімічних процесів. За типом енергетичних процесів, пов'язаних з переробкою біомаси, розглядають такі способи: пряме спалювання для одержання тепла, піроліз, спиртова ферментація, анаеробна переробка.

Пряме спалювання для одержання тепла. Основні вимоги до біопалива: висока теплотворна здатність, низькі вологість і зольність.

Піроліз: нагрівання біомаси до значних температур при повній або частковій відсутності кисню. Якщо піроліз застосовують з єдиною метою – одержати горючий газ, то процес ще називають газифікацією біомаси. Отриманий при цьому паливний газ (в основному H_2 і CO з незначною кількістю CH_4) має теплоту згоряння $4\text{--}8$ МДж/м³.

Спиртова ферментація. Етиловий спирт або етанол — легке, рідке паливо, яке можна використовувати замість бензину. Його можна одержати як за допомогою хімічного синтезу, так і при спиртовому зброджуванні.

Анаеробна переробка. Біомаса під впливом окремих груп мікроорганізмів за відсутності кисню може розпадатися на метан

(CH_4), вуглекислий газ (CO_2) і побіжні гази. Ця суміш одержала назву біогаз, що має високу теплотворну здатність. Під час виробництва біогазу, крім біомаси рослинного походження, широко використовують відходи тваринництва, фізіологічні відходи людини, промислові і місцеві відходи органічного походження.

У природних умовах розпад біомаси відбувається під дією безлічі бактерій, що називають анаеробними. Процес розпаду біомаси повинний відбуватися при підвищеній вологості і наявності теплоти, а також відсутності світла. У присутності атмосферного кисню вуглець біомаси перетворюється (згоряє) у вуглекислий газ. Якщо біомаса знаходиться в обмеженому об'ємі з недостатнім надходженням кисню із зовнішнього середовища, то за певних умов розвиваються анаеробні бактерії. Під впливом цих бактерій вуглець біомаси перетворюється в CH_4 і CO_2 .

Існують умови, що забезпечують ефективність дії анаеробних бактерій. Основна з них – підтримка постійної температури. Як правило, виділяють три характерні температури, що відповідають визначеному виду анаеробних бактерій:

нижня температура, при якій відбувається бродіння, доходить до 20°C . Ця група бактерій діє при температурі навколишнього середовища в теплий період року. За рахунок бродіння відбувається розпад біомаси в трясовині боліт і з'являється “болотний газ”, що і є біогазом;

при середніх температурах, рівних $30\text{--}40^\circ\text{C}$ (оцінюють температури приблизно), розвивається зоофільна група бактерій. При цьому оптимальною вважають температуру $5\text{--}34^\circ\text{C}$;

вища температура становить $45\text{--}85^\circ\text{C}$. При цьому відбувається термофільне бродіння (оптимальна температура $52\text{--}55^\circ\text{C}$).

Термофільне і мезофільне бродіння не може відбуватися без додаткових витрат енергії на підтримку заданої температури процесу. Причому анаеробні бактерії дуже болісно реагують не тільки на величину температури, але також на її зміну. Підвищення температури процесу – збільшує вихід біогазу і зменшує повний час розпаду біомаси. Вважають, що збільшення температури процесу на 5°C приведе до подвоєння виходу біогазу. Більшість метаноутворюючих бактерій розвивається в нейтральному середовищі (рН $6,5\text{--}7,5$). Потрібний оптимальний вміст азоту і фосфору: приблизно 10 % і 2 % маси сухого зброджуваного матеріалу. При повному зброджуванні біомаси утворюється $50\text{--}75\%$ CH_4 , $45\text{--}20\%$ CO_2 , 1% H_2S і незначні кількості азоту, кисню, водню й окису вуглецю.

У середньому 1 м³ біогазу під час згоряння може дати 21–29 МДж енергії. Енергія, що знаходиться в 1 м³ біогазу, еквівалентна енергії 0,6 м³ природного газу, 0,74 л нафти або 0,66 л дизельного палива. Від 1 м³ біогазу, що спалюється в газовому двигуні, що приводить у дію електричний генератор, можна одержати 1,6 кВт·год електроенергії. Тривалість зброджування гною залежить від виду біомаси і температури процесу. Для гною великої рогатої худоби і курячого посліду тривалість бродіння – близько 20 діб, для свинячого гною – 10 діб. Активність мікробної реакції значно визначається співвідношенням вуглецю й азоту. Найсприятливіші умови виникають при співвідношенні C/N = 10–16.

За добу від однієї тварини можна одержати зброджуванням певну кількість біогазу: велика рогата худоба (масою 500–600 кг) – 1,5 м³; свині (масою 80–100 кг) – 0,2 м³; кури, кролики – 0,015 м³.

Для одержання біогазу можна використати силос, солому, харчові відходи тощо.

Біогаз можна спалювати в опалювальних установках, водо-нагрівальних котлах, газових плитах, в автотракторних двигунах, агрегатах інфрачервоного випромінювання.

У тваринництві для підігріву води витрата біогазу на одну тварину становить: дійні корови – 21–30 м³, свині – 1,4–5 м³. Більші значення відносяться до малих ферм, менші – до середніх.

Потреба в біогазі для опалення доїльних приміщень становить: при кількості корів 40–160/330 м³/рік, 60–120/140, 80–260/530 м³/рік (у чисельнику зазначення при температурі зовнішнього повітря до -10°C, у знаменнику – при температурі нижче -10°C).

Для опалення пташників при зовнішній температурі -10°C і внутрішній 18°C потрібно близько 1,2 м³/рік біогазу на 1000 голів.

Залишок бродильного процесу (метанову бражку) можна використовувати як добриво.

Принципові схеми біогазових установок

Залежно від особливостей технологічної схеми розрізняють три типи біогазових установок (БГУ): безперервні, періодичної дії (циклічні) і акумулятивні. При безперервній (проточній) схемі (рис. 5.26, а) свіжий субстрат завантажують у камеру зброджування постійно або через визначені проміжки часу (2–10 разів за добу), видаляючи при цьому масу, що перебродила. За цією системою можна одержати максимальну кількість біогазу, але потрібно більше матеріальних витрат.

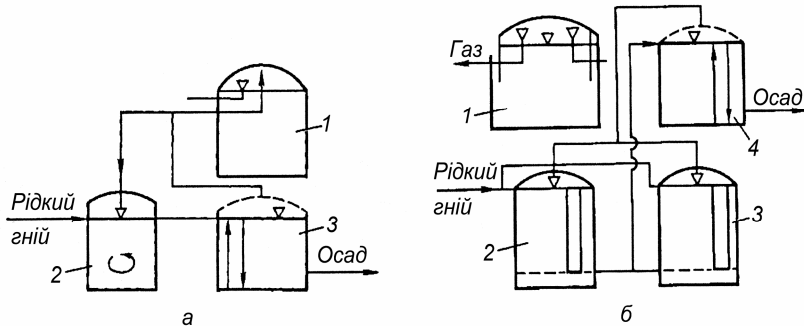


Рис. 5.26. Схема біогазової установки неперервного (а) і періодичного (б) збродження:

1 – газгольдер; 2 і 4 – реактори; 3 – сховище

За періодичною (циклічною) схемою (рис. 5.26, б) маютья дві бродильні камери шумування, що завантажують по черзі. У цьому випадку корисний об'єм камер використовується менш ефективно, ніж при безперервній схемі.

При акумулятивній схемі сховище для гною служить одночасно бродильною камерою і сховищем для збереження гною, що перебродило, до його вивантаження (рис.5.26).

Біогазові установки складаються з камери збродження (прийняті також назви – реактор, ферментатор, метантенк), нагрівального пристрою (теплообмінника), пристрою для перемішування і газгольдера. Метантенки бувають надземними, напівзаглибленими і заглибленими в ґрунт.

Бродильні камери бувають різної форми: циліндричні, кубічні, у формі паралелепіпеда і більш складної конструкції. Вони бувають одно- і двохсекційними, установлюють їх вертикально, горизонтально, похило. Метантенки виготовляють з металу, пластмаси, залізобетону. Схему заглибленого односекційного метантенка подано на рис. 5.27.

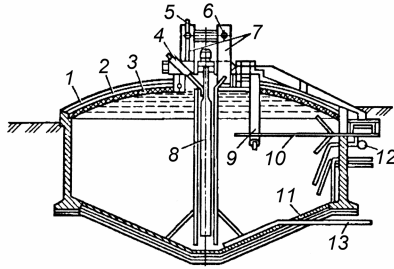


Рис. 5.27. Схема заглибленого метантенка:

1 – м'яка покрівля; 2 – цегла; 3 – теплоізоляція; 4 – люк; 5, 9 – труби відповідно для випуску газу в атмосферу і переливання; 6 – газопровід для газового ковпака; 7 – газові ковпаки; 8 – пропелерна мішалка; 10, 13 – трубопровід відповідно для завантаження і спорожнювання метантенка; 11 – днище метантенка; 12 – паровий інжектор для підігріву метантенка

Нагрівальні прилади застосовують для підтримання потрібної температури для бродіння. Рідкий субстрат підігрівають перед завантаженням або в камері бродіння. Залежно від ступеня ізоляції камер і трубопроводів потреба в теплоті може досягати 30% енергії, що містить біогаз. Нагрівальні прилади, як правило, сполучають із тим, що перемішують (рис. 5.28). Теплообмінники розміщують різним способом: у стіні камери (рис. 5.28,а), у нижній частині реактора (рис.5.28,б), у циліндричній сорочці шнека змішувача (рис. 5.28,в), по периметру камери у формі змійовика (рис. 5.28, д). Застосовують також метод підігріву субстрату з допомогою пари (рис. 5.28, е). Для перемішування субстрату застосовують механічні, гідравлічні і газові мішалки.

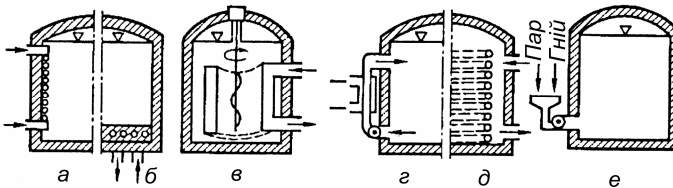


Рис. 5.28. Схема нагрівальних приладів:

а – настінний; б – донний; в – розміщений в опалюваному циліндрі;
г – розміщений за межами реактора; д – у виді змійовика;
е – з використанням пари

Газгольдери призначені для збирання і збереження біогазу. Найпростіший газгольдер поєднують з метантенком (рис.5.29, а). Зручний в експлуатації і тому перспективний у сільському господарстві “мокрый” газгольдер низького тиску подано на рис. 5.29, б.

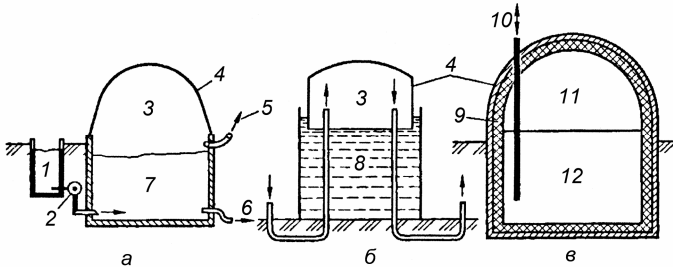


Рис. 5.29. Схеми газгольдерів:

а – сполучений з метантенком; б – “мокрый” однопідімальний;
в – заглиблений для зрідженого газу;

1 – гнійонакопичувач; 2 – насос; 3 – біогаз; 4 – ковпак; 5, 6 – випуск відповідно газу і шламу; 7 – зброджувальний субстрат; 8 – вода; 9 – шар теплоізоляції; 10 – труба для заповнення та спорожнювання газгольдера; 11 – повітря; 12 – зріджений біогаз

Газгольдери високого тиску (0,8–1 МПа) мають сферичну форму (рис. 5.29, в). У “мокрый” газгольдерах дзвонового типу тиск газу невисокий (менше 5 кПа).

Розрізняють чотири види конструкції біогазової установки: найпростіші; без підведення теплоти і перемішування зброджуваного субстрату; без підведення теплоти, але з перемішуванням субстрату; з попередньою підготовкою субстрату для зброджування, підведенням теплоти, перемішуванням, контролем і керуванням анаеробним процесом.

У простих, найчастіше невеликих установках, що споруджують власними силами, смінь для газу розміщують над бродильною камерою (рис. 5.30).

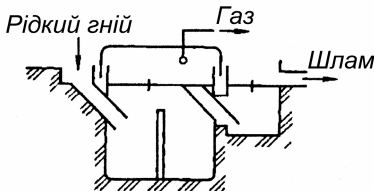


Рис. 5.30. Найпростіша двокамерна біогазова установка

У країнах Східної Азії поширені еластичні реактори, що мають форму міхура. Їх виготовляють із щільної прогумованої або пластмасової оболонки, посиленої прошарками з тканини. Оболонка поглиблена в напівсферичну виїмку в ґрунті (рис. 5.31).

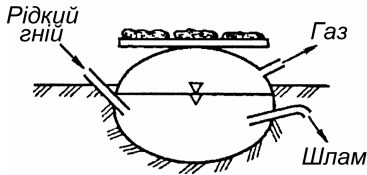


Рис. 5.31. Реактор з еластичною оболонкою

Один з варіантів біогазової установки наведено на рис. 5.32.

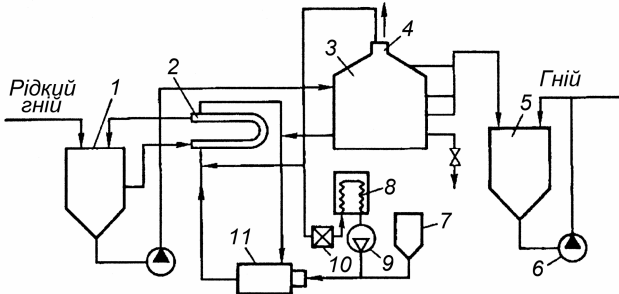


Рис. 5.32. Схема біогазової установки для свиногокомплекса на 24 тис. голів:
 1 – резервуар для змішування і нагрівання рідкого гною; 2 – водонагрівач;
 3 – метантенк; 4 – вихід біогазу; 5 – відстійник збродженого гною; 6 – насос;
 7 – бак рідкого палива; 8 – газгольдер; 9 – компресор; 10 – газовий лічильник;
 11 – водогрійний котел

5.1.4. Використання теплонасосних установок

Теоретичні основи теплонасосних установок (ТНУ) наведено в курсі технічної термодинаміки. За принципом дії ТНУ розділяють на компресійні, сорбційні і термоелектричні.

У компресійних ТНУ температура нижнього джерела теплоти підвищується механічним стиском робочого агента в компресорі. Залежно від виду робочого агента відомі повітряно- і пароконпресійні ТНУ.

У сорбційних ТНУ температура, вироблена робочим агентом низькотемпературної теплоти різних середовищ, підвищується за рахунок термохімічних реакцій поглинання (сорбції) робочого агента

відповідним сорбентом при низьких температурах, а потім робочий агент виділяє (десорбція) при підведенні зовнішньої енергії у виді додаткової теплоти більш високі температури. Залежно від виду термохімічних реакцій розрізняють абсорбційні й адсорбційні установки. По-перше, процес сорбції здійснюється у всьому об'ємі абсорбенту (на межі рідкої і парової фаз), по-друге – на поверхні адсорбенту, що знаходиться, як правило, у твердій фазі.

Термоелектричні ТНУ базуються на ефекті Пельтьє: якщо через різнірідні й об'єднані один з одним метали пропускати постійний електричний струм, то в місці контакту (спаю) виділяється теплота. Від потужності струму змінюється і кількість отримуваної теплоти. На цьому принципі побудовані напівпровідникові ТНУ.

У системі теплопостачання широко застосовують пароконденсаторні ТНУ як найбільш освоєні і надійні в експлуатації. Їх випускають на базі холодильного устаткування, що серійно виготовляється промисловістю.

Енергетичну ефективність теплового насоса оцінюють коефіцієнтом перетворення, що дорівнює відношенню отриманої теплової потужності в конденсаторі в одиницю часу до витраченого на привод компресора потужності.

Низькопотенційним джерелом теплоти для теплонаносних установок може служити вода (річкова, озерна, морська або ґрунтова) з температурою не нижче 4°C. ТНУ застосовують для теплопостачання житлових і виробничих споруд сільської місцевості.

Значне поширення одержали теплові насоси системи “повітря – повітря”, в яких як джерело низькопотенційної теплової енергії використовується атмосферне повітря. Як джерело тепла повітря має недоліки, основний з яких – низька теплоємність. Із зниженням температури навколишнього середовища зростає потреба в енергії для опалення, в той час як ефективність теплового насоса істотно знижується. Проте загальнодоступність такого джерела енергії компенсує ці недоліки. Ефективніше використання нагрітого вентиляційного повітря, наприклад, що видаляється з приміщення (ферм тощо).

Залежно від типу джерела теплоти і споживачів тепла також існують системи “вода – повітря” або “повітря – вода”.

Перспективно з позиції ефективності використання теплових насосів – застосування їх разом з поновлюваними джерелами енергії. Комбінована геліотеплонасосна система дає можливість цілорічно експлуатувати їх без додаткового джерела теплоти.

Геліотеплонасосна система опалення і гарячого водопостачання складається з таких основних елементів: сонячного колектора, низько- і високотемпературного баків-акумуляторів, теплового насоса і споживача теплоти – випарника теплового насоса. У випарнику тепло передається робочому тілу теплового насоса. Робоче тіло після компресора надходить у конденсатор, де віддає теплоту теплоносієві, що циркулює в контурі високотемпературного бака-акумулятора, з якого теплота передається теплоспоживачеві. Зв'язок між контурами здійснюється за допомогою теплообмінників, змонтованих у баках-акумуляторах. Як теплоносії в геліоконтурі використовують незамерзаючу рідину.

На об'єктах з незначною щільністю забудови існує можливість використовувати ґрунт як джерело теплоти для теплових насосів. Накопичена в землі (ґрунті) теплота – акумуляована сонячна енергія, що накопичується відповідно до річного ритму і не залежить від атмосферних умов. Сталість температури можна використовувати, установлюючи на глибині до 2 м теплообмінник, що буде відбирати теплоту з ґрунту.

Із збільшенням глибини закладення труб з'являється можливість використання теплоти землі тривалий час доти, поки температура зовнішнього повітря не стане позитивною і потреба в тепловому навантаженні для опалення будинку істотно зменшиться.

Використання теплових насосів на об'єктах, розміщених поблизу геотермальних енергоносіїв, може бути виправдане з економічної точки зору. Унаслідок низьких температур термальних вод на глибинах до 2 км і високих витратах на глибинне буріння рекомендують установлювати теплові насоси. При цьому, з огляду на високу в окремих випадках ступінь корозійної активності термальної води, її направляють до теплового насоса через теплообмінник.

У тваринницьких приміщеннях можливе використання теплових насосів з біогазовими установками. При видаленні з біоустановки шламу також видаляється поміщена в ньому теплота. Тому рекомендується використовувати тепловий насос для регенерації цієї теплоти.

Як джерела теплоти для ТНУ можна використовувати відпрацьовані гази двигунів дизельних електростанцій. Теплові насоси можна встановлювати в системах опалення, вентиляції і кондиціонування повітря виробничих приміщень сільськогосподарського виробництва.

Схеми теплопостачання системи опалення з компресійними тепловими насосами, що використовують низькопотенційну теплоту навколишнього середовища, показано на рис. 5.33

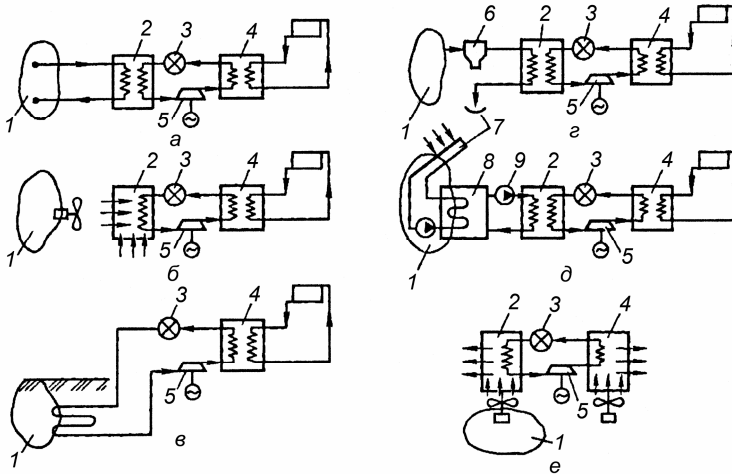


Рис. 5.33. Принципові схеми теплових насосів, що використовують джерела низькопотенційної теплової енергії:

а – води (водоєм рік, озер, морів); б – повітря, що видаляється (для теплопостачання); в – підземні води; г – стічні господарські води; д – сонячна радіація; е – повітря, що видаляється (для повітряного опалення);
 1 – низькопотенційне джерело тепла; 2 – випарник; 3 – регулюючий вентиль; 4 – конденсатор; 5 – компресор; 6 – відстійник; 7 – теплоприймач; 8 – акумулятор; 9 – насос

Коефіцієнт перетворення теплоти іноді приймають ККД ТНУ. Проте він не відображає усіх втрат, пов'язаних з виробленням теплоти. У реальних умовах, крім дроселювання, відбуваються втрати в трубопроводах і устаткуванні ТНУ – при перетворенні первинної енергії в приводному двигуні і передачі її до компресора тощо. Зокрема, під час використання електричної енергії ККД ТНУ може бути визначений за такою формулою:

$$\eta_{\text{ТНУ}} = \eta_{\text{п}} \eta_{\text{ем}} \eta_{\text{д}} \eta_{\text{с}}, \quad (5.30)$$

де $\eta_{\text{п}}$ – ККД теплового потоку, що враховує втрати енергії і робочого агента в трубопроводах і устаткуванні ТНУ;

$\eta_{\text{ем}}$ – електромеханічний ККД двигуна і компресора;

$\eta_{\text{д}}$ – ККД джерела, що виробляє додаткову енергію;

η_e – ККД ліній електропередачі.

Теплопродуктивність ТНУ

$$\Phi_k = \Phi_0 \psi / (\psi - 1), \quad (5.31)$$

де Φ_0 – теплова потужність джерела тепла;

ψ – коефіцієнт перетворення тепла.

Кількість палива, потрібна для такої теплопродуктивності,

$$B_{ТНУ} = \frac{Q_k}{Q_H^p \eta_{ТНУ}}, \quad (5.32)$$

де Q_H^p – теплотворна здатність палива.

Економію палива, що забезпечує ТНУ, визначають з рівняння

$$\Delta B = Q_k / Q_H^p (1 / \eta_{зам} - 1 / \eta_{ТНУ}) \quad (5.33)$$

де $\eta_{зам}$ – ККД паливного джерела теплоти, що заміщає.

5.1.5. Когенерація

Один з найпростіших і в той же час перспективних шляхів використання палива для вироблення теплової, електричної і механічної енергії ґрунтується на концепції когенерації.

Когенераційні технології, на базі яких планують модернізація котельень систем теплокомуненерго, передбачають використання теплової енергії вихідних газів теплових двигунів (газотурбінних чи газопоршневих) у процесі виробництва електричної енергії. Таким чином, основне обладнання – приводний тепловий двигун та теплогенератор (котел-утилізатор скидної теплоти). Використання як приводного двигуна газотурбінної установки (ГТУ) доцільне при використанні схеми з додатковим спалюванням палива в котлі. Коефіцієнт надлишку повітря в ГТУ досить великий (3,5–5), тому вихлопні гази мають великий об'єм і містять достатньо повітря для нормального процесу горіння додаткового палива в котлі. Це основна перевага ГТУ по відношенню до газопоршневих двигунів (ГПД). ГПД через те, що їх вихлопні гази бідні на кисень, майже завжди використовуються лише в схемах з котлами-утилізаторами, що не використовують додаткового палива. Серед переваг ГПД можна виділити їх більший ККД порівняно з ГТУ (38–42% проти 28–38%). Але слід зазначити, що остаточний вибір схеми залежить від конкретних умов, і визначається в основному потрібним тепловим навантаженням та можливістю пропустити певний об'єм вихлопних газів через котел-утилізатор.

Когенеруючі установки мають ряд істотних переваг:

- не вимагають великих капіталовкладень, внаслідок чого строк окупності інвестицій у 2–5 разів нижче, ніж це потрібно для електроенергетики;
- когенерація забезпечує умови для екологічної безпеки;
- дозволяє знизити втрати в мережах унаслідок наближення виробника енергії до споживача.

Зазначені особливості когенераційних установок сприяють нетрадиційному підходу розв'язання енергетичних проблем України.

Одну з можливих схем когенерації подано на рис. 5.33. У цьому випадку теплота газів, що скидаються з газової турбіни, використовується для підігріву повітря, яка направляється в камеру згоряння турбіни.

Найплідніші теоретичні і практичні розробки з вирішення проблеми когенераційних технологій в Україні виконані в Інституті технічної теплофізики НАНУ під керівництвом чл.-кор. В.Н. Клименка. Результати досліджень виявили резерви, що має Україна, по застосуванню когенерації.

У промисловості існує величезне число енергетичних і технологічних установок, в яких для виробництва теплоти і технологічної пари спалюється природний газ. Більшість з цих установок може бути перетворена в когенераційну надбудовою її тепловим двигуном.

Наразі в котельнях централізованої системи тепlopостачання в Україні встановлено більш ніж 90 тис. котлів потужністю від кількох сотень кВт до 150 МВт. Розрахунки показують, що створення когенераційних установок тільки на частині цих котлів дозволить ввести додатково більш ніж 6000 МВт електрогенеруючих потужностей.

Розглянемо ще один перспективний напрямок когенерації.

Україна має одну із найпотужніших у світі газотранспортних систем. Довжина транзитних і внутрішніх газових магістралей сягає 36 тис. км. На них працює 456 газоперекачувальних агрегатів з газотурбінним приводом. Реальний КПД цих агрегатів не перевищує 25%. На роботу цих агрегатів спалюється 7 млрд.м³/рік газу. Тому газоперекачувальні станції мають величезний потенціал для застосування когенераційної технології.

Дослідження показали, що для газотурбінних установок, застосовуваних на газоперекачувальних станціях, може бути запропонована схема з допалованням, що істотно підвищить ефективність парогазової схеми порівняно з її традиційним виконанням. Ефектив-

ність використання палива в таких установках буде сягати 50% в електрогенеруючому і 80–90% – в комбінованому (тепловому й електричному) циклах.

5.1.6. Охорона навколишнього природного середовища

Науку, що вивчає умови існування, формування та функціонування біологічних систем усіх рівнів і взаємодію їх між собою і середовищем, в якому вони перебувають, називається *екологією* (від двох грецьких слів: oikos – дім, батьківщина, місцеперебування; logos – поняття, вчення, наука).

Все живе і неживе, що оточує рослини, тварини та інші організми і з чим вони взаємодіють, носить назву *середовища існування*.

Навколишнє середовище поділяють на такі складові: повітряне середовище, водне середовище (гідросфера); тваринний світ (людина, свійські та дикі тварини, птахи, риби та ін.); рослинний світ (включаючи і рослинний світ гідросфери); ґрунти; надра; кліматичне та акустичне середовище. Всі зазначені складові навколишнього середовища входять в *біосферу*.

Елементи середовища, що суттєво впливають на живі організми, називають *екологічними факторами*. Їх поділяють на три групи: абіотичні, біотичні, антропогенні.

Абіотичні – це фактори неживої природи (фізико-хімічні фактори). До них належать: кліматичні (температура, світло та інша променева енергія, вологість та газовий склад повітря, атмосферний тиск, опади, сніговий покрив, вітер); едафічні (структура та хімічний склад ґрунтів); гідрохімічні та гідрологічні (фактори, що характеризують гідросферу); топографічні фактори (характеризують рельєф поверхні).

Біотичні фактори – це ті, що визначають взаємодію живих організмів між собою, або непрямий вплив їх один на одного.

Антропогенні фактори характеризують вплив людини на живу і неживу природу. Вони характеризують вплив усіх форм діяльності людства на навколишнє середовище. Найголовніші сфери діяльності людського суспільства, що найбільше впливають на стан навколишнього середовища, – це промисловість, транспорт, агропромислове виробництво.

В екологічних явищах велике значення має реакція живих організмів на силу та тривалість дії того чи іншого екологічного фактора. Сприятлива дія екологічного фактора на організм даного виду

відповідає зоні оптимуму цього фактора для організмів даного виду. Збільшення чи зменшення дози екологічного фактора відносно оптимальної негативно впливає на життєдіяльність організмів.

Екологічні фактори, як правило, діють на організм не ізольовано один від одного, а комплексно. У разі комплексного впливу різних екологічних факторів на організм зона оптимуму кожного з них не завжди збігається із зоною оптимуму, яка мала місце при одиночній (ізолюваній) його дії на організм. Наприклад, у тваринницькому приміщенні сила впливу температури на комфортний стан тварин залежить від вологості повітря. В теплицях вплив температури на фотосинтез залежить від вологості, освітленості та вмісту в повітрі вуглекислого газу. Очевидно, що і в тваринницькому приміщенні і в теплиці досягнення зони оптимуму екологічних факторів - головна умова високої продуктивності тварин та високого врожаю рослин.

Гранично допустимий викид (ГДВ) джерела або групи джерел – це кількість викидів домішок, при якій досягається гранично допустима концентрація (ГДК) даної речовини в навколишньому середовищі. Значення ГДК деяких шкідливих речовин в повітрі для людини наведено в табл. 5.7.

Таблиця 5.7

Значення ГДК деяких шкідливих речовин

Шкідливі речовини	ГДК, мг/м ³	
	максимальна, одноразова	середньодобова
Двооксид азоту	0,085	0,085
Аміак	0,20	0,20
Сажа (кіптява)	0,15	0,05
Пил нетоксичний	0,50	0,15
Сірчаний ангідрид	0,50	0,05
Сірководень	0,008	0,008
Оксид вуглецю	3,0	1,0

Сукупний вплив шкідливих речовин зростає при певному співвідношенні їхніх концентрацій та при певному поєднанні їх.

Наприклад, шкідливий вплив зростає при одночасній дії сірчаного ангідриду та двооксиду азоту, сірчаного ангідриду та сірководню, ацетону та ацитофенолу та ін.

Відмічено, що якщо теплове забруднення ставків-охолоджувачів енергетичних підприємств на кілька градусів відносно оптимуму риба

переносить досить нормально, то додатковий вплив хімічних забруднювачів (навіть в дозах, менших за ГДК) спричинює її загибель. При наявності в повітрі одночасно кількох речовин, шкідливу дію яких слід розглядати сукупно, сума їхніх концентрацій має бути меншою за одиницю, тобто

$$C_1/\text{ГДК}_1 + C_2/\text{ГДК}_2 + \dots + C_n/\text{ГДК}_n < 1,$$

де C_1, C_2, \dots, C_n – фактичні (наявні) концентрації шкідливих речовин;

$\text{ГДК}_1, \text{ГДК}_2, \dots, \text{ГДК}_n$ – відповідні гранично допустимі концентрації шкідливих речовин, встановлені за умов їх самостійної (одиначної) наявності в повітрі. За конфігурацією джерела викидів поділяють на точкові та лінійні. *Точковими* джерелами викидів вважають димові труби, вентиляційні шахти і т.ін. *Лінійними* можна вважати низку близько розташованих одна від одної вентиляційних шахт, димових труб та ін.

Сучасні джерела викидів шкідливих речовин характеризуються, зокрема, величезною інтенсивністю і тому спричинюють глобальний вплив на біосферу (Чорнобиль, викиди CO_2 , фреону тощо).

Забрудненням називають внесення в середовище нових, непритаманних йому на даний час фізичних, хімічних чи біологічних чинників або збільшення концентрації наявних в середовищі компонентів порівняно з їх природним середньобагаторічним вмістом. Таким чином, забруднення призводить до порушення комфортних, усталених в процесі еволюції умов існування тваринного і рослинного світів. Основні джерела забруднення повітряного басейну - це промислова діяльність людини (енергетика, транспорт, хімічна промисловість).

Промислові викиди залежать від виду палива (тверде, рідке, газоподібне). Найбільшу кількість викидів дає тверде паливо у вигляді незгорілих часток (сажа, зола, пил) та шкідливих газів (вуглекислий газ, оксид вуглецю, оксиди азоту, сполуки сірки). Світова промисловість сьогодні щорічно викидає в атмосферу більше 6 млрд т вуглекислого газу та 10 млрд т інших шкідливих речовин. Підраховано, що з моменту, коли людина оволоділа вогнем і до наших днів, на спалювання було витрачено близько 270 млрд т кисню. Причому, близько 90 % зазначеної кількості кисню було витрачено протягом нинішнього століття. При щорічному спалюванні на Землі на різні потреби близько 10 млрд т умовного палива виділяється 10^{16} кДж теплоти, що в поєднанні з парниковим ефектом, зумовленим утвореним в процесі горіння CO_2 , спричинює потепління клімату.

Атомні електростанції (за умови безаварійної роботи) завдають меншої шкоди навколишньому середовищу, ніж теплові. Підраховано, що якщо всі нині діючі у світі атомні електростанції перевести на вугілля, то сукупне забруднення атмосфери зросте в тисячу разів. Якщо ж усі нині діючі теплові електростанції замінити на атомні, то забрудненість навколишнього середовища зменшилась би десятикратно. Однак слід пам'ятати, що АЕС збільшують забрудненість навколишнього середовища радіонуклідами і криють у собі загрозу аварій катастрофічного характеру.

Транспорт – це друге після стаціонарної енергетики джерело надходження шкідливих речовин в атмосферу. Основну небезпеку у випускних газах карбюраторних (бензинових) двигунів становлять оксид вуглецю, бензопірен, свинець, оксид азоту, а в дизелях – сажа, оксиди сірки та азоту. Особливо шкідливі компоненти канцерогенної дії – бензопірен та свинець.

Навколишнє середовище забруднюється не тільки вихлопними газами двигунів внутрішнього згорання, а й парами палива з баків, ємкостей, а також внаслідок його витікання на ґрунт при недбалому зберіганні та транспортуванні.

У сільській місцевості джерелами забруднення навколишнього середовища є тваринницькі та птахівницькі комплекси, склади мінеральних добрив та пестицидів тощо.

Поліпшення стану атмосфери можна досягти кількома заходами. Насамперед слід віддавати перевагу таким технологічним процесам, що зменшують викид в атмосферу шкідливих речовин. У цьому відношенні енергетичні технології на базі сонячної енергії мають безперечну перевагу порівняно з традиційними, що використовують органічне паливо. Використання сонячної енергії не спричинює викиду шкідливих речовин в атмосферу і не порушує природного енергетичного балансу Землі.

Екологічно "чистими" слід вважати і такі поновлювані джерела енергії, як вітер та геотермальна енергія.

Зменшенню забруднення атмосфери сприяє використання вторинних енергоресурсів промислових підприємств, компресорних станцій, магістральних газопроводів, теплових та атомних електростанцій.

Вторинні енергоресурси (ВЕР) можуть мати високу або низьку температуру. Для ефективного використання низькотемпературних (їх ще називають низькопотенційними) ВЕР доцільно застосовувати теплові насоси. ВЕР використовують, як правило, для тепlopостачання житла, ферм, теплиць.

Суттєвим у зменшенні забруднення атмосфери є створення безвідходних технологій, що в кінцевому підсумку зменшує використання копалин (включаючи і паливо), а отже, і викиди в атмосферу.

В усіх галузях виробництва треба поліпшувати використання природних ресурсів: сировини, палива, матеріалів, енергії. Найпоширенішим способом зменшення викидів в атмосферу шкідливих речовин є фільтрація відпрацьованих, забруднених газів на виході з технологічних апаратів. Принцип роботи найпростішого сухого повітряного фільтра базується на примусовому пропусканні запиленого повітря крізь шар матеріалу, пори якого менші за розмір пилових часток.

Більш високу ступінь очищення повітря від пилових часток можна досягти, змочуючи фільтрувальний матеріал. Змочені пористі фільтри бувають кількох типів: самоочисними, чарунковими з вінілпластовими сітками, волокнистими рулонними, волокнистими рулонними складчастими та багато інших.

Останнім часом значного поширення набули електричні повітряні фільтри, що використовують ефект люстри Чижевського. В цих фільтрах запилене повітря спочатку проходить через зону іонізації, де пилові частки за рахунок дії коронного розряду електризуються. Потім повітря, насичене електризованими пиловими частками, надходить в осадову камеру, де пил осаджується на заземлених решітках чи пластинах.

Для вловлювання крупних пилових часток застосовують циклонні уловлювачі. В циклоні сепарація газопилової суміші відбувається за рахунок дії відцентрової сили.

Рослинність відіграє величезну роль в очищенні повітря від шкідливих газів та пилу, адже процес фотосинтезу пов'язаний з поглинанням з атмосфери вуглекислого газу. Внаслідок фотосинтезу рослинні організми, що ростуть на суші, в морях та океанах, утворюють близько 100 млрд т органічних речовин, поглинаючи при цьому 200 млрд т CO₂ та виділяючи 145 млрд т кисню. В середньому 1 га зелених насаджень за 1 годину внаслідок фотосинтезу поглинає з атмосфери до 8 кг вуглекислого газу.

Контрольні запитання і завдання

1. Що таке поновлювані і вторинні енергетичні ресурси? Які шляхи економії теплоенергоресурсів у сільському господарстві?
2. Дайте порівняльний аналіз економії енергоресурсів удосконаленням конструктивних рішень систем вентиляції.

3. Як здійснюється регенерація теплоти повітря, що видаляється з приміщень ферм? Викладіть метод розрахунку утилізації теплоти на фермах.

4. Основні шляхи використання енергії сонячного випромінювання, а також найперспективніші галузі їхнього застосування.

5. Які особливості пасивного використання сонячної енергії для опалення і гарячого водопостачання? Наведіть приклади різних способів пасивного застосування енергії сонячного випромінювання.

6. Охарактеризуйте конструкцію сонячних колекторів і приведіть їх основні технічні характеристики. Які пристрої використовують як акумулятори теплоти в геліоустановках?

7. Проаналізуйте схему сонячної установки для опалення і гарячого водопостачання приміщень.

8. Методика розрахунку установок з використання сонячної енергії для опалення і гарячого водопостачання.

9. Основні шляхи й особливості використання енергії вітру і приведіть метод розрахунку вітроустановок.

10. Які особливості геотермальних ресурсів як джерела тепlopостачання сільського господарства? Які схеми використовуються для систем опалення?

11. Як забезпечується тепlopостачання теплиць?

12. Яка схема використання петрогеотермальних джерел?

13. Обґрунтуйте доцільність використання в сільському господарстві біогазу. Укажіть на основні особливості біоенергетики, а також на способи одержання біоенергетичного палива.

14. Які основні складові частини біогазової установки? Опишіть установки.

15. Які шляхи збільшення ефективності одержання біогазу? Приведіть основні характеристики одержуваного біогазу.

16. Як вирішується проблема використання в сільському господарстві поновлюваних і вторинних енергоресурсів?

17. Що називають екологією, екологічними факторами, середовищем існування?

18. Дайте означення поняттям гранично допустимий викид (ГДВ) та гранично допустима концентрація (ГДК).

19. Що називають забрудненням середовища?

20. Назвіть основні джерела забруднення навколишнього середовища.

21. Охарактеризуйте основні шляхи зменшення забруднення навколишнього середовища.

22. Назвіть поновлювані та вторинні джерела енергії, їхні види та роль в охороні навколишнього середовища.

23. Охарактеризуйте шляхи та технічні засоби зменшення забруднення атмосфери.

5.2. СУШІННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ПРОДУКЦІЇ

5.2.1. Загальні відомості

Процеси сушіння широко застосовують у сільськогосподарській та харчовій технології для зневоднення різноманітних вологих матеріалів (твердих, пастоподібних, рідких) на різних стадіях їх переробки (сировина, напівфабрикати, готові вироби).

Вологу з матеріалів можна видалити різними способами: механічним, фізико-хімічним, тепловим. При механічному способі вологу відтискують у пресах або в центрифугах. Фізико-хімічний спосіб ґрунтується на застосуванні вологовідбірних засобів і використовується переважно в лабораторній практиці. Зневоднювальними засобами є сірчана кислота, хлористий кальцій, силікагель. При тепловому способі волога випаровується з поверхні матеріалу і дифундує в навколишнє повітря, яке виносить вологу із сушарки. Із цього випливає, що сушінням називають термічний процес видалення вологи з матеріалів внаслідок її випаровування і дифузії.

Сушіння – сумісний тепловий і дифузійний процес, при якому волога дифундує із середніх шарів матеріалу до його поверхні, переходить крізь примежову плівку, а потім дифундує всередину газової фази, вносячи при цьому з матеріалу значну кількість теплової енергії. Розрізняють природне і штучне сушіння. Природне відбувається на відкритому повітрі без штучного нагрівання і відведення сушильного агента (повітря).

У харчовій та сільськогосподарській технології майже всюди застосовують штучне сушіння, тобто сушіння нагрітим сушильним агентом (нагріте повітря, димові гази), який після поглинання ним вологи з матеріалу відводять за допомогою спеціальних витяжних пристроїв (вентиляторів). Методи сушіння вологих матеріалів розрізняються переважно способом підведення теплоти й зумовлені фізико-хімічними властивостями цих матеріалів, а також формою їх зв'язку з вологою. Найпоширеніший метод – конвективне сушіння, що характеризується безпосереднім контактом матеріалу з потоком нагрітого газу (повітря,

димових газів). Волога випаровується за допомогою теплоти нагрітого газу, який одночасно поглинає і виносить із сушарки утворену водяну пару.

Товстолістові матеріали, а також деякі плоди, якщо треба зберегти їхню форму, сушать у полі струмів високої частоти. Такий метод сушіння називають високочастотним.

Для дуже термочутливих матеріалів застосовують сублімаційне сушіння, при якому волога із матеріалу в замороженому стані переходить у парову фазу, минувши рідку (сублімує). Процес здійснюється в глибокому вакуумі.

Варто зазначити, що при будь-якому способі підведення теплоти матеріал перебуває в контакті з вологим повітрям. Тому доцільно спочатку розглянути фізичні властивості вологого повітря.

5.2.2. Фізичні властивості вологого повітря

Як сушильний агент широко використовують нагріте повітря або суміш повітря з продуктами згоряння палива. Як правило, перед початком сушіння будь-який сушильний агент є не що інше, як суміш сухого газу з водяною парою, тобто вологий газ. Виходячи з цього, вологим повітрям називають бінарну суміш сухого повітря з водяною парою. Газова стала такої суміші може бути визначена із термодинамічного співвідношення

$$R_c = m_{c,n} R_{c,n} + m_n R_n, \quad (5.34)$$

де $m_{c,n}$, m_n – масові частки відповідно сухого повітря і водяної пари;
 $R_{c,n}$, R_n – газові сталі відповідно сухого повітря ($R_{c,n} = 287$ Дж/(кг·К)) і водяної пари ($R_n = 462$ Дж/(кг·К)).

За законом Дальтона, якому підкоряється вологе повітря, тиск газової суміші дорівнює сумі парціальних тисків його компонентів

$$p = p + p_{в.п} \quad (5.35)$$

де $p_{с.п}$, p_n – парціальні тиски відповідно сухого повітря і водяної пари.

Із закону Дальтона випливає, що парціальний тиск пари у вологому повітрі менший, ніж загальний тиск суміші. Оскільки температура пари дорівнює температурі суміші, то очевидно, що температура пари в ненасиченому вологому повітрі перевищує температуру кипіння води при цьому її парціальному тиску, тобто перебуває в перегрітому стані.

Барометричний тиск і парціальний тиск пари є параметрами, що характеризують стан вологого повітря. Крім цих параметрів, стан вологого повітря характеризується рядом інших параметрів, до яких належать

абсолютна і відносна вологість, вологовміст, густина, питомий об'єм, температура та ентальпія. Знаючи три параметри вологого повітря, можна знайти всі інші, користуючись наведеними нижче формулами.

Абсолютною вологістю повітря ρ_n називають масу водяної пари в грамах або кілограмах, яка міститься в 1 м^3 вологого повітря. Об'єм пари дорівнює об'єму вологого повітря, і тому абсолютна вологість дорівнює густині водяної пари в суміші ρ_n .

Відносною вологістю повітря φ називають відношення абсолютної вологості ρ_n при даних значеннях температури і загального тиску до максимально можливої абсолютної вологості ρ_n^H за тих самих умов

$$\varphi = \frac{\rho_n}{\rho_n^H}. \quad (5.36)$$

За рівнянням стану ідеальних газів можна написати:

$$\rho_n = \frac{P_n}{R_n T} \quad \text{і} \quad \rho_n^H = \frac{P_n^H}{R_n T}, \quad (5.37)$$

де ρ_n^H – парціальний тиск насиченої пари при температурі повітря T .

Вважаючи наближено, що для пароповітряної суміші дійсними є рівняння стану ідеальних газів, і підставляючи одержані вирази для ρ_n і ρ_n^H у 5.36, дістанемо

$$\varphi = \frac{P_n}{P_n^H}. \quad (5.38)$$

Тиск P_n залежить від температури, з підвищенням якої він збільшується, внаслідок чого відповідно зменшується величина φ . Максимальне значення φ буде за умови, коли $P_n = P_n^H$. Тоді $\varphi_{max} = 1$.

Відносна вологість – важливий параметр вологого повітря; її значення характеризує здатність повітря насичуватись вологою: чим менше φ , тим, за інших однакових умов, більша сушилнна здатність повітря.

Вологовмістом називають масу водяної пари, яка міститься у вологому повітрі, віднесена до 1 кг сухого повітря. Вологовміст позначають через x , коли масу пари беруть у кілограмах, або через d , коли масу пари виражають у грамах. Оскільки об'єми пари і сухого повітря однакові, вологовміст можна виразити відношенням їхніх густин:

$$x = \frac{\rho_n}{\rho_n^H}. \quad (5.39)$$

Підставивши у формулу 5.39 вирази для ρ_n і $\rho_{c,n}$ з рівняння стану ідеальних газів, дістанемо

$$x = \frac{p_n}{R_n T} : \frac{p_{c,n}}{R_{c,n} T} = \frac{R_{c,n}}{R_n} \cdot \frac{p_n}{p_{c,n}} = 0,622 \frac{p_n}{p_{c,n}}. \quad (5.40)$$

З рівняння 5.35 $p_{c,n} = p - p_{в,n}$ а з рівняння 5.38 $p_n = \phi p_n^H$. Підставляючи ці вирази в рівняння 5.40, дістанемо:

$$x = 0,622 \frac{\phi p_n^H}{p - \phi p_n^H}. \quad (5.41)$$

Густина вологого повітря, тобто суміші сухого повітря і водяної пари, дорівнює сумі густин сухого повітря і водяної пари $\rho = \rho_{в,n} + \rho_n$. Оскільки, згідно з формулою 5.39, $p_n = x p_{c,n}$, то

$$\rho = \rho_{c,n}(1+x). \quad (5.42)$$

За нормальних умов (тиск 760 мм рт. ст. і температура 0°C) $\rho_{c,n} = 1,293 \text{ кг/м}^3$.

З підвищенням парціального тиску пари в повітрі в процесі сушіння ρ_c зменшується, оскільки пара витісняє сухе повітря. Проте в процесі конвективного сушіння знижується температура, а це сприяє більш суттєвому збільшенню ρ_c . Тому в кінцевому результаті ρ_c у процесі сушіння збільшується.

Питома теплоємність вологого повітря, віднесена до 1 кг сухого повітря, визначається як сума

$$c = c_{c,n} + x c_{в,n}, \quad (5.43)$$

де $c_{c,n}$ – питома теплоємність сухого повітря (при $t \leq 200^\circ\text{C}$ беруть $c_{c,n} = 1,004 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$);

$c_{в,n}$ – питома теплоємність водяної пари ($c_{в,n} = 1,842 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$).

Ентальпія вологого повітря визначається сумою ентальпій сухого повітря і водяної пари, яка є в ньому. Відносячи ентальпію до 1 кг сухого повітря, дістанемо рівняння сухого повітря,

$$h = c_{c,n} t + x i, \text{ кДж/кг}, \quad (5.44)$$

де $i = c_{в,n} t + r$ – ентальпія водяної пари; $r = 2500 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія водяної пари при 0°C або, що те саме, теплота пароутворення води при 0°C.

Підставивши значення $c_{c,n}$, $c_{в,n}$, у рівняння 5.44, визначимо ентальпію вологого повітря

$$h=1,004t+(1,842t+2500). \quad (5.45)$$

Точка роси. Під час охолодження вологого повітря з постійним вологовмістом x ступінь насичення повітря вологою може досягти одиниці ($\varphi=1$).

Точку роси визначають, взявши $\varphi=1$ і розв'язавши рівняння відносно p_n , знайдемо пружність насиченої пари рідини, що відповідає точці роси

$$p_{т.р} = \frac{x p}{0,622 + x}. \quad (5.46)$$

Температура мокрого термометра. У теорії сушильного процесу одним з параметрів, що характеризує стан вологого повітря, є так звана температура мокрого термометра. Якщо під час випаровування води в повітря будуть додержані адіабатні умови, тобто випаровування відбуватиметься лише за рахунок теплоти повітря, то температура повітря зменшуватиметься і в стані повного насичення його вологою дорівнюватиме температурі випаровуваної води. Цю температуру називають температурою мокрого термометра. Цей термодинамічний параметр характеризує здатність повітря віддавати теплоту для випаровування води до повного свого насичення. Різниця між температурою повітря і температурою мокрого термометра характеризує здатність повітря до поглинання вологи. Цю різницю називають потенціалом сушіння:

$$E = t_c - t_m. \quad (5.47)$$

де t_c – температура *повітря* або температура, яку показує звичайний (сухий) термометр;

t_m – температура мокрого термометра, яка дорівнює температурі адіабатного насичення повітря.

У разі повного насичення повітря ($\varphi = 100\%$) $t_c = t_m$ і потенціал сушіння $E = 0$.

На вимірюванні різниці між температурою сухого термометра (фактична температура повітря) і температурою мокрого термометра заснований психрометричний метод визначення вологості повітря, який набув найбільшого поширення в сушильній техніці.

5.2.3. Діаграма стану вологого повітря

Аналітичний метод розрахунку сушильних установок складний і громіздкий. Простіший графічний метод розрахунку за допомогою h - x -діаграми вологого повітря запропонований Л. Рамзіним.

Діаграму побудовано в координатах h - x (або h - d) за рівняннями 5.38, 5.41 і 5.45 при постійному тиску повітря $p = 745$ мм. рт. ст (99,3 кПа), який прийнято вважати середнім річним тиском на рівнинній місцевості України. Щоб краще використати поле діаграми, взято косокутну систему координат з кутом між основними осями 135° (рис. 5.34).

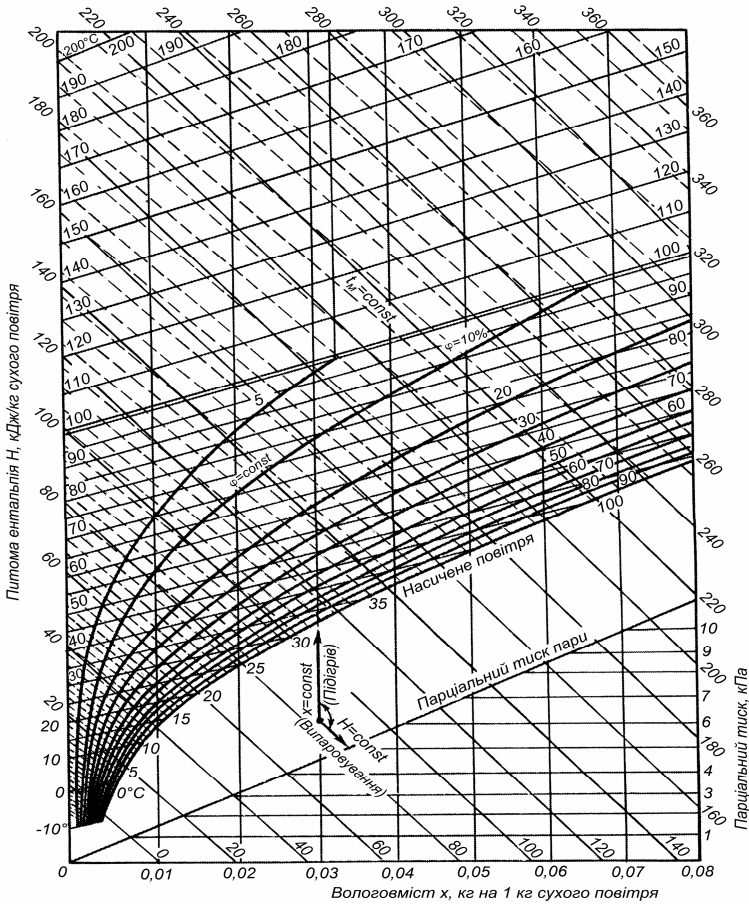


Рис. 5.34. Діаграма h_x вологого повітря

Вологовміст x відкладемо на допоміжній осі абсцис, яка утворює прямий кут з віссю ентальпії h ; основну вісь x звичайно не показують. При такій побудові лінії $x=\text{const}$ зображують вертикальними прямими, а лінії $h=\text{const}$ – похилими прямими, паралельними основній лінії абсцис. Крім основних ліній h та x , на діаграму нанесено ізотерми вологого повітря, лінії постійної відносної вологості, парціального тиску водяної пари та інші допоміжні лінії.

Ізотерми ($t=\text{const}$), які побудовані за рівнянням 5.45, є прямими з нахилом, що збільшується з підвищенням температури. Лінії $\varphi=\text{const}$ побудовані за рівнянням 5.41.

Лінія $\varphi = 1$ (або 100%) відповідає максимальному вологовмісту і розділяє діаграму на дві області. Над цією лінією лежить область ненасиченої водяної пари в суміші з сухим повітрям, тобто вологого ненасиченого повітря, а під лінією – область насиченої водяної пари, що частково конденсується у вигляді дрібненьких крапельок – туману (якщо температура нижча від 0°C , то волога перебуває у вигляді льодового туману – інею). Сама лінія $\varphi = 1$ відображає стан вологого насиченого повітря.

Стан вологого повітря характеризується на діаграмі перетином чотирьох ліній: постійних температури, вологовмісту, відносної вологості та ентальпії. Для визначення стану повітря достатньо знати будь-які два параметри.

5.2.4. Вологий матеріал як об'єкт сушіння

За природою більшість матеріалів – це колоїдні тіла, а за структурою – капілярно-пористі матеріали. Вода перебуває в різному зв'язку із сухим скелетом матеріалу, пори якого можуть бути заповнені водою, водяною парою і повітрям.

Вологістю матеріалу називають відношення маси вологи в матеріалі до маси всього вологого матеріалу і виражають у відсотках

$$w = \frac{m_v}{m} 100, \quad (5.48)$$

де m_v – маса вологи (води), кг;

m – загальна маса вологого матеріалу, кг.

У теорії сушіння часто користуються не вологістю матеріалу, а вологовмістом ω^c , що є відношенням маси вологи в матеріалі до маси абсолютно сухої речовини в ньому

$$w^c = \frac{m_e}{m - m_e} 100\%. \quad (5.49)$$

Вологовмістом зручніше користуватися при розрахунках, тому що маса сухого матеріалу в процесі сушіння залишається незмінною.

Процес сушіння значно залежить від характеру зв'язку вологи з матеріалом. Згідно з класифікацією П. О. Ребіндера, яку широко застосовують у сушильній техніці, всі форми зв'язку вологи поділяють на три великі групи: хімічний; фізико-хімічний; фізико-механічний.

Хімічний зв'язок води з матеріалом – найміцніший, для порушення якого сушіння не досить, а потрібне прожарювання або хімічний вплив.

Фізико-хімічний зв'язок – менш міцний, тому волога, що зв'язана з матеріалом фізико-хімічно, може бути видалена за допомогою сушіння. Цій формі зв'язку відповідають адсорбційно зв'язана волога і волога, що утримується осмотично.

Адсорбційно зв'язана волога утримується молекулярним силовим полем на поверхні колоїдних часток. Колоїдні матеріали характеризуються значною дисперсністю часток, умовний радіус яких становить 0,1–0,001 мкм. Внаслідок такої дисперсності колоїдні тіла мають величезну внутрішню поверхню, а отже, і значну вільну поверхневу енергію, завдяки якій відбувається адсорбційне зв'язування води. Для видалення адсорбційної вологи її слід перетворити в пару, після чого починає вона перемішуватися до зовнішньої поверхні тіла у вигляді пари.

Осмотичний зв'язок найсильніше виражений у розчинах. Природа цього зв'язку в тому, що тиск пари над розчином менший від тиску пари над чистим розчинником. Осмотичним зв'язком утримується волога набухання і структурна волога. Цій волозі відповідає мала енергія зв'язку, тому вона зв'язана з матеріалом не так міцно, як адсорбційна волога. Оболонка гелю, що утворена із високомолекулярних сполук, має властивості напівпроникних перегородок. Внутрішньоклітинна волога, в якій розчинені низькомолекулярні сполуки, утримується осмотичними силами. Якщо волога потрапляє всередину клітинок гелю при його утворенні, то вона називається структурною. До цієї групи може бути віднесена волога, що міститься в клітинах рослинних тканин.

Фізико-механічний зв'язок має волога, що перебуває в капілярах матеріалу і на його поверхні. Волога, що міститься на поверхні тіла, називається *вологою змочування*. Волога змочування і волога макрокапілярів (пор), середній радіус яких перевищує 10^{-5} см, має дуже

слабкий зв'язок з матеріалом і може бути видалена механічним способом (віджиманням); така волога називається *вільною*.

Волога мікрокапілярів, радіус яких менше ніж 10^{-5} см, на відміну від вологи макрокапілярів, заповнює будь-які мікропори не тільки при безпосередньому зіткненні води з ними, а й завдяки сорбції із вологого повітря.

Вологий матеріал може не тільки віддавати вологу внаслідок випаровування в навколишнє середовище, а й за певних умов поглинати її з цього середовища. Якщо парціальний тиск пари біля поверхні матеріалу більший за парціальний тиск у навколишньому повітрі, то буде відбуватись випаровування, якщо менший, то матеріал буде зволожуватись. Якщо ці тиски зрівняються, то встановиться рівновага і перехід вологи припиниться. Вологість матеріалу в цьому усталеному стані називають рівноважною вологістю. Очевидно, що рівноважна вологість є функцією парціального тиску водяної пари при заданій температурі. Змінюючи парціальний тиск пари при незмінній температурі, можна одержати ряд значень рівноважної вологості і нанести криву лінію – ізотерму сорбції вологи. Практично встановлено, що для більшості матеріалів рівноважна вологість не залежить від температури, а залежить лише від відносної вологості повітря.

Отже, під час сушіння з матеріалу не можна видалити всю вологу. Матеріал після висушування в кінцевій стадії характеризуватиметься рівноважною вологістю. Знаючи початкову кількість вологи в матеріалі W_n , можна розрахувати кількість вологи, що видаляється

$$W_{\text{вид}} = W_n - W_p, \quad (5.50)$$

де W_p – кількість вологи в матеріалі в стані рівноваги. Щоб збільшити $W_{\text{вид}}$, треба для висушування використовувати повітря з меншою відотною вологістю, коли W_p буде меншим.

Статика сушіння встановлює зв'язок між початковими і кінцевими параметрами речовин (матеріалу і сушильного агента), які беруть участь у сушінні. Цей зв'язок виражають у вигляді рівнянь матеріального і теплового балансів. Із статички сушіння визначають масу випареної вологи, витрати сушильного агента і теплоти.

5.2.5. Принцип дії повітряної сушарки

На рис. 5.35 наведено принципову схему конвективної сушарки безперервної дії, що складається із калорифера 1 для підігрівання повітря і сушильної камери 2. Повітря засмоктується в калорифер і подається в сушильну камеру вентилятором 4. Вологий матеріал надходить у сушильну камеру через завантажувальний бункер 3 і за допомогою транспортних пристроїв переміщується вздовж сушильної камери до розвантажувального бункера 6, через який видаляють висушений матеріал.

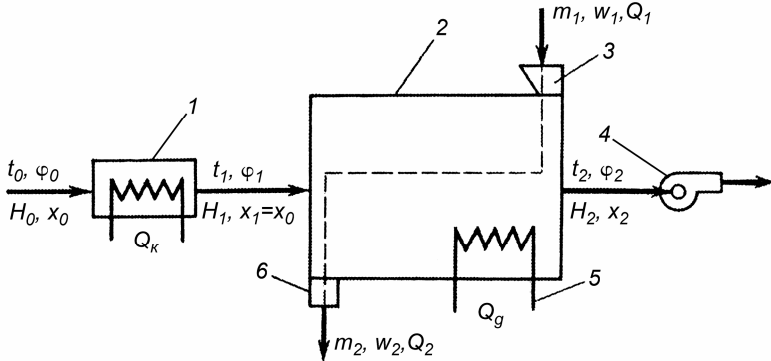


Рис. 5.35. Схема повітряної сушарки

Позначимо параметри повітря до і після калорифера відповідно через t_0, φ_0, h_0, x_0 , і t_1, φ_1, h_1, x_1 , а після сушильної камери — через t_2, φ_2, h_2, x_2 . Витрати (в кілограмах за секунду), масові частки вологи та температури відповідно вологого і висушеного матеріалу позначимо через $m_1, \omega_1, \theta_1, m_2, \omega_2, \theta_2$. Контактуючи з висушуваним матеріалом, повітря поглинає з нього вологу і виходить із сушильної камери. Кількість теплоти, яка потрібна для висушування матеріалу, може бути передана повітрю повністю в калорифері. Проте в деяких випадках встановлюють додатковий калорифер 5, змонтований в самій сушильній камері. Така схема дає можливість значно знизити температуру сушіння, що дуже важливо для матеріалів, які недопустимо сушити при високій температурі.

5.2.6. Матеріальний баланс сушарки

Статика сушіння встановлює зв'язок між початковими і кінцевими параметрами речовин (матеріалу і сушильного агента), які беруть участь у сушінні. Цей зв'язок виражають у вигляді рівнянь матеріального і теплового балансів. Із статики сушіння визначають масу випареної вологи, витрати сушильного агента і теплоти.

Звичайно, сушарки розраховують виходячи із заданої кількості вологого матеріалу та його початкової і кінцевої вологості. Щоб визначити кількість висушеного матеріалу, випареної вологи та витрату сухого повітря на висушування, складають матеріальні баланси: за абсолютно сухою речовиною та за вологою.

Якщо немає втрат матеріалу, то кількість абсолютно сухої речовини в ньому до і після висушування лишається незмінною; якщо ж m_1 і m_2 – витрати вологого матеріалу до і після сушіння, кг/с, а ω_1 і ω_2 – масові частки вологи в матеріалі до і після сушіння, % до загальної маси, то баланс за сухою речовиною буде такий:

$$\frac{m_1(100 - \omega_1)}{100} = \frac{m_2(100 - \omega_2)}{100}, \quad (5.51)$$

звідки маса вологого матеріалу

$$m_1 = m_2 \frac{100 - \omega_2}{100 - \omega_1}, \quad (5.52)$$

або маса висушеного матеріалу

$$m_2 = m_1 \frac{100 - \omega_1}{100 - \omega_2}. \quad (5.53)$$

Кількість вологи W , яку видаляють під час висушування, дорівнює різниці мас вологого і висушеного матеріалу

$$W = m_1 - m_2. \quad (5.54)$$

Підставивши в останнє рівняння вираз для m_2 з рівняння 5.53, дістанемо

$$W = m_1 - m_1 \frac{100 - \omega_1}{100 - \omega_2}.$$

або

$$W = m_1 \frac{\omega_1 - \omega_2}{100 - \omega_2}. \quad (5.55)$$

Якщо в рівняння 5.54 замість m_1 підставити його вираз з рівняння 5.52, то

$$W = m_2 \frac{w_1 - w_2}{100 - w_1}. \quad (5.56)$$

Матеріальний баланс сушарки за вологою складемо, якщо прирівняємо кількість вологи, що вноситься в сушарку з вологим матеріалом і з повітрям, до кількості вологи у висушеному матеріалі й відпрацьованому повітрі:

$$\frac{m_1 w_1}{100} + L x_1 = \frac{m_2 w_2}{100} + L x_2,$$

звідки

$$\frac{m_1 w_1}{100} - \frac{m_2 w_2}{100} = (x_1 - x_2) L,$$

де L – витрата абсолютно сухого повітря, кг/с.

Ліва частина останнього рівняння – це кількість вологи, що видаляється під час висушування, звідки загальна витрата абсолютно сухого повітря на висушування

$$L = \frac{W}{x_2 - x_1}. \quad (5.57)$$

Питома витрата повітря, тобто витрата його на 1 кг вологи, яку видаляють з матеріалу в сушарці

$$l = \frac{L}{W} = \frac{1}{x_2 - x_1} = \frac{1000}{d_2 - d_1}, \quad (5.58)$$

де d_1, d_2 – вологовмісти повітря після і до сушарки, г/кг.

Оскільки повітря, проходячи через калорифер, не поглинає і не віддає вологи, його вологовміст при нагріванні в калорифері лишається незмінним, отже, $x_1 = x_0$, тому

$$l = \frac{1}{x_2 - x_0} = \frac{1000}{d_2 - d_0}. \quad (5.59)$$

Рівняння 5.58 є основним рівнянням для визначення витрати повітря в сушильній установці. Із цього рівняння видно, що витрата повітря збільшується із збільшенням x_0 . У зв'язку з тим, що вологовміст зовнішнього повітря в літній час більший порівняно із зимовим, то вентилятор розраховують для літніх умов роботи сушарки.

5.2.7. Тепловий баланс повітряної сушарки

Для усталеного процесу рівняння теплового балансу виражає однаковість кількості теплоти, що надходить у сушильну установку, і теплоти, що виходить з неї.

Надходження теплоти:

- із свіжим повітрям у калорифер вноситься теплота Lh_0 , де h_0 – ентальпія повітря при його температурі t_0 ;
- від джерела теплоти в калорифері, Q_K ;
- додаткова теплота, що вводиться в сушильну камеру, Q_d ;
- з вологим матеріалом $m_1 c_m \theta_1$, де m_1 – маса матеріалу, що подається на висушування за одиницю часу, кг/с; c_m – теплоємність матеріалу, Дж/(кг·К); θ_1 – температура матеріалу до висушування, °С.

Оскільки за рівнянням 5.54 $m_1 = m_2 + W$, то можна записати

$$m_1 c_m \theta_1 = m_2 c_m \theta_1 + W c_v \theta_1,$$

де c_v – теплоємність води, Дж/(кг·К);

- з транспортними пристроями $m_T c_T t_{T,n}$, де $m_T c_T t_{T,n}$ – відповідно маса, теплоємність матеріалу транспортного пристрою та його температура на вході в сушарку.

Вихід теплоти:

- з повітрям, що виходить, Lh_2 , де h_2 – ентальпія повітря при його температурі t_2 ;
- з висушеним матеріалом $m_2 c_m \theta_2$, де θ_2 – температура матеріалу на виході з сушарки;
- з транспортними пристроями $m_T c_T t_{T,k}$, де $t_{T,k}$ – температура матеріалу транспортного пристрою на виході з сушарки;
- втрати теплоти в навколишнє середовище Q_n . Тепловий баланс сушарки виразиться рівнянням

$$Lh_0 + Q_K + Q_d + m_2 c_m \theta_1 + W c_v \theta_1 + m_T c_T t_{T,n} = Lh_2 + m_2 c_m \theta_2 + m_T c_T t_{T,k} + Q_n.$$

Загальні витрати теплоти в сушарці становлять Q_K і Q_d , тому останнє рівняння набуває вигляду:

$$Q_K + Q_d = L(h_2 - h_0) + m_2 c_m (\theta_2 - \theta_1) + m_T c_T (t_{T,k} - t_{T,n}) + Q_n + W c_v \theta_1. \quad (5.60)$$

Поділимо кожну складову частину теплового балансу на W і назвемо ці вирази питомими витратами теплоти, тобто

$$\frac{Q_k}{W} = q_k; \quad \frac{Q_n}{W} = q_n; \quad \frac{Q_k}{W} = q_k; \quad \frac{L}{W} = l; \quad \frac{Wc_e\theta_1}{W} = c_e\theta_1;$$

$$\frac{m_2c_m(\theta_2 - \theta_1)}{W} = q_m; \quad \frac{m_1c_t(t_{т.к} - t_{т.н})}{W} = q_t;$$

Позначимо сумарні питомі теплові витрати через $\Sigma q_{\text{втр}} = q_m + q_t + q_n$.

Відповідно до цих позначень питомі витрати теплоти на висушування будуть

$$q_k + q_d = l(h_2 - h_0) + \Sigma q_{\text{втр}} - c_v\theta_1. \quad (5.61)$$

Питому витрату теплоти в калорифері при заданому q_d визначимо з рівняння

$$q_k = l(h_2 - h_0) + \Sigma q_{\text{втр}} - c_v\theta_1 + q_d. \quad (5.62)$$

Питому витрату теплоти в калорифері можна визначити також з рівняння

$$q_k = l(h_2 - h_0). \quad (5.63)$$

Прирівнюючи праві частини рівнянь 5.62 і 5.63, дістанемо

$$l(h_2 - h_0) = (q_d + c_v\theta_1) - \Sigma q_{\text{втр}}. \quad (5.64)$$

Позначимо праву частину цього рівняння через Δ

$$\Delta = (q_d + c_v\theta_1) - \Sigma q_{\text{втр}}, \quad (5.65)$$

тоді рівняння 5.64 можна записати так:

$$l(h_2 - h_0) = \Delta. \quad (5.66)$$

Для аналізу і розрахунку процесів сушіння доцільно ввести поняття про так звану теоретичну сушарку, яка працює без додаткового підведення теплоти в сушильній камері ($q_d=0$), без теплових втрат ($\Sigma_{\text{втр}}=0$) і при $\theta_1 = 0$. Згідно з рівнянням 5.65 для такої сушарки $\Delta=0$, тоді з рівняння 5.66 маємо

$$l(h_2 - h_0) = 0 \quad \text{або} \quad h_2 = h_1 = h = \text{const.}$$

Процес у теоретичній сушарці відбувається при постійній ентальпії повітря. При цьому теплота, що виділяється під час охолодження повітря, витрачається лише на випаровування вологи з

матеріалу, а тому вона разом з утвореною парою знову повертається в повітря.

У реальній сушарці під час висушування матеріалів можуть трапитись три такі випадки:

1. $\Delta=0$, тобто $q_d + c_b \theta_1 = \Sigma q_{втр}$. Підведена теплота в сушарку $q_d + c_b \theta_1$ цілком покриває втрати на нагрівання матеріалу, транспортних засобів та втрати в навколишнє середовище. У цьому випадку на підставі рівняння 5.66, $l(h_2-h_1)=0$, що відповідає $h_2=h_1=const$. Таку сушарку розраховують аналогічно теоретичній сушарці.

2. $\Delta>0$, тобто $q_d + \theta_1 > \Sigma q_{втр}$. У цьому випадку підведена теплота з надлишком перекидає всі теплові втрати, тобто $l(h_2-h_1) > 0$, отже, $h_2 > h_1$.

3. $\Delta < 0$, тобто $q_d + \theta_1 < \Sigma q_{втр}$. У цьому випадку підведеної теплоти не вистачає на покриття теплових втрат, тобто $l(h_2-h_1) < 0$, отже, $h_2 < h_1$. Такі сушарки найпоширеніші в практиці.

Виходячи з наведених міркувань, величину Δ називають тепловою характеристикою сушарки.

5.2.8. Побудова процесу сушіння на h - x -діаграмі

Розрахувати повітряну сушарку - це означає визначити питомі та загальні витрати теплоти і повітря на висушування, а також інші параметри, потрібні для розрахунку калорифера, сушильної камери й витяжного пристрою (вентилятора).

Побудова процесу сушіння на h - x -діаграмі дає можливість встановити характер обміну теплою і вологою, а також визначити проміжні й кінцеві параметри повітря.

Теоретична сушарка. Процес, що відбувається в теоретичній сушарці, на діаграмі зображають так. За відомою початковою температурою повітря t_0 і його відносною вологістю ϕ_0 знаходять на діаграмі точку A - h , для якої, у свою чергу, знаходять вологовміст x_0 та ентальпію h_0 . Оскільки повітря в калорифері нагрівають при незмінному вологовмісті, перетин лінії $x_0 = x_1 = const$ із заданою ізотермою t_1 дає точку B , що характеризує стан повітря на вході в сушарку. Для цієї точки знаходять ентальпію h_1 .

Раніше довели, що в теоретичній сушарці теплообмін відбувається при постійній ентальпії повітря. Спускаючись з точки B по лінії постійної ентальпії $h_1 = h_2 = const$ до перетину із заданою

ізотермою t_2 або з лінією φ_2 , знаходять точку C кінцевого стану повітря. Для цієї точки на діаграмі знаходять значення вологовмісту x_2 .

Знаючи параметри повітря на вході й виході, легко обчислити:

питому витрату сухого повітря на випаровування 1 кг води – за рівнянням 5.59;

питому витрату теплоти в калорифері – за рівнянням 5.63.

Оскільки в теоретичній сушарці процес відбувається при $h_1=h_2$, рівняння 5.63 можна переписати так:

$$q_k = l(h_2 - h_0).$$

Витрата теплоти буде тим меншою, чим нижча температура відпрацьованого повітря t_2 і вища температура свіжого повітря, що надходить у калорифер, а також чим менша питома витрата сухого повітря.

Процес, що відбувається в реальній сушарці у випадку, коли $\Delta=0$, зображається на h - x -діаграмі аналогічно до процесу в теоретичній сушарці.

Реальна сушарка. На діаграмі hx (рис. 5.36) побудуємо процес теоретичної сушарки з тими самими параметрами стану повітря, що і для реальної. Цей процес зобразить лінією ABC , в якій відрізок BC пройде паралельно осі абсцис по лінії $h = \text{const}$.

У реальній сушарці при $\Delta > 0$ стан повітря змінюватиметься не по лінії BC , а по іншій лінії, що лежить вище, оскільки при цьому ентальпія відпрацьованого повітря більша від ентальпії повітря перед сушаркою ($h_2 > h_1$). Побудова у цьому разі зводиться до встановлення напряму змін стану повітря в сушильній камері.

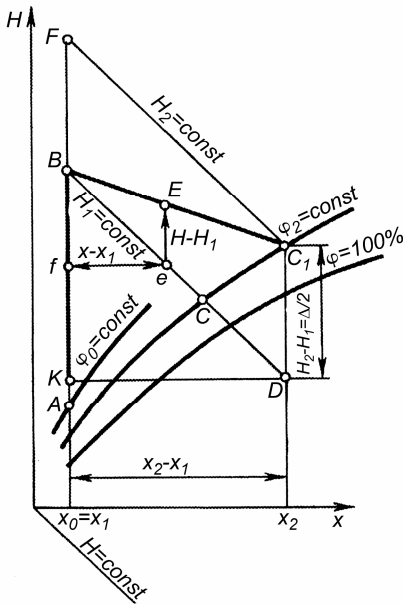


Рис. 5.36. Діаграма процесу сушіння в реальній сушарці

Нехай лінія $h_2 = \text{const}$ характеризує стан відпрацьованого повітря. Перетин цієї лінії із заданою ізотермою t_2 або з лінією відносної вологості φ_2 дасть точку C_1 – кінцевий стан повітря, а продовження цієї лінії вгору до перетину з лінією $x_0 = x_1$ дасть точку F . Сполучивши прямою лінією точки B і C_1 , дістанемо шуканий напрямок змінення стану повітря в сушарці. Для цього виконаємо таку побудову. З точки C_1 проведемо вниз пряму ($x_2 = \text{const}$) до перетину з лінією $h_1 = \text{const}$, внаслідок чого дістанемо точку D , з якої проведемо горизонтальну лінію до перетину з лінією AB і знайдемо точку K .

На лінії теоретичного процесу BC візьмемо будь-яку точку e , від неї проведемо горизонтальну і вертикальну лінії до перетину з BC_1 і AB і дістанемо відповідно точки f і E . У результаті побудови дістанемо дві пари подібних трикутників: $\Delta BC_1D \approx \Delta BEe$ і $\Delta BDK \approx \Delta Bef$.

З подібності трикутників випливає, що

$$\frac{C_1D}{Ee} = \frac{BD}{Be} \quad \text{і} \quad \frac{KD}{ef} = \frac{BD}{Be},$$

звідки

$$\frac{C_1D}{Ee} = \frac{KD}{ef}$$

або, замінюючи відрізки їхніми виразами, дістанемо:

$$\frac{h_2 - h_1}{h - h_1} = \frac{x_2 - x_1}{x - x_1},$$

де h, x – поточні координати точки E .

Цю залежність можна переписати інакше

$$\frac{h_2 - h_1}{x_2 - x_1} = \frac{h - h_1}{x - x_1}.$$

На підставі рівняння 5.66 $\frac{h_2 - h_1}{x_2 - x_1} = \Delta$, отже, і праве відношення

одержаного рівняння дорівнює Δ , тобто

$$\frac{h_2 - h_1}{x_2 - x_1} = \Delta = \text{const}.$$

У відрізках останнє рівняння можна записати так:

$$\Delta = \frac{h - h_1}{x - x_1} = \frac{EeM_1}{efM_x} = \frac{Ee}{ef} m$$

і остаточно

$$Ee = ef \frac{\Delta}{m}, \quad (5.67)$$

де M_l , M_x – масштаби для h і x на діаграмі;
 m – відношення цих масштабів.

Користуючись рівнянням 5.67, можна легко встановити напрямок реального процесу сушіння при $\Delta > 0$. Для цього від довільно взятої точки e на лінії ВС, що зображає теоретичний процес сушіння, вимірюють відстань ef до лінії $x_0 = x_1$. Відклавши на вертикалі, що проходить через точку e , відстань $eE = ef\Delta/m$, знаходять точку E . З точки B через точку E проводять пряму до перетину із заданою ізотермою t_2 або з лінією відносної вологості φ_2 і дістають точку C_1 , що характеризує кінцевий стан повітря в сушарці. Провівши з точки C_1 лінії $h = \text{const}$ і $x = \text{const}$, знаходять значення ентальпії h_2 вологовмісту x_2 на виході з сушарки.

При $\Delta < 0$ у реальній сушарці, як зазначалося раніше, теплові втрати перевищують теплоту, що надходить у сушильну камеру. У цьому випадку ентальпія відпрацьованого повітря h_2 буде меншою від ентальпії h повітря, що вводиться в сушарку. Тому напрямок лінії, що характеризує зміну стану повітря в сушильній камері, можна визначити, як і в попередньому випадку, з тією лише відмінністю, що відрізок Ee відкладається не вгору, а вниз.

Для реальної сушарки питомі витрати повітря, кг сух.пов/кг вол, і теплоти, кДж/кг вол, обчислюють за відомими формулами

$$l = \frac{1}{x_2 - x_1} = \frac{1000}{d_2 - d_1};$$

$$q_k = l(h_2 - h_0) - \Delta = l(h_1 - h_0). \quad (5.68)$$

Розраховуючи сушарки з додатковою кількістю теплоти, яка вноситься безпосередньо в сушильну камеру, значення q_d звичайно вибирають, орієнтуючись на конкретний процес сушіння.

5.2.9. Коефіцієнт корисної дії сушарки

Досконалість сушильної установки оцінюють кількістю теплоти, яку підводять у калорифер для випаровування 1 кг вологи

$$q_k = \frac{h_1 - h_0}{x_2 - x_0}.$$

Проте ця величина не вказує на те, яка кількість теплоти корисно використовується в сушарці. Тому, щоб оцінити досконалість сушильного процесу, введено поняття коефіцієнта корисної дії установки. Д.М. Левін для визначення ККД сушильної установки рекомендує користуватися таким рівнянням:

$$\eta = \frac{r(x_2 - x_0)}{h_1 - h_0}, \quad (5.69)$$

де r – прихована теплота випаровування води при певній умовно вибраній температурі (щоб можна було порівнювати економічність сушарок, які працюють за різних умов, r і h_0 беруть завжди при температурі $+15^\circ\text{C}$).

Д.М. Левін установив, що розглянуті варіанти сушильного процесу, крім технологічних переваг, забезпечують підвищення ККД приблизно на 10...25 % порівняно з нормальним, тобто з процесом, де сушильний агент використовується один раз.

5.2.10. Типи сушарок

У сільськогосподарській та харчовій промисловості застосовують різноманітні сушарки, в яких висушують різні матеріали. Класифікують сушарки залежно від таких ознак:

- режим роботи – періодичної, безперервної і циклічної дії;
- спосіб підведення теплоти – конвективні, контактні (кондуктивні), радіаційні і високочастотні;
- вид сушильного агента – повітряні, із застосуванням димових газів, парові, рідинні;
- вид висушуваного матеріалу – кусковий, зернистий (дисперсний), пиловидний, пастоподібний, рідкий (розчин);
- тиск у сушильній камері – атмосферні, вакуумні, глибоковакуумні, під надлишковим тиском;
- напрям руху сушильного агента відносно матеріалу – прямо-течіїні, протитечіїні, з перехресним потоком;
- варіант сушильного процесу – з нормальним (основним) процесом, з проміжним підігріванням сушильного агента, з рециркуляцією відпрацьованого повітря, з додатковим підігріванням повітря в сушильній камері та ін.;
- конструкція сушильної камери – барабанні, камерні, шахтні, стрічкові, коридорні (тунельні), трубчасті, розпилювальні, пневматичні, вальцьові та ін.;

- стан шару матеріалу (для зернистих матеріалів) – щільний, розрихлений, киплячий, фонтануючий;
- спосіб створення циркуляції сушильного агента – з природною і вимушеною циркуляцією.

Розглянемо основні типи сушарок, які об'єднані за способом підведення теплоти.

Барабанні сушарки широко використовують для сушіння цукру-піску, зерна і відходів харчових виробництв: бурякового жому, зернокартопляної барди, кукурудзяної мезги тощо. Переважно це атмосферні сушарки (рис.5.37), в яких сушильним агентом є повітря або топкові гази в суміші з повітрям.

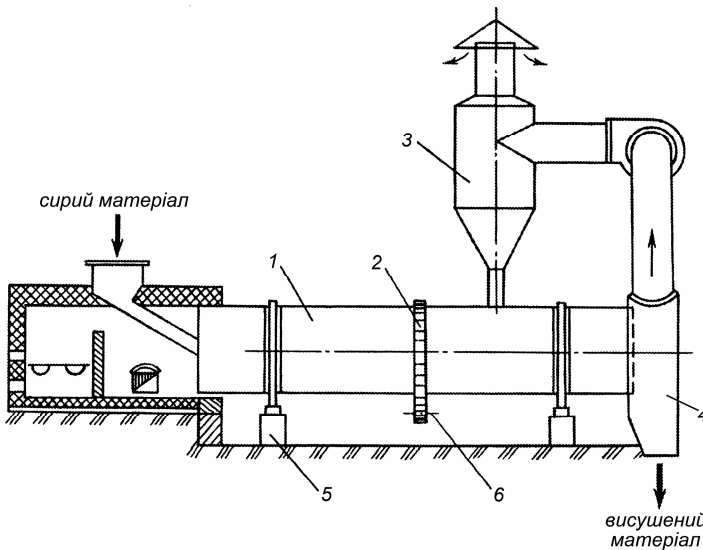


Рис. 5.37. Схема барабанної сушарки

Основний елемент сушарки – барабан 1, що обертається на підшипникових опорах 5, спираючись на них своїми бандажами. Барабан обертається за допомогою зубчастого вінця 2, що перебуває в зачепленні із зубчастим колесом 6, яке приводиться в дію від електродвигуна через редуктор. Частота обертання барабана – $1-8 \text{ хв}^{-1}$. Діаметр барабана залежить від продуктивності сушарки і становить 1200–2800 мм. Відношення довжини до діаметра становить від 3,5:1,0 до 7:1. Барабан встановлюють горизонтально або трохи похило в бік переміщення матеріалу. Для кращого контакту матеріалу з сушильним

агентом у барабані встановлюють внутрішню насадку. Типи насадок зображено на рис. 5.38. Вологий матеріал подають у барабан живильником, вивантажують висушений матеріал крізь отвір 4 і транспортують далі шнеком. Для вловлювання часток матеріалу з сушильного агента встановлюють циклон 3, через який відпрацьовані гази виходять в атмосферу. Напрями потоків матеріалу і сушильного агента – прямо- і протитечійні.

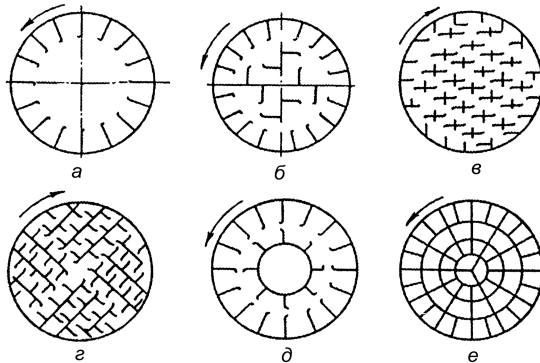


Рис. 5.38. Типи насадок у барабанній сушарці:

a – радіально-лопатєва; *б* – секторна; *в, г* – розподільні; *д* – комбінована; *е* – перевалювальна із закритими комірками

Важлива технологічна характеристика барабанних сушарок – напруга об'єму барабана за вологою, $\text{кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{год})$

$$u = \frac{W}{V\tau},$$

де W – маса вологи, кг, яку видаляють за τ год;

V – об'єм барабана, м^3 .

Рекомендовані значення u , $\text{кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{год})$: для бурякового жому, який висушують при $t=750^\circ\text{C}$, $u = 185$, якщо $t = 400^\circ\text{C}$, то $u = 100$; для кукурудзяної мезги $u = 40\text{--}50$; для цукру-піску – $8\text{--}9$; для пшениці $u = 20\text{--}30$.

Тунельні або коридорні сушарки – належать до групи атмосферних. У цих сушарках (рис. 5.39) теплоносієм є повітря або топкові гази, які подають вентилятором 3 через калорифер 2. Ці сушарки використовують для сушіння сухарів, овочів, фруктів, макаронів, а також керамічних виробів і деревини. Сушильна камера – тунель, в якому по рейках переміщуються вагонетки 1. На вагонетках встановлюють сітчасті стелажі, на які кладуть матеріал. Через певні

проміжки часу вагонетки з матеріалом викочують з тунелю. Ці сушарки зручні для різних варіантів сушильного процесу. На рис. 5.39 подано схему сушарки з проміжним підігріванням повітря. Для картонної нарізаної стовпчиками або кружечками, навантаження на 1 м² сита становить 7,0–8,5 кг. При температурі 85–90°С тривалість сушіння становить 5–6 год. Для яблук навантаження – 7,5 кг, а тривалість сушіння – 6–10 год при 60–70°С. Тривалість сушіння сухарів – 6–8 год при 110–115 °С.

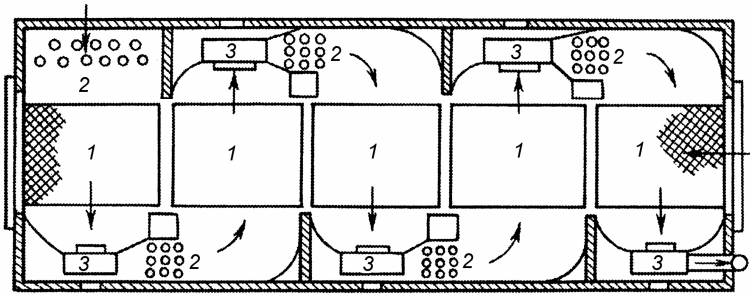


Рис. 5.39. Схема тунельної (коридорної) сушарки

Стрічкові сушарки. На рис. 5.40 зображено чотиристрічкову конвеєрну сушарку з перехресними потоками повітря і матеріалу. Вона складається з прямокутної камери 1, в якій рухаються чотири нескінченні стрічки 5, одягненні на барабани 2, один з яких – ведучий. Між вільною і робочою гілками кожної стрічки розміщуються калорифери 3 для підігрівання повітря (варіант з проміжним підігріванням повітря).

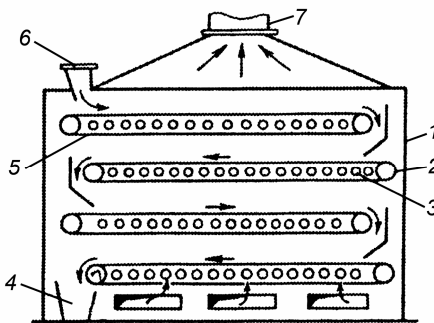


Рис. 5.40. Схема стрічкової сушарки

Висушуваний матеріал подають у бункер живильника 6 і спеціальним пристроєм розподіляють рівномірним шаром по всій ширині стрічки. Матеріал переміщається стрічкою до протилежного кінця сушарки і зсипається на нижню стрічку, яка транспортує його в протилежному напрямі. Дійшовши до низу камери, сухий матеріал

потрапляє в розвантажувальний бункер 4.

Свіже повітря через повітряні канали надходить під нижню вільну гілку стрічки сушильної камери, підігривається в калориферах нижньої зони, пронизує шар матеріалу на робочій частині стрічки, а потім послідовно проходить знизу вгору через усі обігрівники і стрічки. Відпрацьоване повітря через канал 7 виходить із сушарки. Швидкість руху повітря в сушильній камері – 3,0 м/с; швидкість руху стрічки – 0,3–0,7 м/хв. Такі сушарки використовують для висушування овочів, фруктів, короткорізаних макаронних виробів, крохмалю.

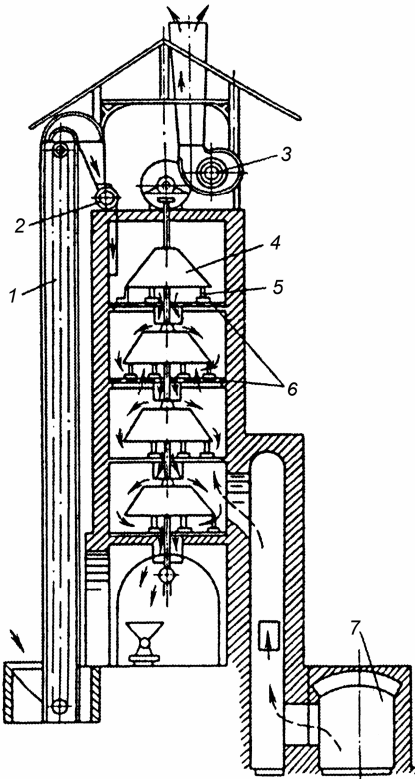


Рис. 5.41. Схема шахтної сушарки.

Шахтні сушарки – належать до установок безперервної дії і в харчовій промисловості використовуються для сушіння сипких матеріалів: цукрових буряків, овочів, зерна, бурякового жому. Зображена на рис. 5.41 сушарка призначена для висушування бурякового жому. Елеватором 1 жом подають у живильник 2, звідки сирий жом надходить у сушарку. В самій сушильній камері є ряд гратчастих полиць 6 з отворами в центрі. На вертикальному валу встановлено конуси 4 і скребачки 5, якими висушуваний матеріал підгрівається до центрального отвору ґраток. Гарячий сушильний агент надходить у сушильну камеру знизу з газоходу 7 і відсмоктується з верхньої частини вентилятором 5. Сушарки цього типу працюють на топкових газах або на гарячому повітрі.

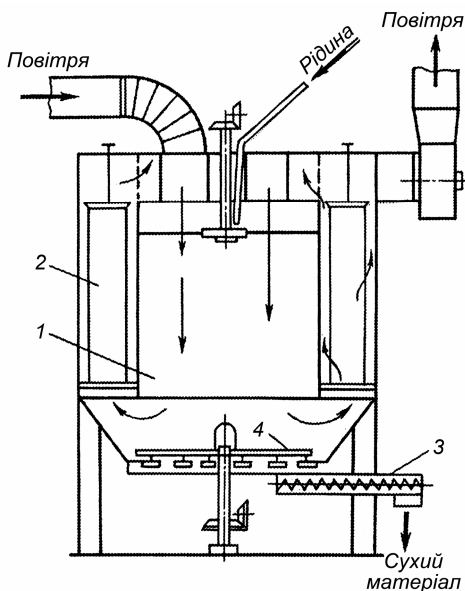


Рис. 5.42. Схема розпилювальної сушарки

Розпилювальні сушарки. Ці сушарки (рис. 5.42) використовують для сушіння молока, яєць, кормових дріжджів, желатину і деяких рідких відходів харчових виробництв. Сушильна камера 1 зроблена у вигляді башти діаметром 2–5 м і заввишки 3–8 м. Рідкий продукт розпилюється у верхній частині сушарки. Сушильний агент рухається зверху вниз. Завдяки великій питомій поверхні утворених дрібних крапель швидкість процесу сушіння досить висока. Хоча швидкість руху сушильного агента в камері незначна (0,2–0,4 м/с), проте він захоплює з собою дрібні частки матеріалу. У зв'язку

з цим відпрацьований сушильний агент перед видаленням в атмосферу проходить крізь фільтр 2, де з нього відокремлюють частки матеріалу. Висушений матеріал падає на дно камери і скребачками 4 та шнеком 3 відводиться з сушарки. Розпилювальні сушарки можуть працювати за принципом прямо- і протитечі як з нормальним сушильним процесом, так і з рециркуляцією відпрацьованого повітря.

Сушарки з киплячим шаром. Фізична суть цього способу сушіння така: якщо крізь шар твердого зернистого матеріалу, що розміщується на сітці, пропускати з певною швидкістю повітря, то шар спочатку розпушується, а потім переходить у стан, що нагадує киплячу рідину, тобто в стан псевдозрідження. У такому стані шар інтенсивно перемішується, завдяки чому всі частки матеріалу добре омиваються сушильним агентом. Внаслідок інтенсивного перемішування і контакту окремих часток вирівнюється температура в усьому об'ємі, що особливо важливо під час висушування більшості харчових продуктів.

Принцип киплячого шару дає змогу значно спростити та інтенсифікувати процес сушіння при значному зменшенні габаритних розмірів сушильного агрегата порівняно з сушильними установками інших типів. У сушарці цього типу можна суміщати сушіння з транспортуванням матеріалу, а сам процес сушіння повністю автоматизувати.

Тепер у сушарках з киплячим шаром сушать зерно, овочі, цукор-пісок, вітаміни, ферменти, сіль тощо. На рис. 5.43 наведено схему сушарки з висушуванням у киплячому шарі безперервної дії.

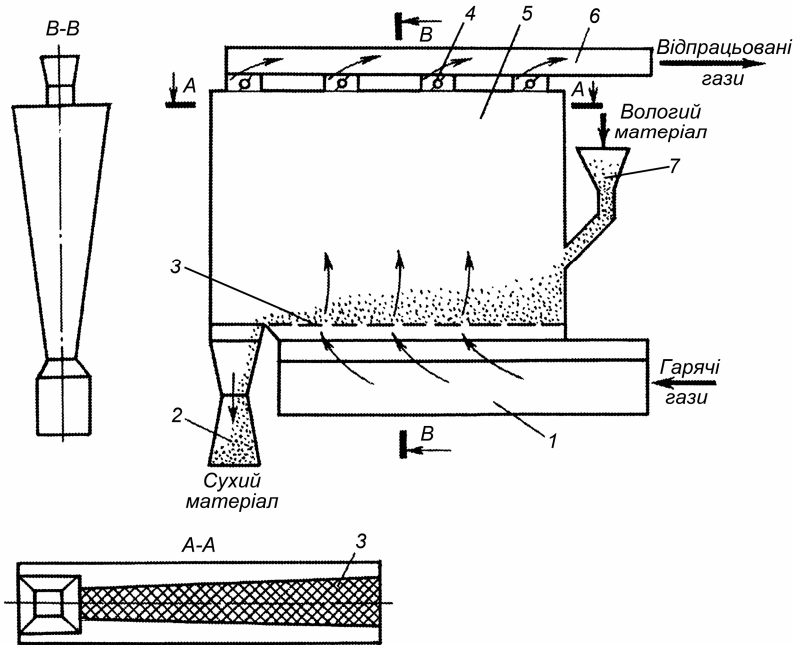


Рис. 5.43. Схема сушарки з висушуванням у киплячому шарі

Вологий сипкий матеріал з бункера 7 потрапляє в сушильну камеру 5 і розподіляється на сітці 3. Гаряче повітря або газу надходять у сушильну камеру під сітку через підвідну коробку 1. Сушильна камера має вигляд корита, внаслідок чого швидкість повітря в міру підняття вгору зменшується. Відпрацьоване повітря виходить через відвідний канал 6. Щоб матеріал рівномірно переміщувався вздовж сушильної камери, сітки часто роблять віброуючими у напрямку руху матеріалу.

Висушений матеріал потрапляє в бункер 2, а звідти – в тару. Надходження газу регулюється заслінками 4. Газорозподільна сітка трапецієвидної форми з більшою основою біля входу вологого матеріалу і з меншою основою біля виходу висушеного забезпечує однакову швидкість руху повітря в шарі матеріалу в будь-якій точці сітки.

Аерофонтанні сушарки. Їх використовують для сушіння сипких харчових продуктів у завислому стані. У цих сушарках (рис. 5.44) матеріал, який подається шнековим живильником 3, знаходиться в сушильній камері 4 в потоці сушильного агента. Сушильний агент (повітря) подається вентилятором 1 в калорифер 2, де підігрівається. Завдяки конічній формі камери у верхній її частині відбувається різке зниження швидкості газу і більш важкі частки матеріалу при цьому опускаються, створюючи циркуляцію твердої фази. Частки, що висохли, безперервно виносяться з камери і відділяються від газу в циклоні 5.

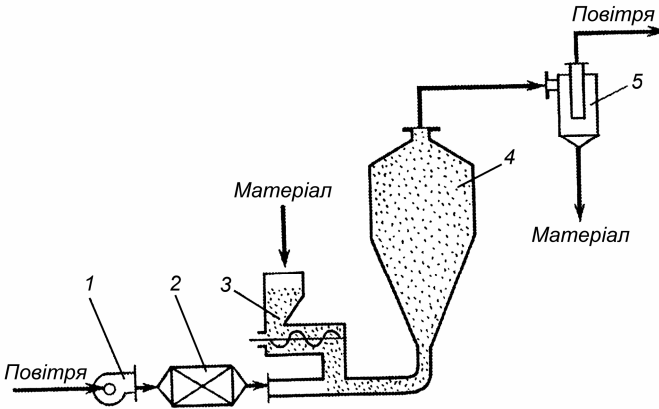


Рис. 5.44. Схема аерофонтанної сушарки

Аерофонтанні сушарки мають високу ефективність; тривалість контакту часток матеріалу із сушильним агентом досить мала, що дає змогу для сушіння нетерmostійких матеріалів використовувати високотемпературні топкові газу.

Сушіння трав у спеціальних сушильних установках для переробки на вітамінне трав'яне борошно забезпечує найбільшу збереженість поживних речовин і вітамінів. Сушіння трави може бути низькотемпературним (температура теплоносія не перевищує

150–155°C), що здійснюється на конвеєрних чи лоткових сушарках, або високотемпературним (температура теплоносія – до 1000°C).

Серед високотемпературних сушарок найбільш поширені агрегати барабанного типу АВМ-0,4 (рис. 5.45). Агрегат працює так.

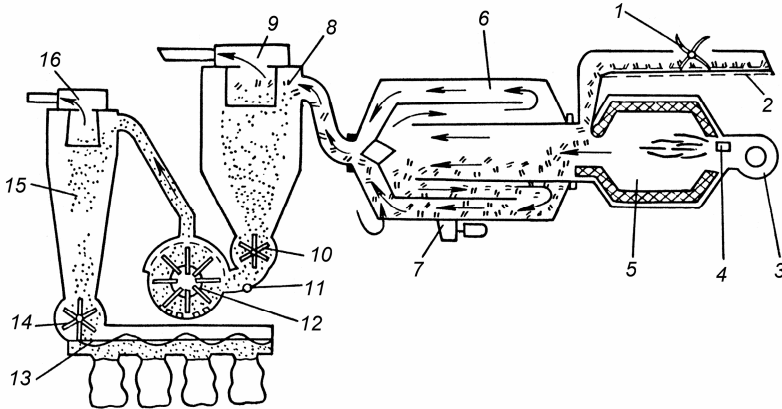


Рис. 5.45. Сушильна установка барабанного типу АВМ-0,4:

- 1 – живильник; 2 – подаючий транспортер; 3 – вентилятор; 4 – форсунка;
5 – камера згоряння; 6 – сушильний барабан; 7 – привод барабана; 8 – циклон;
9 – вентилятор циклона; 10 – дозатор; 11 – віддільник домішок; 12 – млин;
13 – вивантажувальний шнек; 14 – затвор трав'яного борошна; 15 – циклон
трав'яного борошна; 16 – вентилятор циклона трав'яного борошна

Живильником 1 подрібнену траву подають у сушильний барабан 6, куди надходить теплоносій, одержуваний у камері згоряння 5 від спалювання рідкого палива. Паливо розпилюється форсункою 4. Температура теплоносія 410–600°C. Барабан 6 складається з трьох концентричних циліндрів, через які послідовно проходить зелена маса (напрямок переміщення на рисунку показано стрілками). З барабана підсушена трава надходить у циклон 8, де відокремлюється від відпрацьованих газів, що видаляються вентилятором 9. Через трубу гази надходять у навколишнє середовище. Дозатор 10 подає суху траву в млин 12, звідки подрібнена в борошно суха маса попадає в малий циклон і відокремлюється від дрібного борошняного пилу, що виділяється в навколишнє середовище через трубу, а трав'яне борошно вивантажувальним шнеком 13 подається в мішки.

Агрегат АВМ-0,4 використовують також для сушіння зерна, водоростей, хвої, бадилля цукрового буряка.

Промисловістю випускається поліпшена модифікація – АВМ-0,4А. У сільському господарстві використовують також агрегати АВМ-0,65; АВМ-1,5А; АВМ-3,0 і АВМ-5.

Для виготовлення гранульованого вітамінного трав'яного борошна використовується комплекс устаткування ВИТАГАМА-1,0, побудований на базі двох агрегатів АВМ-0,4А.

Для сушіння зелених кормів застосовують барабанні сушарки типу СЗПБ чи пневматичні, що характеризуються великою питомою витратою енергії на сушіння і тому ще не знайшли широкого застосування.

У невеликих господарствах для сушіння трави використовують стрічкові сушарки 2ЛСТ-400, розраховані на 1–1,2 т сирої маси трави. Перевага цих сушарок - простота конструкцій і універсальність застосування. Для сушіння зелених кормів також використовують конвеєрні сушарки.

Контактні сушарки. При контактному (кондуктивному) сушінні теплота передається матеріалу в основному теплопровідністю завдяки безпосередньому контакту з поверхнею нагріву. Кондуктивні сушарки можуть бути атмосферними і вакуумними.

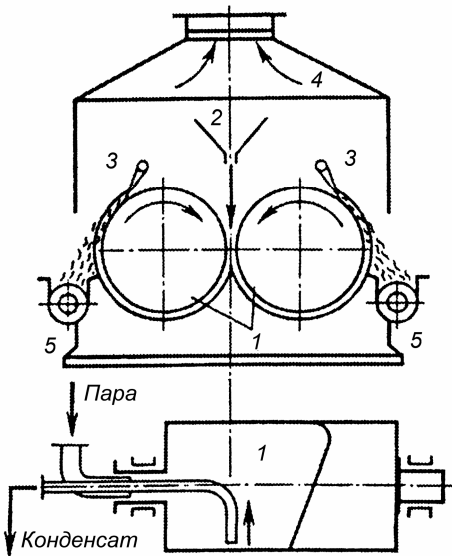


Рис. 5.46. Схема двовальцевої сушарки

На рис 5.46 зображено двовальцеву сушарку, яку використовують для сушіння кормових дріжджів у спиртовому виробництві. Сушарка має два порожнисті барабани 1, що обертаються в протилежні боки. Нагрівну пару, гарячу воду або інший теплоносій подають у барабани через порожнисті цапфи. Конденсат пари або відпрацьовану воду відводять за допомогою сифонних трубок. Висушуваний матеріал подають живильником 2 згори між вальцями, під час обертання яких він розтікається по їхній

поверхні і в такий спосіб висушується. Висушений матеріал знімається ножами 3 і шнеками 5 відводиться із сушарки. Відпрацьоване повітря через витяжний пристрій 4 викидається в атмосферу.

Для висушування крохмалю, цукру-рафінаду, пекарських дріжджів і фруктів застосовують контактні сушарки, що працюють під вакуумом. Перевага сушіння під вакуумом у тому, що підвищується інтенсивність процесу при низьких температурах і немає небажаних наслідків, пов'язаних з нагріванням матеріалу до високих температур.

Спеціальні способи сушіння

Сушіння сублімацією – це найефективніший спосіб консервування багатьох харчових продуктів, що швидко псуються. При 0°C колоїдна система матеріалів, у тому числі і їхня волога, замерзає і надалі відбувається сублімація, тобто випаровування твердого тіла без його розплавлення; у даному разі з твердого агрегатного стану вода переходить у пароподібний, проминувши рідку фазу. При такому способі сушіння молекулярна структура матеріалу зберігається майже без змін і висушений матеріал характеризується доброю дисперсністю і пористістю, тоді як при звичайному сушінні відбувається значне зменшення об'єму матеріалу.

Матеріали, висушені способом сублімації, зберігають первинний об'єм, колір, смак, запах і біологічну цінність значно краще, ніж при інших способах висушування. Під час змочування висушений продукт легко поглинає вологу і набуває попереднього вигляду. Способом сублімації можна сушити будь-які продукти: м'ясо, овочі, хліб, фрукти.

Сублімаційна сушарка (рис.5.47) складається з сушильної камери – субліматора 1 і конденсатора-виморожувача 4. Попередньо заморожений матеріал кладуть на полиці 3 субліматора, що обігрівается гарячою водою, яка циркулює в порожнистих плитах 2. Пара, що виділяється під час випаровування, потрапляє в конденсатор, де конденсується на його стінках і перетворюється на лід, який періодично видаляється з апарата розморожуванням. Для цього сушарка має два конденсатори, що працюють поперемінно. Вакуум-насосна установка створює в сушильній камері залишковий тиск 0,1–1,0 мм рт. ст. Цей тиск забезпечує сушіння при низьких температурах.

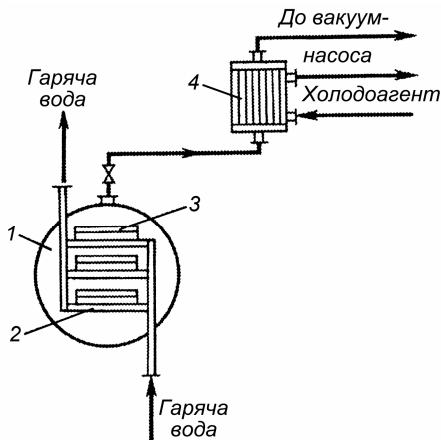


Рис. 5.47. Схема сублимаційної сушарки

Як показали розрахунки та експлуатація, сушіння сублимацією за теплоенергетичними показниками приблизно рівноцінне сушінню при атмосферному тиску, хоча витрати на побудову сушарки значно вищі.

Сушіння інфрачервоним промінням. Теплоту для випаровування вологи у цих сушарках підводять термо-випромінюванням. Генератори, що випромінюють теплоту – спеціальні лампи або ж нагріті керамічні чи металеві поверхні. Основна перевага сушіння інфрачер-

воними променями – швидке видалення вологи. Потрапляючи в капіляри тіла, промені майже повністю поглинаються внаслідок ряду відбивань від стінок. Сушарки цього типу використовують для сушіння різних тонких матеріалів.

Лампові випромінювачі характеризуються високими витратами електроенергії, що є основною перешкодою для їх широкого застосування. Газові радіаційні сушарки простіші за конструкцією і дешевші, ніж сушарки, обладнані лампами. У цих сушарках витрата енергії менша.

Випромінювач 1 нагрівають газом, який спалюють безпосередньо під ним пальниками 4, або ж топковими газами, що надходять усередину випромінювачів. Висушуваний матеріал переміщується конвеєром 2. Випарена волога відводиться через витяжний пристрій 3 (рис 5.48).

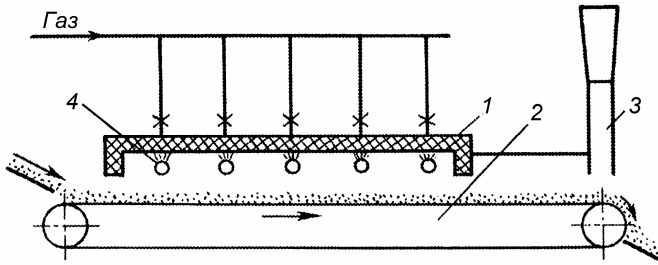


Рис. 5.48. Схема газової радіаційної сушарки

Сушіння в полі струмів високої частоти. Фізична суть цього явища така: якщо висушуваний матеріал помістити між двома пластинами, до яких підводиться струм високої частоти, то матеріал, що рухається на конвеєрі, нагріватиметься по всій товщині. Це пояснюється тим, що під впливом змінного електромагнітного поля молекули речовини починають коливатися, що й призводить до нагрівання матеріалу. Оскільки зовнішня поверхня матеріалу віддає теплоту в навколишній простір, то температура знижується від центра до поверхні матеріалу. У цьому самому напрямку під час сушіння змінюється і вологість матеріалу. Отже, температурний і вологісний градієнти збігаються за знаком і обидва вони сприяють переміщенню вологи від центра до поверхні. Цим і пояснюється, що швидкість високочастотного сушіння вища від швидкості конвективного. Справді, під час висушування деревини процес прискорюється приблизно в 10 разів, крім того, значно скорочується брак. Проте вартість висушування струмами високої частоти вища від вартості конвективного сушіння в 3–4 рази через велику витрату енергії (2–5 кВт·год на 1 кг випаровуваної вологи). Тому цей спосіб сушіння застосовують лише для товстих важковисушуваних матеріалів (деревини) або комбінують його з конвективним сушінням (наприклад, при сушінні гірконого перцю або шипшини).

5.2.11. Порядок розрахунку конвективних сушарок

Конвективні сушарки мають найширше застосування. Кожна така сушарка складається із сушильної камери, в якій матеріал сушиться, калорифера, в якому нагрівається повітря, і вентиляційного пристрою.

Щоб розрахувати конвективну сушарку, потрібно мати такі початкові дані:

- для установки в цілому: продуктивність; вид сушильного агента; спосіб підведення теплоти до матеріалу і спосіб нагрівання сушильного агента (тип калорифера); характер циркуляції сушильного агента (примусова, природна); спосіб завантаження і транспортування матеріалу;

- для матеріалу: початкова і кінцева вологості; початкова і максимально допустима температури; теплоємність сухої речовини матеріалу; розміри і маса виробу (наприклад, шматок хліба в сушарці для сухарів);

- для режиму сушіння: параметри зовнішнього повітря і відпрацьованого сушильного агента; максимально допустима температура сушильного агента; швидкість сушильного агента; тривалість сушіння.

Якщо деяких з наведених даних у завданні немає, то їх вибір обґрунтовують під час проектування. Наприклад, можуть бути вибрані тип калорифера, спосіб транспортування матеріалу тощо.

Щоб узгодити статичний розрахунок сушарки з кінетикою процесу сушіння, треба мати криві сушіння і знати їхні рівняння. На підставі цих кривих сушильну камеру розбивають на зони і розрахунок здійснюють по зонах, вважаючи коефіцієнт сушіння в межах зони постійним.

Сушильну установку розраховують за такою схемою:

1. Загальна частина: вибір типу сушарки, обґрунтування і вибір варіанта сушильного процесу.

2. Розрахунок сушильної камери: розрахунок габаритних розмірів сушильної камери; розрахунок маси випареної вологи; вибір конструкції огороження сушильної камери і розрахунок втрат теплоти в навколишнє середовище; розрахунок решти теплових втрат і визначення величини Δ ; побудова процесу на $h-x$ -діаграмі, розрахунок витрати повітря; розрахунок витрати теплоти.

3. Розрахунок калорифера: вибір конструкції калорифера; розрахунок середньої різниці температур; розрахунок коефіцієнта теплопередачі; розрахунок площі поверхні нагріву.

4. Розрахунок вентиляційної установки: розроблення схеми повітряного тракту; розрахунок гідравлічних опорів у сушильній установці; вибір вентилятора і розрахунок потужності електродвигуна.

5. Техніко-економічна характеристика сушарки. На підставі розрахункових даних складають таблицю основних техніко-

економічних показників сушильної установки для порівняння з показниками діючих типових установок.

Способи інтенсифікації процесів сушіння. У зв'язку із зростанням виробництва різних харчових продуктів, підвищенням вимог до їхньої якості, удосконаленням технології виробництва виникає потреба в розробленні нових способів сушіння, які забезпечують високу якість продукту, максимальну автоматизацію, механізацію і значну інтенсифікацію процесу.

Для інтенсифікації процесу сушіння і підвищення економічної ефективності роботи апаратів можуть бути вибрані такі способи:

- використання більш високих початкових температур теплоносія в умовах автоматизованого контролю і регулювання температури. З підвищенням температури теплоносія різко скорочується тривалість сушіння, внаслідок чого матеріал зберігає свої якісні показники. При цьому зменшуються питомі витрати палива та електроенергії;

- використання великих локальних швидкостей, пульсуючих газових потоків і вібрації часток матеріалу, закручених високошвидкісних потоків тощо;

- застосування електричних і магнітних полів;

- застосування як теплоносія перегрітої пари, одержаної під час сушіння матеріалу;

- застосування комбінованих способів сушіння і суміщення різних процесів в одному апараті;

- використання вторинних теплових ресурсів.

Контрольні запитання і завдання

1. Який процес називають сушінням?
2. Що є рушійною силою процесу сушіння?
3. Поясніть поняття: відносна вологість і ентальпія вологого повітря.
4. Поясніть принципи побудови $h-d$ -діаграми стану вологого повітря.
5. Перерахуйте та охарактеризуйте види зв'язку вологи з матеріалом.
6. Як визначають витрату повітря (загальну і питому) на сушіння?
7. Із якого балансу визначають питому витрату теплоти і витрату нагрівної пари на сушіння?

8. Як будується процес теоретичного і реального сушіння на h-d - діаграмі вологого повітря?

9. Поясніть принципи побудови кривих сушіння і швидкості сушіння.

10. Які фактори визначають швидкість сушіння в перший і другий періоди?

11. За якими ознаками класифікують сушарки?

12. Опишіть будову і принцип дії конвективних сушарок.

13. Охарактеризуйте спеціальні види сушіння: сублімацією, інфрачервоним промінням і в полі струмів високої частоти.

14. Опишіть роботу сушарки типу АВМ.

15. Назвіть методи інтенсифікації процесів сушіння.

5.3. ОПАЛЕННЯ І ГАРЯЧЕ ВОДОПОСТАЧАННЯ ЖИТЛОВИХ ТА ВИРОБНИЧИХ ПРИМІЩЕНЬ

5.3.1. Загальні відомості

Основні поняття. У виробничих і комунально–побутових приміщеннях слід створити оптимальний мікроклімат, який забезпечує комфортні умови для людей, найвищу продуктивність тварин і рослин.

Сукупність фізичних властивостей і хімічного складу повітряного середовища у приміщенні, а також пил і мікроорганізми, радіація й іонізація та освітленість об'єднані в поняття мікроклімату приміщень. Він визначається фізіологічними, метеорологічними і технічними факторами.

Фізіологічні фактори: вплив температури, вологості, швидкості руху повітря і вмісту газів у приміщенні, а також іонізації та освітленості на продуктивність праці робітників, продуктивність тварин, птиці, рослин, а також на схоронність овочів і фруктів у сховищах; кількість теплоти, вологи і газів, що виділяється людьми, тваринами, птицею, рослинами, овочами і фруктами.

Метеорологічні фактори: умови зовнішнього навколишнього середовища, що впливають на мікроклімат приміщень через огорожувальні конструкції і вентиляцію чи кондиціонування.

Технічні фактори: конструкція будівель, а також розміри і теплоізоляція огорожувальних поверхонь; вентиляція, опалення; освітлення.

Вплив температури. Найважливіший параметр мікроклімату – температура. Від її значення залежить самопочуття людей, тварин і

птиці, а отже, їхня продуктивність. Під оптимальною розуміють температуру, при якій досягається максимальна продуктивність за найменших витрат енергії (корму), причому потрібне технологічне устаткування для забезпечення мікроклімату повинне бути економічно виправдано.

Оптимальна температура близька до тієї, яка у фізіології тварин визначена як критична температура (КТ) і характеризується найнижчим енергетичним обміном. Відхилення від цієї температури викликають підвищення енергетичного обміну. Так, організм тварини і птиці при температурі нижче критичної повинен виробити теплоту додатково (за рахунок, наприклад, додаткового корму), щоб зберегти температуру тіла постійною. При підвищенні температури вище оптимальної зменшується конвективний теплообмін організму з навколишнім середовищем. Прагнення організм зберегти постійною свою температуру, незважаючи на ускладнення тепловіддачі (наприклад, за рахунок прискороного подиху), призводить до витрати додаткової енергії і зниження продуктивності.

Вплив вологості. На відміну від температури вологість повітря здійснює на продуктивність людей і продуктивність тварин і птиці непрямий вплив. Висока вологість повітря веде до ушкодження будівель, скупчення вологи на поверхні тіла тварини, що сприяє розвитку шкірних і грибкових захворювань. При низькій температурі тварини переохолоджуються, хворіють на простудні захворювання, у них запалюються дихальні шляхи. При високій вологості повітря зменшується випаровування вологи з випорожнень тварин і птиці, але збільшується виділення шкідливих газів.

Висока вологість при високій температурі ускладнює виділення теплоти тваринами випаровуванням. При низькій вологості і високій температурі повітря приміщень у тварин з'являється спрага, розвивається пневмонія.

Вплив складу повітря. У процесі життєдіяльності людей, тварин, птиці, рослин, овочів виділяються гази. Так, з організму з повітрям, що видихується, постійно виводиться вуглекислий газ, при цьому його вміст у приміщенні підвищується, а кисню – знижується. У повітрі тваринницьких і особливо птахівницьких приміщень накопичуються аміак і сірководень внаслідок гниття органічних речовин. Це призводить до уповільнення окисних процесів в організмі, порушенню його терморегуляції.

В Україні розрізняють три зони вологості зовнішнього повітря: суха (С), нормальна (Н) і волога (В). Умови експлуатації

огороджувальних конструкцій залежно від вологісного режиму приміщень і зони вологості вибирають за СНиП II-3-79. Вологісний режим приміщень визначають залежно від температури всередині приміщення (табл. 5.8).

Пилве і мікробне забруднення повітря. У приміщеннях для тварин і птиці пил утворюється від підстилки, шкірних лусочок, корму і посліду, що висихає. Крім того, в повітрі цих приміщень постійно живуть мікроби. Пил, що затримується на стінах, викликає утворення цвілі і розмноження бактерій.

Вплив світла. Біологічний вплив справляють біла, червона й ультрафіолетова частини спектра. Для продуктивності тварин і рослин має значення не тільки сама освітленість, але і тривалість світлового дня.

Вплив іонізації повітря. Іонізація – засіб поліпшення санітарно-гігієнічного стану повітряного середовища приміщень, тому що підвищує обмін речовин в організмі, знижує захворюваність тварин і птиці, стимулює їхню продуктивність.

Таблиця 5.8

Вологісний режим приміщень

Режим	Відносна вологість, %, при температурі		
	до 12 °С	12–24°С	більше 24 °С
Сухий	60	50	40
Нормальний	60–75	50–75	40–50
Вологий	75	60...	50...
Мокрий	–	75	60

5.3.2. Теплова потужність системи опалення

Для підтримання в приміщенні потрібної температури передбачають систему опалення, яку розраховують і проєктують на найбільш холодний період року. Для холодного періоду року визначальні параметри зовнішнього середовища – температура зовнішнього повітря t_z , °С, швидкість вітру v_z , м/с.

Розрахункову температуру зовнішнього повітря в холодний період року під час визначення опору теплопередачі огорожувальних конструкцій, за виключенням вікон, балконних дверей та ліхтарів, приймають з урахуванням теплової інерції D огорожувальних конструкцій відповідно до СНиП 2.01.01–82.

Для визначення розрахункових тепловтрат згідно з додатком 8 СНиП 2.04.05–91 розрахункову температуру зовнішнього повітря в холодний період року приймають відповідно до розрахункових параметрів зовнішнього повітря:

- для систем опалення, вентиляції та кондиціонування житлових, громадських, адміністративно-побутових та виробничих будівель – за параметрами *B* зовнішнього повітря;
- для систем опалення будівель сільськогосподарського призначення – за параметрами *B* зовнішнього повітря; для систем вентиляції – за параметрами *A* зовнішнього повітря.

Теплова потужність опалювальних приладів Q_o , Вт, системи опалення будівлі визначається на основі балансу приміщення

$$Q_o = Q_{втр} - Q_{над}, \text{ Вт}, \quad (5.70)$$

де $Q_{втр}$ – теплові втрати приміщення, Вт;

$Q_{над}$ – теплові надходження до приміщення, Вт.

У будівлях, спорудах і приміщеннях з *постійним тепловим режимом* протягом опалювального періоду для підтримання внутрішньої температури на заданому рівні зіставляються *тепловтрати* і *теплонадходження* в розрахунковому сталому режимі, коли можливий найбільший дефіцит теплоти. У виробничих будівлях тепловий баланс виконується з урахуванням інтервалу технологічного циклу з мінімальним рівнем теплонадходжень. У житлових будинках враховуються побутові тепловиділення. Для розрахунку громадських будівель приймають, що в приміщеннях немає людей, відсутнє штучне освітлення та інші джерела теплоти.

У будівлях, спорудах і приміщеннях із *змінним тепловим режимом* нормовану температуру внутрішнього повітря підтримують тільки в робочий час; тепловий баланс в цьому інтервалі виконується для сталого режиму з найбільшою нестачею теплоти згідно з рівнянням 5.70. Для опалення в неробочі години проєктують спеціальні установки чергового опалення, теплову потужність яких визначають відповідно до тепловтрат із зменшеною температурою приміщення в цей період часу із запасом, достатнім для форсованого прогрівання приміщення перед початком роботи.

5.3.3. Теплові втрати приміщень

Тепловтрати в приміщенні в загальному вигляді складаються з: тепловтрат через огорожувальні конструкції (стіни, вікна, двері, стелю, підлогу) Q_{opr} ; теплових витрат на нагрівання зовнішнього повітря, яке надходить до приміщення через вікна, двері, ворота чи нещільності будівельних конструкцій, Q_{β} ; або при надходженні повітря для потреб вентиляції з пониженою температурою порівняно з температурою приміщення, Q_{vent} ; нагрівання матеріалів, обладнання, транспорту, що надходить до приміщення зовні, Q_{mat} ; тепловтрат внаслідок випаровування рідини та інших ендотермічних технологічних процесів, Q_{mex}

$$Q_{втр} = Q_{opr} + Q_{\beta} + Q_{vent} + Q_{mat} + Q_{mex} \quad (5.71)$$

Теплові втрати приміщення через огороження складаються з тепловтрат кожної будівельної огорожувальної конструкції приміщення, які визначаються за формулою:

$$Q_{opr} = \frac{1}{R_o} F (t_e - t_z) (1 + \sum \beta) n, \quad (5.72)$$

де F – площа поверхні огорожувальної конструкції, m^2 ;

R_o – опір теплопередачі огороження, $(m^2 \cdot K)/Вт$, визначається згідно СНиП II–3–79 (крім підлог на ґрунті) з урахуванням визначених *нормативів мінімального термічного опору* огороження;

t_e – розрахункова температура внутрішнього повітря, $^{\circ}C$, яка приймається згідно з вимогами до норм проектування будівель різного призначення з урахуванням підвищення її залежно від висоти приміщення; t_z – розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення, $^{\circ}C$, яка приймається за даними додатка 8 СНиП 2.04.05–91, або температура повітря прилеглого приміщення, якщо його температура більш ніж на $3^{\circ}C$ відрізняється від температури приміщення, для якого розраховуються тепловтрати; n – коефіцієнт, який залежить від положення зовнішньої поверхні огорожувальної конструкції за відношенням до зовнішнього повітря (визначається згідно СНиП II–3–79);

β – додаткові втрати теплоти в частках від основних тепловтрат, які враховуються для зовнішніх вертикальних і похилих огорожувальних конструкцій будівлі.

Площу поверхні зовнішніх і внутрішніх огорожень будівлі F під час розрахунку тепловтрат приміщень визначають (з точністю до

0,1 м²) залежно від типу приміщення, прийнятої кількості вікон і дверей за матеріалами типових проектів.

Опір теплопередачі огороження R_o розраховується для кожної огорожувальної поверхні за такою формулою:

$$R_o = \frac{1}{\alpha_e} + R_k + \frac{1}{\alpha_s}, \quad (5.73)$$

де R_k – термічний опір огорожувальної конструкції, (м²·К)/Вт;
 α_e і α_s – коефіцієнти теплообміну на внутрішній і зовнішній поверхні огорожень, Вт/(м²·К).

Термічний опір R_k , (м²·К)/Вт, огорожувальної конструкції з однорідними шарами різних матеріалів, які розташовані послідовно за напрямком руху теплового потоку, визначається як сума термічних опорів окремих шарів

$$R_k = R_1 + R_2 + \dots + R_n + R_{n.n}, \quad (5.74)$$

де R_1, R_2, \dots, R_n – термічні опори окремих шарів огорожувальної конструкції, (м²·К)/Вт;

$R_{n.n}$ – термічний опір замкненого повітряного прошарку, (м²·К)/Вт.

Термічний опір кожного i -го шару огорожувальної конструкції слід розраховувати за формулою

$$R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}, \quad (5.75)$$

де δ_i – товщина шару, м;

λ_i – розрахунковий коефіцієнт теплопровідності матеріалу шару, Вт/(м·К).

Під час теплотехнічних розрахунків огорожувальної конструкції коефіцієнт теплообміну α_e на її внутрішній поверхні слід брати згідно з даними табл. 4 СНиП II–3–79: для гладких поверхонь і стель з виступаючими ребрами при $h/a \leq 0,03$ $\alpha_e = 8,7$ Вт/(м²·К); для стель при $h/a > 0,3$ $\alpha_e = 7,6$ Вт/(м²·К); де h – висота ребер, a – відстань між гранями сусідніх ребер.

Коефіцієнт теплообміну α_e на внутрішній поверхні огорожувальних конструкцій тваринницьких і птахівницьких приміщень беруть згідно з СНиП 2.10.03–84. Зокрема, для стін тваринницьких і птахівницьких приміщень із щільністю заповнення більше ніж 80 кг живої маси на 1 м² підлоги $\alpha_e = 12$ Вт/(м²·К); із густиною заповнення менше 80 кг живої маси на 1 м² підлоги

$\alpha_v = 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Для стель у всіх тваринницьких і птахівницьких будинках $\alpha_v = 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Коефіцієнт теплообміну зовнішньої поверхні огорожень для зимових умов α_3 беруть за даними табл. 6 СНиП II-3-79. Для зовнішніх стін, покриттів, перекриттів над проїздами і над холодними підпіллями $\alpha_3 = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; для перекриттів над холодними підвалами, що сполучаються з зовнішнім повітрям, а також для перекриттів над холодними підпіллями $\alpha_3 = 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; для горищних, а також зовнішніх стін з повітряним вентиляльованим прошарком $\alpha_3 = 12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; для перекриттів над неопалювальними підвалами без світлових прорізів у стінах, розташованих вище рівня землі, і над неопалювальними технічними підпіллями, розташованими нижче рівня землі, $\alpha_3 = 6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Теплотехнічні характеристики, в тому числі теплопровідність λ будівельних матеріалів, наведено в СНиП II-3-79.

Опір теплопередачі $R_{e,n}$ повітряних прошарків при зміні товщини прошарків від 10 до 300 мм коливається для горизонтальних прошарків від 0,129 до 0,240 $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Значення опору теплопередачі $R_{n,n}$ для вікон з одинарним склінням дорівнює 0,16...0,17 $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, для подвійного скління 0,31...0,34 $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ (більші значення для вікон у дерев'яних рамах). Для дерев'яних дверей і воріт $R_o = 0,22 (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, для подвійних – 0,43 $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$.

Теплові втрати через внутрішні огороження (невеликої площі) в прилеглих приміщеннях, які мають пониженою температуру повітря, допускається не враховувати при різниці температур 3 °С і менше. Визначені тепловтрати в прилеглих приміщеннях віднімаються від розрахункових тепловтрат приміщень (якщо вони опалюються) як теплонадходження.

Опір теплопередачі через підлогу слід визначати:

для неутеплених підлог і стін, які розташовані нижче рівня ґрунту, з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda \geq 1,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ по зонах (рис. 5.49) – смугах шириною 2 м, паралельних зовнішнім стінам. Формуються зони, починаючи від стін. Термічний опір $R_{з.п.}$, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, для окремих зон неутепленої підлоги:

Зони I II III IV : (для площі підлоги, що залишилась);

$R_{з.п.}$ 2,15 4,3 8,6 14,2 :

для утеплених підлог і стін, які розташовані нижче рівня ґрунту, з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_{y,n} < 1,2$ Вт/(м·К) шару утеплювача товщиною $\delta_{y,n}$, м, опір теплопередачі

$$R_{y,n} = R_{z,n} + \delta_{y,n} / \lambda_{y,n}, \quad (5.76)$$

для підлог, розташованих на лагах,

$$R_n = R_{y,n} / 0,85. \quad (5.77)$$

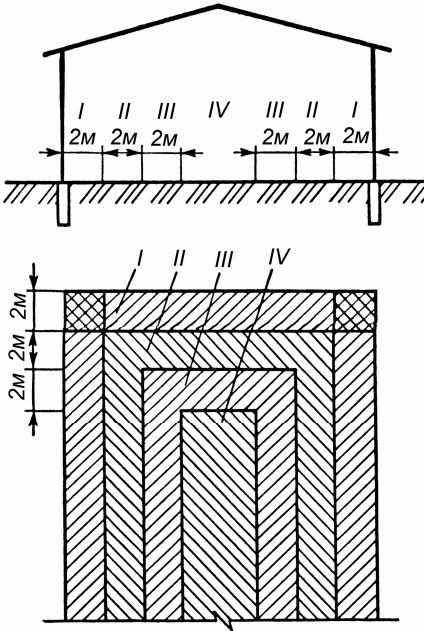


Рис. 5.49. Розбивка підлоги на зони

При утриманні тварин чи птиці на глибокій підстилці втрати теплоти через підлогу не враховуються.

Значення коефіцієнта n у формулі 5.72 приймають:

для зовнішніх стін, покрить і горищних перекриттів (з покрівлею зі штучних матеріалів) – 1;

для покрить над холодними підвалами, що сполучаються з зовнішнім повітрям, і горищних перекриттів (з покрівлею з рулонних матеріалів) – 0,9;

для перекриттів над неопалювальними підвалами – 0,75–0,6.

Додаткові втрати теплоти (в частках від основних втрат) через огорожувальні будівельні конструкції – коефіцієнт β

у формулі (5.72) – враховуються згідно з додатком 12 СНиП 2.04.05–91:

для зовнішніх вертикальних та похилих огорожень, які орієнтовані за напрямком вітру в січні (згідно СНиП 2.01.01–82), при швидкості вітру в інтервалі 4,5...5 м/с і повторністю не менше 15% – $\beta = 0,05$; при швидкості вітру більше 5 м/с – $\beta = 0,10$; при типовому проектуванні $\beta = 0,05$ для всіх приміщень;

для зовнішніх вертикальних та похилих огорожень багатопверхових будівель $\beta = 0,20$ для першого та другого поверхів;

0,15 – для третього; 0,10 – для четвертого поверху будівлі з числом поверхів 16 і більше; для 10–15-поверхових будівель $\beta = 0,10$ для першого та другого поверхів і 0,05 – для третього поверху.

При теплотехнічному проектуванні значення опору теплопередачі R_o огорожувальної конструкції треба приймати *не менше*:

нормативного $R_o^{нор}$;

потрібного $R_o^{необ}$;

економічно доцільного $R_o^{ек}$.

Нормативні значення опорів теплопередачі $R_o^{нор}$ огорожувальних конструкцій житлово–громадських будівель та споруд регламентуються для нового будівництва, реконструкції та капітального ремонту діючими в Україні відповідними нормативними документами (Додаток 1 до наказу Мінбудархітектури України від 27.12.93 № 247). Діючі нормативні значення $R_o^{нор}$ в 2–2,5 раза перевищують колишні показники і відповідають сучасним вимогам щодо теплозахисту будівель та споруд. Згідно з діючими нормативами, зокрема, виключається можливість подальшого застосування одношарових панелей і цегляних стін без утеплювача для житлово–громадських будівель та споруд при новому будівництві, реконструкції та капітальному ремонті.

Потрібний опір теплопередачі $R_o^{необ}$, (м²·К)/Вт, огорожувальних конструкцій (за винятком світлових прорізів) визначають за такою формулою:

$$R_o^{необ} = \frac{t_в - t_з}{\Delta t^n} R_e n, \quad (5.78)$$

де Δt^n – нормований перепад температур між температурою внутрішнього повітря і температурою внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції, °С (беруть за СНиП II–3–79).

Опір теплопередачі $R_o^{необ}$ дверей і воріт повинен бути не менш ніж 0,6 $R_o^{необ}$ стін будівель та споруд.

Економічно доцільний термічний опір $R_{ут}^{ек}$, (м²·К)/Вт, теплоізоляційного шару багатшарових конструкцій, зовнішніх конструкцій або шару однорідної конструкції визначають за такою формулою:

$$R_{\text{ym}}^{\text{ek}} = 1,9 \sqrt{\frac{n_{\text{ym}} (t_a - t_{\text{on.пер}}) Z_{\text{on.пер}} C_{\text{спрт}} l_{\text{спрт}} m}{\lambda_{\text{ym}} C_{\text{ym}} E_{\text{н.п}}}} \quad (5.79)$$

де n_{ym} – коефіцієнт, що враховує приблизне відношення термічного опору утеплювача до опору теплопередачі і приймається рівним 0,85;

$t_{\text{on.пер}}$ – середня температура опалювального періоду, °С;

$Z_{\text{on.пер}}$ – тривалість опалювального періоду, доб;

$C_{\text{спрт}}$ – вартість теплової енергії, грн/кДж;

$l_{\text{спрт}}$ – коефіцієнт, що враховує зміну вартості теплової енергії в перспективі (для виробничих будівель із сухим і нормальним режимом вологості $l_{\text{спрт}} = 1,2$; з мокрим і вологим режимом $l_{\text{спрт}} = 1,0$);

m – коефіцієнт, що враховує додаткові втрати теплоти на підігрів інфільтрованого зовнішнього повітря ($m = 1,05$). При повітряному опаленні, сумісному з припливною вентиляцією, $m = 1,0$;

λ_{ym} – теплопровідність обраного матеріалу утеплювача, Вт/(м·К);

C_{ym} – вартість матеріалу утеплювача чи конструкційного шару, грн/м³;

$E_{\text{нп}}$ – нормативний коефіцієнт для приведення різночасних витрат, 1/рік ($E_{\text{нп}} = 0,8$).

За значенням $R_{\text{ym}}^{\text{ek}}$ знаходять товщину утеплювача чи конструкційного шару δ_{ym} , м

$$\delta_{\text{ym}} = R_{\text{ym}}^{\text{ek}} \lambda_{\text{ym}} \quad (5.80)$$

Економічно доцільний опір теплопередачі R_o^{ek} , (м²·К)/Вт:

$$R_o^{\text{ek}} = R_g + R_{\text{ym}}^{\text{ek}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + R_n \quad (5.81)$$

де $\frac{\delta_i}{\lambda_i}$ – термічний опір i -го конструкційного шару, (м²·К)/Вт.

Послідовними розрахунками визначають величину R_o^{ek} , при якій приведені витрати П, грн/м², будуть найменшими. Значення П для різних варіантів визначають за такою формулою:

$$\Pi = C_{\text{внт}} + \frac{11,3 \cdot 10^{-4} (t_{\text{в}} - t_{\text{он.нєр}}) Z_{\text{он.нєр}} C_{\text{врт}}}{R_o}, \quad (5.82)$$

де $C_{\text{внт}}$ – одноразові витрати на будівельно-монтажні роботи, грн/м,

$$C_{\text{внт}} = 1,25 [(Ц + C_{\text{тп}}) 1,02 + C_{\text{м}}], \quad (5.83)$$

де $Ц$ – оптова ціна конструкції, обумовлена прейскурантами, грн/м²;

$C_{\text{тп}}$ – вартість транспортування конструкції, грн/м²;

$C_{\text{м}}$ – вартість монтажу (зведення) огорожувальних конструкцій, грн/м².

Теплові витрати на нагрівання зовнішнього інфільтраційного повітря $Q_{\text{в}}$ визначаються згідно з додатком 12 СНиП 2.04.05–91 для кожного приміщення, яке має одне чи більше вікон або балконних дверей у зовнішніх стінах, виходячи із потреби забезпечення підігрівання опалювальними приладами зовнішнього повітря в обсязі однократного повітрообміну за годину за такою формулою:

$$Q_{\text{в}} = 0,337 F_n h (t_{\text{в}} - t_{\text{з}}), \quad (5.84)$$

де F_n – площа підлоги приміщення, м²;

h – відстань від підлоги до стелі, але не більше 3,5.

Приміщення, вентиляція яких перевищує однократний повітрообмін за годину, повинні, як правило, проектуватись з припливною вентиляцією.

Для приміщень громадських будівель з вікнами, які закриваються герметично, рекомендується брати $Q_{\text{в}} = 0$ за умови, що в них безперервно протягом робочого часу буде працювати система припливної вентиляції підігрітим повітрям.

Утрати теплоти на нагрівання зовнішнього повітря, яке проникає у вхідні вестибюлі (холи) через зовнішні двері в холодний час року при відсутності повітряно-теплових завіс та одному вхідному тамбурі, слід розраховувати за такою формулою:

$$Q_{\text{в}} = 0,7(H + 0,8p)(t_{\text{в}} - t_{\text{з}}), \quad (5.85)$$

де H – висота будівлі від низу вхідної двері до перекриття сходової клітки, м;

p – кількість людей, які знаходяться в будівлі.

При двох вхідних тамбурах величину $Q_{\text{в}}$ слід брати з коефіцієнтом 0,6.

Інші складові втрат в рівнянні 5.71 визначаються за окремими методиками залежно від призначення будівлі.

5.3.4. Внутрішні теплові надходження приміщень

Технологічне устаткування (механічне, електричне та ін.) – це джерело теплонадходжень в приміщення.

Тепловий потік тепловиділень від устаткування, що приводиться в дію електродвигунами

$$Q_{об} = N_n k_3 k_{одн} k_m 10^3, \quad (5.86)$$

де N_n – номінальна встановлена потужність електродвигунів, кВт;

k_3 – коефіцієнт завантаження двигуна;

$k_{одн}$ – коефіцієнт одночасності роботи устаткування;

k_m – коефіцієнт тепловиділення певного устаткування з урахуванням відведення теплоти з приміщення повітрям, матеріалами тощо. Можна брати $k_3 = 0,5-0,8$; $k_{одн} = 0,5-1,0$. Для насосів і вентиляторів $k_m = 0,1...0,3$.

Тепловий потік тепловиділень від електродвигунів, що знаходяться в приміщенні

$$Q_{об} = N_n k_3 k_{одн} \frac{1 - \eta_{ое}}{\eta_{ое}} 10^3, \quad (5.87)$$

де $\eta_{ое}$ – ККД двигуна.

Потужність тепловиділень від нагрітих поверхонь устаткування

$$Q_{тн} = \sum_{i=1}^n \alpha_i F_i (t_{ni} - t_e), \quad (5.88)$$

де F_i – площа нагрітої поверхні, м²;

t_{ni} – температура нагрітої поверхні, °С;

t_e – температура повітря всередині приміщення, °С.

Коефіцієнт теплообміну:

для поверхні устаткування і будівельних конструкцій

$$\alpha = 11,6\sqrt{v}; \quad (5.89)$$

для поверхні нагрітої води

$$\alpha = 5,7 + 4,1v, \quad (5.90)$$

де v – швидкість руху повітря біля поверхні, м/с.

Тепловий потік тепловиділень від електричних нагрівачів, печей і сушарок:

$$Q_{неч} = N_n k_1 10^3, \quad (5.91)$$

де k_1 – коефіцієнт, що враховує частку теплоти, яка надходить у приміщення ($k_1 = 0,15-1,0$).

Тепловий потік від матеріалу чи продукту, що охолоджується

$$Q_m = \frac{M_m c_m (t_{m,n} - t_{m,k})}{z} 10^3, \quad (5.92)$$

де M_m – маса охолодженого матеріалу, кг;

c_m – його питома теплоємність, кДж/(кг·К). Для металу $c_m = 0,72-0,75$, для дерева $c_m = 2,6$ кДж/(кг·К); $t_{m,n}$ і $t_{m,k}$ – початкова і кінцева температура матеріалу, °С;

z – час, протягом якого відбувається охолодження матеріалу.

Тепловий потік від освітлення:

$$Q_{осв} = N_{осв} K_{осв} 10^3, \quad (5.93)$$

де $N_{осв}$ – сумарна потужність освітлювальних приладів, кВт;

$K_{осв}$ – коефіцієнт, що враховує тип світильника.

Теплові потоки від людей складаються з явних і прихованих (що виходять з вологою) тепловиділень і залежать від важкості робіт, швидкості руху повітря, теплозахисних властивостей одягу, температури повітря в приміщенні.

Повна теплота, що включає явну і приховану теплоту

$$Q_r = nq, \quad (5.94)$$

де q – питома кількість теплоти, яка виділяється однією людиною, Вт/люд.;

n – кількість людей.

При зміні температури t_θ від 15 до 35°С q змінюється в межах: для легкої роботи – від 157 до 145, для роботи середньої важкості – від 208 до 197 і для важкої роботи незалежно від значення t_θ – $q=290$ Вт/люд.

5.3.5. Системи опалення

Загальні відомості. Для обігріву будинків у сільському господарстві застосовують системи водяного, парового, панельно-променістого, повітряного і пічного опалення.

Водяне опалення рекомендується в приміщеннях із тривалим перебуванням людей, де потрібна стабільна температура повітря протягом доби (для дитячих і лікувальних установ, житлових будинків, готелів, гуртожитків, навчальних закладів, лазень, пральних, адміністративних і виробничих приміщень).

Парове опалення використовують у виробничих приміщеннях, лазнях, пральнях і допускають у допоміжних приміщеннях різних підприємств. Його застосування технічно виправдане в тих випадках,

коли пара виробляється для технологічних процесів підприємства. Рівень шуму при русі пари в системі опалення не повинен перевищувати заданих для даного приміщення меж.

Панельно-променисте опалення може бути застосоване в приміщеннях і будинках будь-якого призначення. Воно підтримує рівномірну температуру повітря по висоті приміщення, але ремонт такої системи опалювання ускладнений.

Повітряне опалення не забезпечує якісного регулювання температури повітря в окремих приміщеннях опалювальних будівель, що обмежує його застосування. Систему повітряного опалення використовують в основному для обігріву приміщень великого об'єму (спортивні зали, клуби, магазини, вокзали, бібліотеки), а також приміщень з визначеними умовами мікроклімату, в яких опалення сполучене з вентиляцією (тваринницькі і птахівницькі ферми і комплекси, овоче- і фруктосховища та ін.).

Пічне опалення найчастіше застосовують в особистих будинках сільського населення і рідко в конторських і громадських приміщеннях. Воно не забезпечує стабільної температури повітря протягом доби через нерівномірність тепловіддачі печей. Температура в приміщенні більше ніж при інших способах опалення залежить від температури зовнішнього повітря, сили вітру і вологості повітря. За своєю паливною економічністю печі уступають топкам опалювальних котлів.

Системи опалення різних типів будівель і приміщень вибираються згідно з рекомендаціями, які надані в додатку 11 СНиП 2.04.05–91, на основі аналізу протипожежних вимог і гігієнічних умов, що ставлять до певних опалювальних приміщень, а також порівняння техніко-економічних показників систем опалення.

Водяне опалення. Система водяного опалення будівлі складається з джерела теплової енергії, вузла приготування теплоносія, який розташований у тепловому пункті будівлі, роздавальних магістралей, окремих гілок, підводок та опалювальних приладів.

Систему водяного опалення можна класифікувати за:

- способом (джерелом) тепlopостачання – на системи *індивідуального (автономного)* тепlopостачання, коли для кожного будинку передбачена місцева котельня, і системи *централізованого* тепlopостачання від районної котельні або ТЕЦ;

- способом забезпечення циркуляції теплоносія в системі опалення – на системи з *природною* і *примусовою* циркуляцією. В першому випадку рух води відбувається за рахунок різниці густини

нагрітої і охолодженої води в місцевій системі опалення. В другому випадку циркуляція води створюється або мережними насосами при централізованому теплопостачанні або насосом автономної системи опалення.

При централізованому теплопостачанні місцеві системи опалення можуть приєднуватись до зовнішніх теплових мереж за двома схемами:

- *незалежною*, коли теплота від теплопроводів зовнішньої системи передається теплоносію місцевої системи опалення будівлі через поверхневий теплообмінник. В системі опалення гідравлічний режим, який створюється місцевим насосом або за рахунок гравітаційних сил, не залежить від наявного тиску в трубопроводах теплової мережі;

- *залежною*, при якій теплоносій зовнішньої теплової мережі циркулює безпосередньо в системі опалення будівлі. Ця схема застосовується у випадках, коли в місцевій системі опалення дозволяється підвищення гідростатичного тиску до тиску, під яким знаходиться вода в зовнішньому зворотному теплопроводі. При залежній схемі підключення системи опалення до теплових мереж розрізняють: схему з безпосереднім приєднанням, коли температурні режими теплоносія в зовнішніх теплопроводах і в системі опалення збігаються; схему, в якій відбувається зменшення температури води в подавальному трубопроводі системи опалення (за відношенням до температури води в подавальному зовнішньому теплопроводі) за рахунок її змішування з охолодженою водою після опалювальної системи.

Роздавальні магістралі з'єднують джерело теплової енергії та вузол приготування теплоносія з окремими гілками системи опалення будинку.

Розведення магістралей по будівлі може бути горизонтальним або вертикальним.

Горизонтальне розведення магістральних трубопроводів в будівлі конструктивно може виконуватись:

- ✓ з *верхнім розведенням* при прокладанні подавальної магістралі або подавальної та зворотної магістралей вище опалювальних приладів будівлі. Другий варіант схеми прокладання магістралей використовується при теплопостачанні від дахової котельні, коли подавальний та зворотний трубопроводи прокладаються, як правило, по даху будівлі;

✓ з *нижнім розведенням*, коли обидва трубопроводи розташовані нижче опалювальних приладів і прокладаються в підвалі будівлі, а за його відсутності – в цокольному або першому поверсі;

✓ з *змішаним розведенням*, при якому один з роздавальних трубопроводів прокладається по даху будівлі (вище опалювальних приладів), а інший – по підвалу (нижче опалювальних приладів). Система опалення, в якій зворотний трубопровід прокладається вище опалювальних приладів, прийнято називати *змішаною* системою.

За напрямком руху води в подавальній і зворотній магістралях розрізняють:

- *тупикові* системи опалення, для яких характерним є зустрічний рух гарячої і охолодженої води в роздавальних трубопроводах;

- системи опалення з *побіжним рухом* теплоносія, коли напрями потоків нагрітої і охолодженої води в магістральних трубопроводах збігаються. Системи з *побіжним рухом* проектується так, щоб протяжність циркуляційних кілець через всі гілки системи опалення була однаковою.

Гілки трубопроводів з'єднують роздавальні магістралі системи опалення з підводками до опалювальних приладів. За розташуванням в просторі гілки можуть бути вертикальними або горизонтальними. Вертикальні гілки прийнято називати *стояками*.

За способом приєднання підводок до гілки системи опалення поділяються на:

- ❖ *однотрубні* системи з послідовним з'єднанням опалювальних приладів;

- ❖ *двотрубні* з паралельним приєднанням опалювальних приладів. У двотрубній системі гаряча і охолоджена вода відповідно підводяться до нагрівального приладу і відводяться від нього по окремих трубах;

- ❖ *біфілярні* з послідовним з'єднанням спочатку всіх перших половин опалювальних приладів, а потім для руху теплоносія у зворотному напрямку – всіх других їхніх половин.

У місцях підключення гілок до роздавальних трубопроводів повинна встановлюватися запірна арматура. Рекомендується використовувати, як правило, вентилі з отворами для зливу води або випуску повітря. За відсутності таких вентилів слід передбачати трійники з кранами.

Місця приєднання стояків до роздавальних трубопроводів повинні розташовуватися на відстані не менш ніж 1 м від осі стояка

для того, щоб послабити зусилля внаслідок температурних подовжень трубопроводів. Стояки та прямолінійні гілки довжиною 48 м і більше повинні проектуватися з компенсаторами в серединній частині стояка. У верхній точці стояків системи опалення з нижнім розведенням повинні встановлюватись автоматичні повітровипускачі.

Вибір і проектування конкретного виду водяної системи опалення регламентуються діючими нормативами з енергозбереження в будівлях різного призначення (відповідні додатки та доповнення до СНиП 2.04.05–91, СНиП 2.08.01–89, ДБН В.2.2–9–99).

З метою зменшення рівня теплоспоживання будівель (можливістю його обліку та автоматичного регулювання) при дотриманні потрібних теплових режимів усередині приміщення відповідними нормативними документами рекомендуються такі заходи (в загальному вигляді) під час проектування систем опалення житлових і громадських будівель для нового будівництва, реконструкції та капітального ремонту:

- облік теплоспоживання будівлями слід забезпечувати встановленням: газових лічильників – для будівель, які обладнані автономними теплогенераторами (котлами) на газоподібному паливі; приладів (вузлів) комерційного обліку споживання теплової енергії при централізованому теплопостачанні будівлі. Правила та порядок встановлення приладів вузлів обліку регламентуються відповідними діючими нормативними документами;

- системи опалення повинні бути, як правило, двотрубними. Двотрубні системи опалення слід проектувати з радіаторними термостатичними клапанами (РТК), які встановлюються на підводках до радіаторів і конвекторів, та з центральним автоматичним регулятором теплової потужності, який встановлюється в тепловому пункті будівлі. Допускається не встановлювати центральний регулятор для будівель, теплова потужність системи опалення яких менше 250 кВт, а опалювальні прилади обладнані РТК;

- регулятор теплової потужності системи опалення повинен забезпечувати погодне регулювання, а, крім того, для громадських споруд – програмне зменшення теплової потужності системи в неробочі години. Регулятор (контролер) повинен підтримувати потрібну за температурним графіком температуру води в подавальному або зворотному трубопроводах системи опалення;

- для запобігання гідравлічного розрегулювання двотрубні стояки систем опалення з верхнім та нижнім розведенням, до яких

приєднані 10 чи більше опалювальних приладів з РТК повинні проектуватись з регулятором перепаду тиску;

- у тих випадках, коли в одному приміщенні встановлені три чи більше опалювальних приладів, які приєднуються до однієї гілки трубопроводів, замість РТК варто встановлювати регулюючий клапан на групу радіаторів;

- двотрубні системи опалення з РТК при залежному приєднанні до теплових мереж повинні проектуватись з циркуляційним насосом. Застосування водоструменевих насосів (елеваторів) з нерегульованим соплом в таких системах не дозволяється;

- у будівлях з двотрубними системами для опалення допоміжних приміщень (санітарних вузлів, сходових клітин, кладових) можна проектувати однотрубні стояки;

- однотрубні системи опалення дозволяється використовувати при реконструкції будівель, в яких такі системи існували, а при новому будівництві – при техніко-економічному обґрунтуванні. Вузли приєднання опалювальних приладів однотрубною системою повинні мати замикаючі ділянки, а на підводках повинна встановлюватись регулююча арматура (прохідні та триходові регулюючі крани). Дозволяється при обґрунтуванні застосовувати в якості регулюючої арматури в однотрубній системі ручні повнопрохідні кульові крани;

- однотрубні системи повинні проектуватись з центральним автоматичним регулятором теплової потужності.

Під час проектування конструктивних елементів системи опалення конкретної будівлі нормативними документами рекомендовано дотримуватись таких правил:

- ✓ у житлових будівлях слід проектувати *квартирні* системи опалення з горизонтальними двотрубними гілками трубопроводів, які прокладаються в підлозі або по плінтусах. Якщо в житловому будинку не передбачається встановлення приладів квартирної обліку теплоспоживання системою опалення, рекомендується проектувати вертикальні двотрубні системи;

- ✓ у громадських, а також в житлових будівлях, які обладнані квартирними системами опалення, використовується, як правило, вертикальне розведення магістралей;

- ✓ у багатоповерхових будівлях з вертикальними двотрубними системами опалення слід проектувати нижнє розведення магістралей, а при теплопостачанні від автономної дахової котельні – верхнє (по даху) розведення подавального і зворотнього трубопроводів;

✓ змішане розведення магістральних трубопроводів (одна труба на даху, а інша – в підвалі) не рекомендується внаслідок неможливості встановлення на стояках регуляторів перепаду тиску.

Водяне опалення з природною циркуляцією призначено для опалення малоповерхових житлових, адміністративних, конторських будинків і особистих будинків сільського населення. У цьому випадку використовують місцеві котельні з радіусом дії до 30 м.

Системи водяного опалення з природним рухом теплоносія можуть бути з верхнім або нижнім розведенням і виконуються тільки за тупиковою схемою. Вони можуть бути одно- і двотрубного виконання. Найбільшого поширення набула однотрубна система з верхнім розведенням. Однотрубна система менш металоємна і простіша в монтажі.

Двотрубна система водяного опалення з природною циркуляцією показана на рисунку 5.50.

У цій системі рух води такий: джерело теплопостачання (котла) *1* гаряча вода через головний стояк *2* і горизонтальну магістраль *9* надходить через трубопроводи *11* до опалювальних приладів *10*. З останніх охолоджена вода через зворотні трубопроводи *12* і зворотню магістралі *13* повертається в джерело теплопостачання *1*.

Розширювальний бак *6* приєднаний до головного стояка трубою *7* і до подавальної магістралі *9*. Із системи повітря видаляється через розширювальний бак по трубі *5*.

Широке застосування, в тому числі для опалення багатоповерхових будинків, будинків великої довжини, сільських населених пунктів, знаходять системи опалення із штучною циркуляцією води. Перевага таких систем у тому, що вони можуть бути центральними і обслуговувати багато об'єктів, які стоять від котельної на значній відстані (в сільській місцевості на 250–1000 м). У системах водяного опалення з циркуляцією води за допомогою насосів застосовується вода з температурою 110/70, 130/70 і 150/70°C. Це дає можливість зменшити витрати на теплові мережі і транспортування теплоти, а також автоматично регулювати у великих межах температуру теплоносія.

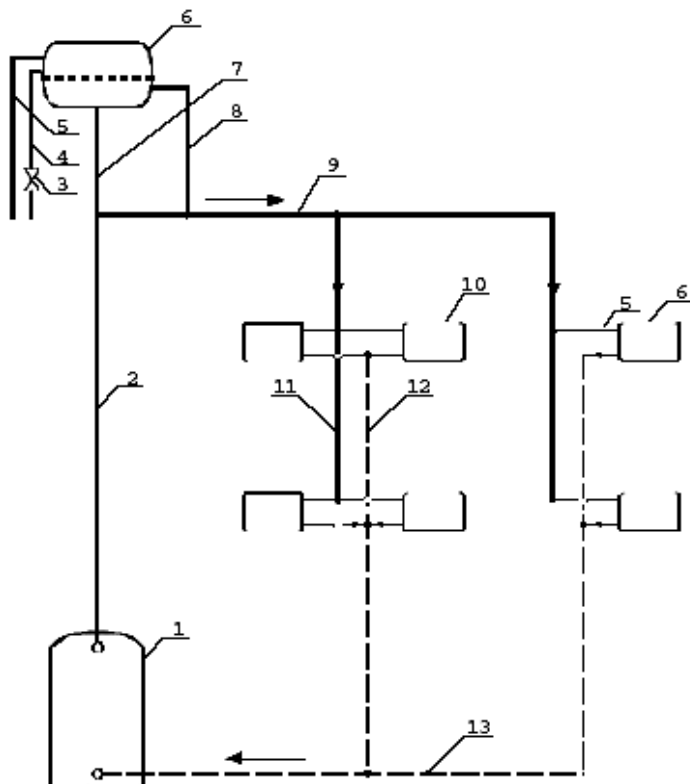


Рис. 5.50. Схема двотрубної системи опалення з природною циркуляцією:
 1 – джерело теплоти; 2 – головний стояк; 3 – вентиль; 4 – сигнальна труба;
 5 – переливна труба; 6 – розширювальний бак; 7 – з’єднувальна труба;
 8 – циркуляційна труба; 9 – подавальна магістраль; 10 – опалювальний прилад;
 11 і 12 – подавальний та зворотний трубопроводи стояка; 13 – зворотна магістраль

У схемах на рис. 5.51–5.53 наведені деякі приклади варіантів приєднання опалювальних приладів до гілок та роздавальних трубопроводів водяної системи опалення.

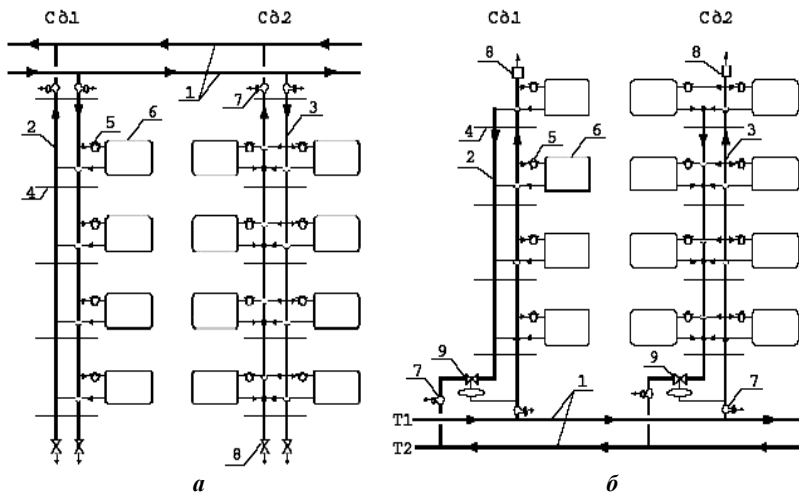


Рис. 5.51. Схема фрагмента системи опалення з горизонтальним верхнім (а) і нижнім (б) розведенням, вертикальними двотрубними гілками (стояками) з однібічним (Ст.1) і двібічним (Ст.2) приєднанням радіаторів:

1 – роздавальні трубопроводи системи опалення; 2, 3 – вертикальна двотрубна гілка (стояк); 4 – підводка; 5 – радіаторний термостатичний клапан; 6 – опалювальний прилад; 7 – запірний вентиль з отвором для спуску; 8 – спускний вентиль; 9 – регулятор перепаду тиску

На рис. 5.51 показана схема системи опалення з вертикальними двотрубними стояками при горизонтальному верхньому (а) та нижньому (б) розведенні. Схема з верхнім розведенням рекомендується для використання в автономних системах теплоспоживання будівель з даховою котельною. Злив води із стояків на період ремонту системи опалення здійснюється через вентилі 7 та 8, які встановлюються в нижній частині трубопроводів стояків. Кожний опалювальний прилад оснащений радіаторними термостатичними вентилями 5. Повітря із системи опалення видаляється через вентилі 8 з отвором для спускання, а також за допомогою автоматичних повітровипускачів 10.

Схему системи опалення з нижнім розведенням (рис. 5.51, б) рекомендується використовувати в безгорищних будівлях з досить значними вимогами до рівня теплового комфорту. Кожний опалювальний прилад оснащений РТК, а встановлення регулятора

перепаду тиску ρ на трубопроводах стояків запобігає можливості виникнення гідравлічної нестійкості системи опалення. Горизонтальні магістральні трубопроводи прокладаються з ухилом 0,002. Труби підводок до приладу повинні мати різницю рівнів 5–10 мм на всю довжину підводки.

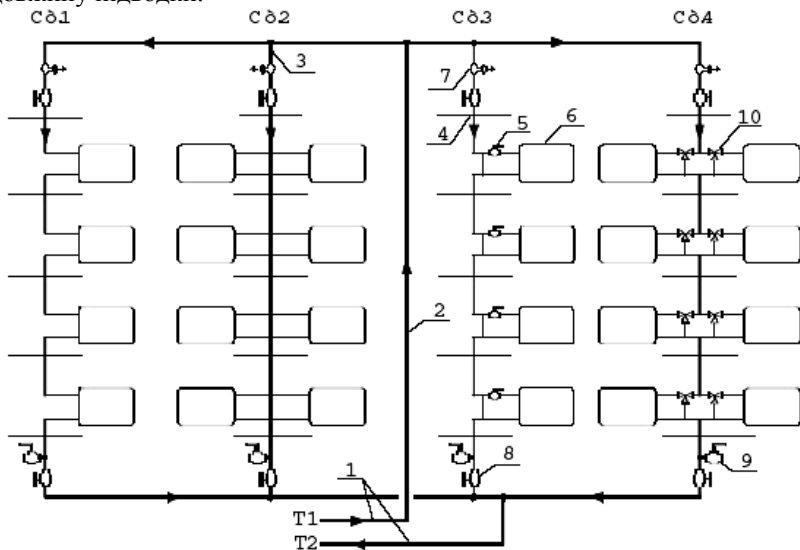


Рис. 5.52. Схема фрагмента системи опалення із змішаним горизонтальним розведенням, вертикальними однотрубними гілками (стояками): Ст.1 – проточний нерегульований; Ст.2 – із замикаючими ділянками осьовими; Ст.3, 4 – регульовані із замикаючими ділянками зміщеними:

1 – роздавальні трубопроводи системи опалення; 2 – головний стояк;
3 – вертикальна однотрубна гілка (стояк); 4 – підводка; 5 – прохідний кульовий кран; 6 – опалювальний прилад; 7 – повітровипускач; 8 – кульовий кран запірний; 9 – спусковий вентиль; 10 – триходовий регулюючий клапан

Однотрубна система водяного опалення зі змішаним розведенням приведена на рис. 5.52, де показані різні можливі схеми компонування системи опалення. У першій, так званій прямоточній схемі (Ст.1), вода послідовно перетікає з одного приладу в іншій. Характерна риса цієї схеми – відсутність регулюючих кранів біля нагрівальних приладів. Друга схема (Ст.2) виконана з осьовими замикаючими ділянками. У цьому випадку вода у вузлах приєднання нагрівальних приладів поділяється на два потоки, з яких один

надходить в опалювальний прилад 6, а інший протікає мимо і направляє в нижче розташовані прилади 4. У схемах стояків Ст.3, Ст.4 передбачені зміщені замикаючі ділянки із встановленням повнопрохідних кульових кранів 5 або регулюючих триходових кранів 10. Переключенням триходового крана 10 можна домогтися, щоб системи працювали у проточному режимі чи у режимі із замикаючими ділянками.

В однотрубній системі з верхнім розведенням випуск повітря здійснюється за допомогою повітрязбірників 7, розташованих у верхніх точках системи. Для цієї мети використовують також розширювальні баки.

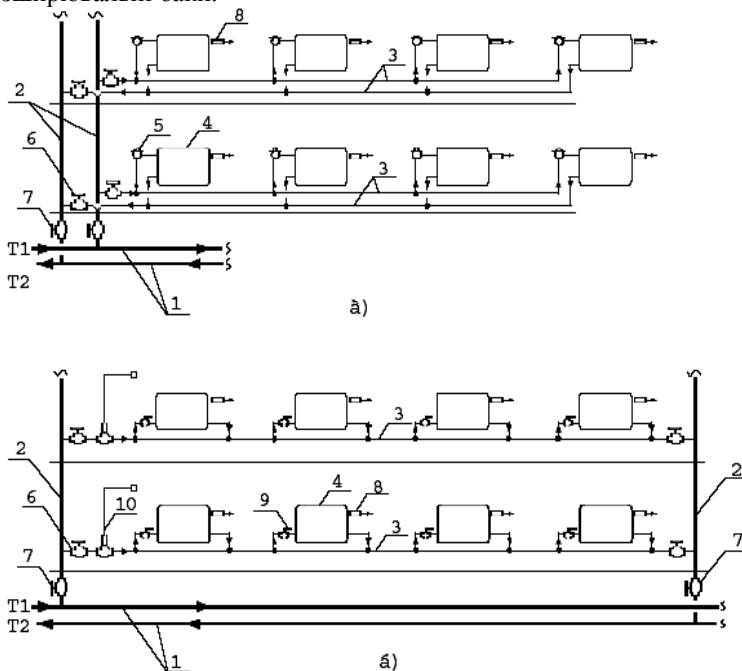


Рис. 5.53. Схема фрагмента системи опалення з вертикальним розведенням, двотрубними (а) і однотрубними (б) горизонтальними гілками:

- 1 – роздавальні трубопроводи системи опалення; 2 – трубопроводи вертикального розведення; 3 – горизонтальна гілка; 4 – опалювальний прилад;
- 5 – радіаторний термостатичний клапан; 6, 7 – запірний кульовий кран з отвором для спуску; 8 – повітровипускач; 9 – прохідний кульовий кран;
- 10 – груповий термостатичний клапан з виносним термодатчиком

Систему опалення з горизонтальним розведенням і двотрубними горизонтальними гілками (рис. 5.53, а) рекомендується застосовувати в будівлях великої довжини, які не мають технічних поверхів для прокладання роздавальних магістральних трубопроводів.

У будівлях з великими приміщеннями, в яких потрібно встановити декілька опалювальних приладів, рекомендується проектувати систему опалення з горизонтальним розведенням і однотрубними горизонтальними гілками. Для кожного окремого приміщення встановлюється груповий регулятор теплової потужності 10 з виносним датчиком температури.

Теплові пункти будівель повинні облаштовуватись вузлом комерційного обліку споживання теплової енергії, вузлом приготування теплоносія для системи опалення, вузлом приготування гарячої води. Якщо в будівлі є система припливної вентиляції, до складу теплового пункту входить також вузол приготування теплоносія для системи вентиляції. Тепловий пункт оснащується потрібною запірною та регулюючою арматурою, а також контрольно-вимірвальними приладами. Вузол приготування теплоносія для двотрубної системи опалення при залежному приєднанні до зовнішньої теплової мережі включає, як правило, циркуляційний вузол змішування гарячої і охолодженої (після системи опалення) води, регулятор перепаду тиску прямої дії, регулятор теплової потужності.

Змішувальний насос залежно від співвідношення між наявним тиском у тепловій мережі і необхідним циркуляційним тиском в системі опалення може встановлюватись на перемичці між подавальною і зворотною магістралями, або на подавальному чи зворотному трубопроводах.

Для автоматизованих систем опалення тепловою потужністю $0,5$ МВт і більше рекомендується застосовувати циркуляційні насоси з електронним управлінням, які забезпечують завдяки перетворенню частоти змінного струму плавне регулювання числа обертів двигуна при коливаннях рівня теплоспоживання.

Принципова схема теплового пункту при залежному приєднанні до зовнішньої теплової мережі і встановленні насосу на зворотній магістралі наведена на рис. 5.54.

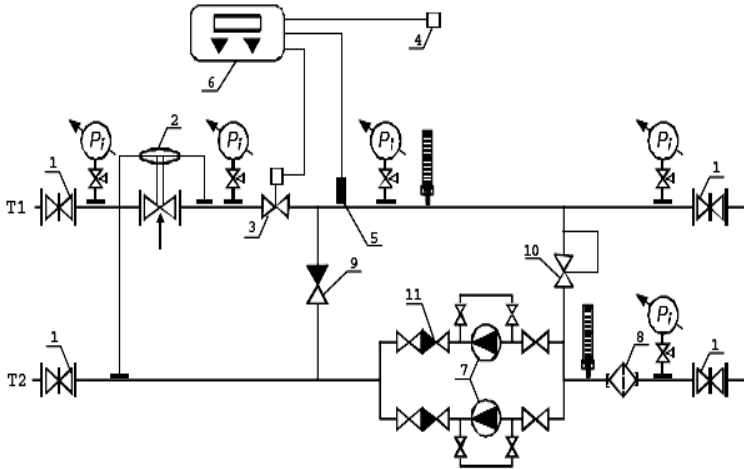


Рис. 5.54. Принципова схема вузла приготування теплоносія системи опалення із залежним приєднанням до теплової мережі:

1 – засувка; 2 – регулятор перепаду тиску; 3 – виконавчий механізм (регулюючий клапан); 4 – датчик температури зовнішнього повітря; 5 – датчик температури теплоносія; 6 – контролер регулятора теплової потужності; 7 – насос; 8 – фільтр; 9, 11 – зворотний клапан; 10 – перепускний клапан

Вузол приготування теплоносія для двотрубної системи опалення з незалежним приєднанням до теплової мережі облаштовується теплообмінником, циркуляційним насосом, регулятором теплової потужності, а також розширювальним баком із запобіжними клапанами і вузлом підживлення незалежного контуру циркуляції.

Вузол приготування теплоносія для однострубної системи опалення може виконуватись за схемою рис. 5.54. Дозволяється також використовувати елеваторний водоструменевий вузол змішування гарячої і охолодженої після системи опалення води. При такому способі приготування теплоносія рекомендується тепловий пункт обладнати системою переривчастого регулювання теплової потужності.

Теплову потужність системи водяного опалення (Φ_o , Вт) слід визначати згідно з додатком 12 СНиП 2.04.05–91 на основі теплового балансу опалювальної будівлі за такою формулою:

$$Q_o = (Q_{втр} b_1 b_2 - Q_{над}) + Q_{мп}, \quad (5.95)$$

де $Q_{втр}$ – теплові втрати будівлі, Вт; визначаються за методикою, яка викладена в розділі 5.3.3;

b_1 – коефіцієнт, який залежить від типу опалювального приладу; приймається згідно з даними табл. 5.9;

b_2 – коефіцієнт, який враховує додаткові втрати теплоти за радіаторними ділянками зовнішніх стін; приймається згідно з даними табл. 5.10;

$Q_{над}$ – теплові надходження в приміщення, Вт; визначаються за методикою, яка викладена в розділі 5.4; для житлових будівель величину $Q_{над}$ згідно з додатком 12 СНиП 2.04.05–91 слід приймати із розрахунку 10 Вт на 1 м² загальної площі;

$Q_{тр}$ – втрати теплоти трубопроводами, які прокладаються в неопалювальних приміщеннях будівлі, Вт; втрати $Q_{тр}$ не повинні перевищувати 4% від величини тепловтрат $Q_{емп}$.

Таблиця 5.9

Значення коефіцієнта b_1

Типорозмірний ряд, Вт	Коефіцієнт b_1 при номінальному тепловому потоку, Вт, мінімального типорозміру					
	100	200	300	400	500	600
100	1,02	1,02	1,03	1,04	1,07	1,10
120	1,03	1,03	1,04	1,05	1,07	1,10
150	1,04	1,04	1,04	1,06	1,08	1,10
200	1,06	1,06	1,06	1,07	1,09	1,11
250	1,07	1,07	1,07	1,08	1,09	1,12
300	1,09	1,09	1,09	1,09	1,11	1,12

Таблиця 5.10

Значення коефіцієнта b_2

Опалювальний прилад	Коефіцієнт b_2 при встановленні приладу		
	біля зовнішньої стіни в будівлях		біля скління світлового пройому
	житлових і громадських	виробничих	
Радіатор чавунний	1,010	1,020	1,070
Конвектор з кожухом	1,010	1,020	1,050
Конвектор без кожуха	1,015	1,030	1,070

Розрахункові тепловтрати Q_{emp} слід розраховувати за такою формулою:

$$Q_{emp} = (Q_{oep} + Q_e).$$

Утрати теплоти ($Q_{тр}$, Вт) трубопроводами, які прокладаються в неопалювальних приміщеннях будівлі, треба визначати з урахуванням ефективності теплоізоляційної конструкції. Гранично допустиме значення Q_{mp}^{max} слід розраховувати за такою формулою:

$$Q_{mp}^{max} = \sum qL, \quad (5.96)$$

де L – довжини ділянок теплоізолюваних трубопроводів різних діаметрів, які прокладаються в неопалювальних приміщеннях, м;

q – нормована лінійна щільність теплового потоку теплоізолюваного трубопроводу (Вт/м); приймається за даними табл. 5.11.

Таблиця 5.11

Нормована лінійна густина теплового потоку теплоізолюваного трубопроводу

Трубопровід	Тепловий потік, Вт/м, при умовному проході трубопроводу, мм										
	15	20	25	32	40	50	65	80	100	150	200
подавальний	14	16	18	19	21	23	27	30	33	38	42
зворотний	9	10	11	12	13	15	17	20	22	25	28

Товщина теплоізоляційного шару трубопроводів повинна забезпечити лінійну густину теплового потоку не вище нормованої, визначеної за формулою 5.96. Методика розрахунку економічно доцільної товщини теплової ізоляції трубопроводів, які прокладаються в неопалювальних приміщеннях, наведена в додатку 12 СНиП 2.04.05–91.

Розрахункове (максимальне) річне теплоспоживання системою опалення будівлі Q_{pik} , ГДж, треба розраховувати за такою формулою:

$$Q_{pik} = \frac{0,0864 \cdot Q_o Sabc}{t_e - t_s}, \quad (5.97)$$

де Q_o – теплова потужність системи опалення, кВт;

S – розрахункова кількість градусоднів опалювального періоду, град/доба (береться за даними додатка 8 СНиП 2.04.05–91);

a , b , c – коефіцієнти ($a = 0,8$ – для громадських будівель, які обладнані приладами автоматичного зменшення теплової потужності в неробочі години; $b = 0,9$ – враховується для будівель при застосуванні радіаторних термостатичних клапанів; $c = 0,95$ – враховується для будівель з пофасадним регулюванням теплової потужності).

Визначені розрахунком величини теплової потужності Q_o та максимального річного теплоспоживання Q_{pik} , які віднесені до 1 м^2 загальної (для житлових будинків) або корисної (для громадських будівель) площі, не повинні перевищувати нормативних контрольних значень, які наведені в додатку 25 СНиП 2.04.05–91.

Парове опалення. Залежно від тиску пари розрізняють системи низького тиску (тиск у системі дорівнює $0,15...0,17 \text{ МПа}$) і системи високого тиску (тиск $0,17...0,47 \text{ МПа}$).

За способом прокладання паро- і конденсатопроводів розрізняють системи з верхнім і нижнім розведенням. При верхньому розведенні паропровід розташовується вище нагрівальних приладів, а конденсатопровід – нижче їх. При нижньому розведенні як паропровід, так і конденсатопровід розташовуються нижче нагрівальних приладів.

Залежно від способу повернення конденсату системи поділяють на замкнуті і розімкнуті. У замкнутих системах конденсат самоплином повертається в котел. У розімкнутих системах конденсат направляється в конденсатний бак, звідки перекачується насосом у котел. Конденсатопроводи можуть бути сухими, коли конденсат не цілком заповнює переріз трубопроводу, і мокрими, коли весь перетин трубопроводу заповнений конденсатом.

Перед початком роботи системи парового опалення заповнюють котел водою до нормального рівня, після чого його розпалюють. На рис. 5.55, *a* показана двотрубна замкнута схема з верхнім розведенням із самоплинним поверненням конденсату. З котла 1 або паропроводу зовнішніх теплових мереж пара по головному стояку 2 і стоякам 3 надходить до нагрівальних приладів 4. По конденсатопроводам 6 і 8 конденсат повертається в котел чи конденсатопроводи зовнішніх теплових мереж. Повітря із системи видаляється через трубу 9.

На рис. 5.55, *б* наведено систему з нижнім розведенням. Щоб уникнути попадання пари в конденсатопровід встановлюють гідравлічний затвор 7.

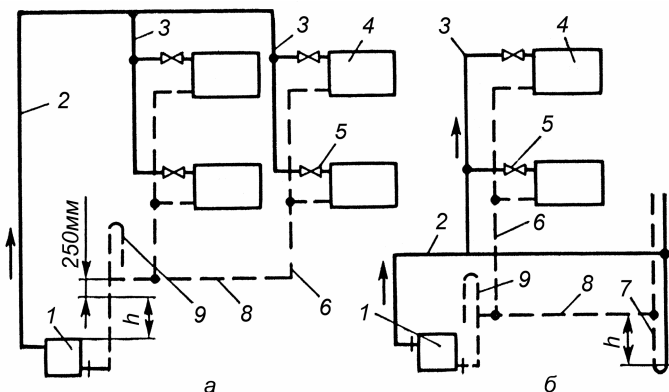


Рис. 5.55. Схема двотрубної парової системи низького тиску:

а – тупикова схема з верхнім розведенням; б – з нижнім розведенням;
 1 – паровий котел; 2 – головний стояк; 3 – підвідні стояки; 4 – опалювальні прилади; 5 – парові вентилі; 6 – конденсаторний стояк; 7 – гідравлічний затвор; 8 – конденсатовідвід; 9 – повітряна труба

Розімкнуту систему парового опалення, яка застосовується при тиску більш ніж 0,13 МПа, наведено на рис. 5.56. Повітря видаляється через конденсатний бак 7.

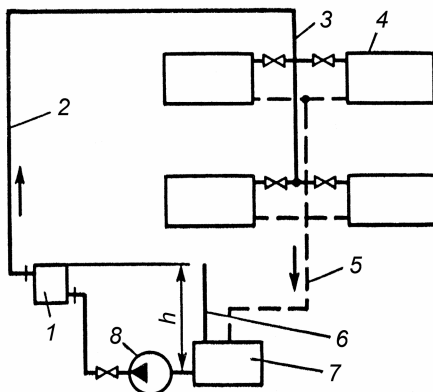


Рис. 5.56. Схема парової розімкнутої системи опалення:

1 – котел; 2 – паропровід (головний стояк); 3 – паровий стояк; 4 – опалювальні прилади; 5 – конденсатопровід; 6 – повітряна трубка; 7 – конденсатний бак; 8 – конденсатний насос

Повітряне опалення. Системи повітряного опалення можуть бути з природною циркуляцією чи з механічним переміщенням повітря, місцевими чи центральними, прямоточними чи з рециркуляцією (повною чи частковою) повітря.

Місцеві системи повітряного опалення застосовують під час опалення одного приміщення. Схему такої системи наведено на рис. 5.57. Вона містить тепловий центр 1 , до якого входять вентилятор, калорифери і канали витяжної вентиляції 2 . Для підігріву повітря використовують парові, водяні й електричні калорифери чи теплогенератори. На рис. 5.57, *а* показано прямоточну систему, при якій підігріте повітря подається в приміщення в кількості, достатній для вентиляції. У такій же кількості повітря видаляється з приміщення. У системах з частковою рециркуляцією (рис. 5.57, *б*) частина повітря забирається ззовні з температурою t_3 , а інша частина – з приміщення з температурою t_6 . Змішане повітря підігрівается і подається в приміщення. Системою витяжної вентиляції віддається частина цього повітря (за винятком кількості повітря, що забирається для змішування з зовнішнім повітрям). Для рециркуляційних систем характерна відсутність вентиляції – у приміщенні відбувається циркуляція внутрішнього повітря без його заміни (рис. 5.57, *в*). Такі системи застосовані в приміщенні, де не потрібна вентиляція.

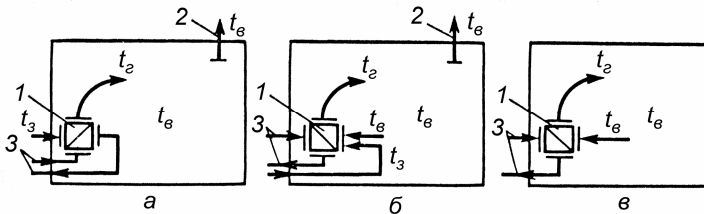


Рис. 5.57. Схеми місцевих систем повітряного опалення:

а – прямоточна; *б* – з частковою рециркуляцією повітря; *в* – з повною рециркуляцією повітря;

1 – тепловий центр; 2 – канали витяжної вентиляції; 3 – трубопроводи підводу і відводу теплоносія

Схеми центральних систем повітряного опалення показано на рис. 5.58. Тут також можлива прямоточна система з частковою чи повною рециркуляцією повітря. Зниження витрат теплоти досягається установкою теплообмінника – утилізатора $б$ (рис. 5.58, *в*), в якому підігрів повітря, що надходить, здійснюється за рахунок теплоти внутрішнього повітря, що видаляється з приміщення.

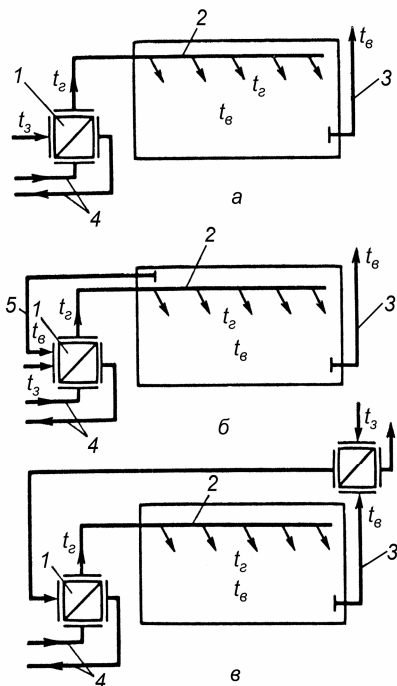


Рис. 5.58. Схема центральних систем повітряного опалення:
 а – прямоточна; б – з частковою рециркуляцією повітря; в – прямоточна рекуперативна;
 1 – тепловий центр; 2 – припливний повітропровід; 3 – витяжний повітропровід; 4 – трубопроводи теплоносія; 5 – рециркуляційний повітропровід; 6 – теплообмінник-утилізатор

До складу опалювальних і опалювально-вентиляційних агрегатів входять калорифер, вентилятор і система регулювання агрегата.

Панельно-променисте опалення. Система панельно-променистого опалення може бути застосована в різних приміщеннях будівель будь-якого призначення. Вона здійснюється за рахунок випромінювання теплоти спеціальними нагрівальними панелями, розташованими в підлозі, стінах чи стелі приміщення.

Інтенсивність випромінювання теплоти залежить від місця установки панелі. Найбільшу кількість теплоти – 70–75% – випромінюють стельові панелі, а панелі, розташовані в підлозі, – 25–30%.

Опалювальні панелі – це монолітні залізобетонні плити із вбудованими в них змійовиками чи реєстрами, виготовленими зі сталевих труб або труб з термостійкого скла. Як теплоносії використовують гарячу воду, пару чи нагріте повітря.

Пічне опалення. Печі, які застосовуються для опалення, класифікуються за призначенням на опалювальні, опалювально-

варочні, кухонні плити квартирної типу з опалювальними щитами, російські печі.

За теплоємністю печі підрозділяють на теплоємні з активним об'ємом $0,2 \text{ м}^3$ і більше, із зовнішніми стінками товщиною не менш ніж $0,06 \text{ м}$ в зоні топливника і $0,04 \text{ м}$ в інших місцях; теплоємні печі з активним об'ємом менш ніж $0,2 \text{ м}^3$, в основному переносні металеві чи з футеровкою товщиною до $0,04 \text{ м}$.

Залежно від температури нагрівання стінок розрізняють печі помірного нагрівання з максимальною температурою в окремих точках зовнішньої поверхні $80\text{--}90^\circ\text{C}$; печі підвищеного нагрівання з максимальною температурою в окремих точках зовнішньої поверхні до 120°C при середній температурі всієї поверхні 90°C ; печі високого нагрівання (в основному металеві).

Застосування пінного опалення веде до великих витрат палива порівняно з центральним опаленням і вимагає збільшення витрат праці на виробництво теплоти.

5.3.6. Нагрівальні прилади

Нагрівальні прилади повинні мати високий коефіцієнт тепло-віддачі, бути компактними і відповідати санітарно-гігієнічним вимогам.

Для опалення виробничих і комунально-побутових будівель залежно від їхнього призначення і конструкції зовнішніх стін застосовують такі типи нагрівальних приладів: радіатори, ребристі труби, прилади з гладких труб (змійовики і реєстри), конвектори, опалювальні панелі. На практиці в системі опалення широко застосовуються радіатори. На комерційному ринку опалювальної техніки в Україні маємо широку гаму чавунних і сталевих штампованих радіаторів вітчизняного та імпортного виробництва (рис. 5.59).

Чавунні ребристі труби є найбільш простими опалювальними приладами. Наявність ребер на поверхні труб збільшує тепловіддачу, але зменшує санітарно-гігієнічні якості приладу, оскільки між ребрами скупчується пил, який важко видалити. Чавунні ребристі труби мають діаметр 175 мм . Довжина труб – $0,5$; $0,75$; $1,0$; $1,5$; і $2,0 \text{ м}$.

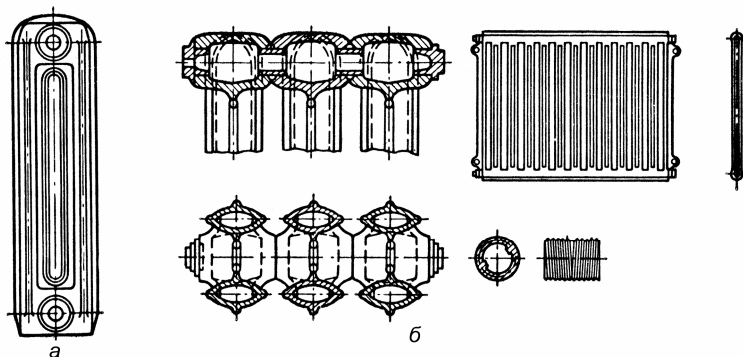


Рис. 5.59. Опалювальні радіатори:
 а – чавунні; б – сталеві штамповані

Нагрівальні прилади з гладких труб – змійовики і реєстри (рис. 5.60) – застосовують у приміщеннях, у повітрі яких міститься значна кількість пилу.

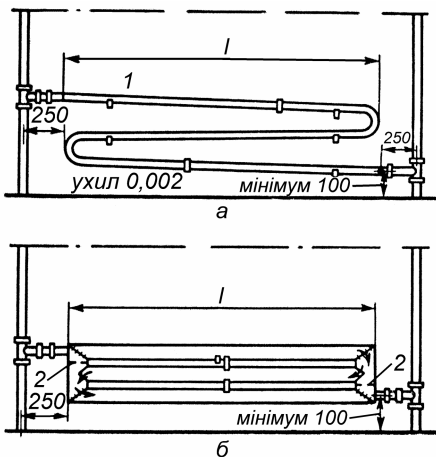


Рис. 5.60. Нагрівальні прилади із гладких труб:
 а – змійовик; б – реєстр;
 1 – труби змійовика;
 2 – перегородка

У системі опалення комунально-побутових будівель останнім часом застосовують конвектори, що складаються зі сталеві чи чавунної труби діаметром 15–20 мм з оребренням із сталеві стрічки товщиною 0,5 мм. Широко розповсюджені конвектори плінтусного типу (рис. 5.61).

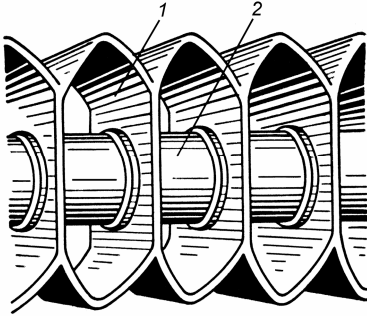


Рис. 5.61. Конвектори плінтусного типу:

1 – ребристий елемент; 2 – труба

Для опалювальних панелей застосовують труби діаметром 15–20 мм. Відстань між трубами – 80–500 мм. Залежно від місця установки вони бувають низькими (до 1 м) і високими.

Іноді нагрівальні прилади суміщають з будівельними конструкціями. У цьому випадку змійовик чи реєстр із труб діаметром 15 чи 20 мм закладають у плоску бетонну плиту. Бетонні нагрівальні прилади мають високі санітарно-гігієнічні і естетичні показники. Їхнім недоліком є труднощі ремонту.

Схеми приєднання нагрівальних приладів до стояка залежать від застосовуваної системи опалення. Рекомендовані схеми приєднання приладів наведені на рис. 5.62.

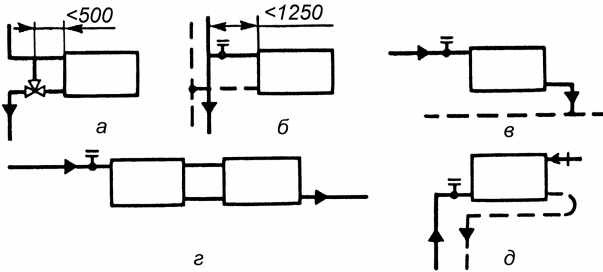


Рис. 5.62. Схеми приєднання опалювальних приладів:

а – в однотрубній системі; б – в двотрубній системі; в – різностороннє приєднання при горизонтальній системі; г – з’єднання приладів “на щепці”

Розрахункову теплову потужність кожного опалювального приладу Q_{np} , слід визначати за такою формулою:

$$Q_{np} = \left[(Q_{озр} + Q_{е}) + Q_{ен} - 0,9 \cdot Q'_{мп} - Q_{3н} \right] \cdot K_{РТК}, \text{ Вт}, \quad (5.98)$$

де Q_{opr} і Q_e слід розраховувати для кожного приміщення, де встановлюється опалювальний прилад, згідно з методикою, яка викладена в розділі 5.3.3;

$Q_{вн}$ – втрати теплоти через внутрішні стіни, що відокремлюють приміщення, для якого розраховується теплова потужність опалювального приладу від суміжного приміщення, в якому можливе експлуатаційне зниження температури при регулюванні, Вт. Величину $Q_{вн}$ слід враховувати тільки під час розрахунку теплової потужності опалювальних приладів, на підводках до яких проектується автоматичні терморегулятори. При цьому для кожного приміщення розраховуються теплові втрати $Q_{вн}$ тільки через одну внутрішню стіну при різниці температур між внутрішніми приміщеннями $8\text{ }^\circ\text{C}$;

Q_{mp}' – тепловий потік від трубопроводів опалення (труб стояка, гілок і підводок), що відкрито прокладені в приміщенні, для якого розраховується опалювальний прилад, Вт;

Q_{zn} – тепловий потік, що регулярно надходить у приміщення від освітлення, устаткування, комунікацій, матеріалів та інших джерел, Вт. При розрахунку теплової потужності опалювальних приладів житлових, громадських і адміністративно-побутових будівель величину Q_{zn} враховувати не слід. Величина побутових тепловиділень враховується для всього будинку в цілому при розрахунках теплової потужності системи опалення і загальних витратах теплоносія;

$K_{РТК}$ – коефіцієнт, який враховує встановлення радіаторного термостатичного клапана (РТК). Теплова потужність опалювального приладу з РТК розраховується при значенні $K_{РТК} = 1,1$, при відсутності РТК – $K_{РТК} = 1,0$.

Тепловий потік від трубопроводів опалення, які відкрито прокладені в приміщенні, слід розраховувати за такою формулою:

$$Q_{mp}' = q_v \cdot l_v + q_z \cdot l_z, \quad (5.99)$$

де q_v , q_z – тепловіддача 1 м вертикальних і горизонтальних труб, Вт/м. Для неізольованих труб приймається за даними СН – 398 – 69 і СН – 354 – 66, виходячи з діаметра і положення труб, а також різниці температури теплоносія при вході його в приміщення, що розраховується, і температури повітря в приміщенні; для ізольованих труб – за даними СНиП 2.04.05–91;

l_v , l_z – довжина вертикальних і горизонтальних труб у межах приміщення, м.

Кількість n модулів (секцій, дециметрових ділянок) опалювального приладу, який встановлений відкрито в приміщенні з тепловими втратами $(Q_{\text{оп}} + Q_{\text{в}})$, слід визначати за формулою:

$$n = \frac{Q_{\text{нр}}}{q_{\text{ном}} \left(\frac{\theta_p}{\theta_{\text{см}}} \right)^n \left(\frac{G_p}{G_{\text{см}}} \right)^p}, \quad (5.100)$$

де $q_{\text{ном}}$ – номінальний тепловий потік одного модуля опалювального приладу при стандартних для цього приладу значеннях $\theta_{\text{см}}$ і $G_{\text{см}}$, значення якого надаються в каталогах, Вт;

θ_p і $\theta_{\text{см}}$ – розрахунковий і стандартний температурні напори на поверхні опалювального приладу, °С;

G_p і $G_{\text{см}}$ – розрахункові і стандартні витрати води через опалювальний прилад, кг/с; як правило, $\theta_{\text{см}} = 70$ °С, $G_{\text{см}} = 0,1$ кг/с;

m , p – показники ступенів, значення яких вказуються в каталогах заводів-виготовлювачів.

Розрахунковий температурний напір на поверхні нагрівального приладу слід визначати за такою формулою:

$$\theta_p = \frac{t_{\text{ex}} + t_{\text{вих}}}{2} - t_{\text{вн}} = t_{\text{ex}} - \frac{\Delta t_{\text{нр}}}{2} - t_{\text{вн}}, \quad (5.101)$$

де t_{ex} і $t_{\text{вих}}$ – температура теплоносія відповідно на вході і виході опалювального приладу, °С;

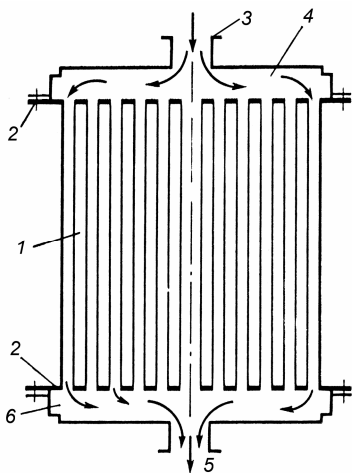
$\Delta t_{\text{нр}}$ – перепад температур теплоносія між входом та виходом опалювального приладу, °С;

$t_{\text{вн}}$ – температура всередині опалювального приміщення, °С.

Калорифери – це прилади, які застосовуються для нагрівання повітря в припливних системах вентиляції, системах кондиціонування повітря, повітряного опалення, а також сушильних та інших технологічних установках.

За видом теплоносія калорифери поділяють на вогневі, водяні, парові й електричні. Водяні і парові калорифери підрозділяють на гладкотрубні і ребристі; останні – на пластинчасті і спірально-навивні.

За способом руху теплоносія розрізняють одноходові і багатоходові калорифери. В одноходових теплоносій рухається по трубах в одному напрямку, а в багатоходових – кілька разів змінює напрям руху внаслідок наявності в колекторних кришках перегородок.



Гладкотрубні калорифери (рис. 5.63) виконані із сталевих трубок діаметром 20–32 мм. Теплоносій – вода чи пара – проходить по трубках, а повітря, що підігрівається, – в просвітах між трубками.

Рис. 5.63. Гладкотрубний калорифер:

1 – нагрівні труби; 2 – трубні дошки;
3 – вхідний штуцер; 4 – розподільча коробка;
5 – вихідний штуцер;
6 – збірна коробка

Пластинчасті калорифери (рис. 5.64) складаються з трубок 1, на які насаджені пластинки 2 прямокутної чи круглої форми. Завдяки компактності пластинчасті калорифери – найпоширеніші.

Під час обігріву тваринницьких ферм звичайно використовують калорифери КВС-П і КВП-Б, в яких теплоносієм служить гаряча вода, і калорифери КПС-П і КПБ-П, де теплоносій – пара. Зазначені калорифери пластинчасті, ребристі, багатোধодові.

Для опалення і вентиляції тваринницьких ферм також використовують комплексне устаткування – тепловентилятори, що містять радіальний вентилятор і калорифер. При децентралізо-

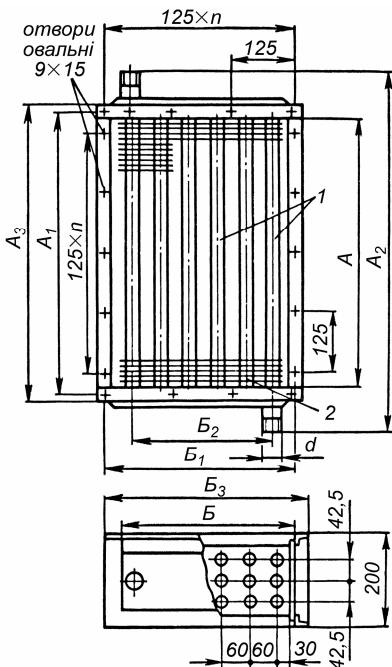


Рис. 5.64. Калорифер одноходовий пластинчастий:

1 – нагрівні труби; 2 – нагрівні пластини

ваній системі теплопостачання застосовують також електрокалориферні установки (типу СФОЦ) і припливно-витяжні установки ПВУ.

Розрізняють дві схеми компоновки калориферів за рухом повітря – рівнобіжну і послідовну (рис. 5.65). У послідовній схемі компоновки швидкість руху повітря вище, ніж у рівнобіжній при тих самих витратах, що призводить до підвищення коефіцієнта теплообміну від стінок труб до повітря. Однак при цьому зростає аеродинамічний опір і, отже, витрати електроенергії на прокачування повітря.

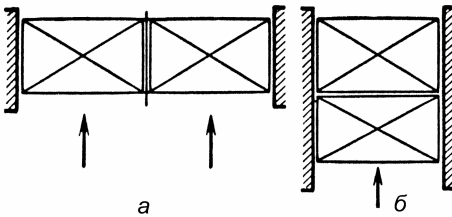


Рис. 5.65. Схеми компоновки калорифера:

а – паралельна; б – послідовна

Якщо теплоносій – вода, то обв'язка калориферів може виконуватись як за рівнобіжною, так і за послідовною схемами. Якщо теплоносій – пара, застосовується тільки рівнобіжна схема компоновки. Рух теплоносія через калориферну установку також здійснюється за двома зазначеними схемами.

Розрахунок і підбір калориферів. Під час вибору калорифера попередньо визначають для даного об'єкта сумарні продуктивність і поверхню нагріву калориферної установки.

Теплову потужність калорифера, тобто тепловий потік, потрібний для нагрівання повітря, визначають за такою формулою:

$$Q_n = 0,278c_p \rho L(t_k - t_n), \quad (5.102)$$

де 0,278 – коефіцієнт переводу кДж/год у Вт;

$c_p = 1$ кДж/(кг·К) – питома теплоємність повітря;

$\rho = 1,2$ кг/м³ – густина повітря при температурі t_k ;

L – об'ємні витрати повітря, що нагрівається, м³/год;

t_k – температура повітря на виході з калорифера, °С;

t_n – температура повітря на вході в калорифер, °С.

Розрахункову площу живого перерізу калорифера для проходу повітря визначають у такий спосіб:

$$f = \rho L / (3600v\rho), \quad (5.103)$$

де $\nu\rho$ – масова швидкість повітря, $\text{кг}/(\text{м}^2\cdot\text{с})$. Під масовою швидкістю розуміють масу повітря (кг), що проходить за 1 с через живий переріз (1 м^2). Для водяних калориферів значення масової швидкості приймають $7\text{--}10 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; для парових – $3\text{--}7 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

За таблицями конструктивних характеристик калориферів підбирають модель, номер і число калориферів. За дійсним живим перерізом встановленого калориферу, користуючись формулою (5.103), знаходять дійсну масову швидкість повітря в калорифері.

Швидкість гарячої води в трубах калорифера

$$\nu_{z.g} = \frac{Q_k}{c_g \rho_g (t_z - t_g) f_{mp}}, \quad (5.104)$$

де $c_g = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ – теплоємність води;

$\rho_g = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$ – густина води; t_z і t_g – температура води гарячої і зворотної (на вході в калорифер і виході з нього), $^\circ\text{C}$;

f_{mp} – площа живого перерізу трубок за теплоносієм, м^2 .

Рекомендована швидкість води в трубках калорифера $\nu_g = 0,2\text{--}0,5 \text{ м}/\text{с}$.

Необхідну площу поверхні теплообміну калорифера визначають у такий спосіб:

$$F_k = Q_k / \left[k \left(t_{cep} - t'_{cep} \right) \right], \quad (5.105)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$;

t_{cep} – середня температура теплоносія, $^\circ\text{C}$;

t'_{cep} – середня температура повітря, що нагрівається, $^\circ\text{C}$.

Розрахункові формули для визначення k приведені в довідниковій літературі.

Запас по поверхні ΔF не повинний перевищувати 10%, коли теплоносієм пара, і 20%, коли теплоносієм – гаряча вода. Якщо ця умова не задовольняється, необхідно змінити типорозмір калориферу і повторити розрахунок.

Аеродинамічний опір калорифера:

$$\Delta p_k = A(\nu\rho)^{1,65}, \quad (5.106)$$

де A – коефіцієнт, що залежить від конструкції калорифера: для калориферів КВС-П $A = 2,16$; для КВБ-П $A = 2,75$; для КПС-П $A = 6,02$; для КПБ-П $A = 8,15$.

Аеродинамічний опір калориферів визначають із запасом 10%.

5.3.7. Гаряче водопостачання

Загальні відомості. Гаряча вода витрачається на комунально-побутові і виробничі потреби. До комунально-побутових споживачів води належать житлові будинки і гуртожитки, готелі і пансіонати, лікарні, будинки відпочинку, дитячі садки і ясла, підприємства громадського харчування і побутового обслуговування (лазні, пральні). До виробничих споживачів належать насамперед підприємства, що споживають гарячу воду на технологічні процеси. У сільському господарстві – це тваринницькі й птахівницькі ферми і комплекси, ремонтні майстерні, підприємства з переробки сільсько-господарської продукції.

Системи гарячого водопостачання за джерелом і способом роздачі гарячої води поділяються на:

централізовані із зовнішнім джерелом теплоти, тобто з одержанням теплоти від мереж теплофікаційних систем;

централізовані із внутрішнім джерелом теплоти, тобто з одержанням теплоти від власної місцевої котельні;

децентралізовані з одержанням гарячої води у внутрішніх генераторах теплоти (газові й електричні нагрівачі та ін.).

Гаряче водопостачання комунально-побутових споживачів.

Використовують три принципові схеми приєднання підігрівників для потреб гарячого водопостачання – паралельну одноступінчасту (рис.5.66, *а*), двоступінчасту послідовну (рис.5.66, *б*) і двоступінчасту змішану (рис. 5.66, *в*). Найбільше поширення одержала паралельна одноступінчаста схема підключення теплообмінників до теплової мережі.

Для індивідуальних квартир гаряче водопостачання суміщають із системою опалення. Воду для гарячого водопостачання підігрівають у водяному ємкісному теплообміннику, що одночасно служить і акумулятором гарячої води. При цьому можливі дві схеми підключення системи гарячого водопостачання до джерел теплоти: з теплообмінником відкритого і закритого типу.

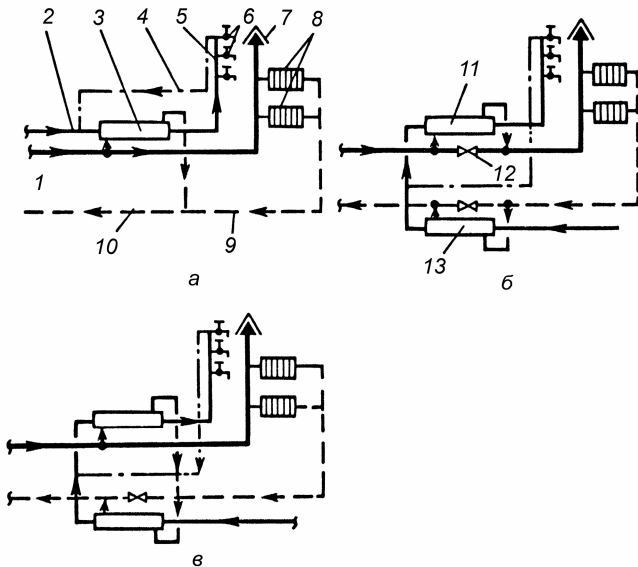


Рис. 5.66. Принципові схеми підключення підігрівників до теплової мережі:

а – паралельна; б – двоступінчаста послідовна; в – двоступінчаста змішана;
 1 – подаючий трубопровід теплової мережі; 2 – трубопровід холодної водопровідної води; 3 – підігрівач холодної води; 4 – циркуляційний трубопровід системи гарячого водопостачання; 5 – подаючий трубопровід системи гарячого водопостачання; 6 – водозабірні крани; 7 – пристрій для видалення повітря; 8 – нагрівні прибори системи опалення; 9 – зворотний трубопровід системи опалення; 10 – зворотний трубопровід теплової мережі; 11 – підігрівач другої ступені нагрівача води для потреб гарячого водопостачання; 12 – засувки; 13 – підігрівач першої ступені нагріву холодної води

У першому випадку теплообмінник встановлюють вище водорозбірних точок, найчастіше під стелею приміщення (рис. 5.67, а). Ємкісний теплообмінник 3 заповнюють водою з колодезя через підживлюючий бак за допомогою насоса. У схемі з ємкісним теплообмінником закритого типу (рис. 5.67, б) теплообмінник розташований нижче водорозбірних точок. Теплообмінник постійно заповнений водою і знаходиться під тиском водопровідної води.

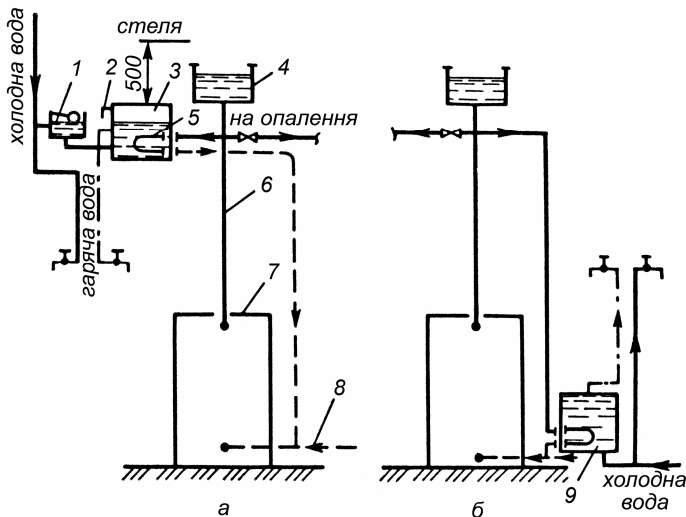


Рис. 5.67. Схеми підключення гарячого водопостачання до джерела теплоти квартирної системи опалення:

а – з теплообмінником відкритого типу; б – з теплообмінником закритого типу;
 1 – підживлювальний бак; 2 – переливна труба; 3 – теплообмінник відкритого типу; 4 – розширювальний бак; 5 – змійовик; 6 – головний стояк; 7 – котел;
 8 – зворотній трубопровід системи опалення; 9 – теплообмінник закритого типу

Температура гарячої води в точках водорозбору повинна бути не нижче 55–60°C, а після підігрівника не повинна перевищувати 75°C. Норми витрати гарячої води з температурою 65°C і витрати теплоти на гаряче водопостачання наведено в табл. 5.12.

Усереднене значення витрати теплоти на гаряче водопостачання:

у водозабірних кранах

$$Q_{\text{ср}} = \frac{0,278mWc_{\text{в}}(65 - t_{\text{х.в}})}{\tau_{\text{зар}}}, \quad (5.107)$$

де m – кількість водорозбірних точок;

W – норма витрати гарячої води на 1 споживача, л/доб;

$c_{\text{в}}$ – питома теплоємність води, $c_{\text{в}} = 4,19$ кДж/ (кг·К);

$t_{\text{х.в}}$ – температура холодної (водопровідної) води в зимовий період, °C;

$\tau_{зар}$ – кількість годин зарядки баків-акумуляторів системи гарячого водопостачання за добу;

Таблиця 5.12

Норми витрати теплоти і споживання гарячої води

Споживач	Одиниця виміру	Норма	
		споживання гарячої води, л	витрати теплоти, МДж
Житлові будинки квартирного типу	1 люд.доб.	80–180	20
Гуртожитки	1 люд.доб.	40–60	10–15
Лікарні	1 койка в добу	150–180	38–45
Поліклініки	1 відвідувач	5	1,3
Дитячі ясла-сади	1 дитина в добу	25–30	7,5

Таблиця 5.13

Норми споживання гарячої води у виробничих будинках при $t_c = 55^\circ\text{C}$ [4]

Споживач (чи процеси)	Витрати води, л/добу
Обслуговуючий персонал, на 1 люд.	11
Корови молочні, на 1 гол.	15
Телята, на 1 гол.	2
Свиноматки підсисні, на 1 гол.	5
Поросята відлучені, на 1 гол.	0,5
Ремонтний молодняк та свині на відгодівлі, на 1 гол.	0,5

у душових

$$Q_2^{сер} = \frac{0,278Wc_e(65 - t_{x.g})\tau_d}{\tau_{зар}}, \quad (5.108)$$

де τ_d – кількість годин роботи душової на добу, год.

У формулах (5.107) і (5.108) норми витрати гарячої води W наведено для температури гарячої води: $t_p = 65^\circ\text{C}$. Якщо температура

води, що подається до споживача, відрізняється від 65 °С, то норму витрати води знаходять за такою формулою:

$$W_t = W \frac{t_z - t_x}{65 - t_x}, \quad (5.109)$$

де t_z – температура гарячої води, °С;

t_x – температура холодної води, °С.

Гаряче водопостачання тваринницьких і птахівницьких підприємств. У тваринницьких підприємствах теплу воду споживають на технологічні потреби: підмивання вимені перед доїнням корів, миття молочного посуду, промивання доїльної апаратури, молокопроводів та іншого устаткування. У холодний період року на фермах великої рогатої худоби підігріта вода подається до автопоїлок, використовується для прибирання приміщення і в душових.

На птахофабриках гаряча вода потрібна для обробки тушок бройлерів, для роботи яйцемийних машин, а також санітарної обробки приміщень (табл. 5.13).

Норма витрати води на промивання устаткування в доїльно-молочному блоці – 150 л/год, на миття і дезінфекцію машин – 80 л на 1 машину.

Годинні витрати теплоти на санітарно-гігієнічні потреби

$$Q_z^{cep} = \frac{0,278 W c_e (t_z - t_{x,a})}{24}. \quad (5.110)$$

На тваринницьких фермах широко застосовують тупикову схему з верхнім розведенням трубопроводів і баком-акумулятором (рис. 5.68). Рекомендується встановлювати баки-акумулятори з великим запасом води для забезпечення сталої температури води на тривалий час. Досконалішою є система з циркуляцією води, що зменшує ступінь охолодження води в трубопроводах. Схему з природною циркуляцією води наведено на рис. 5.69. Радіус дії такої системи не перевищує 20 м.

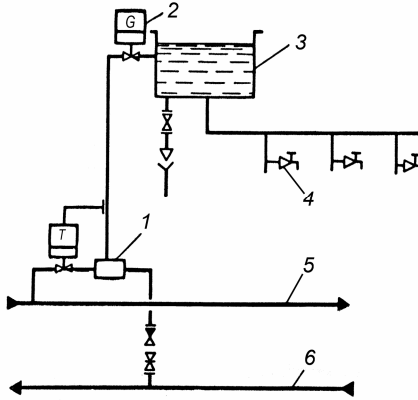


Рис. 5.68. Тупикова схема систем гарячого водопостачання:
 1 – змішувач; 2 – регулятор витрат; 3 – бак-акумулятор; 4 – водорозбірні крани; 5 – подаючий трубопровід; 6 – зворотний трубопровід

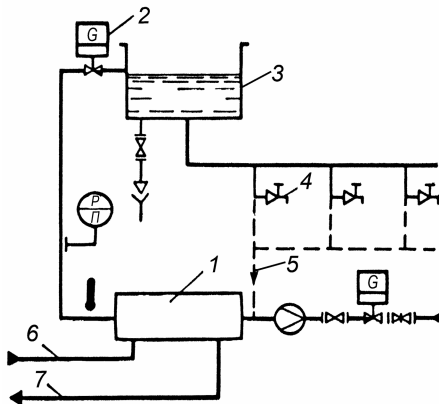


Рис. 5.69. Схема системи гарячого водопостачання з природною циркуляцією:
 1 - теплообмінник; 2 – регулятор витрат; 3 – бак-акумулятор; 4 – водорозбірні крани; 5 – циркуляційний трубопровід; 6 – подаючий трубопровід; 7 – зворотний трубопровід

Контрольні запитання і завдання

1. Що називають мікрокліматом приміщення і якими факторами він визначається? Основні параметри мікроклімату.

2. Як визначають основні втрати теплоти з приміщень? Проаналізуйте величини, що входять у рівняння (5.71), як їх визначають?

3. Особливості визначення втрат теплоти через огорожувальну підлогу.

4. Що таке потрібний опір теплопередачі огорожувальних конструкцій?

5. Проаналізуйте величини формули для визначення економічно доцільного термічного опору теплоізоляційного шару. Як знаходять значення товщини утеплювача чи конструкційного шару, а також значення економічно доцільного опору теплопередачі (з урахуванням приведених витрат)?

6. Як визначають тепловиділення від виробничого устаткування і технологічних процесів? Чому дорівнюють тепловиділення людини?

7. Охарактеризуйте системи обігріву сільськогосподарських будівель. Приведіть класифікацію систем водяного опалення.

8. Розгляньте схеми водяного опалення і проведіть їх порівняльний аналіз.

9. Як забезпечується приєднання систем опалення до теплових мереж ТЕЦ? Розгляньте схему теплового пункту з елеватором і поясніть його роботу.

10. Як класифікуються системи парового опалення? Зобразіть і проаналізуйте замкнуту і розімкнуту системи парового опалення.

11. Як класифікують системи повітряного опалення? Зобразіть і проаналізуйте схеми машинних систем вентиляції (прямоточної, з частковою і повною рециркуляцією повітря). Розгляньте схеми центральних систем повітряного опалення.

12. У чому особливості (переваги і недоліки) панельно-променистого і пічного опалення?

13. Як класифікують нагрівальні прилади? Укажіть їхні відмінні риси.

14. Як розраховують поверхню нагрівання приладів і число секцій у радіаторі?

15. Яке устаткування використовують для нагрівання повітря? Назвіть типи застосовуваних калориферів і схеми їхніх компоновань.

16. Як здійснюється розрахунок і підбір калориферів? Що таке масова швидкість?

17. Як класифікують системи гарячого водопостачання? Зобразіть і проаналізуйте схеми гарячого водопостачання комунально-побутових споживачів, у тому числі для індивідуальних квартир.

18. Як визначають витрати теплоти на гаряче водопостачання?

19. Для яких цілей використовують теплу воду на тваринницьких і птахівницьких підприємствах? Які норми витрати гарячої води?

20. Зобразіть і проаналізуйте схеми гарячого водопостачання, що застосовуються в тваринництві.

5.4. ВЕНТИЛЯЦІЯ ТВАРИННИЦЬКИХ ФЕРМ

5.4.1. Загальні відомості

У сільському господарстві виробничі процеси супроводжуються виділенням у повітря приміщень шкідливих речовин: газів, парів, надлишків теплоти і вологи. Джерелами парів і газів є різні технологічні процеси. Люди, тварини і птиця, що знаходяться в приміщеннях, виділяють вуглекислоту та інші гази. Джерело теплонадходження – люди, тварини і птиця, сонячна радіація, технологічне устаткування та ін. Теплота від джерел надходить у приміщення конвекцією і випромінюванням. Ці теплонадходження називають *теплонадходженнями явної теплоти*, тому що вони приводять до підвищення температури повітря в приміщенні. Теплонадходження в повітря приміщення у вигляді пари називають *надходженнями прихованої теплоти*, тому що, збільшуючи ентальпію повітря, вони не змінюють його температуру. Сумарні теплонадходження, що включають усі види надходження теплоти, називають *повною теплою*.

Надлишковою теплою називають різницю сумарних тепловтрат приміщення. Розрізняють явну і повну (явну і приховану) надлишкову теплоту. Якщо теплонадходження менше тепловтрат, то різниця цих величин називається *теплонестачею*. У цьому випадку система об'єднують функції вентиляції й опалення.

Джерела вологовиділень у житлових і громадських приміщеннях – це люди, устаткування громадського харчування та ін.; у виробничих приміщеннях сільськогосподарського призначення – тварини, птиця, вода для поливання в теплицях, овочі і фрукти в

сховищах, відкриті водяні поверхні, мокре устаткування і підлога, пара, що надходить через нещільності устаткування і паропроводів.

Нааявність у приміщенні надлишків теплоти, вологи і шкідливих газів негативно позначається на здоров'ї й фізіологічному стані людей і тварин, впливає на їхню продуктивність, призводить до зниження приросту маси тварин. Зміною складу і властивостей навколишнього середовища можна певним чином впливати на організм тварини, забезпечити умови для високої його продуктивності.

Для підтримки в приміщеннях оптимальних параметрів повітряного середовища, що задовольняють санітарно-гігієнічним вимогам, улаштовують вентиляцію. *Вентиляцією* називають сукупність заходів і пристроїв, що забезпечують розрахунковий повітрообмін у приміщеннях житлових, громадських і виробничих будівель. Вентиляційна система – це сукупність пристроїв для обробки, транспортування, подачі і видалення повітря.

За призначенням системи вентиляції бувають припливні і витяжні, що забезпечують загальнообмінну чи місцеву вентиляцію. Системи вентиляції, що подають повітря в приміщення, називають *припливними*, а ті, що видаляють забруднене повітря з приміщення, – *витяжними*. Вентиляцію називають *загальнообмінною*, якщо вентиляється все приміщення або його робоча зона. Місцева вентиляція забезпечує видалення повітря безпосередньо від устаткування – джерела шкідливих виділень – або подачу повітря в яку-небудь визначену частину приміщення.

За способом створення руху повітря розрізняють системи з *природною* і *примусовою вентиляцією*. У першому випадку повітря надходить у приміщення і видаляється з нього внаслідок різниці густини повітря всередині приміщення і назовні, а також під впливом вітру. Природну вентиляцію поділяють на безканалну і каналну.

Безканална вентиляція здійснюється через вікна, фрамуги, квартирки і стінові прорізи. Вона найпростіша, але малорегульована. Досконаліша *канална вентиляція*, при якій приплив свіжого і відведення забрудненого повітря здійснюють через канали, обладнані регулюючими заслінками. Найефективніша примусова вентиляція (з механічним спонуканням), в якій рух повітря створюється за допомогою вентиляторів, що працюють у режимі нагнітання (припливні системи) чи розрідження (витяжні системи).

За характером розподілу припливного повітря розрізняють механічні системи вентиляції з *розосередженою* і *зосередженою подачею*. У першому випадку повітря подають у приміщення за

допомогою повітропроводів, що рівномірно розміщені всередині приміщення та мають отвори; у другому – повітря нагнітають у приміщення у вигляді струменів.

5.4.2. Принципові схеми систем вентиляції

Вентиляція тваринницьких і птахівницьких приміщень. Найпростішою системою природної вентиляції у тваринницькому приміщенні є шахтна вентиляція (рис. 5.70). Така система вентиляції може забезпечити гігієнічний стан повітря в приміщенні в зимовий час при температурі зовнішнього повітря до -10°C .

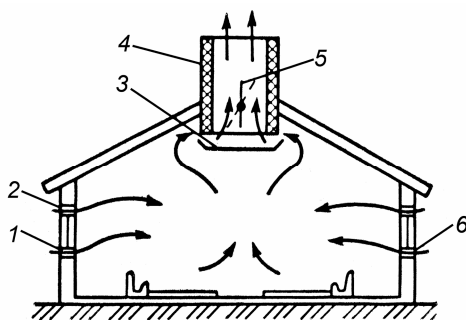


Рис. 5.70. Схема шахтної вентиляції приміщень:

1 і 2 – підвіконний і надвіконний припливні отвори; 3 - піддон; 4 – утеплена шахта; 5 – дросель-клапан; 6 – регульований направляючий клапан

Досконаліша вентиляція з механічним спонуканням (рис. 5.71). Зовнішнє повітря через забірну решітку 1, припливну шахту 2 і клапан 3 направляється у фільтри 4, де очищається від механічних домішок. Потім повітря надходить у калорифер 5, де нагрівається до заданої температури, і вентилятором 6 нагнітається в приміщення через повітропроводи 7 і 8 і ґрати 9. Забруднене повітря через решітку 13 і повітропровід 12 забирається вентилятором 10 і через витяжну шахту 11 видаляється в атмосферу. Примусова вентиляція дорожче природної, але вона забезпечує інтенсивніший повітрообмін у приміщеннях.

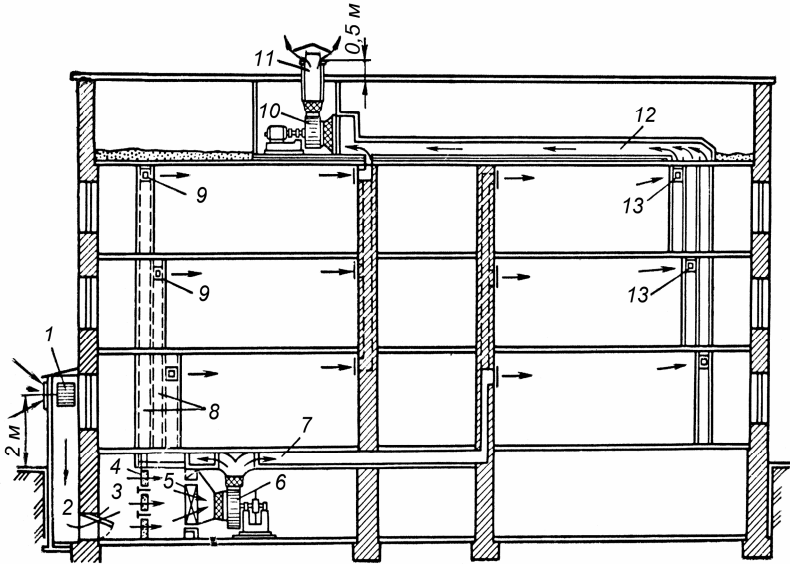


Рис. 5.71. Примусова схема вентиляції:

1 – повітрязабірна решітка; 2 – припливна шахта; 3 – утеплений клапан;
 4 – фільтри; 5 - калорифер; 6 – відцентровий вентилятор; 7, 8 – магістральні повітропроводи; 9 – приточні решітки; 10 – витяжний вентилятор; 11 – витяжна шахта; 12 – витяжний повітропровід; 13 – витяжні решітки.

У випадку використання механічних систем можлива як припливна, так і витяжна вентиляція. При цьому прагнуть, щоб повітря надходило рівномірно в зону розміщення тварин. Найбільший інтерес представляють системи, які працюють цілорічно або в теплий період.

На рис. 5.72 наведено схеми літньої вентиляції тваринницьких приміщень. У схемах, поданих на рис. 5.72, а, з використана витяжна система, у схемах на рис. 5.72, б, в – припливна система. Розташовувати вентилятори можна на даху (рис. 5.72, в, з) і в стінах (рис. 5.72, а, б).

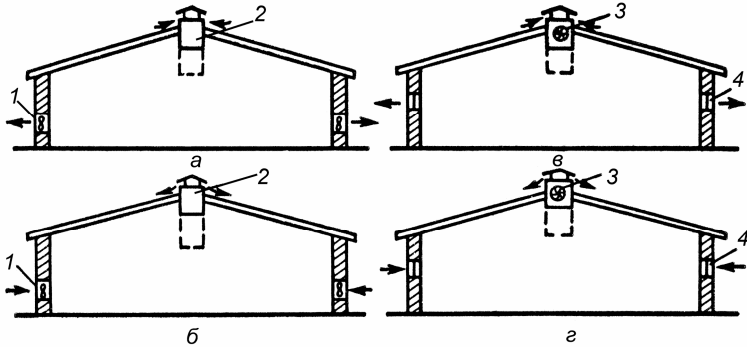


Рис. 5.72. Основні типи літньої вентиляції тваринницьких приміщень:

а – витяжна з настінними вентиляторами; *б* – припливна з настінними вентиляторами; *в* – припливна з даховими вентиляторами; *г* – витяжна з даховими вентиляторами;

1 – настінний вентилятор; *2* – шахта; *3* – даховий вентилятор; *4* – віконний проїом

Схему припливної вентиляції з надлишковим тиском і розташуванням вентиляторів на даху подано на рис. 5.73 для теплого (5.73, *а*) і холодного (5.73, *б*) періодів року. З приведених рисунків видно, що рух повітря не охоплює все приміщення. При цьому виникають вихрові зони.

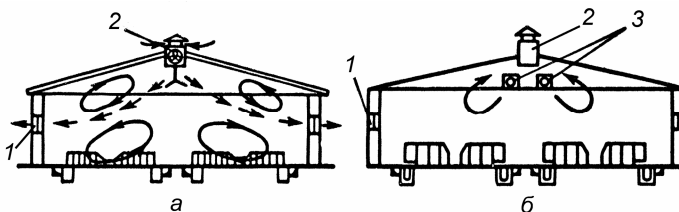


Рис. 5.73. Вентиляція тваринницьких приміщень по схемі з надлишковим тиском і вентиляторами, розміщеними на даху:

а – теплий період року; *б* – холодний період року;

1 – віконні отвори; *2* – витяжні шахти; *3* – припливні шахти

У холодний період передбачають включення опалювально-вентиляційних агрегатів, подачу теплого повітря через припливні повітропроводи і витяжку через шахти.

Течію повітряних потоків при витяжній вентиляції з настінними вентиляторами подано на рис. 5.74.

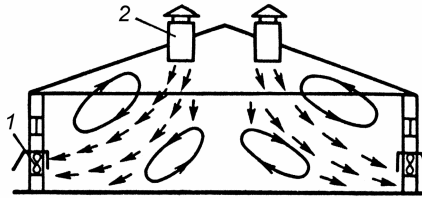


Рис. 5.74. Витяжна вентиляція з настінними вентиляторами:
1 – настінні вентилятори; 2 – припливні шахти

СНиП 2.10–03–84 “Тваринницькі, птахівницькі та звірівницькі будівлі і приміщення” передбачає механічне видалення повітря з підпільних гноєзбірників (не менш ніж 30–50% повітрообміну). Улаштування цих систем вентиляції вимагає великих капітальних вкладень і чималих трудозатрат при їхній експлуатації (витяжні пристрої гнойових каналів швидко забруднюються і виходять з ладу). Ефективність цього способу вентиляції невисока.

Прикладом припливно-витяжної системи опалення і вентиляції корівника при дворядному стійловому утриманні тварин є схема, наведена на рис. 5.75. У приміщення повітря подає опалювально-вентиляційний агрегат, що складається з відцентрового вентилятора і калорифера. Забруднене повітря витягається через шахти, розташовані в шаховому порядку над стійлами тварин. Припливний повітропровід розташовують або по осі будинку під стелею (рис. 5.75, а), або у вигляді двох рівнобіжних повітропроводів рівномірної подачі повітря, розташованих під стелею або в опорних конструкціях перекриття (рис. 5.75, б).

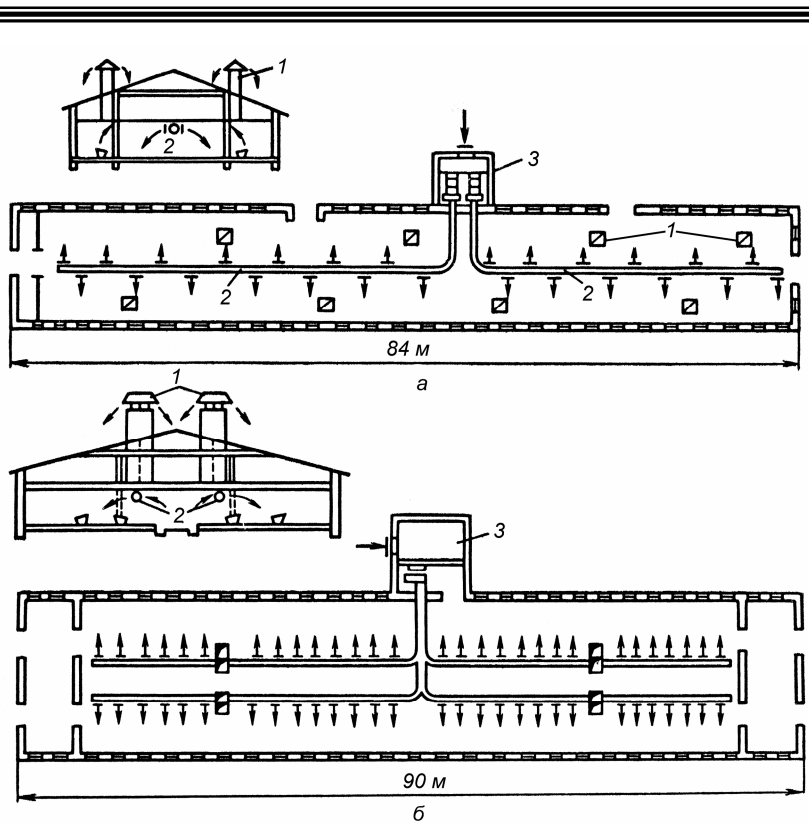


Рис. 5.75. Схема вентиляції корівника при ширині приміщення:

а – 12 м; б – 18 м;

1 – витяжні шахти; 2 – припливні повітропроводи; 3 – вентиляційна камера

У свинарниках–маточниках застосовують схему вентиляції, подану на рис. 5.76. Повітря подається по повітропроводах рівномірної роздачі з верхньої зони в нижню. Забруднене повітря видаляють вентиляційною системою, яка розташована під підлогою поруч із гнойовими каналами, що покриті ґратчастими підлогами.

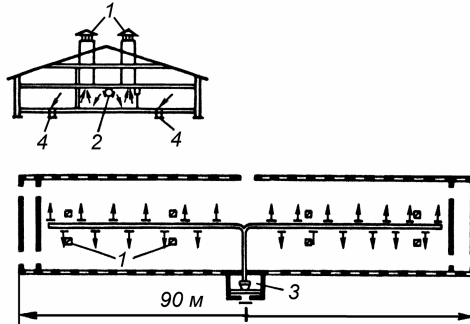


Рис. 5.76. Схема системи вентиляції в свинарнику:

1 – витяжні шахти; *2* – припливні повітропроводи; *3* – вентиляційна камера;
4 – витяжні канали

Система вентиляції птахофабрик і птахоферм повинна забезпечувати подачу свіжого повітря безпосередньо в зону утримання птиці, видалення шкідливостей, які виділяються в приміщенні, підтримання потрібних значень температури, вологості, швидкості руху повітря незалежно від періоду року і метеорологічних умов.

У промислового птахівництва у зв'язку із широким впровадженням кліткового утримання птиці різних вікових груп у великих птахівницьких підприємствах поширені механічні і комбіновані системи вентиляції. Найчастіше в птахівницьких приміщеннях застосовують системи повітряного опалення, сполучені з припливною вентиляцією (СОВ), що буває як централізованою, так і автономною. Варіанти конструктивних рішень вентиляційних систем, які найчастіше використовуються для птахівничих приміщень, наведено на рис. 5.77.

У багатоблочних будинках не можна забезпечити видалення повітря через поздовжні стіни. Тому в таких будівлях використовують вентиляцію за схемою зверху нагору. У багатоповерхових будинках вентиляція здійснюється по поверхах. Розрахунок припливу повітря виконується на повну потужність літнього періоду.

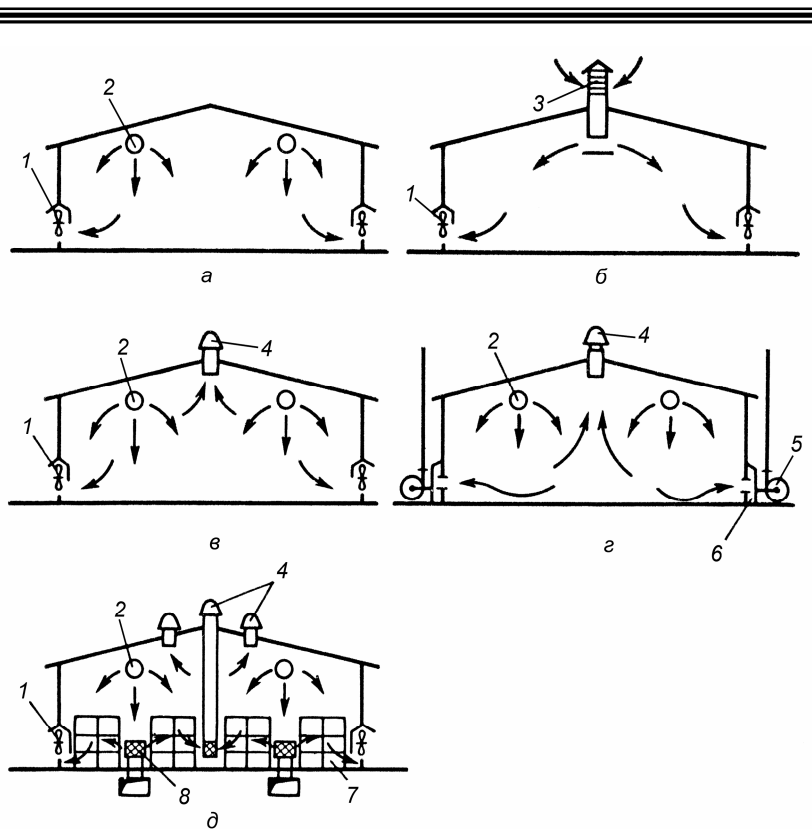


Рис. 5.77. Схеми вентиляції в птахівницьких приміщеннях:
а, б – “зверху-вниз”; *в, г* – “зверху-вниз і вверх”; *д* – “зверху і знизу вниз і вверх”;

1 – витяжний осьовий вентилятор; *2* – припливний повітропровід-розподільник; *3* – припливна шахта; *4* – вентилятор; *5* – витяжний радіальний вентилятор; *6* – витяжний збірний зовнішній клапан; *7* – кліткова батарея; *8* – припливна труба

Схема організації повітрообміну в багатоповерхових пташниках подано на рис. 5.78. Доцільно і економічно виправдане використання в багатоповерхових будівлях промислових кондиціонерів, що можуть забезпечити оптимальні умови утримання птиці. Ці установки можуть бути розміщені в технічному поверсі чи в прибудові до основного будинку.

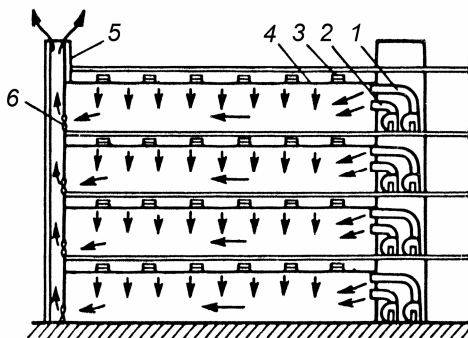


Рис. 5.78. Система вентиляції багатоповерхового пташника:
 1 і 2 – припливні установки; 3 – вікна для забору зовнішнього повітря;
 4 – підвісна перфорована стеля; 5 – шахта; 6 – витяжні вентилятори

Вентиляція виробничих будівель. Способи вентиляції та кількість вентиляційних установок на підприємстві залежать від характеру технологічного процесу, потужності підприємства, а також від економічної обґрунтованості цих способів. У промислових будівлях (ремонтних майстернях і на заводах, підприємствах з переробки сільськогосподарської продукції, консервних заводах різного профілю, цукрових заводах та ін.) вентиляційне устаткування розміщують у виробничих приміщеннях або зовні – на стінах (на кронштейнах) чи покрівлі. У будь-якому випадку повинні бути забезпечені зручне обслуговування вентиляційного устаткування і захист його від можливої конденсації вологи. Всередині будинку вентиляційне устаткування встановлюють у спеціальних камерах, але іноді і безпосередньо в приміщенні, що обслуговується.

Повітропроводи систем вентиляції повинні бути якомога короткими. Економічні розрахунки показують, що радіус дії припливних установок залежить від швидкості руху повітря у повітропроводах. Так, при швидкості 6–10 м/с рекомендований радіус дії установки 30–40 м, при швидкості менш ніж 6 м/с – 60–70 м. Радіус дії витяжних установок 30–40 м, а у великих цехах він може досягати 100–120 м.

При проектуванні й улаштуванні місцевої вентиляції до однієї витяжної системи варто приєднувати не більш ніж 10–12 відсосів. Для видалення місцевими витяжними установками вологого повітря чи повітря, що містить шкідливі гази, радіус дії приймається рівним

25–30 м, а для установок пневматичного транспорту – 80–100 м. За цими даними визначається потреба в кількості припливних і витяжних установок. У тих випадках, коли слід виводити шкідливі виділення в місці їхнього утворення і не допускати їхнього поширення по приміщенню, застосовують місцеву витяжну вентиляцію. У сільському господарстві її використовують у майстернях, у приміщеннях для ремонту і зберігання сільськогосподарських машин і в лабораторіях. Місцеві відсоси і місцеві душі мають ряд переваг: малі витрати повітря, локалізація шкідливостей, простота системи вентиляції. Принцип роботи: улаштування укриттів технологічного устаткування й організація місцевої вентиляції (відсос чи повітряний душ) від укриттів. За конструкцією їх підрозділяють на закриті, напіввідчинені і відкриті. Закриті системи (герметичні кожухи чи камери) в умовах сільського господарства застосовують рідко. Напіввідчинені й відкриті місцеві відсоси: витяжні зонти, витяжні панелі, бортові відсоси, витяжні шафи.

Витяжні зонти (рис. 5.79, а) встановлюють над локальним зосередженням шкідливих виділень. Якщо їхня температура вище температури навколишнього середовища, вони піднімаються нагору в зонт. У тих випадках, коли зона шкідливих виділень відносно велика і витяжні зонти застосувати не можна, встановлюють *відсмоктуючі панелі* (рис. 5.79, б). Їх використовують для видалення газів, диму, а також у місцях зварювання, паяння. Швидкість руху повітря в перетині всмоктувальних щілин – 3–8 м/с.

Бортові відсоси встановлюють над відкритими ваннами. Повітря, проходячи над дзеркалом ванни, захоплює шкідливі пари і гази, несучи їх у витяжний повітропровід. Вони бувають з кільцевим відсосом (рис. 5.79, в) чи з активованим піддувом (рис. 5.79, г). Бортові відсоси застосовують у тих випадках, коли відстань від борта до дзеркала рідини становить 80–150 мм. Швидкість руху припливного повітря на виході з патрубка піддува повинна бути не більш ніж 10 м/с.

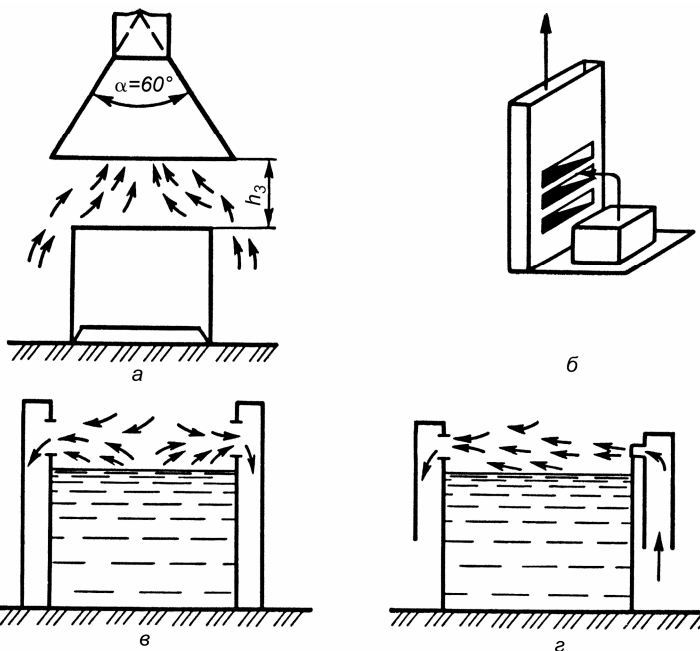


Рис. 5.79. Влаштування місцевої витяжної вентиляції:
 а – витяжка; б – витяжна панель; в – бортова витяжка; г – бортова витяжка з піддувом

Витяжні шафи – найефективніші пристрої: шафи з верхнім, нижнім і комбінованим відсосом (рис. 5.80). Вони майже цілком укривають джерело виділення шкідливих речовин.

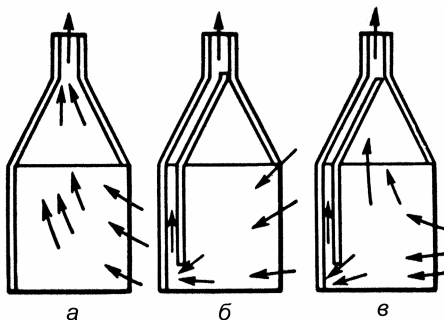


Рис. 5.80. Витяжні шафи:
 а – з верхнім витягом; б – з нижнім витягом; в – з комбінованим витягом повітря

Якщо є значні надлишки теплоти (на робітника впливає променистий потік інтенсивністю 350 Вт/м² і більше), а використання загальнообмінної вентиляції неможливе чи недоцільне, застосовують повітряні душі (рис. 5.81). Повітряний душ виробляється в окремих установках, незалежних від систем загальнообмінної вентиляції. При цьому швидкість руху і температура повітря в робочій зоні повинні бути в допустимих межах. У тваринницьких приміщеннях іноді повітряний душ здійснюється під годівницею з метою зменшення кількості припливного повітря.

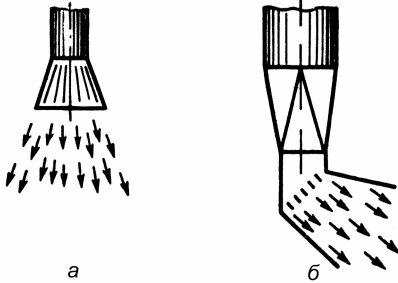


Рис. 5.81. Повітроподавальні пристрої:
а – з вертикальною подачею повітря на робоче місце; б – з похилою подачею повітря на робоче місце

5.4.3. Розрахунок систем вентиляції

Визначення продуктивності вентиляційних систем. Кількість повітря, яке подається в приміщення чи видаляється з нього, визначають за надлишками шкідливих речовин, що підлягають видаленню, а саме – вологи і теплоти. При розрахунку загальнообмінної вентиляції повинна бути відома кількість повітря, що подається чи видаляється місцевою вентиляцією. Продуктивність систем загальнообмінної вентиляції визначають із системи двох рівнянь: рівняння балансу шкідливих виділень і рівняння балансу повітря в приміщенні.

Позначимо через n і m відповідно кількість припливних і витяжних систем і отворів. Рівняння балансу повітря має такий вигляд:

$$\sum_{i=1}^n M_{n_i} - \sum_{j=1}^m M_{y_j} = 0, \quad (5.111)$$

де M_{n_i} – масова подача припливного повітря, що надходить через i -ту систему, кг/с;

M_{y_j} – маса повітря, що видаляється через j -ту систему, кг/с.

Рівняння балансу одного з видів шкідливих речовин (газів і пари) записується так:

$$M_{ун} + M_{уз} - M_{ув} = 0 \quad (5.112)$$

чи

$$M_{ун} + \sum_{i=1}^n \frac{M_{n_i} C_{n_i}}{\rho_{n_i}} - \sum_{j=1}^m \frac{M_{y_j} C_{y_j}}{\rho_{y_j}} = 0, \quad (5.113)$$

де $M_{ун}$ – маса шкідливих речовин, які виділяються в приміщенні, мг/с;

$M_{уз}$ – маса шкідливих речовин, що надходять із припливним повітрям ззовні, мг/с;

$M_{ув}$ – маса шкідливих речовин, що видаляються з витяжним повітрям, мг/с;

C_{n_i} і C_{y_j} – концентрація шкідливих газів у припливному повітрі і повітрі, що видаляється, мг/м³;

ρ_{n_i} і ρ_{y_j} – густина припливного повітря і повітря, що видаляється, кг/м³.

Аналогічно попередньому записують рівняння балансу вологи

$$W_{ен} + W_{ез} - W_{ев} = 0 \quad (5.114)$$

або

$$W_{ун} + \sum_{i=1}^n M_{n_i} \frac{d_{n_i}}{1000} - \sum_{j=1}^m M_{y_j} \frac{d_{y_j}}{1000} = 0, \quad (5.115)$$

де $W_{ен}$ – маса вологи, що виділяється в приміщенні, кг/с;

$W_{ез}$ – маса вологи, що надходить у приміщення з припливним повітрям, кг/с;

$W_{ев}$ – маса вологи, що видаляється з приміщення, кг/с;

d_{n_i} і d_{y_j} – вологовміст припливного повітря і повітря, що видаляється, г/(кг с.п.).

Рівняння балансу повної теплоти в приміщенні

$$Q_{над}^n + Q_з^n - Q_в^n = 0 \quad (5.116)$$

або

$$Q_{над}^n + \sum_{i=1}^n M_{n_i} H_{n_i} - \sum M_{y_j} H_{y_j} = 0, \quad (5.117)$$

де $Q_{над}^n$ – потужність потоку надлишкової повної теплоти в приміщенні, Вт;

Q_3^n – потужність потоку повної теплоти, що внесеться з припливним повітрям, Вт;

Q_6^n – потужність потоку повної теплоти, що видаляється з приміщення повітрям, Вт;

H_{n_i} – ентальпія припливного повітря, кДж/(кг с.п);

H_{y_j} – ентальпія повітря, що видаляється, кДж/(кг с.п).

Аналогічний вигляд має рівняння балансу явної теплоти.

Вирішуючи рівняння балансу повітря (5.111) і одне з рівнянь балансу шкідливих речовин, знаходять продуктивність загально-обмінної припливної M_{n_i} і витяжної M_{y_j} вентиляції.

У різні періоди року параметри зовнішнього і внутрішнього повітря і кількість шкідливих виділень різні. Тому розрахунок повітрообміну виконують для трьох періодів року: теплого, холодного і перехідного. За розрахунковий повітрообмін беруть максимальну кількість повітря, отриману в трьох періодах. За розрахованим в такий спосіб повітрообміном вибирають вентиляційне й інше устаткування.

У тваринницьких і птахівницьких приміщеннях теплота і волога виділяються одночасно, тому розрахунок повітрообміну в перехідний і теплий періоди визначають за умови одночасного видалення надлишків теплоти і вологи. Розрахунок виконують за допомогою hd -діаграми вологого повітря, користуючись значенням кутового коефіцієнта тепловологообміну.

Аеродинамічний розрахунок: визначення поперечного перерізу повітропроводів, а також втрат тиску на визначених ділянках і в системі в цілому. За заданими розмірами повітропроводів і відомим перепадом тиску в системі виконують перевірочний розрахунок за визначенням пропускної здатності як окремих ділянок, так і системи в цілому.

Для систем природної вентиляції розраховують потрібні площі поперечних перерізів каналів і витяжних шахт. При цьому відомими є значення витрат повітря і наявного гравітаційного тиску. Для тваринницьких приміщень розрахунок ведеться для перехідного періоду, а при цілорічному безвигульному утриманні – для теплого періоду.

Утрати тиску в припливних і витяжних каналах Δp_c вентиляційної мережі за магістральним напрямком визначають за формулою:

$$\Delta p_c = \sum_{i=1}^n (R_{mp} l + z)_i, \text{ Па}, \quad (5.118)$$

де R_{mp} – питомі втрати тиску на тертя, Па/м;

l – довжина ділянки мережі, м;

z – втрати тиску в місцевих опорах на розрахунковій ділянці,

Па;

n – кількість ділянок у розрахунковому напрямку.

Питомі втрати тиску на тертя повітропроводу визначають за відомою у гідравліці формулою:

$$R_{mp} = \frac{\lambda_{mp}}{4R} \cdot \frac{\rho v^2}{2}, \quad (5.119)$$

де ρ – густина повітря, кг/м³;

v – швидкість повітря, м/с;

λ_{mp} – коефіцієнт тертя, який залежить від відносної шорсткості стінок повітропроводу і від режиму течії повітря;

R – гідравлічний радіус поперечного перерізу повітропроводу, що дорівнює відношенню площі поперечного перерізу A до його периметра Π . Для повітропроводів круглого перетину $R = d/4$, де d – діаметр, м. Для повітропроводів прямокутного перетину $d_{екв} = \frac{2ab}{a+b}$

(для квадратного перетину $d_{екв} = a$), де a і b – розміри перетину повітропроводу; $d_{екв}$ – еквівалентний діаметр перетину.

Для визначення коефіцієнта тертя користуються такою формулою:

$$\lambda_{mp} = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{k}{d} \right)^{0,25}, \quad (5.120)$$

де Re – критерій Рейнольдса;

k – висота виступів шорсткості, м.

Утрати тиску в місцевих опорах z , обчислюють за формулою

$$z = \sum \zeta \frac{\rho v^2}{2}, \text{ Па}, \quad (5.121)$$

де ζ – коефіцієнт місцевого опору значення коефіцієнтів місцевих опорів – наведено в довідниках з гідравлічних опорів.

Перетини повітропроводів і каналів систем природної вентиляції повинні бути такі, щоб виконувалася умова:

$$\Delta p_c \leq 0,9 \Delta p_{ep},$$

де Δp_{ep} – загальний гравітаційний тиск, що забезпечує рух повітря в повітропроводах і каналах, Па. При цьому слід врахувати, що на опори витяжних шахт припадає 60–80% опору системи природної вентиляції.

Методика визначення гравітаційного тиску викладена в параграфі 22.6.

Площа перетину витяжних шахт при висоті 4–6 м (орієнтовно) становить (на одну тварину): приміщення для великої рогатої худоби

дорослі тварини – 0,05–0,07 м²;

молодняк – 0,01–0,02 м²;

свинарники:

свиноматки – 0,03–0,04 м²;

свині на відгодівлі – 0,01–0,015 м²;

приміщення для овець – 0,01–0,015 м².

Гідравлічний розрахунок системи примусової вентиляції мало відрізняється від розрахунку систем із природним спонуканням руху повітря.

Попередньо креслять аксонометричну схему вентиляції, на якій намічають місця встановлення вентиляційного устаткування і виділяють фасонні частини повітропроводів. Крім того, на схемі зазначають довжину її окремих гілок. При розрахунку механічної системи вентиляції дія гравітаційного тиску на повітрообмін не враховується.

Загальні втрати тиску в системі дорівнюють

$$\Delta p_c = 1,1 \sum_{i=1}^n (Rl + z)_i + \Delta p_{об},$$

де 1,1 – коефіцієнт запасу;

$\Delta p_{об}$ – втрати тиску у вентиляційному обладнанні, Па.

На фермах широко застосовують повітропроводи рівномірного розподілу повітря. Як правило, це плівкові повітророзподільники круглого (з постійним діаметром) перетину. Для них характерне збільшення статичного тиску повітря в міру його роздачі. При розрахунку повітропроводів рівномірної по довжині роздачі повітря керуються такими рекомендаціями. Вихідні дані для розрахунку – витрата повітря L , довжина повітропроводів l , температура подавального (припливного) повітря.

Діаметр повітропроводів вибирають з ряду 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 325, 355, 400, 450, 500, 550, 630, 710, 800, 900 і 1000 мм. Діаметри отворів, які рекомендуються для випуску повітря, такі: 25, 32, 40, 50 і 70 мм. Швидкість руху повітря в початковому перетині повітропроводу приймають у межах 5–16 м/с. Швидкість витікання повітря з отворів повинна знаходитися в межах 5–8 м/с.

Площа отворів на одиницю довжини дорівнює

$$f = \frac{L}{l \cdot v_{o.n}},$$

де $v_{o.n}$ – швидкість витікання повітря з отворів, м/с.

Число отворів m в одному ряду визначають за умови їхнього розташування в нижній частині повітропроводу в межах довжини дуги, рівної діаметру d

$$m = \frac{d}{kd_o},$$

де d_o – діаметр отвору, м;

k – коефіцієнт, який визначає відстань між сусідніми отворами; значення k знаходиться в межах 5–10.

5.4.4. Підбір вентиляторів

У системах примусової вентиляції для переміщення повітря застосовують радіальні вентилятори (В-Ц4–70, В-Ц4–70А, В-Ц4–75, В-Ц14–46, В-Ц4–76, В-Ц14–46), осьові вентилятори загального призначення (В-06–300, В-06–300 б/25, В-2,3–130), осьові вентилятори спеціального призначення (ВО–Ф і ВО–МУЗ), що входять до комплексу опалювально-вентиляційного устаткування “Клімат”, дахові вентилятори КЦЗ–90 і КЦ4–84, а також дахові витяжні вентилятори ЦЗ–04.

Вентилятори виготовляють правого (Пр) і лівого (Л) обертання. У першому випадку обертання колеса відбувається за годинниковою стрілкою, в другому – проти годинникової стрілки. Напрямок обертання вентилятора визначають з боку всмоктувального отвору.

Технічні характеристики вентиляторних агрегатів наведено в спеціальній літературі, а також в довідниках з опалення і вентиляції.

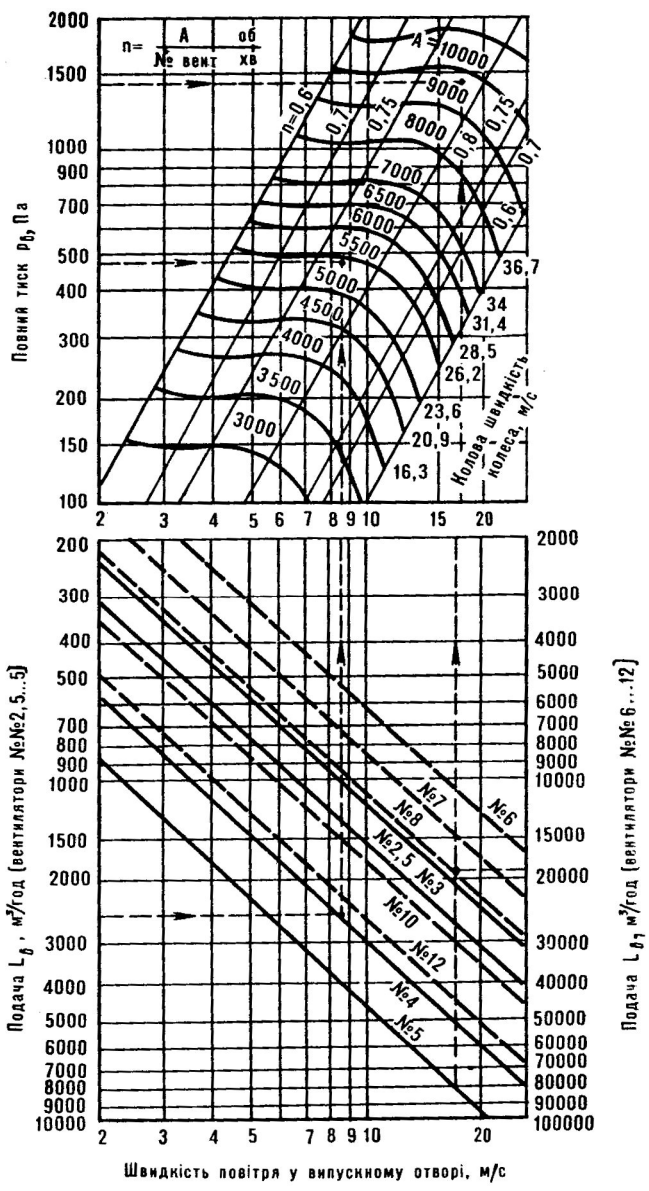


Рис. 5.82. Аеродинамічна характеристика вентилятора

Вибір вентиляторів здійснюють за потрібним значенням подачі. За цими даними знаходять точку на аеродинамічній характеристиці вентилятора (приклад характеристики вентилятора наведено на рис. 5.82). Якщо зазначена точка розташована між кривими характеристик вентилятора, її зносять по вертикалі до найближчої характеристики, а потім перераховують систему повітропроводів на новий тиск.

Потужність електродвигуна для привода вентилятора визначають за такою формулою:

$$N_{el} = 0,278 \frac{L_n P_n}{\eta_v} K_n 10^{-4},$$

де L_n – витрати повітря, м³/год;

P_n – тиск, що створюється вентилятором і дорівнює втратам тиску в системі, Па;

η_v – ККД вентилятора в робочій точці;

K_n – коефіцієнт запасу потужності, що залежить від потужності двигуна і виду вентилятора.

N_{el} , кВт	Менше 0,5	0,5–1	1–2	2,01–5	Більше 5
K_n	$\frac{1,5}{1,2}$	$\frac{1,3}{1,15}$	$\frac{1,2}{1,1}$	$\frac{1,15}{1,05}$	$\frac{1,1}{1,05}$

5.4.5. Кондиціонування повітря

Загальні відомості. Кондиціонування повітря – це процес автоматичної підтримки в приміщеннях визначеного, заздалегідь заданого режиму і стану внутрішнього повітря незалежно від зовнішніх і внутрішніх факторів. Установки для кондиціонування повітря повинні забезпечувати: нагрів або охолодження повітря до потрібної температури; зволоження чи осушення і очищення повітря від пилу. За наявності спеціальних вимог установки кондиціонування, крім того, повинні забезпечувати очищення повітря від запахів, іонізацію, зменшення шуму.

Кондиціонування призначене для одночасного регулювання всіх чи, щонайменше, основних факторів – температури, вологості і швидкості руху повітря. Кондиціонування – вищий ступінь сучасних, найкращих технічних досягнень у вентиляції й опаленні.

Пристрій, в якому здійснюється тепловологісна обробка повітря і його очищення, називають установкою кондиціонування повітря

(УКП), чи кондиціонером. Комплексні технічні засоби, які здійснюють потрібну обробку повітря, транспортування і розподіл його в приміщеннях, що обслуговуються, а також засоби автоматичного регулювання, контролю і керування складають систему кондиціонування повітря (СКП).

За призначенням кондиціонування повітря бувають: комфортні, що застосовуються в житлових, громадських і адміністративних будівлях; технологічні – у виробничих приміщеннях для забезпечення потрібних умов протікання технологічних процесів; комфортно-технологічні – у виробничих приміщеннях, в яких умови технологічних процесів мало відрізняються від комфортних.

За розташуванням основних елементів системи кондиціонування буває місцеве, розташоване в окремих приміщеннях, і центральне, в яких повітря обробляється в одному центральному кондиціонері, від якого розподіляється по приміщеннях. Центральні кондиціонери мають різноманітні схеми тепловолісної обробки повітря. Вони можуть бути прямоточними чи з рециркуляцією. У прямоточних кондиціонерах обробляється тільки зовнішнє повітря, в кондиціонерах з рециркуляцією – зовнішнє повітря з деякою кількістю підмішаного внутрішнього повітря, яке забирається з приміщення.

За сезонністю забезпечення потрібних параметрів повітря в приміщенні системи бувають цілорічні і сезонні (які використовуються найчастіше в теплий період року).

На птахофабриках можливі такі системи кондиціонування повітря:

- з використанням промислових кондиціонерів;
- з охолодженням і зволоженням повітря, що надходить у приміщення через зволожуючі касети;
- з використанням форсунок, вмонтованих у повітропроводи припливного повітря.

Адіабатний процес зволоження повітря. Серед тепломасообмінних процесів кондиціонування особливе значення мають процеси, пов'язані з випаровуванням води в повітрі і з теплообміном між цими двома середовищами. Якщо при зволоженні процес протікає при постійній ентальпії, тобто при $h = \text{const}$, то він називається адіабатним. У практичних розрахунках приймають $\varphi = 92\text{--}95\%$ як граничну вологість повітря, яку можна одержати в камері зрошення.

Нехай точка 1 характеризує на hd -діаграмі стан зовнішнього повітря і точка 4 – стан повітря в робочій зоні (рис. 5.83). Здійснивши

адіабатне зволоження припливного повітря до $\varphi = 95\%$, отримаємо на діаграмі точку 2.

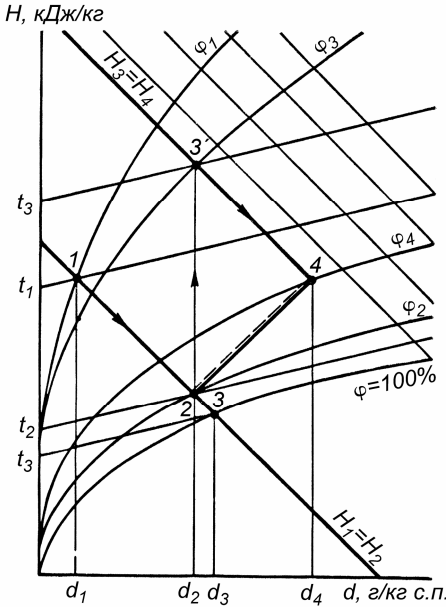


Рис. 5.83. Адіабатний процес зволоження повітря на Hd-діаграмі

Для одержання необхідних параметрів повітря в робочій зоні процес зволоження повинен пройти по прямій 2–4. Розкладемо процес 2–4 на дві складові: лінія 2–3' буде характеризувати процес поглинання теплоти в приміщенні, а 3'–4 – додаткове адіабатне зволоження, яке називається дозволюванням. Дозволювання повітря здійснюється дозволювачами і приладами, що розпилюють воду в приміщення під дією повітря.

Витрати припливного повітря залежать від різниці ентальпій h'_3 і h_2 , тобто

$$M_{np} \frac{Q}{h'_3 - h_2} \quad (5.122)$$

Випарне охолодження повітря. Тваринницькі і птахівницькі приміщення, розташовані в південних районах, у літню пору внаслідок впливу інтенсивної сонячної радіації і високої температури навколишнього повітря сильно перегріваються. У таких районах влітку температура повітря всередині приміщення нерідко перевищує нормоване значення. В умовах півдня України (Криму) в приміщенні для тварини чи птиці температура може перевищувати 35°C . Підвищення температури відносно нормованого значення призводить до істотного зниження продуктивності тварин і птиці. Ефективним засобом зниження температури повітря в приміщенні є випарне охолодження повітря.

Випарне охолодження повітря буває централізоване і децентралізоване. У централізованих системах тепловологісна обробка повітря, яке подається в приміщення, проводиться в типових зрошувальних камерах кондиціонерів, установлених окремо від ферми. При децентралізованій схемі для обробки повітря використовують касети із зрошувальним гігроскопічним наповнювачем. Касети встановлюють у поздовжніх стінах чи на даху. Якщо касета знаходиться поза стіною, її з'єднують із приміщенням патрубками. Ефект охолодження може бути досягнутий лише за умови, що температура води буде значно нижче температури повітря. Для охолодження використовується артезіанська вода з $t = 5-12^{\circ}\text{C}$, або вода, штучно охолоджена в холодильній установці.

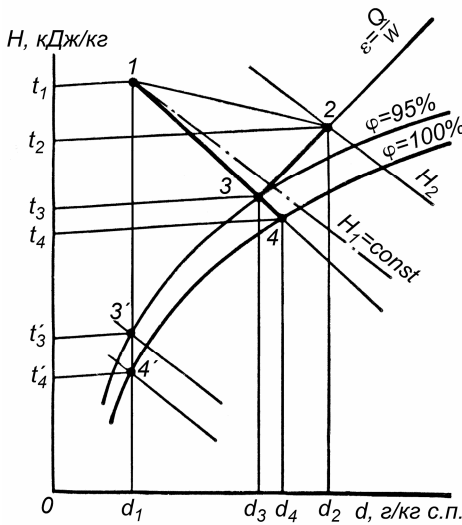


Рис. 5.84. Процес охолодження повітря на h -діаграмі

на діаграмі визначає стан повітря при відносній вологості $\varphi = 100\%$.

$$E = \frac{1-3}{1-4} = \frac{t_1 - t_3}{t_1 - t_4} = \frac{h_1 - h_3}{h_1 h_4} = \frac{d_1 - d_3}{d_1 - d} \quad (5.123)$$

Значення E коливається в межах 0,7–0,9.

Схема кондиціонера. Автоматичне регулювання СКВ. На рис. 5.85 наведено схему прямої системи кондиціонування без рециркуляції.

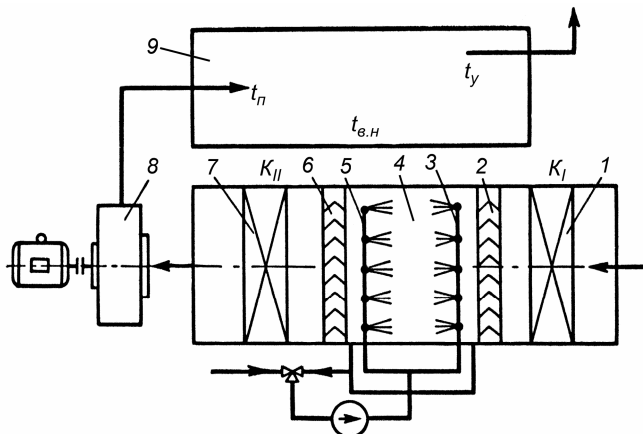


Рис. 5.85. Принципова схема прямоточної системи кондиціонування повітря з адиабатним зволоженням і осушенням:

1 – калорифер першої ступені; 2 – сепаратор; 3 – нагрівний трубопровід системи зволоження; 4 – камера зрошення; 5 – нагрівний трубопровід системи осушення; 6 – сепаратор; 7 – калорифер другої ступені нагріву; 8 – відцентровий вентилятор; 9 – приміщення, в якому проходить кондиціонування

Зовнішнє повітря підігрівається в калорифері першої ступені 1. У літній період через обвідний канал повітря проходить повз калорифер. У сучасних калориферах за допомогою здвоєного клапана можна змінювати співвідношення кількості повітря, що проходить через калорифер і по обвідному каналу, відповідно до кліматичних умов, що змінюються.

Підігріте повітря через сепаратор 2 надходить у камеру зрошення 4. Сепаратор 2 відокремлює краплі води, які опинились у вологому повітрі, і вирівнює потік повітря. Взимку, коли потрібно зволожувати підігріте повітря, у камері зрошення працює система зволоження 3. Дрібнодисперсне розпилювання води виробляється за допомогою форсунок. Струмені спрямовані за потоком повітря, температура води близька до температури оброблюваного повітря.

У літній період, коли потрібно осушення повітря, у камері зрошення працює лівий ряд 5 – форсунки грубого розпилювання, що направляють струмені проти потоку повітря. Вологе повітря, зустрічаючи на шляху великі краплі холодної артезіанської чи спеціально охолодженої води, втрачає вологу в результаті конденсації водяної пари на поверхні крапель. За камерою зрошення розташований

другий краплевідділювач – сепаратор 6. При потребі повітря проходить через калорифер другої ступені 7. Приготовлене у такий спосіб повітря надходить у вентилятор 8 і нагнітається в приміщення.

Установки кондиціонування повітря оснащують пристроями автоматичного регулювання параметрів повітря всередині приміщення: температури, вологості, тиску і витрат повітря. Вибір технологічної схеми автоматичного регулювання систем кондиціонування повітря за видом використаної енергії (електричної, пневматичної, гідравлічної) і за характером дії (позиційний, пропорційний, ізодромний) залежить від призначення систем і економічної доцільності.

Прилади автоматичного регулювання складаються з двох основних елементів – виконавчого механізму і датчика, що сприймає зміни регульованого параметра повітря і перетворює його в імпульси, які надходять до виконавчого механізму, що впливає відповідно до отриманого імпульсу на регульований параметр. Застосовують кількісний і кількісно–якісний методи регулювання. За першим методом знижуються витрати повітря. При регулюванні за другим методом зниження витрат повітря відбувається до визначеної межі, після чого регулювання здійснюється якісним методом, а саме – зміною параметрів приточного повітря.

Контрольні запитання і завдання

1. Перерахуйте основні шкідливості, які виділяються в приміщенні, і дайте їм коротку характеристику. Що таке теплонадходження, явна і прихована теплота, теплонадлишки і теплонестачі?

2. Що називають вентиляцією і вентиляційною системою? Наведіть класифікацію вентиляційних систем.

3. Основні відомості про природну вентиляцію і вентиляцію з механічним спонуканням житлових і громадських будівель; їх порівняльна характеристика.

4. Основні способи вентиляції тваринницьких приміщень. Розберіть детально їхні схеми.

5. Дайте аналіз найпоширеніших способів вентиляції птахівницьких приміщень.

6. В чому принцип роботи місцевої витяжної вентиляції і повітряного душу? Які особливості і галузь застосування витяжних зонтів, що відсмоктують, панелей, бортових відсосів і витяжної шафи?

7. Наведіть і дайте аналіз рівняння балансу шкідливих виділень і балансу повітря в приміщенні. Розкрийте зв'язок між рівняннями (5.112), (5.114), (5.116), з одного боку, і рівняннями (5.113), (5.115) і (5.117) – з іншого.

8. Послідовність аеродинамічного розрахунку природної вентиляції і вентиляції з механічним спонуканням. Як визначають втрати на тертя і місцеві втрати? Як визначають потрібний повітрообмін приміщення?

9. Чому дорівнюють загальні втрати тиску в механічній системі вентиляції? Розкрийте фізичну сутність і вкажіть розмірність кожної величини, що входить в рівняння (5.123).

10. Типи вентиляторів, які застосовуються у сільському господарстві. Як здійснюють вибір вентилятора і як визначають потужність електродвигуна для приводу вентилятора?

11. Що називають кондиціонуванням повітря, установкою і системою кондиціонування повітря? Як класифікують системи кондиціонування?

12. Розгляньте основні процеси кондиціонування повітря. Як забезпечують випарне охолодження повітря у тваринницькому (птахівницькому) приміщенні?

13. Розгляньте схему прямооточного кондиціонера і опишіть його роботу в літній і зимовий час року. Як здійснюється регулювання роботи установки кондиціонування повітря?

5.5. ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ СПОРУД ЗАХИЩЕНОГО ҐРУНТУ

5.5.1. Загальні відомості

Культиваційні споруди захищеного ґрунту – це виробничі приміщення, відгороджені від зовнішнього середовища світлопрозорими дахом і стінами. Культиваційні споруди призначені для вирощування овочів, розсади і квітів. Вони забезпечують населення свіжими овочами в той період року, коли їх не можна вирощувати на відкритому ґрунті.

Для забезпечення в холодний час року потрібного мікроклімату в спорудах захищеного ґрунту потрібна теплова енергія. Великі теплично-овочеві комбінати (ТОК), одинична площа яких досягає 60 га, а теплове навантаження 350 МВт, є найбільш концентровані й енергоємні споживачі теплоти в сільськогосподарському виробництві. Річне споживання теплоти в зазначених спорудах становить

290 млн ГДж, на що витрачається 12 млн т умовного палива. Зазначимо, що на виробництво в теплицях 1 кг сільськогосподарської продукції витрачається до 5 кг палива. Тому проблема економії енергоресурсів при теплопостачанні споруд захищеного ґрунту поліпшенням систем їхнього обігріву, використання нетрадиційних джерел енергії – дуже актуальна.

Основні елементи, з яких складаються культивацийні споруди: майданчики для вирощування рослин, огорожувальні конструкції і пристрої для обігріву споруд.

Різноманітні конструкції споруд захищеного ґрунту:

малогабаритні надземні (утеплений ґрунт),

малогабаритні заглиблені (парники);

великогогабаритні надземні (теплиці).

Малогабаритні надземні споруди – невеликі за розмірами (ширина 1–1,2 м, висота 0,4–0,7 м) і прості за конструкцією сезонні укриття, призначені для вирощування ранніх овочів і розсади. Вони складаються з полімерної світлопрозорої плівки, що натягається на легкий каркас зі сталевого дроту, пластмасових труб чи вербових гілок. Застосовуються укриття розбірно–пересувні УРП–20 із плівковим покриттям. Їхня довжина – 6 м, ширина – 1,6 м.

Малогабаритні заглиблені споруди (парники) частково чи цілком заглиблені в ґрунт – це траншеї з дерев'яними чи залізобетонними коробами, закритими зверху заскляними рамами чи полімерною плівкою. Найбільш поширене односхиле спорудження – це так званий російський заглиблений парник, розміри якого: ширина – 1,6 м, довжина – 21,6 м, глибина траншеї – 0,2–0,3 м, площа 36 м². Короби виступають над рівнем ґрунту з північної сторони на 250–400 мм, а з південної – на 150...250 мм (рис. 5.86). У малогабаритних заглиблених спорудах вся площа ґрунту є корисною. Для зменшення втрат теплоти через світлопрозоре огородження за потреби використовують утеплювальні мати.

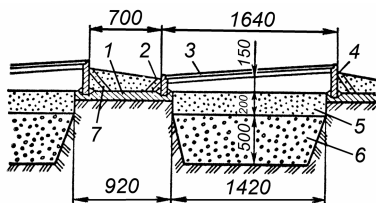


Рис. 5.86. Поперечний розріз односхилого заглибленого парника

Великогабаритні надземні культивацийні споруди (теплиці) – найбільш досконалі. Вони дозволяють без порушення цілісності огороження виконувати всі потрібні агротехнічні заходи, а також використовувати засоби механізації з обробки ґрунту, догляду за рослинами і збирання врожаю.

Площа типових теплиць для вирощування розсади – 1,3 або 6 га; для вирощування овочів на ґрунті – 6, 12, 24, 30 і 60 га.

Згідно з ДБН В.2.2–2–95 “Теплиці і парники”, теплиці класифікують:

– згідно з функціональним призначенням – теплиці овочеві, розсадні (виробництво розсади для відкритого ґрунту), квіткові (оранжереї), селекційні;

– згідно з технологією вирощування рослин – ґрунтові (вирощування сільськогосподарських культур на ґрунтових сумішах) та гідропонні (вирощування сільськогосподарських культур на штучних субстратах у басейнах або стелажах);

– згідно з часом експлуатації – цілорічні (зі штучним обігріванням), весняно-літньо-осінні (з обігріванням за рахунок сонячної радіації з додатковим аварійним штучним обігріванням);

– згідно з об’ємно-планувальним та конструктивним рішенням – ангарні (однопрогонові) та блочні (багатопрогонові);

– згідно з типом огорожувальних конструкцій – скляні, плівкові, із світлопрозорих синтетичних матеріалів.

За конструктивними ознаками теплиці бувають односкілі, ліхтарні, ангарні, блочні, вантові і повішатронапірні.

Односкілі теплиці (рис. 5.87, а) мають найбільш просту конструкцію. Такі конструкції використовують у геліотеплицях.

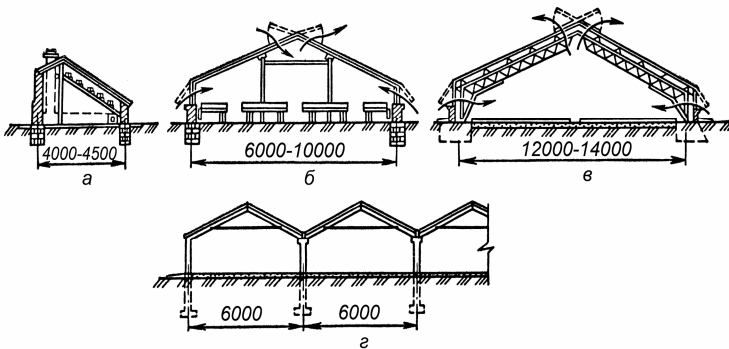


Рис. 5.87. Схема теплиць:

а – односкілі; б – ліхтарні; в – ангарні; г – блочні

Ліхтарні теплиці (рис. 5.87, б) – одні з перших конструкцій із двосхилим дахом. Дах підтримується поруч опор, що ускладнює механізацію робіт. В ангарних теплицях (рис. 5.87, в) для підтримки дахів використовують різного роду арки. Зимові ангарні теплиці будують з прольотом від 12 до 30 м. Вентиляційні пристрої вбудовані в бічні стінки теплиці. Блочні теплиці (рис. 5.87, з) складаються із дотичних одна до одної ангарних теплиць (блоків), бічні стінки яких замінені опорами. Використовуючи стандартні конструкції, які зібрані з елементів заводського виготовлення, можна виготовляти теплиці більших розмірів. Вони найкраще, ніж інші теплиці, пристосовані для механізації й автоматизації виробничих процесів. На виготовлення цих теплиць витрачається менше металу, ніж ангарних. У них при однаковій корисній площі менші тепловтрати через огорожувальні конструкції. Недоліком блочних теплиць є незадовільна аерація середніх ланок.

Кожна окрема двосхила теплиця, що входить до складу блоку, називається ланкою. Розрізняють дволанцюгові, триланцюгові та інші блочні теплиці. Засклені блочні багатопрогонові теплиці будують з шириною прольоту 3,2 і 6,4 м. В обох конструкціях крок дорівнює 3 м. *Шириною* прогону називають відстань між опорними стовпами поперек напрямку гребеня, *кроком* – відстань між стовпами вздовж гребеня.

Основна структурна одиниця тепличного овочевого комбінату – шестигектарний блок теплиць. Будують овочеві тепличні комбінати площею 6, 12, 18, 24, 30 і 60 га. Розсадно–овочеві комбінати можуть бути площею 1, 3, 6, 12, 18, 21.30 і 36 га. Ширина розсадних блочних чи ангарних теплиць з полімерним покриттям до 24 м.

Найважливіший конструктивний елемент ангарних і блочних теплиць – скляне огороження. Для середньої смуги нахил даху приймають не менше 25°. Троси, на які спирається скляна покрівля, бувають дерев'яні, металеві і рідше залізобетонні.

Несуча конструкція теплиці найчастіше металева. Застосовують сполучені несучі конструкції, виконані із сталевих труб, які використовуються для водяного опалення теплиці. Це зменшує витрати металу. Крім того, розташування опалювальних труб під склінням перешкоджає занесенню даху снігом.

Вертикальні зовнішні огороження теплиць роблять у нижній частині з цегли чи залізобетонних панелей, а верхні – скляними із ступками, що відкриваються. Цокольна глуха частина огороження має висоту 0,5–0,6 м у ґрунтових теплицях і 0,75 м – у стелажних.

У теплицях, призначених для вирощування печериць на промисловій основі, використовують п'ятирусні стелажі (рис. 5.88). Вирощування здійснюється на компості (солома, пташиний кал, гіпс). За рік з 1 га можна одержати 700–800 т грибів.

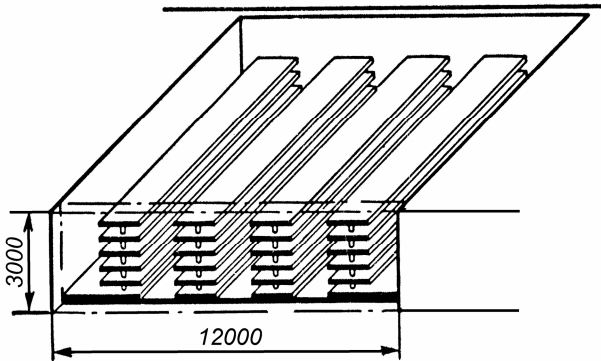


Рис. 5.88. Схема теплиці для вирощування печериць

Для вирощування овочів у теплицях використовують також гідропонний спосіб. Бетонний басейн заповнюють щебенем (гравієм) розмірами 5–15 мм, де розміщається коренева система рослин. З резервуарів за допомогою насосів живильне середовище подається по секціях теплиці. Знаходять застосування малогабаритні гідропоніки. У цьому випадку овочі і квіти вирощують на субстратах з мінеральної вати з крапельним способом поливу рослин. Малооб'ємні гідропонні теплиці мають високу продуктивність (врожайність огірків досягає 50 кг/м^2), але малий термін служби мінеральної вати (не більше двох термінів експлуатації).

У вантових теплицях підвісний плівковий дах підтримується тросами – сталевими чи склопластиковими, які натягаються паралельно один одному вздовж теплиці. Для підтримки тросів всередині теплиці встановлюють опори. У деяких конструкціях каркас теплиці підвішують до стовпів, що розташовуються зовні.

Пневматичні теплиці – повітронепірні і пневмокаркасні. У перших з них відсутні будь-які несучі конструкції і опори. Потрібна форма огороження – геометричні оболонки з полімерної плівки – підтримується за допомогою надлишкового тиску повітря. Стійкість пневмокаркасних теплиць забезпечується надлишковим тиском у пневматичних арках, що утворюють каркас теплиці.

Теплиці з полімерним покриттям поділяють на стаціонарні і нестаціонарні (переносні), що одержали поширення в неспеціалізованих господарствах. В останніх теплицях культуру вирощують протягом 1–2 місяців для забезпечення рослинам у ранній період року потрібного теплового режиму, після чого вони ростуть в умовах відкритого ґрунту. Як приклад переносних теплиць – теплиця ТП–М–9–24, що має металевий каркас, і теплицю ТП–Д–8–24, каркас якої дерев'яний. У цих позначеннях перша цифра вказує на ширину, друга – на довжину теплиці в метрах.

Найприйнятніші для будівництва теплиць зони з кращими світловими і кліматичними характеристиками. Істотне значення для вирощування рослин має фотосинтетична активна радіація (ФАР). Вона має широтний розподіл, тобто зменшується з півдня на північ.

5.5.2. Теплофізичні характеристики споруд захищеного ґрунту

Площу $F_{инв}$ підлоги всередині спорудження називають *інвентарною*; площу $F_{кор}$, на якій вирощують рослини, – *корисною*; зовнішню площу $F_{озр}$ огорожувальних конструкцій – *площею огороження*. Огороження культивацийних споруджень містить несучі конструкції і прозорі елементи.

Тепловтрати споруд захищеного ґрунту шляхом теплопередачі через огорожувальні конструкції залежать від величини поверхні $F_{озр}$. Тому один з важливих критеріїв оцінки досконалості конструкції культивацийних споруд у теплотехнічному відношенні – коефіцієнт огороження $\eta_{озр}$, що показує, на якій площі огороження перевищує площу підлоги всередині споруди

$$\eta_{озр} = \frac{F_{озр}}{F_{инв}}. \quad (5.124)$$

Коефіцієнт огороження для малогабаритних заглиблених споруджень (парників) дорівнює 1,0, для малогабаритних надземних споруд – 1,5–1,7, для ангарних теплиць – 1,3–1,4, для блочних – 1,25–1,4.

Відношення об'єму V культивацийної споруди до її інвентарної площі називають коефіцієнтом об'єму

$$\eta_{об} = \frac{V}{F_{инв}}, \text{ м} \cdot \quad (5.125)$$

Від значення коефіцієнта $\eta_{об}$ багато в чому залежать умови формування мікроклімату в споруді. Для малогабаритних споруд його

значення менше 1 м (0,25 м для заглиблених і 0,5–0,8 м для надземних). Для теплиць $\eta_{об}$ коливається від 2,5 м для вантових плівкових теплиць до 2,75–3,0 м – для ангарних і блочних теплиць.

Важливою конструктивною характеристикою споруд захищеного ґрунту є кут нахилу даху, від якого залежить кількість сонячної енергії, що надходить у приміщення. Кут нахилу даху коливається від 10° (для парників) до 60° .

Важлива теплофізична характеристика – це альbedo r , за допомогою якого оцінюють здатність поверхні відбивати сонячну радіацію. Альbedo залежить від стану поверхні (гладка, шорсткувата, чиста), фізичної природи матеріалу, кута падіння променів і ряду інших факторів.

Альbedo знаходять за такою формулою:

$$r = r_m k_y, \quad (5.126)$$

де r_m – величина альbedo при падінні променів перпендикулярно до поверхні;

k_y – коефіцієнт, що враховує кут падіння променів. При величині кута між нормаллю до поверхні і напрямком променів не більш ніж 30° для полімерних плівок і 50° – для скла величина r практично не міняється. Альbedo скла дорівнює 0,07. Для полімерних плівок його значення приблизно в 1,5 раза більше.

Культиваційні споруди мають ряд відмінних рис, які слід враховувати при розв'язанні задач їхнього теплопостачання:

– великі втрати теплоти внаслідок малих термічних опорів огорожень зі скла або полімерної плівки, а також через значну інфільтрацію зовнішнього повітря (від 10 до 40% основних тепловтрат);

– різкозмінний характер теплового навантаження протягом доби, сезону, року;

– мала теплова стійкість споруд, обумовлена малою тепловою інерцією огороження;

– підвищені вимоги до параметрів мікроклімату, обумовлені агротехнікою;

– потреба проведення технологічних заходів, що вимагають додаткових витрат теплоти (термічна обробка ґрунтового шару, розігрів ґрунту, полив та ін.).

Таким чином, правильний вибір джерела і засобів теплопостачання має велике значення, оскільки цим визначається економічна ефективність культивіаційних споруд, ступінь рентабельності овочів-

ництва захищеного ґрунту. Культиваційні споруди обігріваються за рахунок сонячної радіації, біопалива чи різних технічних засобів.

Сонячний обігрів застосовують у південних районах у весняно–літніх спорудах, покритих полімерною плівкою, і в малогабаритних спорудах.

Біологічний обігрів забезпечується за рахунок життєдіяльності теплотворних бактерій, що знаходяться в гної, відходах промисловості, які містять органічні речовини та ін. Цей спосіб найчастіше використовують як додаткове джерело теплоти за наявності інших засобів обігріву.

Технічний обігрів – найбільш сучасний, знаходить широке застосування. Вибір виду обігріву обумовлений кліматичними умовами, агротехнічними вимогами під час вирощування різних овочевих культур і техніко-економічними показниками.

Залежно від розміщення джерел системи теплопостачання культиваційних споруд технічний обігрів буває централізований, місцевий і індивідуальний. У централізованих системах джерело теплоти – районні котельні, теплоелектроцентралі (ТЕЦ), атомні теплоелектроцентралі (АТЕЦ) і атомні станції теплопостачання (АСТ). У місцевих системах теплопостачання забезпечується котельнями, спеціально побудованими для тепличного господарства; в індивідуальних системах – теплогенераторами, теплоустановками тощо. До місцевих систем теплопостачання належать також теплові відходи промислових підприємств, газокompресорних станцій, теплових і атомних електростанцій; поновлювані джерела енергії (геотермальна, сонячна та ін.).

Потужність систем опалення визначають для умов стаціонарного нічного режиму за різницею розрахункових температур повітря (внутрішньої і зовнішньої, причому остання береться як середня багаторічна температура найхолоднішої доби), а також за середньою швидкістю вітру. У спорудах захищеного ґрунту використовують водяний, паровий, повітряний, контактено-газовий і комбінований способи опалення.

Водяний обігрів. Він дозволяє автоматизувати (з метою підтримки в приміщенні потрібних умов мікроклімату) процес виробництва і розподілу теплоти, зручний для використання термальних вод чи скидної теплоти підприємств. Система водяного обігріву буває з природною і примусовою циркуляцією. Природну циркуляцію використовують у теплицях невеликої площі, де гідравлічний опір течії води в трубах невеликий. При примусовій

циркуляції води, що здійснюється насосами, розподіл теплоти в культивацийному спорудженні рівномірніший.

Система водяного обігріву шатра теплиці: покрівельна, підлоткова, цокольна, торцева, надґрунтова (рис. 5.89).

Системи водяного опалення ґрунту бувають суцільні контурні.

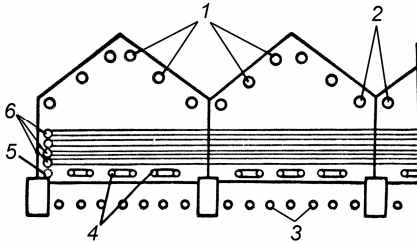


Рис. 5.89. Схема розміщення опалювальних приладів в теплиці:

1 – покрівельний обігрів; 2 – підлотковий обігрів; 3 – підґрунтовий обігрів; 4 – приґрунтовий обігрів; 5 – цокольний обігрів; 6 – торцевий обігрів

На системи покрівельного і підлогового обігріву шатра (рис. 5.90) витрачається 45–60% загальних витрат теплоти на обігрів теплиць (залежно від температури зовнішнього повітря і швидкості вітру, а також інтенсивності снігопаду). Вони призначені для забезпечення потрібного температурного режиму теплиці і танення снігу на покрівлі.

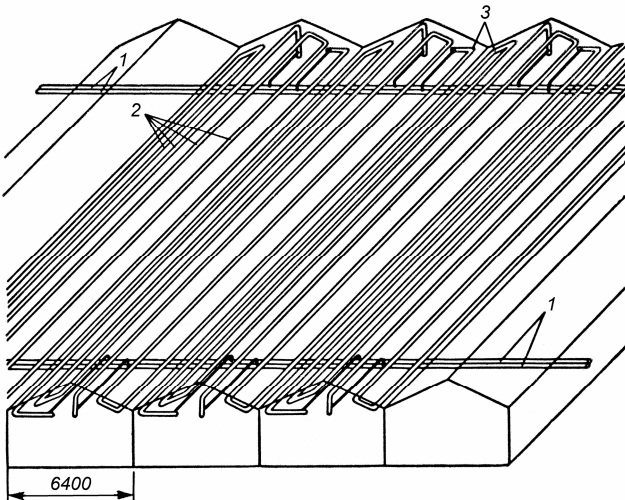


Рис. 5.90. Схема покрівельного і підлоткового обігріву:

1 – магістральні трубопроводи; 2 – трубопроводи покрівельного обігріву; 3 – трубопроводи підлоткового обігріву

Системи цокольного і торцевого опалення (рис. 5.91) служать для компенсації втрат теплоти через бічні огородження теплиці. Труби торцевого обігріву рекомендується розташовувати безпосередньо на поверхні ґрунту вздовж цоколя. Потужність цокольного і торцевого опалення коливається в межах від 8 до 15% витрат теплоти. Ґрунтова система обігріву (рис. 5.91) призначена для створення рівномірного поля температури по площі теплиці в зоні рослин. Регістри приґрунтового обігріву приєднують до системи опалення за допомогою гнучких шлангів з термостійкої гуми. Потужність цієї системи опалення становить 15–25% загальних витрат теплоти на обігрів споруди.

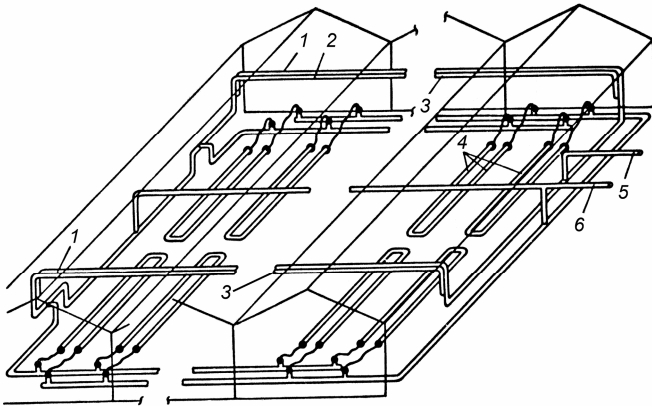


Рис. 5.91. Схема цокольного, торцевого і приґрунтового обігріву:
 1, 3 – трубопроводи цокольного обігріву; 2 – магістральний трубопровід водяного опалення; 4 – трубопроводи приґрунтового обігріву; 5 – головний подаючий трубопровід; 6 – трубопровід повернення води в колектор

З наведених даних випливає, що на систему водяного опалення шатра припадає 80–90% загальних витрат теплоти на обігрів теплиці. У стелажних теплицях опалювальні труби розміщують також під стелажми з рослинами.

Відповідно до ОНПІ–СХ.10-85 залежно від виду рослин і періоду їхньої вегетації температура в корененаселеному шарі повинна бути 18–25°C. Це в основному забезпечується системою підґрунтового обігріву (рис. 5.92). Труби для обігріву ґрунту повинні розташовуватися рівномірно по площі теплиці. Їхня кількість визначається для кожного конкретного випадку теплотехнічним розрахунком. Глибину

закладення труб варто приймати не менш ніж 0,4 м від проектної поверхні ґрунту до верху труби. В іншому випадку важко робити механізовану обробку ґрунту. Температура теплоносія в подавальному трубопроводі – 40–45°C, в зворотному – 30°C.

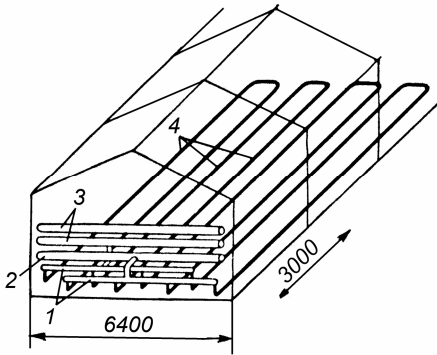


Рис. 5.92. Схема підґрунтового обігріву:

- 1 – розподільний колектор;
- 2 – трубопровід повернення води;
- 3 – подаючий трубопровід;
- 4 – поліетиленові труби

Під час проектування систем опалення теплиць температуру теплоносія варто приймати не більш ніж 150°C (ДБН В.2.2–2–95). При теплопостачанні від зовнішнього джерела теплоти для систем покрівельного, підлоткового, торцевого і контурного обігріву температура теплоносія (води) – 130°C; для систем підґрунтового обігріву використовують зворотну воду покрівельного і підлоткового обігріву для варіанта теплопостачання від власної котельні температура води в системі опалення шатра – 95–70°C. Для підґрунтового обігріву в обох випадках температуру теплоносія в подавальній магістралі приймають рівною 40°C.

У системі опалення шатра застосовують гладкі сталеві або скляні труби, в системі підґрунтового обігріву – пластмасові чи азбобетонні труби. Застосування скляних труб для обігріву шатра теплиці приводить до зниження металоемності системи опалення. Вони легше металевих і мають менший гідравлічний опір. Скляні труби ефективні при використанні для обігріву теплиць геотермальних вод середньої мінералізації, оскільки вони порівняно з металевими мають більш високу хімічну стійкість. Зменшення витрат сталевих труб можна домогтися за допомогою їх оребрення, що рекомендують сполучати з використанням гладких труб, оскільки теплової потік випромінювання на ґрунт від оребрених труб нижчий, ніж від гладких.

Паровий обігрів. Частіше всього пару використовують для знезаражування ґрунтів – так зване пропарювання ґрунтів. Спочатку

грунт обробляють роторним копальником на глибину 30 см. На середину підготовленої ділянки укладають паророзподільник – трубу з раструбами або шланг із пористого матеріалу. Пару під тиском 50 Па подають під полівінілхлоридну плівку, якою укривають весь ґрунт. Процес вважається завершеним, коли температура ґрунту досягає 70°C (приблизно через 10 годин).

Газовий обігрів. Порівняно з водяним газовий обігрів має ряд переваг: заощаджується паливо (15–20%) і метал, зникає потреба використовувати котельні і теплові мережі, створюються умови для автоматизації керування тепловим режимом. Створення в приміщенні вищої температури дає можливість ввести в експлуатацію весняні теплиці раніше, ніж при водяному обігріві (приблизно на 20–30 днів). При спалюванні газу безпосередньо в повітрі теплиці підвищується вміст вуглекислого газу, що сприяє процесу фотосинтезу рослин і підвищує їхню врожайність.

Використовують три способи спалювання газу безпосередньо в теплицях: за допомогою теплогенератора, мікрофакельних пальників, а також газових інфрачервоних випромінювачів. Теплогенератори з тепловою потужністю 230–460 кВт використовують переважно у весняних теплицях. Вони служать для обігріву і одночасного збагачення повітря вуглекислим газом, однак можуть працювати також у режимі вентиляції приміщення теплиці. Продукти згоряння змішуються з повітрям й утворену газоповітряну суміш при температурі 60°C по трубопроводах подають у теплицю. Теплогенератори великої теплової потужності, обладнані водяними теплообмінниками, застосовують також для опалення зимових теплиць. При цьому для ґрунтового обігріву використовують гарячу воду, а для обігріву приміщення теплиці – суміш продуктів згоряння газу з повітрям.

Для газового обігріву теплиць, а також для підгодівлі рослин використовують мікрофакельні пальники МОФ-2, ГТУ і ГТУА. Основні технічні показники пальників ГТУ: тепла потужність – 0,063–0,214 ГДж/год; витрати газу – 1,6–6 м³/год. Їх розміщують рівномірно по контуру теплиці на висоті 0,2–0,4 м від поверхні ґрунту. Тим самим створюється тепла завіса уздовж огорожувальних конструкцій. Пальники тепличні використовуються також як генератори вуглекислоти. Продуктивність одного пальника за тепловою потужністю приблизно 30 кВт, а вуглекислого газу – 3,0 м³/год. Пальники мають загороджувальні щити, що охороняють вогневі насадки від попадання на них води під час поливу рослин і забезпечують рівномірне підведення вторинного повітря. Газовими

пальниками можна забезпечити обігрів весняних теплиць. Для зимових теплиць, крім них, потрібний водяний обігрів ґрунту. При використанні систем обігріву із спалюванням газу в приміщенні теплиці потрібний додатковий повітрообмін для запобігання зайвої концентрації окису вуглецю і вуглекислого газу. Унаслідок цього система газового обігріву може виявитися економічно невиправданою. У кожному конкретному випадку рішення варто приймати на основі техніко-економічних розрахунків.

При застосуванні пальників інфрачервоного випромінювання внаслідок високої температури випромінюючої поверхні нагрівача поверхня нагрівання опалювальної установки може бути невеликою. Для нагрівання повітря рекомендується конвективний обігрів, а ґрунту і листків рослин – інфрачервоний (у середньому один випромінювач на 7–15 м² площі теплиці).

Повітряний обігрів: теплоносій – повітря, що нагрівається в калорифері чи теплогенераторі. Система повітряного обігріву може бути із забором свіжого повітря (відкритою) або з рециркуляцією нагрітого повітря. Система повітряного опалення теплиці: генератор теплоти (калорифер), вентилятор і повітророзподільний пристрій. Розподіл повітря в опалювальному приміщенні роблять двома способами. При зосередженій подачі нагріте повітря продувається вентилятором всередину приміщення поверх рослин. У цьому випадку важко забезпечити рівномірний розподіл теплового потоку в культивацийному приміщенні. При розосередженій подачі нагріте повітря надходить з перфорованих полімерних труб. Повітроводи встановлюються вздовж теплиці на відстані 3–4 м один від одного. Як самостійна система опалення повітряний обігрів використовується в сезонних теплицях з огороженням з полімерних матеріалів і в надземних малогабаритних спорудах із плівковим покриттям.

У теплицях, що діють цілий рік, повітряний обігрів приймають як додаткове джерело теплоти в холодний період року для покриття пікового теплового навантаження.

Комбінована система опалення. Цій системі опалення властиві технологічні переваги водяної і мала інерційність повітряної системи. При використанні комбінованих повітряних систем потужність повітряного обігріву в середньому становить: для блочних теплиць – 15–35%, для ангарних – 25–45% загальних витрат теплоти на обігрів споруди. У типовому проекті 810-87 “Блок зимових ґрунтових теплиць площею 6 га” передбачений розподіл теплоти по окремих елементах шатрового обігріву (у відсотках від загальної теплової енергії:

покрівельний – 24%, підлотковий – 12, цокольний – 8, пригрунтовий – 18 і повітряний – 38%). При технологічній потребі можливе включення також підгрунтового обігріву. Для обігріву шатра температура теплоносія дорівнює 130–70°C, для підгрунтового – 40–25°C, для пригрунтового – 70–45°C. Для повітряного обігріву теплиць використовуються повітряно–опалювальні агрегати АПВС–110–80, що розташовують у торцях теплиці (на площі в 1 га – 22 агрегати).

Комбіновану систему обігріву застосовують також у плівкових теплицях. Так, у типовому проекті 810-94 “Блок плівкових теплиць площею 1 га для вирощування розсади у відкритий ґрунт” опалення шатра теплиці передбачається повітряно-калориферне чи теплогенераторами на рідкому паливі. В обох випадках повітря подається в теплицю при температурі 60°C по перфорованим плівковим повітропроводам.

Інші джерела теплоти. Індивідуальні джерела теплопостачання використовують як додатковий (резервний) вид обігріву при наявності інших способів обігріву теплиць, так і як основний обігрів (при відсутності джерел централізованого чи теплопостачання інших джерел теплоти, а також при техніко-економічній недоцільності будівництва місцевих котельних). Індивідуальними джерелами теплоти можуть бути теплогенератори, що працюють на рідкому і газоподібному паливі, газові опалювальні прилади, електрообігрівачі, електричні випромінювачі. Застосування теплогенераторів допускається при відповідному обґрунтуванні тільки у весняних теплицях, де можливе періодичне відключення теплогенераторів у денний час і провітрювання, а також при використанні їх як резервних джерел теплоти. Теплогенератори, як правило, обладнуються системою регулювання процесу горіння палива. У тих випадках, коли не можна забезпечити потрібні санітарні норми параметрів повітряного середовища теплиці, в теплицю подають повітря, що підігрівається в калориферах. Як повітропідігрівники в теплицях застосовують газові калорифери типу ДО–50, ДО–100, ДО–350, ДО–500, а також повітронагрівачі ГПВ–100, ГПВ–350 і ГГ1В–500.

У сонячні дні температура повітря в теплицях буває більш ніж 30°C, а температура листків досягає ще більш високого значення при малій відносній вологості в приміщенні. У сучасних теплицях з великим ступенем освітленості і герметичним склінням перегрів рослин може наступити ранньою весною. Це призводить до інтенсивної транспірації рослин, порушення плодоутворення, зниження врожайності.

На практиці застосовують три основних способи боротьби з перегрівом рослин: вентиляцію, затінення і випарне охолодження.

Вентиляція теплиць. У теплицях використовують природну вентиляцію за допомогою фрамуг і примусову вентиляцію з використанням вентиляторів. Природну вентиляцію застосовують у теплицях усіх типів, у багатопрогонових теплицях вентиляційні фрамуги розташовують по обидва боки гребеня даху, а в ангарних і невеликих за площею багатопрогонових теплицях фрамуги, крім того, вбудовуються в бічних стінках.

У зимових блочних овочевих теплицях площа вентиляційних прорізів дорівнює: у районах північніше 60° п. ш. – не менш ніж 10%, в інших районах – не менш ніж 20% загальної площі огороження теплиці; в блочних теплицях, де вирощується розсада для відкритого ґрунту, загальну площу прорізів для природної вентиляції варто приймати відповідно до вимог технології (ДБН В.2.2–2–95).

У розсадоовочевих плівкових теплицях передбачають часткове відкривання бічного огороження не більш ніж на 1,5 м від поверхні ґрунту й одночасне зняття частини плівкового покриття з центральної зони.

У тих випадках, коли природна вентиляція не забезпечує потрібних параметрів внутрішнього повітря, допускається застосування комбінованої природної і механічної вентиляції.

Затінення теплиць. Для зниження перегріву рослин рекомендують використовувати сітчасті, повітропроникні полімерні екрани, що автоматично натягаються над рослинами.

Ефективний засіб боротьби з перегрівом рослин – застосування екранів з полімерних плівок зеленого кольору, які завдяки оптичним властивостям затримують інфрачервоне випромінювання. Зниження перегріву рослин досягається також таким простим засобом, як дощування покрівлі. Його використовують для забілювання покрівлі.

Випарне охолодження рослин. Для зниження перегріву в теплицях варто передбачати систему випарного охолодження і зволоження повітря. Система включає: магістральний трубопровід, насос, розподільні і секційні трубопроводи з розпилювачами, пристрій ручного чи автоматичного регулювання.

Вентиляція теплиць повинна здійснюватись з урахуванням підживлення рослин вуглекислим газом. Найпростіший спосіб – подача вуглекислого газу з балонів через редуктор, що знижує його тиск, по прокладеним на поверхні ґрунту перфорованим гумовим

шлангам. Такий спосіб збагачення теплиці вуглекислим газом передбачений, зокрема, в типовому проекті 810–99.

Досконаліший спосіб одержання вуглекислого газу – спалювання природного газу в газогенераторах: розподіл газу в теплиці природною циркуляцією (газогенератори ЕРА–15–Н і УГ–6) і генератори, обладнані вентиляторами, з допомогою яких вуглекислий газ переміщається з повітрям примусово (газогенератори ГП–7,5 і УУГ–7,5). Газогенератори з вентилятором служать одночасно і джерелом теплоти.

Під час використання генераторів газу слід вести контроль складу повітря в теплиці. Гранічно припустимі концентрації (санітарні норми): окис вуглецю – 20 мг/м³, аміак – 20, окис азоту – 5, сірчистий ангідрид – 10, формальдегід – 0,5 мг/м³. Простий спосіб підживлення рослин вуглекислим газом – спалювання пропану в газових пальниках, які встановлюються у теплицях. У багатьох господарствах для підживлення рослин використовують відпрацьовані гази котельні.

5.5.3. Тепловий розрахунок теплиць

Для забезпечення мікроклімату в культивацийній споруді потрібна кількісна оцінка параметрів температуро-вологісного, газового, світлового й інших режимів, що визначають формування тепломасообмінних процесів у приміщенні споруди і в ґрунті. Для розв'язання цього завдання складають систему рівнянь, які характеризують процеси тепломасообміну. При цьому теплицю розглядають як єдину енергетичну систему.

Під час теплофізичного розрахунку культивацийних споруд приймають ряд передумов спрощень:

- впливом продуктів життєдіяльності рослин на вологісний режим у приміщенні зневажають (у нічний час транспірація рослин становить майже нуль);
- вважають, що екран, утворений рослинами між поверхнею ґрунту і світлопрозорим огороженням, не впливає на променистий потік від ґрунту до огороження;
- за температуру поверхонь приймають усереднені значення;
- процеси тепломасообміну в споруді і поза нею вважаються стаціонарними.

Розрахунок енергетичного режиму споруд захищеного ґрунту виконують для холодного періоду року з метою визначення потужності системи опалення.

Тепловий баланс теплиці без урахування випадання на огороження будь-яких опадів можна описати такою системою рівнянь:

$$\text{рівняння теплового балансу для поверхні ґрунту} \\ Q_n + Q_{mn} + Q_{ak} + Q_{kn} + k_n Q_{pn} + Q_{вин} = 0; \quad (5.127)$$

$$\text{рівняння теплового балансу для об'єму споруди} \\ Q_{kn} + Q_{кр} + Q_{кал} + Q_{ко} + (1 - k_n) \cdot (Q_{pn} + Q_{но} + Q_{ро}) + Q_{\epsilon} = 0; \quad (5.128)$$

$$\text{рівняння теплового балансу для огороження} \\ Q_{ка} + k_n Q_{ро} + k_n Q_{но} + Q_{ак} + Q_{\epsilon\phi} + Q_{ло} = 0; \quad (5.129)$$

$$\text{рівняння балансу за вологою для об'єму споруди} \\ W_n + W_o + W_k + W_{\epsilon} = 0; \quad (5.130)$$

$$\text{рівняння балансу на поверхні приладів} \\ c_m W_m dt + \frac{nd}{F_{mp}} [Q_{кр}(t) + Q_{pn}(t) + Q_{ро}(t)] dx = 0, \quad (5.131)$$

де Q_n , $Q_{вин}$, $Q_{кал}$, Q_{ϵ} , Q_k – теплові потоки відповідно від ґрунтового обігріву в теплицях, на випаровування, від калориферів повітряного обігріву, на нагрівання вентиляційного повітря, від конденсації, Вт/м²;

Q_{kn} , $Q_{кр}$, $Q_{ко}$, $Q_{ок}$ – конвективні теплові потоки відповідно від поверхні ґрунту, від реєстрів шатрового обігріву, біля огороження, від огороження до зовнішнього середовища, Вт/м²;

Q_{pn} , $Q_{но}$, $Q_{ло}$, $Q_{ро}$, $Q_{\epsilon\phi}$ – променисті теплові потоки відповідно від реєстрів шатрового обігріву на ґрунт, між ґрунтом і огороженням, з оточуючими теплицю спорудами, від реєстрів шатрового обігріву на огороження, від огороження в навколишнє середовище, Вт/м²;

$Q_{ак}$ – тепловий потік, акумульований ґрунтом, Вт/м²;

Q_{mn} – тепловий потік через ґрунт назовні, Вт/м²;

W_n , W_k , W_o , W_{ϵ} – витрати вологи відповідно, що випаровується з поверхні ґрунту, що виділяється при конденсації на огороженні, що вноситься у споруду додатково, що видаляється вентиляційним повітрям, кг/(с·м²);

c_m – питома теплоємність теплоносія, Дж (кг·К);

F_{mp} – поверхня реєстрів шатрового обігріву (бічних, при-ґрунтових, верхньої зони), м²;

t – локальна температура опалювальних приладів, °С;

W_m – витрати теплоносія, м³/(с·м²);

d – зовнішній діаметр трубопроводу, м;

k_n – коефіцієнт, що враховує поглинання довгохвильового випромінювання триатомними газами (для теплиць $k_n = 0,88$);

x – поточна координата поперечного перерізу труби (відстань від вхідного перерізу), мм.

Граничні умови для рівняння (5.131): $x = 0, t = t_m$,

де t_m – температура теплоносія, °C.

Замість рівняння теплового балансу для внутрішнього об'єму спорудження (5.128) можна застосовувати рівняння теплового балансу для всієї споруди

$$Q_n + Q_{ак} + Q_{mn} + Q_{кал} + Q_{ш} + Q_{е} + (Q_{ок} + Q_{еф} + Q_{ло}) [1 + a(\rho_з - \rho_в)] = 0, \quad (5.132)$$

де $Q_{ш}$ – повний (променистий і конвективний) тепловий потік від трубного шатрового обігріву, Вт/м²;

$1 + a(\rho_з - \rho_в)$ – величина, що враховує додаткові тепловтрати внаслідок інфільтрації (для теплиць із звичайним склінням $a = 1$, для покритих плівкою $a = 0,8$); ($\rho_з$ і $\rho_в$ – густина зовнішнього і внутрішнього повітря, кг/м³).

Рівняння 5.128–5.132 наведено для загального випадку тепло-масообміну в спорудах захищеного ґрунту. Для конкретних об'єктів у ці рівняння можуть бути внесені відповідні зміни. Аналітичне розв'язання системи рівнянь 5.128–5.132 ускладнене, і тому розроблена програма їхнього розрахунку на ЕОМ.

Потужність системи повітряного опалення весняних плівкових теплиць у першому наближенні можна визначити за емпіричною формулою, отриманою на основі аналізу й узагальнення теплового балансу весняних теплиць

$$Q_{он} = [9,72t_е - 8,25t_n + 0,003(t_е - t_n)t_е + 0,009(t_е - t_n)^2 + 8,75]nmF_n, \quad (5.133)$$

де n – відношення коефіцієнта огородження, рівного 1,5, до коефіцієнта огородження споруди, що проектується;

m – поправка на швидкість вітру;

F_n – площа ґрунту, м².

Швидкість вітру, м/с	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
m	0,82	0,88	1,0	1,07	1,12	1,18	1,23	1,27	1,31	1,35

5.5.4. Автоматичне регулювання параметрів мікроклімату в теплицях

Завдяки автоматичному керуванню можна підтримувати в теплиці задані технологічні параметри мікроклімату. Крім того, це дає істотний економічний ефект, тому що забезпечує оптимальні умови вирощування рослин при найменших витратах теплоти на обігрів теплиць.

Основні функції системи автоматичного регулювання (САР): автоматичне регулювання температури повітря, води для обігріву ґрунту і води для поливу і зволоження; збагачення повітря вуглекислим газом; керування освітлювальними установками; керування фрамугами; дозування добрив.

Основний регульований параметр – температура повітря всередині теплиці. При водяній системі опалення її регулюють зміною температури теплоносія (води), що пропускаться по трубах системи опалення, і керуванням за допомогою фрамуг природною вентиляцією.

Існують дві типові схеми регулювання температури в теплиці, в яких як регулюючий орган використовують триходовий клапан. У першій схемі (рис. 5.93, а) циркуляційний насос установлений за триходовим клапаном; у другій (рис. 5.93, б) – на підкачуванні води із зворотного трубопроводу системи обігріву.

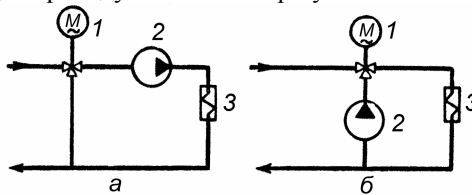


Рис. 5.93. Схема регулювання температури повітря в теплиці:

1 – змішувальний клапан; 2 – насос; 3 – системи опалення

Система керування мікрокліматом – це комплект датчиків; пристроїв регулювання силового електроустаткування; виконавчі механізми. У теплицях широко використовують системи регулювання вітчизняного виробництва КТ і УТ-12. Вони забезпечують регулювання опалення і вентиляції.

Схему системи регулювання і контролю температури в теплиці подано на рис. 5.94, а. Як виконавчі механізми використовують триходові клапани. Реле часу задає рівень нічної і денної температур.

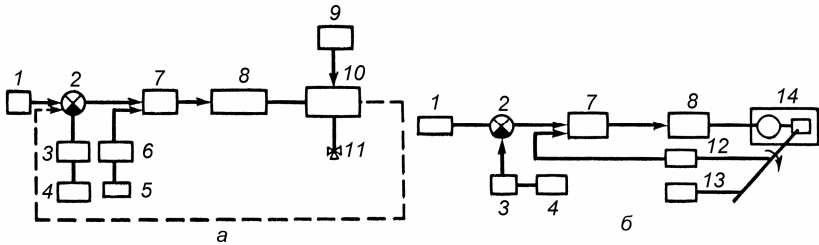


Рис. 5.94. Блок-схема системи автоматичного регулювання і контролю температури повітря в теплиці (а) і вентиляції (б):

1 – датчик температури повітря; 2 – пристрій, що порівнює покази; 3 – датчик температури повітря; 4 – реле часу для задавання температури в денний і нічний час; 5 – датчик обмеження температури теплоносія; 6 – вимірювальний прилад; 7 – електронний регулюючий прилад; 8 – перемикач режиму роботи; 9 – показчик положення виконавчого механізму; 10 – виконавчий механізм триходового клапана; 11 – триходовий змішувальний клапан; 12 – датчик обмеження відкриття фрамуг; 13 – датчик дистанційного показника положення фрамуг; 14 – електричний виконавчий механізм із редуктором

Блок-схему системи регулювання вентиляції наведено на рис. 5.94, б. Залежно від значення температури повітря пристрій автоматично здійснює відкриття і закриття фрамуг. Крім автоматичного керування температурою передбачене також ручне керування.

Для керування мікрокліматом ангарних і блочних теплиць, у тому числі плівкових площею до 3 га, використовують також систему УТ12–У3. За допомогою автоматично можна регулювати температуру повітря, ґрунту, поливальної води; режим поливу ґрунту і зволоження повітря; концентрацію вуглекислого газу; концентрацію розчинів мінеральних добрив; режим опромінення розсади.

Використання мікро- і міні-ЕВМ дозволяє помітно удосконалити процес регулювання мікроклімату теплиць. Така система включає приладове забезпечення (датчики, виконавчі механізми тощо) і програмне забезпечення (набір програм керування комплектом машин і технологічним устаткуванням теплиці). У тепличних комплексах, побудованих останнім часом, використовують систему керування мікрокліматом на базі ЕОМ типу GR10 фірми “Ван Флиш” чи системи фірми “Индал” (Голландія).

Контрольні запитання і завдання

1. Дайте визначення спорудам захищеного ґрунту та їх класифікацію.
2. Найважливіші конструктивні особливості парників і теплиць. Охарактеризуйте конструкцію теплиць для вирощування печериць, гідропонних та пневматичних теплиць.
3. Приведіть основні конструктивні і теплофізичні характеристики культиваційних споруд та їхні числові значення.
4. Які способи обігріву культиваційних споруджень? Дайте їхній порівняльний аналіз.
5. Які способи технічного обігріву теплиць? Розгляньте схеми обігріву шатра теплиць, а також опалення ґрунту.
6. Способи і галузь застосування газового обігріву теплиць.
7. Відмінні риси й галузь застосування парового і повітряного обігріву теплиць.
8. Де застосовується комбінована система обігріву? Якою є частка потужності повітряного обігріву від загальної витрати теплоти на обігрів споруди?
9. Як здійснюється обігрів споруджень від індивідуальних джерел? Яке при цьому застосовують устаткування?
10. Способи вентиляції теплиць та їхні відмінні риси.
11. Розгляньте способи підживлення рослин вуглекислим газом.
12. Принципи теплового розрахунку теплиць. Проаналізуйте рівняння 5.127–5.132.
13. Які основні способи автоматичного керування мікрокліматом теплиць? Наведіть принципові схеми систем регулювання опалення і вентиляцією теплиць.

5.6. ЗАСТОСУВАННЯ ХОЛОДУ В СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАРСТВІ

5.6.1. Загальні відомості

Холод застосовується в багатьох технологічних процесах переробки сільськогосподарської продукції. Завдяки холодильникам значно скорочуються втрати під час зберігання продукції. Охолоджені продукти часто транспортують на великі відстані.

Молоко, призначене для переробки або реалізації, як правило, попередньо охолоджують. Для відправлення на підприємства молочної промисловості молоко слід зберігати не більш ніж 20 год з температурою не вище 10°C.

У сільському господарстві охолодження м'яса в основному здійснюють на птахофабриках. На практиці використовують такі способи охолодження тушки: в повітрі, холодній воді, у воді з льодом, що тане, і зрошенням холодною водою.

Повітряне охолодження тушок здійснюють у холодильниках при температурі 0...–1 °С і відносній вологості повітря 95%.

Під час охолодження тушок птиці водою використовують один з трьох способів: занурення, зрошення і комбінування зазначених методів. При першому способі процес охолодження відбувається при температурі води 0–2 °С, а його тривалість становить від 0,3 до 0,7 год. Під час зрошувального охолодження тушки птиці омиваються водою, яка розпилюється форсунками. Економічнішим є комбінований спосіб, за якого тушки спочатку обмивають холодною водою з форсунок протягом 10–15 хв, а потім занурюють їх у холодну воду з температурою 1–2°C на 25 хв. Охолоджене м'ясо зберігають у холодильниках при температурі 0–2°C і відносній вологості повітря 80–85%. Тушки можуть зберігатися до 5 діб.

Підморожування м'яса птиці здійснюють або холодним повітрям, або зануренням у холодний розсіл. Повітряне підморожування здійснюють при температурі повітря в холодильних камерах від –23 до –25°C і швидкості руху повітря 3–4 м/с. Тривалість – 2–3 год. Для підморожування зануренням у розсіл застосовують розчини хлористого кальцію або пропіленгліколю з температурою від –10°C і нижче. Тривалість підморожування – 20–25 хв.

Заморожування м'яса, призначеного для тривалого зберігання, здійснюється тими ж способами, що і підморожування. Заморожування повітрям відбувається при температурі охолоджувального повітря від –30 до –40°C; при заморожуванні в розсолі температура

розчину дорівнює $-25\dots-28^{\circ}\text{C}$. Збереження замороженого м'яса птиці здійснюється при температурі не вище -12°C і відносній вологості 85–95%. Граничний термін зберігання – один рік.

Яйця зберігають у холодильниках при температурі від -1 до -2°C і відносній вологості 85–88%. Після охолодження до $2-3^{\circ}\text{C}$ їх поміщають у камеру схову. Застосовують також зберігання яєць в атмосфері вуглекислого газу або азоту, що дозволяє значно збільшити його термін.

Фрукти й овочі охолоджують у стаціонарних сховищах. Плодово-овочеву продукцію зберігають у холодильних камерах з охолоджувальними батареями, в яких циркулює холодний агент або розсіл.

У системах з повітряним охолодженням, спочатку охолоджується повітря, яке потім вентиляторами нагнітається в камери схову. У змішаних системах продукти охолоджуються холодним повітрям і від батареї.

5.6.2. Льодосоляне охолодження

Льодовники. Для зберігання харчових продуктів часто використовують льодовники: з нижнім, верхнім і бічним розміщенням льоду. У першому випадку продукти укладають безпосередньо на лід. Недолік цього типу льодовника – забруднення продуктів від дотику з льодом. У льодовниках з верхнім розташуванням льоду над камерою споруджують перекриття, на яке кладуть лід. Вода від танення льоду стікає по трубі. У камері, де зберігаються продукти, холодне повітря надходить униз, а тепле повітря від продуктів – вгору.

Найдосконаліші льодовники з бічним розташуванням льоду (рис. 5.95). Розташовані поруч льодосховище і камера для продуктів відокремлені один від одного ізольованою стіною. Вгорі і внизу є отвори 2 і 6 для циркуляції повітря. Талу воду відводять за допомогою схилів у підлозі і прямку з водовідводною трубою 7. Тамбур споруджують з північного боку.

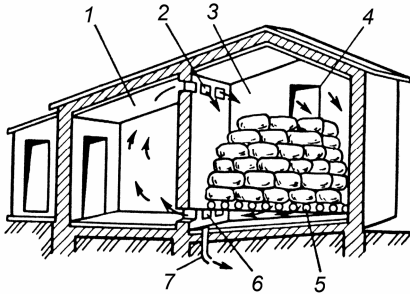


Рис. 5.95. Льодовик з бічним розташуванням льоду:

1 – камера для збереження продуктів; 2 і 6 – отвори для циркуляції повітря; 3 – льодоприміщення; 4 – люк для завантаження льоду; 5 – піддон; 7 – труба для відведення води від льоду

Витрати холоду в льодовнику за одиницю часу визначають за формулою:

$$Q = Q_o + Q_{o,np} + Q_{ини}, \quad (5.134)$$

де Q_o – тепловий потік (втрати холоду) через огорожувальні конструкції;

$Q_{o,np}$ – витрати холоду на охолодження продуктів;

$Q_{ини}$ – інші втрати (з вентиляцією, з освітленням, від перебування людей).

Тепловий потік через огорожувальні конструкції визначають за методикою, яка викладена в главі 5.3.

Витрати холоду на охолодження продуктів

$$Q_{o,np} = \frac{m_{np}(h_n - h_k)}{\tau}, \quad (5.135)$$

де m_{np} – маса продукту, кг;

h_n і h_k – початкова і кінцева ентальпії продуктів, Дж/кг;

τ – час, с.

Інші втрати $Q_{ини}$ приймають як 20–30% від суми $Q_o + Q_{o,np}$.

Орієнтовні дані з витрат холоду на охолодження сільськогосподарських продуктів: молока – 80–105 кДж/кг; олії, сметани і сиру – 70–80; м'яса – 140–180; фруктів – 80–120 кДж/кг.

Витрати льоду $m_{л}$, за сезон:

$$m_{л} = \frac{KQ_{сез}}{q_{нл}} 10^3, \quad \text{т}, \quad (5.136)$$

де $Q_{сез}$ – загальні витрати холоду за сезон, кДж;

$q_{нл}$ – холодильна потужність 1 кг льоду, $q_{нл} = 335$ кДж/кг;

K – коефіцієнт запасу льоду, значення якого приймають рівним 1,1.

Льодосоляне охолодження. У пристроях льодосоляного охолодження для одержання холоду використовують суміш льоду із сіллю, що дозволяє досягти в камері, де зберігаються продукти, температури 0°C і нижче. Температура танення суміші льоду і солі залежить від складу солі та її концентрації. Мінімальна температура досягається при визначеній концентрації, названої евтектичною. При використанні кухонної солі мінімальне значення температури танення суміші – 21,2°C; при використанні хлористого кальцію – 55°C.

Холодильники з льодосоляним охолодженням обладнані спеціальними ґратчастими кишнями або металевими резервуарами, в яких знаходиться охолоджуюча суміш. Площу поверхні металевих резервуарів знаходять за такою формулою:

$$F_p = \frac{Q_{кам}}{k(t_{кам} - t_{см})}, \quad (5.137)$$

де $Q_{кам}$ – максимальні витрати холоду в камері для літнього часу, Вт;

k – коефіцієнт теплопередачі – рівний 7–12 Вт/(м²·К);

$t_{кам}$ і $t_{см}$ – температура повітря в камері і льодосоляної суміші, °С (різницю $t_{кам} - t_{см}$ приймають рівною 6–8°C).

Під час застосування ґратчастих кишень між повітрям і поверхнею льодосоляної суміші відбувається конвективний теплообмін. Площа поверхні кишень

$$Q_k = 1,2 \frac{F_{кам}}{\alpha(t_{кам} - t_{см})}, \quad (5.138)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі від повітря до поверхні кишень (можна прийняти $\alpha = 6-8$ Вт/(м²·К).

Витрати суміші визначають у такий спосіб:

$$m = Q_{кам} / q_{см}, \quad (5.139)$$

де $q_{см}$ – холодильна потужність суміші, Дж/кг.

На практиці використовують холодильники з розсільним охолодженням (рис. 5.96). У камері 1, де розташовані продукти, встановлюють охолоджувальні батареї 2, всередині яких циркулює холодний розсіл, що подається насосом 3. Холодний розсіл одержують у баці-генераторі холоду 7. Солеконцентратор 8 служить для підтримки потрібної концентрації розсолу.

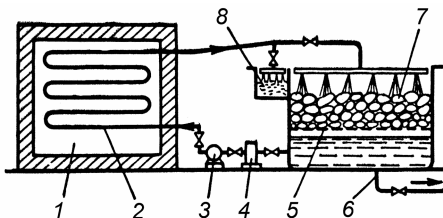


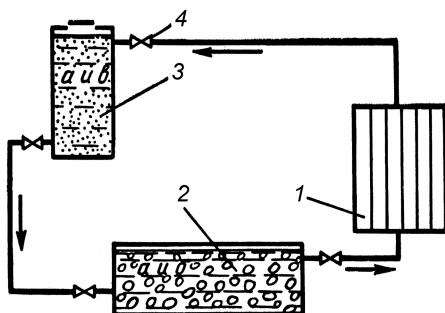
Рис. 5.96. Схема розсільного охолодження:

1 – охолоджувальне приміщення; 2 – охолоджуюча батарея; 3 – насос; 4 – фільтр; 5 – грати; 6 – зливна труба; 7 – генератор холоду; 8 – соляноконцентратор

Простішими є установки розсільного охолодження, в яких циркуляція забезпечується завдяки різниці об'ємних мас розсолу внаслідок зміни його концентрації на різних ділянках установки (рис. 5.97).

Рис. 5.97. Схема установки розсільного охолодження з природною циркуляцією:

1 – охолоджуюча батарея;
2 – генератор холоду;
3 – концентратор розсолу;
4 – вентиль;
а – розсіл; б – лід; в – сіль



Найбільшу густину розсіл має в концентраторі 3, де він насичується сіллю. У генераторі холоду 2 концентрація розсолу зменшується внаслідок його розведення водою. Різниця густини суміші в концентраторі 3 і генераторі холоду 2 створює силу, що переміщує розсіл з генератора 2 до батареї 1. В охолодженій батареї 1 через підігрів густина розсолу знижується, забезпечуючи його підйом до концентратора 3.

5.6.3. Машинне охолодження

Споруди, призначені для охолодження, заморожування і зберігання продуктів, називають *холодильниками*. Холодильники, обладнані холодильними машинами, називають *холодильниками з машинним охолодженням*. Холодильна машина складається з комплексу устаткування, потрібного для здійснення холодильного циклу. Фізичне тіло, за допомогою якого здійснюється холодильний цикл, називається

робочим тілом або *холодильним агентом*. До холодильних агентів ставлять ряд вимог. При атмосферному тиску вони повинні мати низьку температуру кипіння. Холодильний агент повинен бути нешкідливим для здоров'я людини, невибухонебезпечним, мати хімічну інертність до металу і мастильних матеріалів. Важливий його показник – питома холодильна потужність.

У холодильних машинах холодильний агент застосовують аміак і хладони – галогенопохідні насичених вуглеводнів ($C_n, H_z, F_v, Cl_z, Br_d$). Скорочене позначення холодильного агента будується за формою RN , де R – символ, що позначає холодильний агент, N – номер хладона.

Аміак NH_3 (міжнародний індекс $R-717$) при тиску 0,1 МПа кипить при температурі $-33,35^\circ C$. Питома теплота його пароутворення при $t = -15^\circ C$ – 1310 кДж/кг. Аміак можна використовувати для охолодження до температури $-70^\circ C$. Недоліки аміаку – отруйність (задушливий запах) і горючість.

Хладон–12 (CF_2Cl_2 , індекс $R-12$) – один з найбільш поширених холодильних агентів. Температура його кипіння при тиску 0,1 МПа – $29,8^\circ C$. Питома теплота пароутворення при температурі $t = -15^\circ C$ – 159,3 кДж/кг.

Хладон–22 (CHF_2Cl індекс $R-22$) при тиску 0,1 МПа кипить при температурі $-40,8^\circ C$. Питома теплота паротворення при $t = -15^\circ C$ – 215,8 кДж/кг.

Хладони $R-12$ і $R-22$ не мають запаху, не впливають на продукти. Вони мають високу текучість і тому треба приділяти особливу увагу герметичності з'єднань трубопроводів.

У холодильній техніці охолодження продукції здійснюється в холодильній камері безпосередньо холодильним агентом. Якщо це технічно реалізувати важко, охолодження об'єкта здійснюють за допомогою холодоносія. Для цього використовують розчини солей $NaCl, CaCl_2, MgCl_2$.

У сільському господарстві знайшли застосування парокompресійні та абсорбційні холодильні машини. Хладонові, фреонові, аміачні холодильні машини, призначені для охолодження молока на фермах, м'яса на птахофабриках, фруктів і овочів у сховищах як з безпосереднім, так і з розсольним охолодженням. Холодильні установки, які використовуються на молочних фермах, обладнані акумулятором, так званім танком, призначеним для акумулювання

холоду в проміжках між доїннями. Ці установки працюють в автоматичному режимі.

Для охолодження молока на фермах застосовують холодильні установки МХУ–8с, ТОМ–2А, КСА–500, СМ–1200, УВ–10, АВ–30 та ін. На великих фермах використовують холодильні установки АВ–22, АУ–45 з розсолним охолодженням.

Холодильна машина МХУ–8с (рис. 5.98) забезпечує охолодження молока за 2 год з урахуванням акумуляції холоду (наморожування льоду на пластинах випарника). Тривалість акумуляції холоду – 5 год. У такий спосіб тривалість всього циклу охолодження – 7 год. Кількість намороженого льоду на панелях випарника – 450±50 кг. Холодильна потужність установки – 9,3 кВт. Схему холодильної установки МХУ–8с наведено на рис. 5.99. Холодильний агент, що циркулює у випарнику 13, відбирає теплоту від води в баці 2. Пара, що утворилася при кипінні хладона, проходить через теплообмінник 10, де вона додатково нагрівається рідким хладоном, що надходить з ресивера 8 і має вищий тиск і температуру, ніж пара хладона після випарника 13. Пари хладона відсмоктуються поршневим двоциліндровим компресором ФВ–6. Стиснуті в компресорі пари хладоагента (при цьому їхня температура підвищується до 70–80°C) нагнітаються в конденсатор 7, зовнішня поверхня якого обдувається навколишнім повітрям за допомогою вентилятора. Рідкий хладон надходить у ресивер 8, а потім у фільтр-осушувач 9, де він, проходячи через силікагель і фільтр, звільняється від вологи і забруднень. У теплообміннику 10 холодильний агент, віддаючи теплоту парам хладона, додатково охолоджується. Протікаючи через терморегулюючий вентиль 12, хладон дроселюється. При цьому знижується як тиск, так і температура холодильного агента (дросель-ефект має позитивне значення). Тим самим хладон набуває здатність кипіти при низьких температурах. З терморегулюючого вентиля 12 він надходить у випарник 13 і цикл повторюється. Холодна вода з бака-акумулятора 2 насосом 14 подається в охолоджувач молока 1. Ступінь охолодження (величину зниження температури хладона в процесі дроселювання) установлюють терморегулюючим вентилям 12. Для регулювання товщини льоду на пластинах випарника в установці передбачено реле температури 4. Реле тиску 5 служить для захисту від надмірного підвищення тиску в конденсаторі.

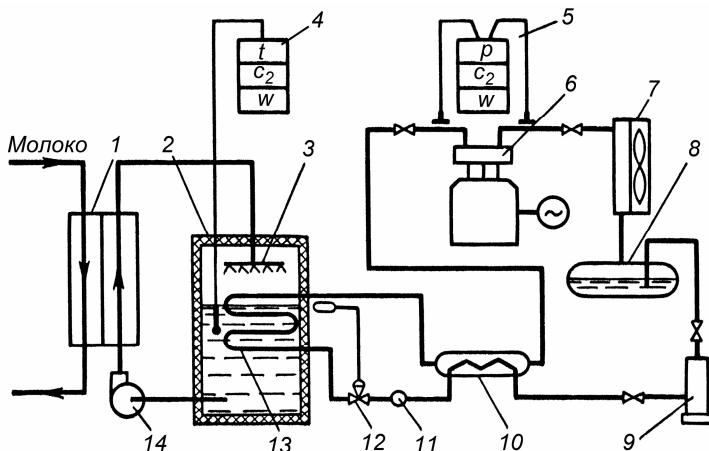


Рис. 5.98. Схема холодильної установки МХУ-8с:

1 – охолоджувач молока; 2 – бак для охолодження води; 3 – колектор;
 4 – реле температури; 5 – реле тиску; 6 – компресор; 7 – конденсатор з повітряним охолодженням; 8 – ресивер; 9 – фільтр-осушувч; 10 – теплообмінник; 11 – оглядовий пристрій; 12 – терморегулюючий вентиль;
 13 – випарник; 14 – насос

Танк-охолоджувач молока ТОМ-2А холодною потужністю 13,9 кВт призначений для охолодження і зберігання молока на фермах з поголів'ям 200, 400 і 600 тварин. Танк-охолоджувач молока СМ-1200 конструктивно мало відрізняється від охолоджувача молока ТОМ-2А. Для охолодження молока використовують установку КСА-500 (входить у комплект доїльної установки "Імпульс"), МК-2000Л-2А (на 2000 л молока). Середня холодна потужність установок КСА-500 – 8,8–9,0 кВт, МК-2000 – 13,4 кВт на 1000 л молока.

Установки УВ-10 (холодна потужність 11,65 кВт) і АВ-30 (холодна потужність 35 кВт) служать для одержання холодної води, призначеної для охолодження молока під час його первинної обробки на фермах.

На фермах використовують також охолоджувально-пастеризаційні установки ОПФ-1 і ОПУ-3М продуктивністю відповідно 1000 і 3000 л/год. У цих установках здійснюється очищення, тонкошарова пастеризація і охолодження молока при повній автоматизації процесу.

Для охолодження холодильних камер і зберігання продуктів, у тому числі в їдальнях і буфетах, використовують хладонові автоматичні холодильні машини типу ФАК: ФАК-0,7; ФАК-1.1Е, ФАК-1.5М і ФАК-0.7АВ холодильною потужністю 0,814–1,745 кВт. Вони працюють з різними за розмірами випарними батареями в діапазоні температур від -30°C до $+5^{\circ}\text{C}$ при температурі навколишнього повітря до $+40^{\circ}\text{C}$. Агрегат ФАК-0,7АВ відрізняється тим, що його конденсатор охолоджується водою.

Більші холодильні камери обладнані холодильними агрегатами типу ІФ. Холодильна машина ІФ-49 з водяником, машина ІФ-56 – з повітряним охолодженням. Холодильна потужність обох машин у стандартному режимі 3,5 кВт. В овочевих і фруктосховищах використовують хладонові холодильні машини типу ХМ-22-ФВ-22/1, ХМ-22-ФВ-22/11, ХМ-22-ФУ-45/1, ХМ-22-ФУ-45/11, ХМ-22-ФУУ-90/1 та ін., які працюють на холодильних агентах $R-12$ і $R-22$.

Ці машини бувають двох модифікацій: І – з частотним обертанням колінчастого вала компресора 24 с^{-1} і ІІ – з частотним обертанням 16 с^{-1} . Їх використовують з безпосереднім батареїним і розсольним охолодженням.

Холодильні машини працюють при температурі кипіння хладона від -45°C до $+5^{\circ}\text{C}$ і температурі охолоджувальної води від 1 до 30°C .

Схему холодильної машини ХМ-ФВ-20 подано на рис. 5.99. Після компресора 9 пари холодильного агента надходять у конденсатор 12, де вони охолоджуються і конденсуються. Після додаткового охолодження в теплообміннику 14 через фільтр-осушувач 16, соленоїдний вентиль 18 і терморегулюючий вентиль 19 вони надходять у випарник 1. З випарника 1 пари холодильного агента відсмоктуються компресором 9. На шляху від випарника 1 до компресора 9 пари підігріваються в теплообміннику 14 за рахунок теплоти рідкого холодильного агента, що надходить з конденсатора 12.

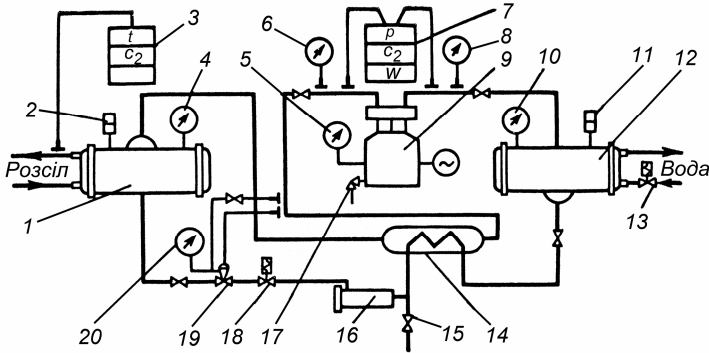


Рис. 5.99. Схема холодильної машини типу ХМ-ФВ-20:

1 – випарник; 2 і 11 – запобіжні клапани; 3 – реле температури;
 4, 6 і 20 – мановакуометри; 5, 8 і 10 – манометри; 7 – реле тиску;
 9 – компресор; 12 – конденсатор; 13 і 18 – соленоїдні вентиля;
 14 – теплообмінник; 15 – вентиль для заправлення холодоагентом; 16 – фільтр-осушувач; 17 – вентиль для зливу мастила; 19 – терморегулюючий клапан

Для охолодження сільськогосподарської продукції, крім хладонових, застосовують також аміачні холодильні машини ХМ-АВ-22/1-11, ХМ-АУ-45/1-11, ХМ-АУУ-90/1-11. Їх застосовують для охолодження молока на великих фермах, м'яса на птахофабриках, а також для охолодження фруктів і овочів у сховищах.

Під час водного охолодження конденсатора використовують як прямоточну, так і оборотну систему подачі води. У першому випадку охолоджувальна вода скидається в каналізацію, у другому – вона проходить через градирню, де охолоджується в результаті теплообміну з повітрям, після чого знову подається в систему охолодження конденсатора.

Як приклад подано планування одноповерхового холодильника для заморожування і зберігання плодово-ягідної продукції (рис. 5.100). Вантажомісткість холодильника – 1300 т. У холодильнику передбачено: три камери 6 для зберігання сировини, чотири камери 5 для зберігання замороженої продукції і одне морозильне відділення 3. У холодильнику є компресорне відділення 2, підсобні і побутові приміщення 10 і залізнична платформа 1.

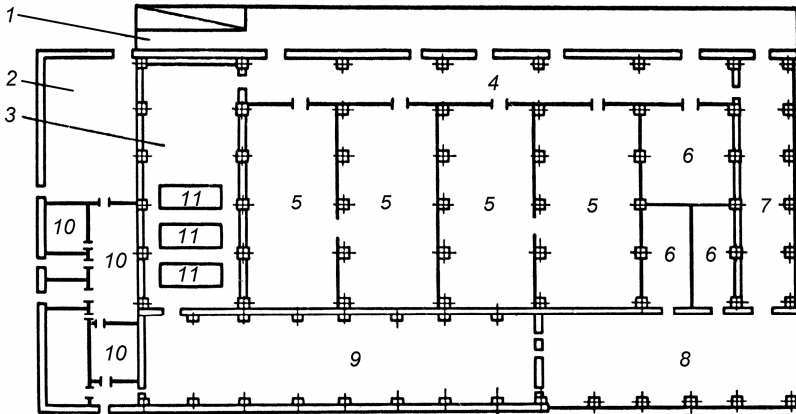


Рис. 5.100. План одноповерхового холодильника:

1 – залізнична платформа; 2 – компресорне відділення; 3 – відділення заморожування; 4 – коридор; 5 – камери схову заморожених і охолоджених продуктів; 6 – камера схову сировини; 7 – сполучений коридор; 8 – площадка приймання і складування сировини; 9 – відділення підготовки продукції до охолодження і заморожування; 10 – підсобні і побутові приміщення; 11 – морозильні апарати

5.6.4. Розрахункова холодильна потужність

У приміщенні, що охолоджується, слід підтримувати заданий температурний режим. Для цього повинна існувати рівність теплонадходжень до приміщення і теплоти, яка відводиться з нього. Рівняння теплового балансу має такий вигляд

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5, \quad (5.140)$$

де Q – витрати холоду в холодильній камері;

Q_1 – надходження теплоти через огороження, включаючи дію сонячної радіації;

Q_2 – надходження теплоти від продуктів при їхньому охолодженні і заморожуванні;

Q_3 – тепловий потік із зовнішнім повітрям при вентиляції приміщень;

Q_4 – тепловий потік, обумовлений експлуатацією приміщень;

Q_5 – тепловий потік від фруктів і овочів у результаті їхнього дихання.

Тепловий потік через зовнішні стіни і перекриття холодильника знаходять за такою формулою:

$$Q_i = k_i F_i [(t_n - t_3) + \Delta t_c], \quad (5.141)$$

де k_i – коефіцієнт теплопередачі огорожень (стін, стелі), Вт/(м²·К);

F_i – площа поверхні огороження, м²;

t_3 – розрахункова температура зовнішнього повітря, °С;

t_n – температура в приміщенні, що охолоджується, значення якої приймають відповідно до технологічних вимог, °С;

Δt_c – надлишкова різниця температури, викликана дією сонячної радіації, °С.

Розрахункову температуру зовнішнього повітря приймають рівною

$$t_3 = 0,4t_{сер.м} + 0,6t_{max},$$

де $t_{сер.м}$ – середньомісячна температура о 13 год найгарячішого місяця, °С;

t_{max} – максимальна температура, що відзначалася в певному районі, °С. Для орієнтованих розрахунків можна прийняти t_{max} : для північної кліматичної зони – 25, середньої – 28 і південної – 32°С.

Для холодильників, що мають горищні перекриття, значення Δt_c приймають залежно від географічної широти:

географічна широта, град	40	50	60
різниця температур Δt_c , °С	15	10	5

Якщо приміщення безгорищне, залежно від орієнтації поверхні по сторонах світу Δt_c , приймають для стін від 2,2 до 11,3 °С (найбільші значення для орієнтації на південний схід і південний захід), а для плоскої покрівлі – 16,5–18,5 °С.

Тепловий потік через підлогу у ґрунт незначний і тому його враховують тільки в камерах з негативними температурами.

Якщо передбачено обігрів підлоги, то тепловий потік через підлогу знаходять з такого виразу:

$$Q_{nl} = k_{nl} F_{nl} (t_{c.p} - t_3), \quad (5.142)$$

де k_{nl} – коефіцієнт теплопередачі підлог, розташованих вище нагрівальних приладів, Вт/(м²·К);

F_{nl} – площа поверхні підлоги, м²; $t_{c.p} = 1-3$ °С.

Тепловий потік через підлогу, що лежить на ґрунті і не має нагрівальних приладів, визначають за такою формулою:

$$Q_{пл} = \sum (k_{ум} F_3)(t_n - t_3), \quad (5.143)$$

де $k_{ум}$ – умовний коефіцієнт теплопередачі відповідної зони підлоги, Вт/(м²·К). Значення $k_{ум}$ приймають: на відстані 2 м від зовнішніх стін – 0,23, від 4 до 6 м від зовнішніх стін – 0,12, для іншої площі – 0,07 Вт/(м²·К);

F_3 – площа поверхні відповідної зони, м².

Витрати холоду на охолодження продуктів

$$Q_2 = 0,278(cM + c_m M_m)(t_1 - t_2)/24, \quad (5.144)$$

де c і c_m – питомі теплоємності продукту, що охолоджується, і матеріалу тари, кДж/(кг·К);

M і M_m – маси продукту і тари, що надходять у холодильник, кг/доб. Добове надходження тари приймають рівним: дерев'яної і сталеві – 20%, картонної – 10%, скляної – 100% від добового надходження продуктів.

Тепловий потік із зовнішнім повітрям при вентиляції приміщень

$$Q_3 = 0,278aV\rho_k(h_3 - h_k)/24, \quad (5.145)$$

де a – кратність повітрообміну дорівнює 1–6 обмінів повітря за добу;

V – об'єм вентилязованого приміщення (камери), м³;

ρ_k – густина повітря в охолоджуваному приміщенні, кг/м³;

h_3 і h_k – ентальпії зовнішнього повітря і в приміщенні, кДж/кг.

Експлуатаційний тепловий потік

$$Q_4 = Q_4' + Q_4'' + Q_4''' + Q_4'''' , \quad (5.146)$$

де Q_4' , Q_4'' , Q_4''' , Q_4'''' – відповідно надходження теплоти від електричного освітлення, працюючих електродвигунів, людей і при відкриванні дверей, Вт.

$$Q_4' = q_4'' F_{бвд}, \quad (5.147)$$

де $F_{бвд}$ – площа охолоджуваного приміщення, м²;

q_4'' – питомий тепловий потік від електричного освітлення, Вт/м². Для невеликих холодильних камер $q_4'' = 3$ Вт/м².

Тепловий потік, який виділяється електродвигунами при їхньому розташуванні всередині охолоджуваного приміщення, знаходимо за такою формулою:

$$Q_4'' = 1000k_{одн} \sum N_e, \quad (5.148)$$

а при розташуванні електродвигунів поза приміщенням, що охолоджується,

$$Q_4'' = 1000k_{одн} \sum N_e \eta_e, \quad (5.149)$$

де N_e і η_e – потужність (кВт) і ККД електродвигунів;
 $k_{одн}$ – коефіцієнт одночасності роботи електродвигунів
 $(k_{одн} = 0,1-1,0)$.

Тепловий потік дихання фруктів і овочів рекомендується визначати за методикою, яка викладена у 5.2.8, але можна користуватися такою формулою:

$$Q_5 = q_5' M' + q_5'' (E - M'), \quad (5.150)$$

де M' – добове надходження фруктів і овочів у камеру, т;

E – повна місткість камери, т;

q_5' і q_5'' – відповідно питомі теплові потоки, які виділяються плодами й овочами при диханні під час охолодження і під час збереження. Вт/т.

Значення q_5'' приймають за температурою повітря в камері, а значення q_5' – за середньою температурою між початковою і кінцевою температурою продукту (табл. 5.14).

Під час зберігання плодів і овочів у камері з регульованим газовим середовищем (РГС) значення Q_5 знаходять за такою формулою:

$$Q_{5_{prc}} = (0,3...0,5) q_5'' E. \quad (5.151)$$

Встановлена потужність холодильної установки

$$Q_{yctm} = K_m Q / b_p, \quad (5.152)$$

де K_m – коефіцієнт, що враховує теплонадходження в трубопроводах. Для холодильних установок безпосереднього охолодження $K_m = 1,05-1,07$, для системи охолодження холодоносієм (розсолем) $K_m = 1,1-1,2$; b_p – коефіцієнт робочого часу (для великих і середніх холодильних установок $b_p = 0,75-0,92$, для малих холодильних установок $b_p = 0,7$).

За значеннями Q_{yctm} , користуючись каталогами або довідниками, вибирають холодильну машину для певної установки. При цьому в області середньої і малої потужності (до 0,4 МВт) варто

віддавати перевагу поршнеvim компресорам. Для малих холодильних машин рекомендується застосовувати хладони R-12 або R-22; для середніх – аміак або R-12.

Таблиця 5.14

Питомі теплові потоки, що виділяються фруктами й овочами під час охолодження

Фрукти й овочі	Значення q'_s , Вт/т, при температурі, °C			
	0	5	10	20
Абрикоси	17	50	102	199
Виноград	9	24	36	78
Груші пізні	10	41	56	219
Капуста	33	51	78	194
Картопля	20	24	26	44
Цибуля	19	25	34	58
Морква	28	38	44	135
Огірки	20	34	66	174
Буряк	20	34	60	213
Слива	21	65	126	233
Томати	17	28	41	102
Черешня	21	47	97	219
Яблука порізані	10	21	58	73

5.6.5. Автоматизація холодильних установок

Основний параметр, що характеризує роботу холодильної установки – температура і тому вона є основним параметром регулювання. Температуру повітря в камері регулюють впливом на холодильну потужність випарника і на компресор.

На рис. 5.101 наведено схему регулювання температури в одновипарних системах, що здебільшого знаходять застосування в сільському господарстві. Зміна температури повітря в камері сприймається датчиком 1 реле температури 2, яке дає команду магнітному пускачеві 3 на пуск або зупинку електродвигуна 4 компресора 5 (залежно від того, нижче або вище потрібного значення температури повітря). Застосовують також систему регулювання температури повітря в камері за допомогою реле тиску, що реагує на тиск кипіння холодильного агента.

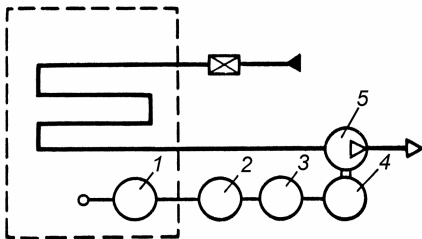


Рис. 5.101. Схема регулювання температури повітря в камері:
 1 – датчик; 2 – реле; 3 – магнітний пускач; 4 – електродвигун; 5 – компресор

Малі холодильні установки обладнані повною уніфікованою системою автоматизації, якою регулюється температура повітря, перегрів пари, а іноді і тиск її конденсації.

Контрольні запитання і завдання

1. Назвіть способи і режими охолодження сільськогосподарської продукції (молока, м'яса, яєць, фруктів, овочів).

2. Особливості крижаного і льодосоляного охолодження. Наведіть відповідні схеми.

3. Як розраховують витрати холоду і льоду в льодовнику?

4. Як обчислюють площу поверхні металевих резервуарів і ґратчастих кишень при льодосоляному охолодженні?

5. Наведіть схему парової компресійної й абсорбційної холодильної установки. Що таке холодильна потужність холодильної установки? Як розраховують значення холодильного коефіцієнта?

6. Охарактеризуйте холодильні агенти. У чому особливість охолодження за допомогою холодоносія?

7. Які холодильні установки застосовуються в сільському господарстві? Назвіть їхні основні характеристики.

8. Розберіть планування холодильника і зазначте холодильні машини, що встановлюють у холодильниках.

9. Опишіть метод визначення холодильної потужності. Як визначають члени рівняння теплового балансу холодильної установки? Як вибирають холодильну машину?

10. Основні принципи автоматизації холодильних установок.

5.7. ТЕПЛОТЕХНІЧНІ ОСНОВИ ЗБЕРІГАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ПРОДУКЦІЇ

5.7.1. Загальні відомості

В умовах України сезон збирання та одержання у свіжому вигляді абсолютної більшості овочів нетривалий – приблизно 3–4 місяці. Цілорічне постачання населення свіжими овочами і плодами можливо лише при правильній організації їхнього зберігання.

Умови зберігання головним чином визначаються температурою, вологістю, а також складом середовища, в якому знаходяться продукти. Для кожного виду овочів і плодів існують найсприятливіші значення цих факторів. Харчову картоплю зберігають при температурі 2–4°C, картоплю, призначену для переробки, а також насінневу картоплю – при 3–5, коренеплоди – при температурі 0,5... +1, капусту – приблизно при 2...–1, а цибулю – у межах 0–3, для цибулі-сіянки і цибулі-вибірки на початку зберігання підтримують температуру вище 17°C (теплий період зберігання), а з настанням стійких морозів – 0–3 (холодний період зберігання); при зберіганні моркви температура повинна бути 0–1°C. Має також значення швидкість, з якою досягається потрібна температура зберігання, так званий темп охолодження.

Умови охолодження значно залежать від вологості повітря в приміщенні. Для картоплі, коренеплодів і капусти відносна вологість повітря повинна бути 80–95%, для цибулі – не повинна перевищувати 60–70, для моркви – 90–95%. Основні параметри зберігання регламентовані ОНТП 6–88.

Основа компоновальних рішень комплексів – секційна (модульна) система будівництва. Комплекси можна компоувати з модулів двох типів – зберігання й обробки продукції.

Модуль зберігання має розміри 12×36 м², а модуль обробки, що включає цех із сортування і фасування продукції та адміністративно-побутові приміщення, – 24×36 м². При установці повітроохолоджувачів довжину секції приймають 42 м. В усіх комплексах набір основних приміщень приблизно однаковий. Вони відрізняються складом підсобно-допоміжних приміщень.

Висота секції для зберігання картоплі дорівнює 6 м, цибулі – 5,4 м, капусти і моркви – 3,6 м. Залежно від місткості комплексу секції розташовують по один бік коридору або по обидва боки. У типових

проектах передбачене будівництво комплексів у районах з розрахунковою температурою зовнішнього повітря -20 , -30 і -40°C .

У комплексах є припливна вентиляційна камера, до складу якої входять: вентилятор типу Ц4–70 № 10 або В–2,3–130 № 8, змішувальний клапан типу КПШ–ЛВ 1000×1000 , забірна і змішувальна шахти, а також блок автоматики. Залежно від розмірів секції встановлюють одну, дві або три припливні вентиляційні камери.

Схеми типових комплексів для насінневої і продовольчої картоплі наведено на рис. 5.102.

Місткість сховищ – 1000 – 10000 т, тому зросли вимоги до забезпечення потрібного мікроклімату у всіх секціях сховищ.

Способи і режими зберігання. Овочі в сховищах розміщують у засіках, навалом, у секціях, контейнерах і шухлядах. Зберігання продукції в засіках у нових сховищах не передбачають, тому що воно характеризується низьким коефіцієнтом використання об'єму будівлі.

Широко застосовується контейнерний спосіб зберігання. У цьому випадку мікроклімат забезпечується за рахунок загальнооб'ємної вентиляції з подачею повітря у верхню зону сховищ і примусовим відсмоктуванням повітря. Розробляються також такі системи вентиляції, що дозволяють подавати повітря в кожний контейнер.

Під час зберігання продукції навалом використовують систему активної вентиляції.

Крім того, розрізняють спеціалізовані сховища, призначені для зберігання одного виду продукції, і комбіновані – для зберігання в одному приміщенні різних видів продукції.

Процес зберігання картоплі поділяють на три періоди: лікувальний, охолодження і зберігання. Лікувальний період для картоплі проводять протягом 15 ... 20 днів. Швидкість руху повітря в міжбульбовому просторі не повинна перевищувати $0,5$ м/с.

Під час зберігання капусти передбачають два періоди – охолодження і зберігання. Перший період повинен бути по можливості найкоротшим.

Режим зберігання цибулі має чотири періоди: сушіння і прогрів, охолодження і зберігання. Тривалість сушіння не перевищує 72 год. Цибулю-сіянку, цибулю-вибірку і цибулю-матку після просушування прогривають протягом 8 – 12 год при температурі $+45^{\circ}\text{C}$, що запобігає захворюванню шийковою гнилизною.

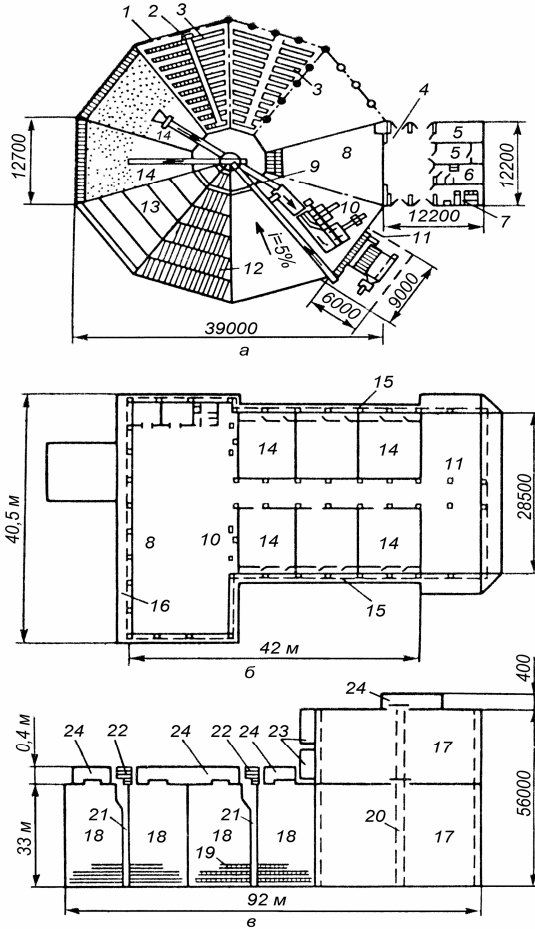


Рис. 5.102.Планувальні рішення картоплексовищ:

місткістю: а – 2,5 тис. т; б – 1,8 тис. т; в – 10 тис. т;

1 – блок зберігання та товарної обробки; 2 – вентиляційна шахта; 3 – схеми розташування підпільних вентиляційних приміщень; 4 – блок підсобно-допоміжних приміщень; 5 – підсобне приміщення; 6 – санузел; 7 – службове приміщення з їдальнею; 8 – експедиція; 9 – конвеєр; 10 – сортувальна; 11 – приймальне відділення; 12 – схема розташування плит перекриття; 13 – схема розташування ригелів перекриття; 14 – відсік (засік); 15 – припливний вентиляційний канал; 16 – платформа; 17 – секція для збереження картоплі в контейнерах; 18 – секція для зберігання картоплі насипом; 19 – розподільний повітропровід; 20 – рециркуляційний повітропровід; 21 – магістральний повітропровід; 22 – вентиляційна камера; 23 – холодильна установка; 24 – навіс

Після прогріву цибулю-сіянку і цибулю-вибірку спочатку охолоджують до температури $+18...+25^{\circ}\text{C}$, а при настанні стійких зовнішніх температур – до $-1...-3^{\circ}\text{C}$.

За два–три тижні до садіння цибулю-матку прогрівають при температурі $+18...+20^{\circ}\text{C}$, а цибулю-сіянку і цибулю-вибірку – при температурі $+20...+25^{\circ}\text{C}$.

Вентилювання сховищ. У сховищах використовують один із таких способів вентиляції: природну, примусову або активну (рис. 5.104).

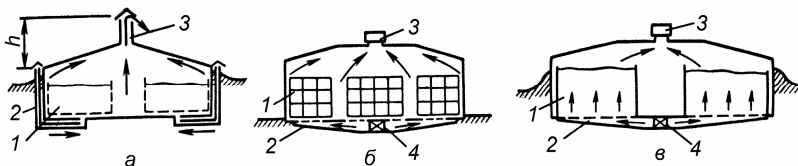


Рис. 5.103. Системи вентиляції сховища:

а – природна; б – примусова; в – активне вентилявання;

1 – продукція; 2 – припливні канали; 3 – витяжні канали; 4 – вентилятор

Природна вентиляція (рис. 5.103, а) забезпечується за рахунок різниці густини нагрітого в сховищі і холодного зовнішнього повітря. Інтенсивність повітрообміну можна регулювати висотою витяжної труби 3. Природну вентиляцію застосовують в невеликих сховищах.

Характерна риса примусової вентиляції (рис. 5.103, б) – повітря надходить у сховище під напором, який створюється вентиляторами 4. Видалення повітря відбувається через витяжні канали 3. Ця система має ряд переваг перед природною вентиляцією, тому що нею ефективніше можна регулювати подачу вентиляційного повітря. Її застосовують у сховищах середньої і великої місткості.

Найдосконаліший спосіб – активне вентилявання (рис. 5.103, в), при якому повітря, що нагнітається вентиляторами 4, омиває всю продукцію. Цей спосіб в основному застосовується для вентилявання засікових сховищ.

За допомогою активної вентиляції регулюють процес тепломасообміну в масі продукції. Приміщення вентиляють не менш ніж 4–5 раз за добу по 15–20 хв. При сушінні цибулі повітря подають підігрітим. У весняний період активну вентиляцію використовують для охолодження плодів і овочів.

Для середньої смуги країни в осінній період, коли треба охолодити й обсушити картоплю, рекомендують подавати 50–70 м³/год повітря, а іноді і більше, на 1 т картоплі, у зимовий період – 20–30 м³/год. Під час зберігання капусти подають приблизно 100 м³/год на 1 т, під час сушіння й термічної обробки цибулі – не менш ніж 200 м³/год на 1 т, під час зберігання – близько 50 м³/год повітря.

Швидкість потоку повітря в насипу овочів повинна коливатися в межах 0,1–0,5 м/с.

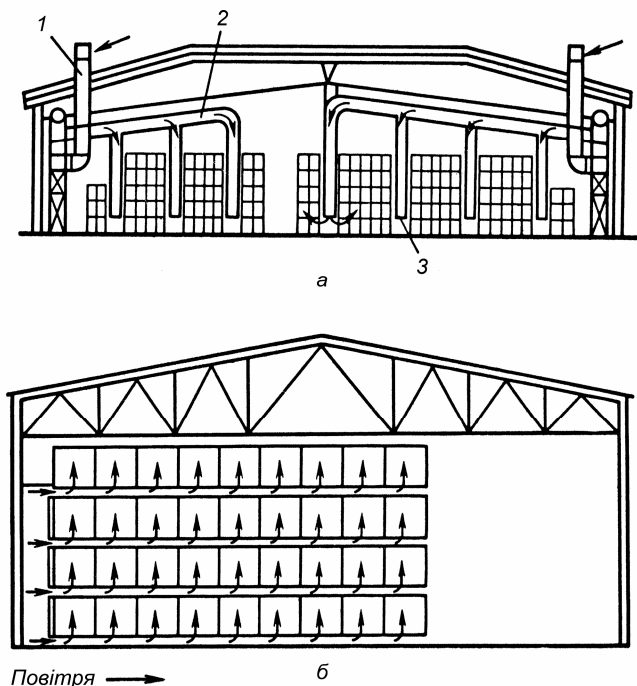


Рис. 5.104. Схема подачі повітря під час зберігання продукції в контейнерах:

а – по повітропроводах і розподільчих шлангах; *б* – по вільному просторі піддонів; *1* – припливна шахта; *2* – повітропровід; *3* – шланги

Під час контейнерного зберігання повітря подають всередину штабеля по повітропроводах 2 до гнучких шлангів 3 (рис. 5.104, *а*). Контейнери встановлюють так, щоб усередині штабеля утворювалися колодязі, куди опускають брезентові шланги 3. Повітря виходить зі

штабеля по щілинах між контейнерами. Крім того, застосовують спосіб подачі повітря в штабель від бічного магістрального повітропроводу (рис. 5.104, б).

Швидкість повітря в магістральних каналах і припливних шахтах повинна знаходитися в межах 5–10 м/с, у повітророзподільних каналах – 2–5, у витяжних шахтах – 4–5 м/с.

Площа поперечного перерізу вентиляційних каналів на початковій їхній ділянці із розрахунку на 1 т дорівнює: при зберіганні картоплі – не менше 25 см², капусти – 50 см², цибулі – 150 см².

Відносна вологість вентиляційного повітря не повинна перевищувати 95%. У цьому випадку помітно скорочуються втрати продукції в процесі зберігання. Існує кілька способів зволоження вентиляційного повітря: установкою типу “Туман”, яка випускається серійно, змочуванням вентиляційних каналів водою, форсунками дрібнодисперсного розпилювання води.

Зберігання фруктів у камерах з **регульованим газовим середовищем** – новий прогресивний напрям. Для цього використовують герметичні камери, спеціальне обладнання яких забезпечує підтримку потрібного газового режиму. Під час зберігання в камері з регульованим середовищем порівняно із зберіганням у холодильній камері із звичайним атмосферним повітрям вихід продукції вище.

Камери з регульованим газовим середовищем бувають двох типів: із внутрішньою генерацією газових сумішей, коли потрібний склад середовища досягається внаслідок життєдіяльності плодів, тобто природним шляхом; із зовнішньою генерацією газових сумішей. У цьому випадку оптимальний газовий склад забезпечують штучно за допомогою спеціальних генераторів газу.

У камерах першого типу максимально можна завантажувати її об’єм. Нормальним вважається питомий об’єм 3,5–4 м³ на 1 т продукції. Камери з внутрішньою генерацією можуть працювати у двох режимах – з нормальним і субнормальним складом газового середовища. У першому випадку в результаті дихання плодів вміст вуглекислого газу збільшується, а кисню – зменшується, але їхня сумарна кількість повинна становити 21%. Для цієї мети за допомогою вентиляторів регулюють подачу кисню у зв’язку із збільшенням концентрації вуглекислого газу. У другому випадку (застосування субнормальних газових сумішей) сумарна кількість вмісту кисню і вуглекислого газу в камері менш ніж 21%. У таких камерах здійснюють роздільне регулювання вмісту вуглекислого газу і кисню.

Перспективніші камери із зовнішньою генерацією газових сумішей. У цьому випадку повітря в камері замінюють штучно приготовленою газовою сумішшю. Для одержання газової суміші використовують азот (зріджений чи стиснутий) або продукти спалювання газоподібного палива в пальниках.

Контроль за складом і концентрацією газу здійснюють дистанційно. Для підтримки потрібних температурно–вологісних умов застосовують повітроохолоджувальні установки.

На початку зберігання камеру заповнюють азотом, вміст якого у складі газової суміші становить від 79 до 97%. Тим самим у перший період зберігання, коли біохімічні процеси в плодах ідуть найінтенсивніше, в камері створюється інертне середовище, що сприяє збільшенню термінів зберігання продукції.

5.7.2. Тепловий розрахунок сховищ

Потужність теплового потоку Q_o , який потрібно відвести зі сховища в теплий період року, визначають з такого рівняння:

$$Q_o = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \text{ Вт}, \quad (5.153)$$

де Q_1 – тепловий потік, що проходить через огорожувальні конструкції, Вт;

Q_2 – тепловий потік, що відводиться від продуктів, Вт;

Q_3 – тепловий потік, обумовлений обміном газового середовища камери з зовнішнім повітрям через теплоносій в огороженнях, Вт;

Q_4 – експлуатаційний тепловий потік;

Q_5 – тепловий потік, пов'язаний зі штучним зволоженням газового середовища в камері, Вт;

Q_6 – тепловий потік від устаткування, встановленого в сховищі, Вт.

Тепловий потік через огорожувальні конструкції

$$Q_1 = Q_1' + Q_1'' + Q_1''', \quad (5.154)$$

де Q_1' – тепловий потік через стіни, перегородки і перекриття камери, Вт;

Q_1'' – тепловий потік через підлогу, Вт;

Q_1''' – додатковий тепловий потік від сонячної радіації (у тих випадках, коли зовнішні огороження піддаються опроміненню сонцем), Вт.

Тепловий потік, що відводиться від продуктів:

$$Q_2 = Q_2' + Q_2'' + Q_2''' , \quad (5.155)$$

де Q_2' – тепловий потік, що відводиться від фруктів і овочів у процесі охолодження, Вт;

Q_2'' – тепловий потік, що відводиться при охолодженні від тари, Вт;

Q_2''' – тепловий потік, що виділяється фруктами й овочами в процесі дихання, Вт

$$Q_2' = M_{np} c_{np} \Delta t , \quad (5.156)$$

де M_{np} – маса продукту, кг;

Δt – зниження температури маси продукції за розрахунковий період, °С.

Значення питомої теплоємності c_{np} , кДж/(кг·К), наведено в табл. 5.14.

$$Q_2'' = M_{map} c_{map} \Delta t , \quad (5.157)$$

де M_{map} – маса тари, кг. Можна прийняти, що $M_{map} = (0,1-0,2) M_{np}$;

c_{map} – питома теплоємність тари, кДж/(кг·К). Для металеві тари $c_{map} = 0,46$ кДж/(кг·К), для планчатої дерев'яної – $c_{map} = 2,6$ кДж/(кг·К);

Δt – зменшення температури тари за розрахунковий період (приймається рівною Δt для продукції).

$$Q_2''' = M_{np} q_0 e^{bt} , \quad (5.158)$$

де q_0 – питома теплота дихання при 0°С, Вт/т;

b – температурний коефіцієнт швидкості дихання, 1/с;

t – температура зберігання продукції, °С.

Значення q_0 і b наведено в табл. 5.15.

Тепловий потік, обумовлений повітрообміном у приміщенні

$$Q_3 = aV\rho(h_n - h_s)/(24 \cdot 3600), \quad (5.159)$$

де a – кратність повітрообміну, 1/доб (можна прийняти $a = 1-6$);

V – будівельний об'єм вентиляваного приміщення, м^3 ;
 ρ – густина повітря в приміщенні, $\text{кг}/\text{м}^3$;
 h_3 і h_n – питомі ентальпії повітря, відповідно зовнішнього і в приміщенні, $\text{кДж}/\text{кг}$.

Таблиця 5.15

Показники для теплового розрахунку сховищ деяких овочів і фруктів

Найменування	Показники		
	масова теплоємність c_{np} $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$	питома теплота дихання q_o , $\text{Вт}/\text{т}$	температурний коефіцієнт швидкості дихання b , $1/\text{с}$
Картопля	3,56	10,0	0,0717
Морква	3,73	13,5	0,1319
Капуста білокачанна	4,10	14,5	0,0780
Цибуля ріпчаста	3,77	11,0	0,0670
Буряк харчовий	3,83	19,5	0,0720
Яблука	3,77	12,1	0,0932
Груші	3,81	9,5	0,1675
Вишня, черешня	3,35	17,3	0,1338
Виноград	3,70	13,8	0,1277

Експлуатаційний тепловий потік

$$Q_4 = Q_4' + Q_4'' + Q_4''' + Q_4'''' , \quad (5.160)$$

де Q_4' – тепловий потік виділень від людей, що працюють у сховищах, Вт ;

Q_4'' – тепловий потік, пов'язаний з відкриванням дверей, Вт ;

Q_4''' – тепловий потік від освітлення, Вт ;

Q_4'''' – тепловий потік від працюючих вентиляторів та інших установок

$$Q_4' = 350n , \quad (5.161)$$

де 350 – тепловиділення однієї людини при середній інтенсивності роботи, Вт ;

n – число працюючих у приміщенні людей.

$$Q_4'' = q_4'' F_{\text{двд}}, \quad (5.162)$$

де $F_{\text{двд}}$ – будівельна площа камери, м²;

q_4'' – питомі теплонадходження через двері, Вт/м² (значення q_4'' коливається в межах 10–14 Вт/м², при цьому менші значення беруть для великих величин площі камери).

У першому наближенні значення Q_4''' знаходять з такого виразу:

$$Q_4''' = q_4''' F_{\text{двд}}, \quad (5.163)$$

де q_4''' – питомі теплонадходження від електричного освітлення, Вт/м², $q_4''' = 4,5$ Вт/м².

$$Q_4'''' = \frac{N_e n 10^3}{\eta_e}, \quad (5.164)$$

де N_e – потужність електродвигуна вентилятора, кВт;

n – число вентиляторів;

η_e – ККД електродвигуна.

Під час зволоження приміщення парою тепловий потік від вологи, що випаровується, обчислюють за такою формулою:

$$Q = 0,278 (2500 + 1,84t)W, \quad (5.165)$$

де 2500 – питома теплота пароутворення для води при температурі 0°C, кДж/кг;

1,84 – питома теплоємність водяної пари, кДж/(кг·K);

t – температура пари, °C;

W – розрахункова кількість пари, потрібна для зволоження, кг/год;

0,278 – коефіцієнт переведення кДж/год у Вт.

Якщо для зволоження газового середовища застосовують дрібнорозпилену воду, то внаслідок малого значення її ентальпії, тепловий потік Φ_5 приймають рівним нулю.

Тепловий потік від електродвигунів і устаткування, що приводиться в дію електродвигунами

$$Q_5 = N_e k_1 k_2 \frac{1 - \eta_e}{\eta_e} \cdot 10^3, \quad (5.166)$$

де k_1 – коефіцієнт завантаження електродвигунів ($k_1 = 0,7-0,9$);

k_2 – коефіцієнт одночасності роботи електродвигунів ($k_2 = 0,5-1$).

Для холодного періоду року визначають тепловий потік Q_{on} , Вт, потрібний для обігріву приміщення:

$$\begin{aligned} Q_{on} &= Q_o + Q_e - Q_{np} - Q_{mo} = \\ &= 0,278 [q_{on} V_3 + L_e \rho_v c_v (t_e - t_3)] - q_{np} M_{np} - \sum N_{mo} 10^3, \end{aligned} \quad (5.167)$$

де Q_o , Q_e , Q_{np} , Q_{mo} – теплові потоки, які, відповідно, втрачаються через огорожувальні конструкції на нагрівання вентиляційного повітря, виділяються продукцією і засобами місцевого обігріву, Вт;

q_{on} – питома опалювальна характеристика приміщення, кДж/(м³·год) (для сучасних овочесховищ значення $q_{on} = 2,9-5,1$ кДж/(м³·год);

V_3 – об'єм приміщення за зовнішнім обміром, м;

L_e – мінімально припустимий повітрообмін, м³/год;

ρ_v – густина повітря при температурі t_e , кг/м³;

c_v – питома теплоємність повітря ($c = 1$ кДж/(кг·К));

t_e і t_3 – температура всередині приміщення і розрахункова зовнішня температура, °С;

$\sum N_{mo}$ – сумарна потужність засобів місцевого обігріву, Вт.

Рівняння балансу вологи, як і балансу теплоти, складають окремо для кожної камери

$$W_0 = W_1 + W_2 + W_3, \quad (5.168)$$

звідки кількість вологи W_2 , кг/год, яка потрібна для зволоження газового середовища,

$$W_2 = W_0 - W_1 + W_3, \quad (5.169)$$

де W_1 – вологовиділення від продуктів, кг/год;

W_2 – вологонадходження від зволожуючої установки, кг/год;

W_3 – вологонадходження від установки регулювання газового середовища, кг/год.

Величину вологовідводу в повітроохолоджувачі обчислюють за допомогою hd -діаграми вологого повітря

$$W_0 = M_{e,c} (d_1 - d_2) \cdot 10^{-3}, \quad (5.170)$$

де $M_{e,c}$ – масові витрати газового середовища через повітроохолоджувач, кг/год;

d_1 – початковий вологовміст середовища на вході в повітроохолоджувач, г/(кг с. п);

d_2 – кінцевий вологовміст середовища при виході з повітроохолоджувача, г/(кг с. п). Значення d_1 і d_2 визначають, користуючись

hd -діаграмою вологого повітря за значеннями температури і відносної вологості відповідно t_1, φ_1 і t_2, φ_2 .

Вологовиділення від продуктів, що зберігаються, визначають за такою формулою:

$$W_1 = M_{np} q_w / 1000, \quad (5.171)$$

де M_{np} – маса збережених в камері продуктів, кг;

q_w – середнє вологовиділення, кг/(т·год).

При $W_2 > 0$ газове середовище в приміщенні слід штучно зволожувати, а при $W_2 < 0$ – осушувати.

Контрольні запитання і завдання

1. Наведіть значення параметрів мікроклімату в сховищах для овочів.
2. Основні відомості про капітальні сховища та способи і режими зберігання овочів.
3. Які способи вентиляції застосовують у сховищах? Їхні відмінні риси.
4. Як здійснюється вентилявання сховищ при контейнерному способі зберігання?
5. Особливості зберігання в регульованому газовому середовищі.
6. Рівняння для визначення теплового потоку в сховищах у зимовий і літній періоди. Як визначають тепловий потік через огорожувальні конструкції, тепловий потік, що відводиться від продукції, тепловий потік від повітрообміну та експлуатаційний тепловий потік?
7. Напишіть рівняння балансу вологи і розкрийте зміст кожного його члена.

ЛІТЕРАТУРА

1. Буляндра О.Ф. Технічна термодинаміка. – К.: Вища школа, 2001. – 320 с.
2. Буляндра О.Ф., Драганов Б.Х., Федорів В.Г. та ін. Тепло-техніка. – К.: Вища школа, 1998. – 334 с.
3. Герасимович Л.С., Гулько Т.В., Драганов Б.Х., Коротинский В.А., Цубанов А.Г. Задачник по применению теплоты в сельском хозяйстве. – М.: Диалог-МГУ, 1999. – 246 с.
4. Гулько Т.В., Драганов Б.Х., Шишко Г.Г. Газификация и газоснабжение сельского хозяйства.
5. Делягин Г.Н. и др. Теплогенерирующие установки: Учеб. для вузов / Г.Н. Делягин, В.И. Лебедев, Б.А. Пермяков. – М.: Стройиздат, 1986. – 559 с.
6. Драганов Б.Х. и др. Применение теплоты в сельском хозяйстве. – К.: Вища школа, 1990. – 319 с
7. Драганов Б.Х. та ін. Теплотехніка. – К.: ІНКОС, 2005. – 400 с.
8. Драганов Б.Х., Буляндра О.Ф., Міщенко А.В. Теплоенергетичні установки і системи в сільському господарстві / За ред. Б.Х. Драганова. – К.: Урожай, 1995. – 224 с.
9. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергоиздат, 1981. — 485 с.
10. Теплотехника / А.М. Арханов, С.И. Исаев, И.А. Кожинов и др. / Под общей ред. В.И. Крутова. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
11. Башта Т.М. Гидравлика, гидравлические машины и гидроприводы. – М.: Машиностроение, 1982. – 427 с.
12. Большаков В.А., Попов В.Н. Гидравлика: Общий курс. – К.: Вища школа, 1989. – 215 с.
13. Константінов Ю.М., Гіжа О.О. Технічна механіка рідини і газу. – К.: Вища школа, 2002. – 277 с.
14. Палишкин Н.А. Гидравлика и сельскохозяйственное водоснабжение. – М.: Агропромиздат, 1990. – 351 с.
15. Рогалевич Ю.П. Гідравліка. – К.: Вища школа, 1993. – 255 с.
16. Черняк О.В., Рибчинська Г.Б. Основы теплотехники і гідравліки. – К.: Вища школа, 1982. – 223 с.

Навчальне видання

**Борис Харлампійович Драганов,
Анатолій Васильович Міщенко,
Юрій Олександрович Борхаленко**

ОСНОВИ ТЕПЛОТЕХНІКИ І ГІДРАВЛІКИ

Навчальний посібник

Українською мовою

Відповідальний за випуск *Ю. Борхаленко*

Редактор *Т. Ляшенко*
Комп'ютерна верстка *Т. Кудін*
Дизайнер *І. Понайда*

Підписано до друку 27.12.2010 р.
Умов. друк. арк. 20,6
Наклад 2000 прим. Зам. № 496

Редакційно-видавничий відділ
Наукметодцентру
Міністерства аграрної політики України
Технікумівська, 1, смт Немішаєве
Бородянського Київської
т/ф (04577) 41-2-69

Свідectво про внесення до Державного реєстру
суб'єкта видавничої справи ДК № 2435