

*Шевчук С. П., Попович О. М.,
Бойченко С. В., Головань І. В.,
Лістовицик Л. К., Мейта О. В.*

ЕНЕРГО- ТА РЕСУРСООЩАДНІ УСТАНОВКИ

Підручник



Київ-2024

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

ЕНЕРГО- ТА РЕСУРСООЩАДНІ УСТАНОВКИ

Підручник

Затверджено Вченою радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як підручник для здобувачів освітнього ступеня “Бакалавр”
за спеціальністю 141 -Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

Електронне мережеве навчальне видання

Київ
КПІ ім. ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО
2024

УДК 621.5/.6 (075.8)

ШЗ7

Автори: *Шевчук Степан Прокопович*, д-р техн. наук, проф.
Попович Олександр Миколайович, д-р техн. наук, с.н.с.
Бойченко Сергій Валерійович, д-р техн. наук, проф.
Головань Іван Васильович, канд. техн. наук, с.н.с.
Лістовщик Леонід Костянтинович, канд. техн. наук., доц.
Мейта Олександр Вячеславович, канд. техн. наук. доц.

Рецензент *Мазуренко Л.І.*, д-р техн. наук, проф.,
Інститут електродинаміки НАН України
Чорний О.П., д-р техн. наук, проф,
Навчально-науковий Інститут Електричної інженерії
та інформаційних технологій Кременчуцького національного
університету імені Михайла Остроградського

Відповідальний редактор *Городецький В.Г.* канд. фіз.-мат.наук, доцент

*Гриф надано Вченою радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
(протокол № 9 від 11.11.2024 р.)*

Енерго- та ресурсощадні установки. [Електронний ресурс]: підруч. для здобувачів ступеня бакалавра за спец. 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка / С. П. Шевчук та ін.; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електрон. текст. дані (1 файл). – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2024. – 380 с.

У підручнику викладено основи теорії турбомашин та принципи влаштування машин і установок для напірного переміщення рідин та газів – нагнітачів, що використовуються в галузях енергетики, видобутку та переробки корисних копалин, транспорту, виробництв нафтогазового комплексу. Наведені інженерні методи розрахунку параметрів і вибору основного електротехнічного обладнання установок, методики їх проектування та оптимізації експлуатаційних режимів функціонування. Запропонована комплексна методологія проектування машин і установок за узагальненим показником оцінки їх енерго- та ресурсощадності на етапах проектування, монтажу та експлуатації.

Підручник призначений для здобувачів освітнього ступеня “Бакалавр” за спеціальністю 141 - Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка, а також буде корисним для ступеня “Магістр”, зокрема, які вивчають освітні компоненти за сертифікатними програмами «Інженерне проектування електротехнічних та мехатронних систем», «Інжиніринг та автоматизація водневих енергетичних систем і технологій», «Інжиніринг та автоматизація паливно-енергетичних систем і біоенергетичних технологій», а також для аспірантів та інженерно-технічних працівників галузей енергетики, енергетичного та галузевого машинобудування.

УДК 621.5/.6 (075.8)

Реєстр. № П ХХ/ХХ-ХХХ. Обсяг Х,Х авт. арк.

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
проспект Берестейський, 37, м. Київ, 03056
<https://kpi.ua>

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів видавничої продукції ДК № 5354 від 25.05.2017 р.

© С. П. Шевчук, О. М. Попович, С. В. Бойченко, І. В. Головань,
Л. К. Лістовщик, О.В. Мейта, 2024
© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2024

ЗМІСТ

ВСТУП	10
ЧАСТИНА I ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ НАГНІТАЧІВ	14
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ ВЛАШТУВАННЯ НАГНІТАЧІВ ТА ПОКАЗНИКИ ЇХ РОБОТИ	14
1.1. Принципи функціонування нагнітачів	14
1.2. Основні показники роботи нагнітачів	19
1.3. Елементи конструктивного влаштування осьової та відцентрової турбомашин ...	23
КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ	26
РОЗДІЛ 2. КІНЕМАТИКА ПОТОКУ РІДИНИ В МІЖЛОПАТЕВИХ КАНАЛАХ РОБОЧИХ КОЛІС	27
2.1. Відцентрове робоче колесо	28
2.2. Осьове робоче колесо	32
КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ	34
РОЗДІЛ 3. ДИНАМІКА ТУРБОМАШИН	35
3.1. Основне енергетичне рівняння турбомашини	35
3.2. Теоретичні напірні характеристики турбомашин	38
3.3. Дійсні індивідуальні характеристики турбомашин	43
КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ	45
РОЗДІЛ 4. ПОДОБА ТУРБОМАШИН	46
4.1. Умови та закони подоби, швидкохідність турбомашин	46
4.2. Типові характеристики турбомашин	50
4.3. Універсальні характеристики турбомашин	51
КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ	53
РОЗДІЛ 5. РОБОТА ТУРБОМАШИН НА ЗОВНІШНЮ МЕРЕЖУ	54
5.1. Характеристика зовнішньої мережі турбоустановки	55
5.1.1. Характеристика водовідливної мережі	56
5.1.2. Характеристика вентиляційної мережі	57
5.2. Режим роботи турбомашини	61
КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ	67
РОЗДІЛ 6. СУМІСНА РОБОТА ТУРБОМАШИН	68
КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ	72
ЧАСТИНА II ВЕНТИЛЯТОРНІ УСТАНОВКИ	73
РОЗДІЛ 7. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ВЕНТИЛЯТОРНІ УСТАНОВКИ	73
7.1. Склад вентиляторної установки	73

7.2. Порівняння властивостей осьових та відцентрових вентиляторів	74
7.3. Особливості роботи вентиляторної установки на всмоктування	76
7.4. Способи регулювання параметрів робочих режимів вентиляторної установки	78
7.5. Порівняння економічності регулювання дроселюванням та зміною частоти обертання	81
КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ	83
РОЗДІЛ 8. РОБОЧІ ВЛАСТИВОСТІ ВЕНТИЛЯТОРІВ ТА ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ	84
8.1. Область промислового використання вентилятора	84
8.2. Номенклатура вентиляторів	86
КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ	94
РОЗДІЛ 9. ПРОЄКТУВАННЯ ВЕНТИЛЯТОРНИХ УСТАНОВОК ГОЛОВНОГО ПРОВІТРЮВАННЯ	95
9.1. Вимоги до вентиляторних установок	95
9.2. Вихідні дані для проектування	96
9.3. Вибір типу вентилятора	97
9.4. Вибір способу регулювання	98
9.5. Визначення параметрів робочих режимів і величини регульовальних параметрів	99
9.6. Визначення резерву продуктивності	102
9.7. Вибір двигуна	103
9.8. Коефіцієнт корисної дії регулювання	105
9.9. Витрати електроенергії на провітрювання	107
КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ	109
РОЗДІЛ 10. ПРОЄКТУВАННЯ ВЕНТИЛЯТОРНИХ УСТАНОВОК МІСЦЕВОГО ПРОВІТРЮВАННЯ	110
КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ	113
РОЗДІЛ 11. ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ ВЕНТИЛЯТОРНИХ УСТАНОВОК	114
КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ	120
ЧАСТИНА III НАСОСНІ УСТАНОВКИ	121
РОЗДІЛ 12. Стаціонарні насосні установки	121
12.1. Влаштування стаціонарних насосних установок	121
12.2. Насосні водопровідні станції	122
12.3. Водовідливні установки	124
12.4. Схеми водовідливу	127
КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ	129
РОЗДІЛ 13. ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ РОБОТИ НАСОСНИХ УСТАНОВОК	130

13.1. Кавітація в насосах	130
13.2. Особливості силової взаємодії робочого колеса з рідиною при роботі насосу ..	141
КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ	147
РОЗДІЛ 14. ВІДЦЕНТРОВІ НАСОСИ	148
14.1. Характеристики відцентрових насосів. Умови нормальної експлуатації	148
14.2. Регулювання параметрів робочих режимів насосів	153
14.3. Конструкції відцентрових насосів	155
14.4. Схеми заливки насосів	161
КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ	164
РОЗДІЛ 15. СПЕЦІАЛЬНІ ЗАСОБИ ВОДОВІДЛИВУ	165
15.1. Поршневі та ротаційні насоси	165
15.2. Струменеві насоси	171
15.3. Ерліфти	179
КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ	183
РОЗДІЛ 16. МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ТА ВИБОРУ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ НАСОСНИХ УСТАНОВОК	184
16.1. Методика розрахунку та вибору електромеханічного обладнання водовідливної установки	184
16.1. 1. Вибір насосу	184
16.1.2. Вибір трубопроводу	189
16.1.3. Визначення параметрів робочого режиму та вибір приводного двигуна	195
16.1.4. Розрахунок фактичної всмоктувальної спроможності насоса та вибір типу насосної камери з визначенням її геометричних розмірів	198
16.2. Розрахунок водопониження та осушення	204
16.3. Енергоефективність насосних установок	206
КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ	211
ЧАСТИНА IV ПНЕВМАТИЧНІ УСТАНОВКИ	212
РОЗДІЛ 17. ПОРШНЕВІ КОМПРЕСОРИ	213
17.1. Теоретичний робочий процес одноступеневого компресора	213
17.2. Дійсний процес одноступеневого стиснення	215
17.3. Фактори обмеження ступеня стиснення	218
17.4. Дво- та багатоступеневе стиснення	220
17.5. Основні параметри компресорів	224
17.6. Регулювання продуктивності	225
КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ	229

РОЗДІЛ 18. РІЗНОВИДИ ТА КОНСТРУКЦІЇ КОМПРЕСОРІВ	230
18.1. Різновиди компресорів	230
18.2. Конструкція поршневих компресорів	230
18.3. Відцентрові компресори	231
18.4. Ротаційні компресори	234
КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ	236
РОЗДІЛ 19. ДОПОМІЖНЕ ОБЛАДНАННЯ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ	237
19.1. Система охолодження	237
19.2. Система змащення	239
КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ	240
РОЗДІЛ 20. ПНЕВМАТИЧНІ МЕРЕЖІ	241
КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ	243
РОЗДІЛ 21. МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ПНЕВМАТИЧНОЇ УСТАНОВКИ	244
КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ	247
ЧАСТИНА V ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНІ ТА ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНІ СКЛАДОВІ СИСТЕМ ПЕРЕМІЩЕННЯ РІДИН ТА ГАЗІВ	248
РОЗДІЛ 22. ЕФЕКТИВНІСТЬ ТРАНСПОРТУВАННЯ ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЇ	248
22.1. Електричні мережі	248
22.2. Коефіцієнт потужності, як показник можливого ступеня зменшення втрат енергії в електричній мережі.	249
22.3. Забезпечення найбільш економічним чином потрібного балансу реактивної потужності у мережі.	253
22.4. Визначення коефіцієнту потужності, за несинусоїдності і несиметрії процесів системи.	258
22.5. Визначення коефіцієнту потужності в загальному випадку несинусоїдності і несиметрії процесів.	262
22.6. Проблеми ефективності ланок електромеханічного перетворення енергії з асинхронними двигунами	267
22.6.1. Раціональний вибір асинхронного двигуна за типом (Вибір модифікацій)	268
22.6.2. Раціональний вибір асинхронного двигуна за потужністю	272
22.7. Модифікації асинхронних двигунів для спеціальних умов роботи	279
22.7.1. Асинхронні двигуни з частотозалежними параметрами ротора для частих та важких пусків	279
22.7.2. Асинхронний двигун з інтенсифікацією відводу або поглинанням тепла	283
22.7.3. Асинхронний двигун трансформаторно-асинхронної системи	284
КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ	287

ЧАСТИНА VI МЕТОДИ ТА ЗАСОБИ КОМПЛЕКСНОГО ПРОЄКТУВАННЯ	288
РОЗДІЛ 23. ДОЦІЛЬНІСТЬ, ПЕРЕВАГИ ТА ЕТАПИ КОМПЛЕКСНОГО ПРОЄКТУВАННЯ	288
23.1. Актуальність і мета комплексного проєктування	288
23.2. Різновиди та напрями комплексного проєктування	290
23.3. Етапи комплексного проєктування	292
КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ	295
РОЗДІЛ 24. КОМПЛЕКСНІ КРИТЕРІЇ ЕФЕКТИВНОСТІ	296
24.1. Коефіцієнт енергетичної ефективності	296
24.2. Коефіцієнти ефективності з урахуванням капітальних витрат	297
КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ	300
Розділ 25. СИСТЕМИ АКУМУЛЮВАННЯ ЕНЕРГІЇ В ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ СИСТЕМАХ ВІДНОВЛЮВАНОЇ ЕНЕРГЕТИКИ	301
25.1. Порівняльна оцінка способів акумулювання енергії	301
25.2. Визначення основних параметрів системи вітроенергетичної установки	305
25.3. Визначення основних параметрів електромеханічних систем з тепловими машинами	306
25.3.1. Електромеханічні системи з тепловими насосами	306
25.3.1 Схема і коефіцієнт корисної дії теплової машини	308
25.3.2. Робота теплового насоса для опалення	311
25.3.3. Типи холодильних машин	312
25.4. ЕМС теплових акумуляторів	318
КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ	324
РОЗДІЛ 26. ПРОЄКТУВАННЯ СИСТЕМИ: ЕЛЕКТРИЧНА ЛІНІЯ – АСИНХРОННИЙ ДВИГУН – НАВАНТАЖЕННЯ ЗА КРИТЕРІЯМИ МІНІМУМУ ЗВЕДЕНИХ ВИТРАТ І МАКСИМУМУ ПРИБУТКУ	325
КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ	332
РОЗДІЛ 27. ЕЛЕКТРОТЕПЛОМЕХАНІЧНА СИСТЕМА ТРАНСПОРТУВАННЯ НАФТИ НАФТОПРОВОДОМ ІЗ ІНТЕГРОВАНИМИ НАСОСНИМИ АГРЕГАТАМИ	333
27.1. Стан проблеми. Постановка задачі	333
27.2. Особливості конструкції вбудованого мотор-насосу	335
27.3. Особливості електротепломеханічної системи транспорту нафти нафтопроводом із вбудованими мотор-насосами	339
27.4. Комплексний критерій ефективності системи	340
КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ	342

РОЗДІЛ 28. ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНА СИСТЕМА НАФТОВИДОБУВАННЯ ІЗ МОТОР-НАСОС-НАГРІВАЧАМИ	343
28.1. Конструктивне рішення мотор-насос-нагрівача	343
28.2. Система живлення мотор-насос-нагрівача	349
28.3. Комплексний критерій ефективності системи	350
КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ	351
РОЗДІЛ 29. СИСТЕМИ ЗАПОБІГАННЯ ВТРАТАМ ВУГЛЕВОДНЕВИХ ПАЛИВ ВІД ВИПАРОВУВАННЯ	352
29.1. Проблематика запобігання втратам вуглеводнів	352
29.2. Науково-методичні та технічні основи запобігання втратам вуглеводневих палив від випаровування	356
29.3. Комплексний підхід до підвищення ефективності використання моторних палив	372
КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ	376
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	376

ВСТУП

Мета підручника «Енерго- та ресурсоощадні установки» полягає у наданні студентам за спеціальністю «141 – Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» можливості отримати знання та вміння з розробки та проектування, вдосконалених за показниками енергоефективності та ресурсоощадності, електромеханічних, зокрема мехатронних систем, що працюють в умовах напірного переміщення рідин та газів в складі установок енергетики, видобувної та переробної галузей, транспорту.

Актуальність підручника обумовлена потребою отримання студентами знань та вмінь з зниження експлуатаційних та капітальних витрат за експлуатації технологічних установок. Величина даних витрат напряму залежить від якості проектного синтезу – досконалості обраних структур електромеханічних систем, оптимальності їх конструктивних і режимних параметрів. Традиційно проектування систем обладнання здійснюється із використанням емпіричних коефіцієнтів вибору параметрів робочих режимів і спираючись на таку номенклатуру складових частин систем, яка виготовляється серійно. Сучасний розвиток обчислювальних засобів (стосовно потужності ЕОМ і досконалості математичного забезпечення) надав можливість проектувальникам складних систем отримувати технічні рішення підвищеної ефективності завдяки застосуванню комплексних підходів до проектного синтезу із реалізацією синергетичних ефектів. Матеріал даного підручника викладено із можливістю зіставлення традиційного і інноваційного способів проектування.

Машини систем переміщення рідин та газів виготовляють у великому діапазоні зміни потужності, який коливається від ват до мегават. Сучасні насоси, вентилятори, компресори є одними з основних споживачів виробленої електроенергії. Тому увага до раціональності їх конструкції, до ефективності використання ними енергії повинна бути особливою. Інша

особливість цих машин полягає в тому, що вони часто забезпечують життєво необхідні потреби людства в повітрі, воді, енергоресурсах та інші. Тобто, важливе значення має їх надійна та безперебійна робота протягом тривалого часу. У даній дисципліні розглядаються основні принципи побудови машин для напірного переміщення рідин та газів – нагнітачів, що використовуються при спорудженні та експлуатації підземних споруд міст, метрополітенів, шахт, кар'єрів, рудників, виробництв нафтового комплексу. Аналізуються та вивчаються їх основні властивості, характеристики, інженерні методи розрахунків основних параметрів та проектування установок на базі даних машин, визначення та оптимізації їх техніко-економічних характеристик.

Комплексне проектування передбачає вибір структур систем обладнання, величини конструктивних і режимних параметрів їх складових за комплексними критеріями ефективності системи, що є співвідношенням показника кількісної оцінки корисної дії системи за кінцевим результатом із обсягом спожитих ресурсів. Використання комплексних підходів надає можливість підвищувати ефективність об'єкта проектування завдяки обґрунтованому застосуванню індивідуального (або малосерійного) проектування. При цьому обладнання у складі системи проектується відповідно до особливостей конкретної експлуатації, з урахуванням переваг інтеграції складового обладнання до єдиного комплексу, у тому числі із використанням функціонального суміщення компонентів різних елементів системи. Це надає можливість реалізації синергетичних ефектів комплексного проектування, коли ефективність збільшується (порівняно із варіантом проектування складових системи за власними критеріями ефективності) завдяки режимної і функціональної інтеграції складових системи.

У результаті розвитку комплексних підходів з'являються нові галузі науки, наприклад мехатроніка (або електромеханотроніка), яка досліджує можливості вдосконалення систем за інтеграції їх електромеханічних і керуючих напівпровідникових компонентів, створюються поліфункціональні

електромеханічні перетворювачі, які виконують одночасну корисну дію у вигляді механічних і теплових впливів на середовище, що обробляється.

Першим кроком в здійсненні комплексного проектування обладнання конкретної системи є аналіз її структури і процесів із визначенням обсягу спожитих ресурсів (енергетичних, капітальних вкладень, ...), які потрібні для створення системою кінцевої (обліковується у споживача) корисної дії. За результатами такого аналізу формується вираз комплексного критерію ефективності, який надає можливість кількісно оцінювати інтегральне співвідношення корисної дії із спожитими ресурсами в інтервалі робочого циклу. Ця величина використовується у якості критерію оптимізаційних досліджень конструктивних і режимних параметрів, а також для порівняння ефективності різних варіантів системи.

Для кількісної оцінки величини комплексного критерію ефективності системи в умовах конкретики її виконання і режиму експлуатації треба розробляти і використовувати комплексні математичні моделі. Вони повинні забезпечувати аналіз процесів перетворення енергії у системі і визначати величину її корисної дії за зміни вхідних параметрів моделювання. Вимоги до комплексної моделі пов'язані із врахуванням взаємного впливу складових системи на робочі режими, із забезпеченням точності і швидкодії математичного аналізу, із можливістю варіювання величини вхідних конструктивних і режимних параметрів.

Комплексне моделювання робочих режимів системи із заданою величиною вхідних конструктивних параметрів і алгоритмів керування повинно забезпечувати кількісну оцінку величини показника ефективності системи для наступного кроку оптимізаційних досліджень. Пошук оптимуму зручно здійснювати із використанням відповідних можливостей системи МАТЛАБ. Матеріал для опанування теорії і практики розробки вдосконалених енергоефективних та ресурсощадних установок з урахуванням комплексних підходів викладено на прикладі систем, які працюють в умовах напірного переміщення рідин та газів в складі установок

енергетики, видобувної та переробної галузей, транспорту. Розглянуто задачі проєктного синтезу систем: 1) напірного переміщення рідин та газів; 2) складових систем відновлюваної енергетики і комплексного використання енергетичного потенціалу технологічних процесів (акумуляторів систем ВЕ, ТН, ТА); 3) систем видобування (нафтовидобування), переробки (Системи запобігання втратам вуглеводневих палив від випаровування).

Викладення матеріалу курсу починається з опанування інженерних підходів до вивчення, вибору, визначення характеристик та застосування машин напірного переміщення рідин та газів (частини 1...4). Для ефективного використання даних машин в складі системи треба при оптимізаційних дослідженнях враховувати властивості і характеристики електротехнічних, зокрема електромеханічних складових системи, здійснювати обґрунтування структури і параметрів цих складових з урахуванням перспектив їх інтеграції із іншими елементами системи (частини 5, 6). Методам та засобам комплексного проєктування присвячена частина 7, де обґрунтовано доцільність та переваги такого проєктування, викладено його методологію, систему формування комплексних критеріїв ефективності, надано відомості щодо формування та застосування його математичних та програмних засобів. У частині 8 розглянуто приклади застосування та обґрунтовано доцільність комплексних підходів до вдосконалення складових систем, які працюють в умовах напірного переміщення рідин та газів в складі установок енергетики, видобувної та переробної галузей, транспорту тощо.

ЧАСТИНА I ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ НАГНІТАЧІВ

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ ВЛАСНІВАННЯ НАГНІТАЧІВ ТА ПОКАЗНИКИ ЇХ РОБОТИ

1.1. Принципи функціонування нагнітачів

Велика кількість різних конструкцій нагнітачів, що розглядаються за принципом дії може бути поділена на декілька типів. Розглянемо основні з них.

Машини об'ємної дії. Їх принцип роботи полягає в нагнітанні рідини або газу за рахунок примусової зміни об'єму, який вони займали. Дані машини поділяють на *поршневі* та *ротаційні*. Докладніше вони будуть розглянуті в розділі 18.

З поршневим нагнітачем (рис.1.1) майже кожен мав справу якщо підкачував колеса велосипеда, він складається з циліндричного корпусу та поршня, що виконує в середині його зворотно-поступальний рух і змінює об'єм.

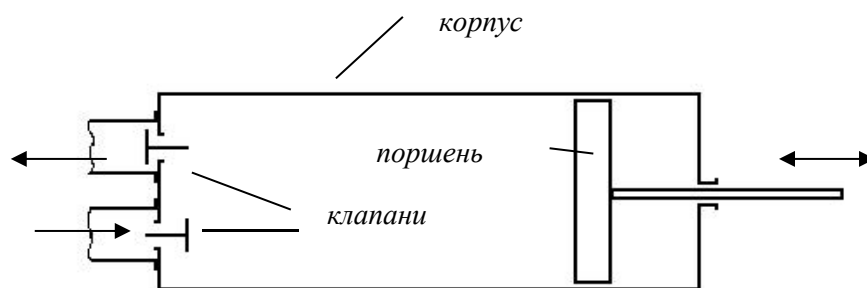


Рис. 1.1. Схема поршневого нагнітача

В залежності від періоду робочого циклу циліндр приєднується до всмоктувального або нагнітального трактів за допомогою відповідних клапанів. При русі поршня вправо та з'єднанні з усмоктувальним трактом циліндр заповнюється рідиною. Рух поршня у зворотному напрямку веде до

відокремлення циліндра від усмоктувального тракту, до стиснення рідини, з'єднання циліндра з нагнітальним трактом та виштовхування рідини в нього.

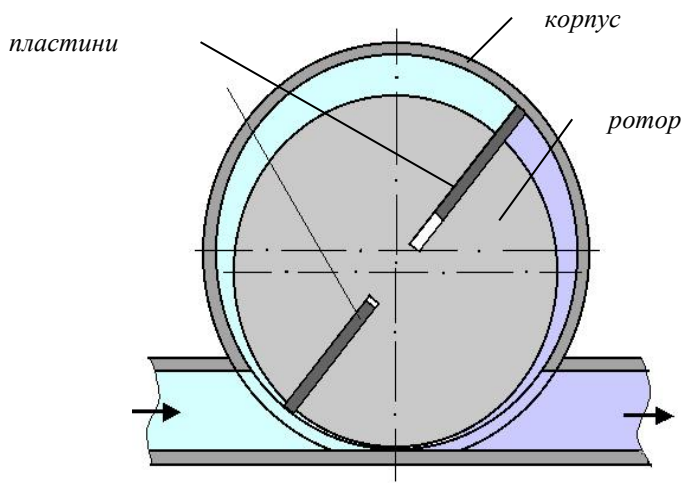


Рис.1.2. Схема роторного нагнітача

У роторних нагнітачах зміна об'єму відбувається при обертотому русі одного або кількох рухомих елементів, що виконують функції поршня, наприклад, ротора з пластинами в роторно-пластинчатому насосі або шестерні в шестеренному насосі.

Камери, що утворюються внутрішньою поверхнею корпусу та зовнішніми поверхнями рухомих елементів, періодично з'єднуються з усмоктувальним та нагнітальним трактами. У роторно-пластинчатому насосі (рис.1.2) ротор розміщено з ексцентриситетом відносно корпусу. Внутрішній простір має серповидний вигляд. Пластини поділяють його на камери. Ротор обертається згідно годинникової стрілки. Пластини виштовхуються з нього під дією відцентрових сил і ковзають по внутрішній поверхні корпусу. При збільшенні об'єму камери вона з'єднана з усмоктувальним трактом, при зменшенні – із нагнітальним.

Деталі роторної машини, порівняно з поршневою, мають складну форму поверхні. Для забезпечення ущільнень вони повинні точно оброблятися. Це збільшує вартість машини. Складна форма ущільнень і їх значні розміри збільшують витрати та тертя, що зменшує ККД в порівнянні з поршневими машинами. Дані недоліки компенсуються кращими *питомими масогабаритними показниками*, тобто більшими, в одиниці об'єму або маси, продуктивності чи потужності. Останні показники в машинах об'ємної дії зворотно пропорційні часу, за який робоча рідина заповнює внутрішній об'єм

машини та витискується з нього – *часу робочого циклу*. Чим скоріш виконується цикл – тим вище питомі показники. В ротаційних машинах вони набагато кращі за рахунок технічної можливості досягти значно більшої швидкості. Причина цього – *динамічна врівноваженість конструкції*. Для пояснення даної тези розглянемо характер руху, що виконує рухомий елемент у поршневих та ротаційних машинах.

У поршневих машинах поршень нерухомий у крайніх положеннях. Потім він розганяється до максимальної швидкості, гальмується та зупиняється в іншому крайньому положенні щоб рухатись в протилежному напрямі. Кінетична енергія поршня весь час змінюється, виникають динамічні навантаження, що пропорційні добутку маси поршня на його прискорення. Якщо збільшувати швидкість (зменшувати час робочого циклу), то буде зростати прискорення та динамічне навантаження в механічних сполученнях, що може вивести машину з ладу. В ротаційних машинах швидкість рухомих елементів стала і, відповідно, відсутні навантаження ударного характеру. Конструкція динамічно врівноважена, максимальна швидкість обмежується лише статичними навантаженнями.

Турбомашини (лопатеві машини). Рідина переміщується за рахунок силової взаємодії з лопаттю робочого колеса. Розрізняють два основних типи – осьові та відцентрові турбомашини.

Конструкція *осьової турбомашини* знайома кожному по побутовому вентилятору, що стоїть на столі або обертається під стелею, а також по пропелеру літака. Основним елементом осьової турбомашини є осьове робоче колесо, що складається зі ступиці та лопатей, що на ній закріплено. Звичайно вони мають профіль крила літака. Принцип дії можна пояснити аналогією із гвинтом (робочим колесом) та гайкою (рідиною). При обертанні гвинта гайка нагвинчується на нього та переміщується в осьовому напрямі. Аналогічно, при обертанні колеса, лопаті вгвинчуються в рідину та примушують її переміщуватись. Напрямок вихідного потоку з робочого колеса збігається з його віссю.

Робоче колесо *відцентрової турбомашини* (рис.1.3) можна отримати з осевого якщо, залишаючи лопаті перпендикулярними осі колеса, повернути їх таким чином, щоб вони не створювали потоку в осевому напрямі. В цьому випадку, при обертанні колеса лопаті тиснуть на рідину і примушують її також обертатись. Виникають відцентрові зусилля, що примушують рідину переміщуватись в радіальному напрямі. Вихідний потік із робочого колеса перпендикулярний його осі. Край лопаті, на який потік набігає, знаходиться біля осі, а край, із якого він збігає – на максимальному радіусі. Лопаті можуть бути приєднано до ступиці або до диска, що обертається відносно осі яка проходить через центр та перпендикулярна його площині.

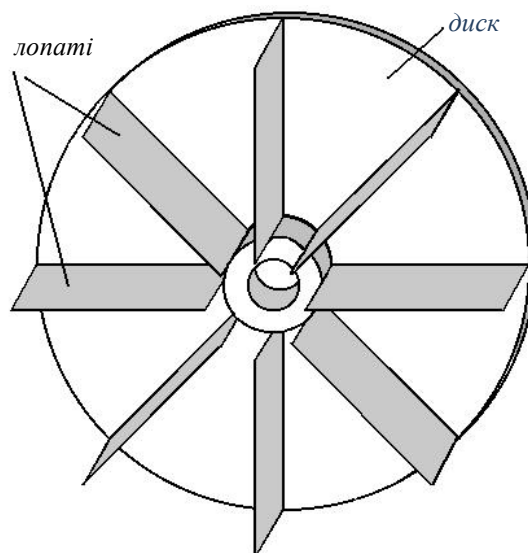


Рис. 1.3. Робоче колесо відцентрової турбомашини

Якщо диск один, то є відкрите відцентрове колесо (рис.1.3). Колесо з двома дисками з двох боків лопатей називають закритим (рис. 2.1, 2.2).

Нагнітачі струминного принципу дії працюють за рахунок зміни тиску в потоці при зміні його швидкості. Прикладом використання в побуті пристрою даного принципу дії є пульверизатор (рис.1.4). Він являє собою резервуар з рідиною, у який занурена трубка. Зовнішній отвір трубки знаходиться біля отвору гумової груші. При натисканні на неї, зі спеціального насадку виштовхується повітря зі значною швидкістю. Крізь кінець трубки, що знаходиться всередині потоку повітря, до нього

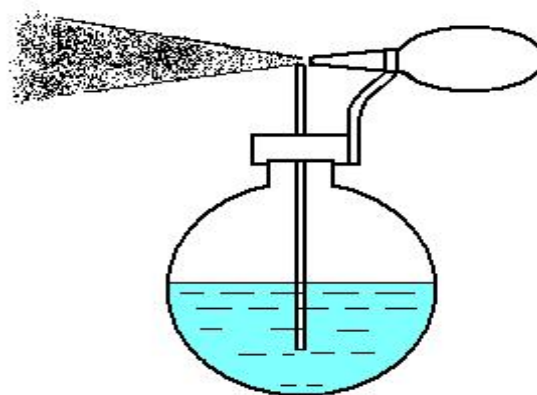


Рис.1.4. Схема нагнітача струминного принципу дії

потрапляє рідина. При відсутності потоку повітря рівень рідини в трубці відповідає її рівню в резервуарі. Наявність потоку веде до зменшення статичного тиску біля зовнішнього отвору трубки та до всмоктування рідини. Статичний тиск при збільшенні швидкості струменя потоку зменшується відповідно до закону збереження енергії. Повна енергія потоку незмінна. При створенні умов для збільшення його швидкості (зменшення площі перетину) зростає кінетична енергія, а потенційна (статичний тиск) відповідно зменшується. За даним принципом працюють струминні насоси, що докладніше розглядаються в розділі 15.

Повітряні підйомники (ерліфти) працюють при наявності статичного напору стовпа рідини. Їх принцип роботи знову розберемо на прикладі елементарного побутового пристрою (рис.1.5), що використовується для аерації та фільтрації води акваріумів. На дно яких кладуть розпилювач, що перетворює стисле повітря від компресора в систему бульбашок повітря. Якщо над розпилювачем розташувати скляну трубку з воронкою то бульбашки потрапляючи до неї захоплюють воду і разом з нею піднімаються вище рівня поверхні води.

Принцип роботи даного насоса для відкачки води стає ясним коли розглянути трубку з повітряно-водною сумішшю і акваріум як сполучені посудини. Густина води більша ніж повітряноводної суміші і остання витискується на поверхню під дією різниць ваги стовпів води та суміші в трубці. Система водовідливу

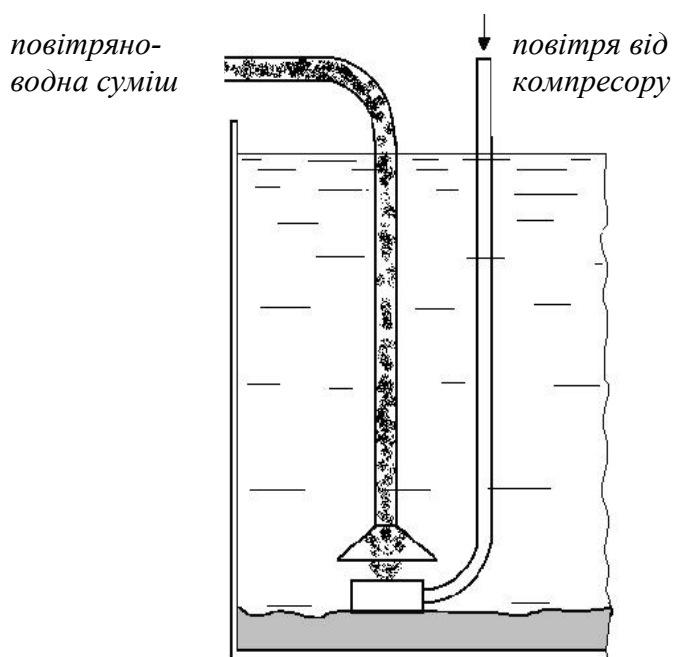


Рис.1.5. Схема повітряного підйомника

що побудована за розгляданим принципом, розглядається в розділі 15.

Механізми, що побудовані за останніми двома принципами дуже прості, надійні, не мають рухомих частин, спроможні переміщувати забруднені суміші, але мають суттєвий недолік – низький ККД.

1.2. Основні показники роботи нагнітачів

Для вирішення практичних задач переміщення рідин та газів треба вміти обрати саме ту конструкцію нагнітача, що найбільш придатна в випадку, що розглядається. Треба узгодити її конструктивні розміри з умовами роботи, забезпечити максимально можливу ефективність роботи та визначити потрібну потужність приводного двигуна. Розглянемо основні показники, що дають можливість кількісно оцінити роботу нагнітача та розв'язати вказані задачі.

Продуктивність або **подача** це кількість рідини, що переміщує машина за одиницю часу. Характеризує швидкісні можливості переміщення рідини машиною і, в залежності від одиниць виміру кількості рідини, використовують наступні різновиди: об'ємна подача – Q , м³/с ; вагова подача – G , Н/с ; масова подача – m , кг/с. Зв'язок між даними величинами подібний до зв'язку між об'ємом, вагою та масою: $m = \rho Q$; $G = \rho g Q$, де ρ - щільність рідини, g - прискорення вільного падіння.

Тиск або **напір** – це енергія, що передається нагнітачем одиниці кількості рідини. Характеризує роботу, що виконує машина для її переміщення. Наприклад, при однакових подачі та трубопроводі, переміщення рідини по горизонталі потребує звичайно значно менших витрат енергії насосом ніж переміщення її вгору по вертикалі. Якщо енергія віднесена до одиниці ваги, то оперують терміном напір - H , м (Дж/Н = м). При віднесенні енергії до одиниці об'єму використовують термін тиск - P , Па (Дж/м³ = кг/м² = Па). Згідно з законом збереження енергії, напір (тиск)

нагнітача витрачається на отримання рідиною кінетичної енергії, обумовленою швидкістю її руху, потенційної енергії, обумовленою висотою підйому або рівнем тиску в резервуарі призначення та на третю складову – роботу по подоланню опору трубопроводу переміщенню рідини.

Терміни тиск та напір характеризують одну і ту ж фізичну величину різними одиницями виміру. Тиск – частіше використовують для оцінки роботи вентиляторів та компресорів, напір – для насосів. Тиск, на відзнаку від напору, залежить від щільності рідини: $P = \rho g H$.

Енергія, що передається рідині може бути визначеною як різниця енергії потоку на вході та виході гідравлічної машини. Згідно з рівнянням Бернуллі для елементарної струменя ідеальної рідини питома енергія її потоку, при віднесенні до одиниці ваги, визначається виразом:

$$E_G = \frac{P}{\rho g} + z + \frac{c^2}{2g} = const, \quad (1.1)$$

де z – геометрична висота перетину потоку, що розглядається відносно площини порівняння, м або питома потенційна енергія положення; c – швидкість потоку, м/с; перша складова виразу (1.1) – питома енергія тиску; третя складова – питома кінетична енергія потоку. Одиниця виміру всіх елементів рівняння – метр. Помноживши вираз (1.1) на ρg отримаємо питому енергію при віднесенні до одиниці об'єму:

$$E_V = P + \rho g z + \frac{\rho c^2}{2} = const. \quad (1.2)$$

Одиниця виміру всіх елементів рівняння – Паскаль. Позначивши індексами 1 та 2 перетини потоку на вході та виході відповідно, визначимо приріст питомої енергії рідини, а саме напір та тиск нагнітача:

$$H = E_{G2} - E_{G1} = z_2 - z_1 + \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}; \quad (1.3)$$

$$P = E_{V2} - E_{V1} = \rho g(z_2 - z_1) + P_2 - P_1 + \rho(c_2^2 - c_1^2)/2. \quad (1.4)$$

Повний тиск або напір складається з *статичного* та *динамічного* тиску, напору:

$$P = P_{ст} + P_{дин}; \quad H = H_{ст} + H_{дин};$$

Статичні – це приріст питомої потенційної енергії рідини:

$$P_{ст} = P_2 - P_1 + \rho g(z_2 - z_1); \quad H_{ст} = z_2 - z_1 + (P_2 - P_1)/\rho g.$$

Динамічні – приріст питомої кінетичної енергії:

$$P_{дин} = \rho(c_2^2 - c_1^2)/2; \quad H_{дин} = (c_2^2 - c_1^2)/2g. \quad (1.5)$$

Корисна потужність це кількість енергії, якої набуває секундний потік рідини, Вт. Характеризує швидкісні можливості передачі енергії рідині машиною:

$$N_k = PQ; \quad N_k = \rho gHQ. \quad (1.6)$$

Коефіцієнт корисної дії гідравлічної машини характеризує ефективність, з якою вона перетворює механічну енергію, що споживається з приводного вала в гідравлічну енергію потоку рідини:

$$\eta = N_k / N, \quad (1.7)$$

де N – потужність на валу, Вт. Повний (загальний) ККД гідравлічної машини визначається як добуток трьох складових, відповідно гідравлічного, об'ємного, механічного ККД:

$$\eta = \eta_z \eta_o \eta_m. \quad (1.8)$$

Гідравлічний ККД враховує гідравлічні втрати – ту частину набутої потоком енергії, яка втрачається на пересилування гідравлічного опору руху рідини в каналах гідравлічної машини.

$$\eta_z = 1 - H_z / H_m; \quad \eta = 1 - P_z / P_m,$$

де індекс z позначає гідравлічні втрати; індекс m – теоретичні напір та тиск, тобто ті їх значення, які були би в ідеальній машині, в якій відсутні втрати і вся енергія, що передається робочим колесом рідині, передається нею назовні.

Об'ємний ККД враховує частину енергії набутої потоком і яка втрачається внаслідок втрат рідини крізь нещільності (витоки) та внаслідок циркуляційних потоків повернення рідини з виходу на вхід машини (перетоки). Це повернення може бути обумовлено недосконалістю конструкції або спеціальними заходами для підвищення ефективності машини, наприклад відводом частки рідини з метою компенсації осьового зусилля в відцентрових турбомашинах.

$$\eta_o = Q / Q_m = 1 - q / Q_m,$$

де Q_m – теоретична подача; q – втрати (витоки та перетоки).

Механічний ККД враховує втрати енергії внаслідок тертя в механічних сполученнях.

$$\eta_m = 1 - N_{mp} / N ,$$

де N_{mp} – потужність механічного тертя.

Гідродинамічна потужність, $N_{гд} = N - N_{mp}$ – потужність, що передається робочим колесом рідині:

$$N_{гд} = \rho g Q_m H_m .$$

1.3. Елементи конструктивного влаштування осьової та відцентрової турбомашин

Відцентрова турбомашина (рис. 1.6, 1.7) складається із: робочого колеса (1) на якому закріплено лопаті (2); приводного валу (3); пристрою для підвода рідини – всисного патрубку (4); спірального равликopodobного пристрою для відводу рідини (5); дифузора – нагнітального патрубку (6). На рисунку позначено: D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса та b_2 – ширина лопаті на виході.

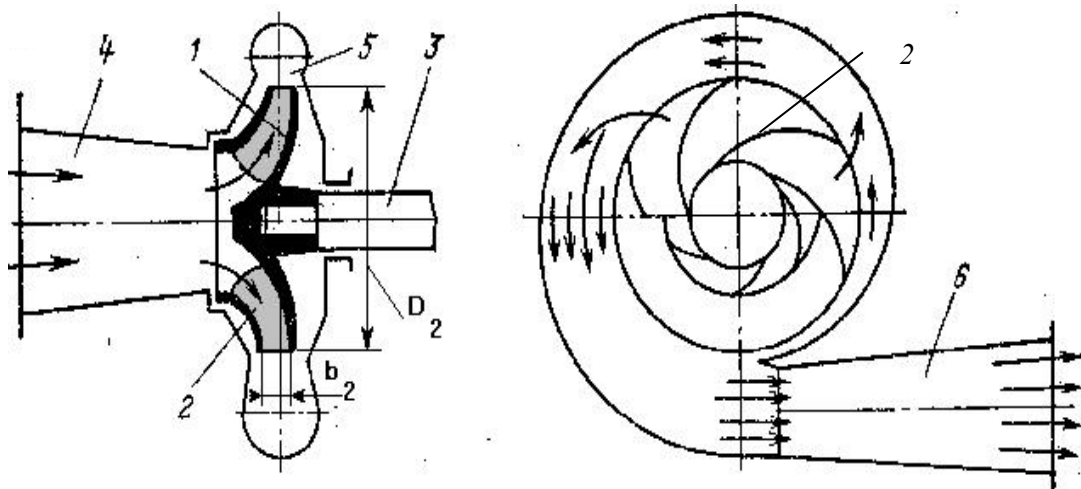


Рис. 1.6. Відцентрова турбомашина одностороннього всмоктування

Потік рідини підводиться до робочого колеса в осьовому напрямку, а потім змінює його в міжлопатевих каналах на радіальний. До початку роботи турбомашина повинна бути заповнена рідиною. Робоче колесо обертається, відбувається силова взаємодія між лопатями та рідиною, і вона виштовхується на периферію, де створюється надлишковий тиск. В центрі з'являється розрідження, за рахунок якого рідина переміщується від всисного патрубку до колеса. Відцентрові турбомашини можуть мати робочі колеса одностороннього всмоктування (рис.1.6) або двохстороннього (рис.1.7). Останні створюють більші подачі. Крім того, цим конструкціям притаманна відсутність додаткових радіальних зусиль на робоче колесо, що обумовлені різницею тисків на передній та задній диски (розділ 13.2) і, внаслідок цього, мають менші знос підшипників та механічне тертя, більший механічний ККД.

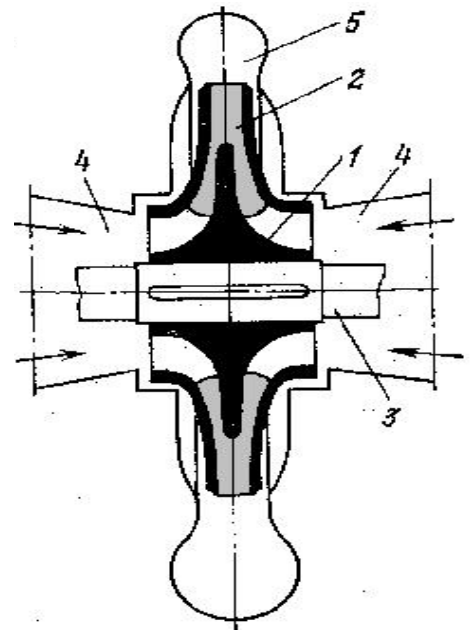


Рис. 1.7. Відцентрова турбомашина двохстороннього всмоктування

Осьова турбомашина (рис.1.8) складається із: робочого колеса (1) з лопатями (2), що закріплено на валу (3); кожуха (4) з вхідним пристроєм – колектором (5); переднього обтікача (6); вихідного пристрою – спрямляючого апарату (7); дифузору (8); заднього обтікача (9). На рисунку позначено: D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса та D_e – діаметр втулки колеса. По кільцевому простору між внутрішнім діаметром кожуха і діаметром втулки проходить рідина, тому його називають проточною частиною турбомашини. Наведемо коментарі відносно призначення та особливостей деяких елементів конструкції.

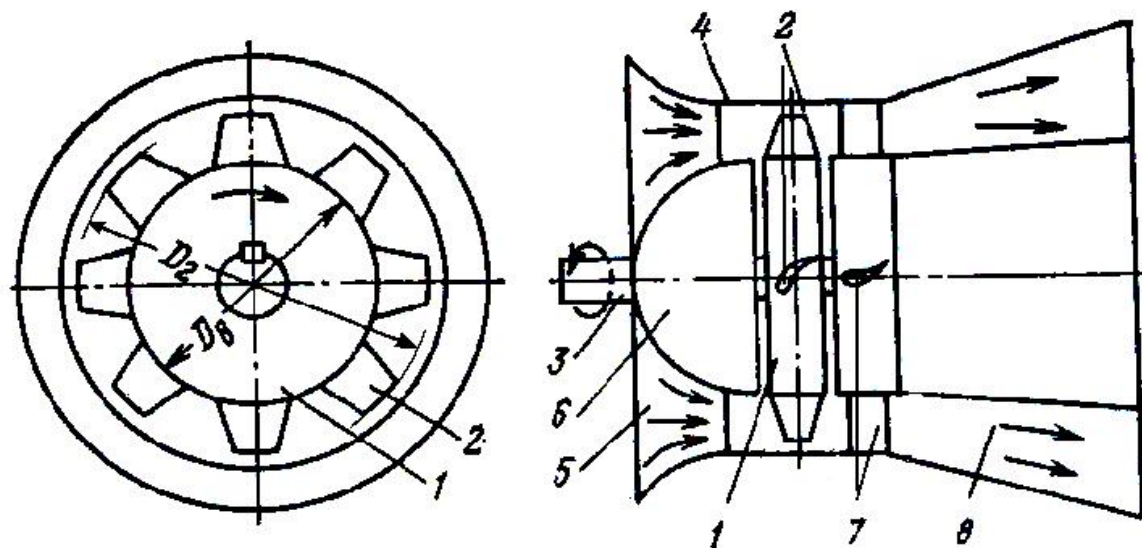


Рис. 1.8. Осьова турбомашина

Пристрій для підвода рідини (всисний патрубок, колектор) – здійснює підвід рідини до робочого колеса з максимально рівномірним полем швидкості потоку рідини по його перетину.

Передній обтікач – зменшує завихрювання потоку рідини на вході та забезпечує безударний її вхід в проточну частину (забезпечує поступову зміну швидкості потоку без різких її перепадів). У осьових турбомашин встановлюється спеціальний обтікач, у відцентрових – він виконується в комплексі з робочим колесом.

Робоче колесо – елемент конструкції, що обертається та являє собою сукупність сумісно працюючих лопатей.

Лопать робочого колеса – крило з округленою набігаючою на потік частиною та із загостреною збігаючою.

Спрямляючий апарат – призначено для розкручування потоку рідини, що виходить із робочого колеса закрученим, може бути інтерпретовано як нерухоме осьове робоче колесо з лопатями, що займають фіксоване положення в випадку відсутності регулювання або мають можливість встановлення під змінними кутами при регулюванні.

Пристрій для відводу рідини (відвід) – призначено: для збирання потоку, що виходить з робочого колеса з великою швидкістю; для перетворення

кінетичної енергії потоку (динамічного напору) в потенційну енергію (статичний напір); для відводу рідини до нагнітального патрубку або, в випадку багатоколісних машин, до наступного робочого колеса. В відводі осьових машин може здійснюватись розкручування потоку. Потік в відводі внаслідок плавного розширення має дифузорний характер, тобто – швидкість знижується, а тиск зростає.

Дифузор – канал, площа перетину якого збільшується, використовується для подальшого зниження швидкості потоку та перетворення кінетичної енергії його руху в потенційну енергію (статичний тиск, напір).

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. В чому полягає принцип роботи машини об'ємної дії?
2. Чим відрізняється склад поршневої та ротаційної машин об'ємної дії?
3. Що треба знати для визначення продуктивності машини об'ємної дії при відомому об'ємі робочої камери?
4. Яка машина – поршнева чи ротаційна – може забезпечити більшу подачу при однакових об'ємах робочої камери і чому?
5. В чому полягає принцип роботи турбомашини?
6. Який кут між віссю робочого колеса і напрямком виходу потоку з робочого колеса у осьової і відцентрової турбомашини?
7. В чому полягає принцип роботи машини струменевої дії?
8. В чому полягає принцип роботи ерліфту?
9. Що таке подача і напір турбомашини?
10. Яке призначення направляючих, спрямляючих апаратів турбомашин?
11. Яке призначення дифузору?

РОЗДІЛ 2. КІНЕМАТИКА ПОТОКУ РІДИНИ В МІЖЛОПАТЕВИХ КАНАЛАХ РОБОЧИХ КОЛІС

Найбільш розповсюдженим типом нагнітачів є турбомашини. Це обумовлено їх порівняно високими показниками споживацьких властивостей: вартістю, надійністю, енергоефективністю, питомими масогабаритними показниками. Ці машини широко використовуються в якості насосів, вентиляторів. Специфіка їх конкретного використання розглядається в подальших частинах, а в даній увага присвячується аналізу загальних властивостей та закономірностей. Знання теорії дозволить визначати характеристики турбомашин в залежності від геометричних розмірів та частоти обертання, аналізувати параметри експлуатаційного режиму і здійснювати проектування установки на базі розглядаємої машини.

Вивчення кінематики дозволяє визначити зв'язок між величиною вектора швидкості потоку в різних ділянках міжлопатевих каналів робочих коліс та їх геометричними розмірами. Це дозволить отримати вираз для продуктивності турбомашини, а потім, маючи вираз для напору, визначити основну характеристику турбомашини – напірну: зв'язок між напором та продуктивністю.

В залежності від напрямку потоку рідини на виході, відносно осі обертання робочого колеса, турбомашини поділяють на осьові, відцентрові та проміжний тип - меридіональні (діагональні). На рис.2.1 дано схематичне зображення робочих коліс даних машин з позначенням напрямку потоку на вході та виході. Показано кут α – кут між віссю робочого колеса та потоком на виході з нього. Коли цей кут прямий – маємо відцентрове колесо, нульовий – осьове, при проміжному значенні кута – діагональне робоче колесо.

Рух рідини в проточних каналах робочих коліс турбомашини має складний просторовий характер. Для спрощення аналізу тривимірну модель течії потоку замінюють двовимірною, яку отримують розглядаючи певні

перетини машини. На даних плоских зображеннях каналів робочого колеса швидкість усереднюють по ширині каналів, що утворені сусідніми лопатями.

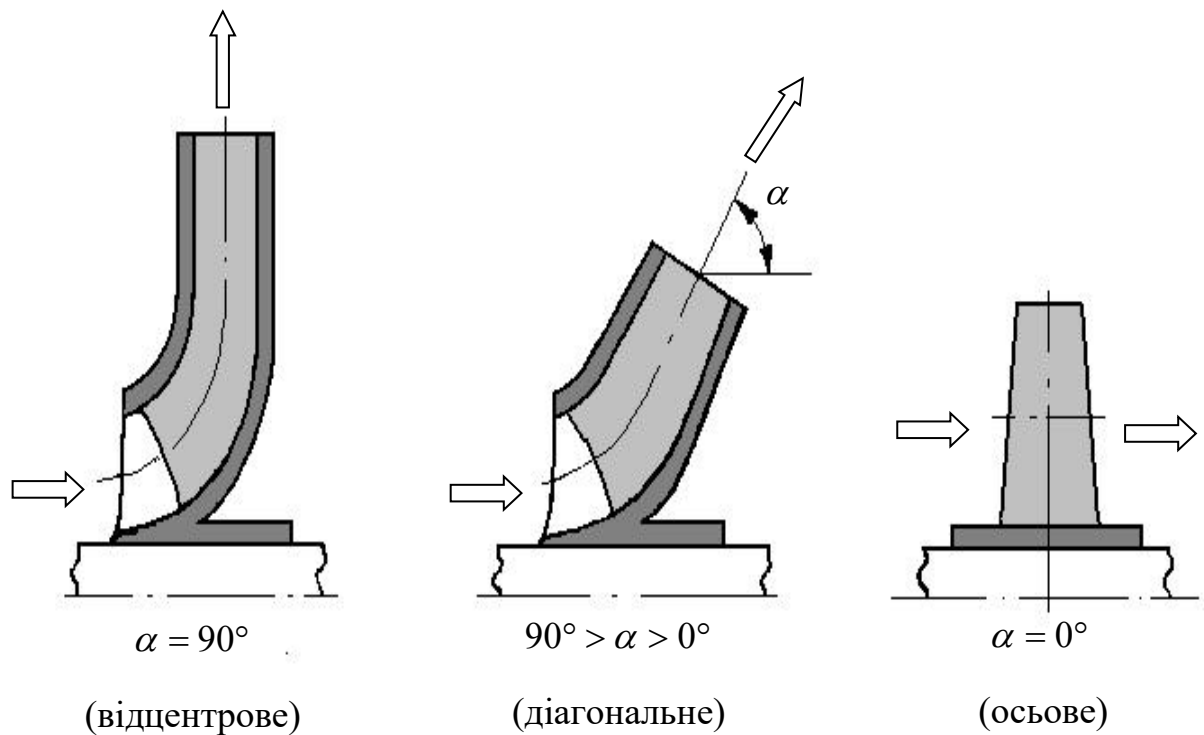


Рис. 2.1. Схеми робочих коліс турбомашин

2.1. Відцентрове робоче колесо

Відцентрове робоче колесо, що зображено на рис.2.2, а має передній та задній диски. Двовимірну модель течії рідини аналізують в площині перетину I-I (рис. 2.2, б), де зображено міжлопатеві канали, перетини лопатей, сукупність яких називають *радіальною (круговою) решіткою*, позначено напрямок обертання робочого колеса та вхідний і вихідний кути лопатей β_1 , β_2 - між дотичними до кіл решіток та до лопатей у їх вхідних та вихідних кромках відповідно. Ці кути характеризують форму лопатей, що суттєво впливає на кінематику потоку. В залежності від величини кута β_2 робоче колесо розрізняють: з лопатями загнутими назад – $\beta_2 < 90^\circ$, (рис.2.2, б, в); з радіальними лопатями – $\beta_2 = 90^\circ$, (рис.2.2, г, д); з лопатями загнутими

вперед – $\beta_2 > 90^\circ$, (рис.2.2, е). Лопаті виконують тонкими (листовими), (рис.2.2, б, г, д, е) та профільованими (рис.2.2, в).

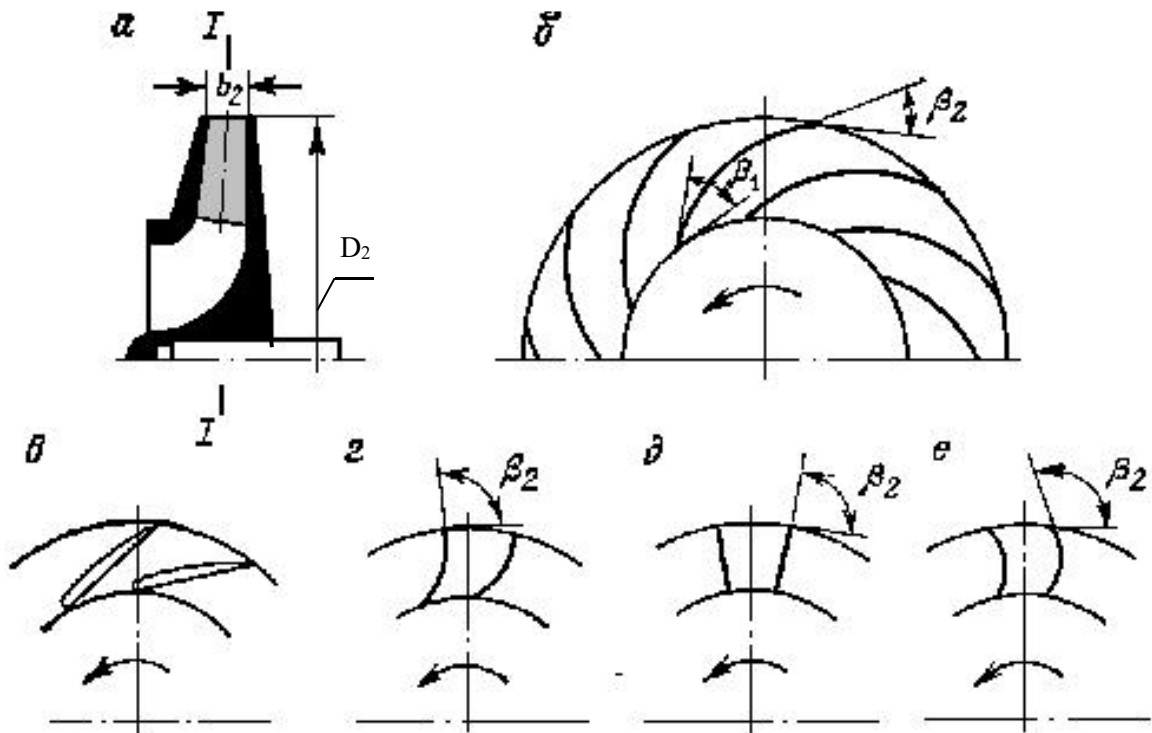


Рис.2.2. Відцентрове робоче колесо: а – основні розміри; б – радіальна (кругова) решітка з лопатками загнутими назад; в – профілі крилоподібних лопаток загнутих назад; г, д – профілі радіальних листових лопаток; е – профілі листових лопаток загнутих вперед

Плани швидкостей (трикутники швидкостей) часток рідини робочого колеса є зображенням складових вектора швидкості потоку. На рис.2.3 ці складові зображено на круговій решітці відцентрового робочого колеса з лопатями загнутими назад. Вони допомагають аналізувати зв'язок швидкості потоку з геометричними розмірами. Частки рідини в каналах відцентрового робочого колеса виконують складний рух: вони переміщуються в радіальному напрямку під дією відцентрових сил і обертаються разом з робочим колесом. Траєкторія їх руху позначено пунктирною лінією. При аналізі, вектор абсолютної швидкості потоку \vec{c} розглядають як суму двох складових – вектора *переносної* \vec{u} та *відносної* \vec{w} швидкостей: $\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$.

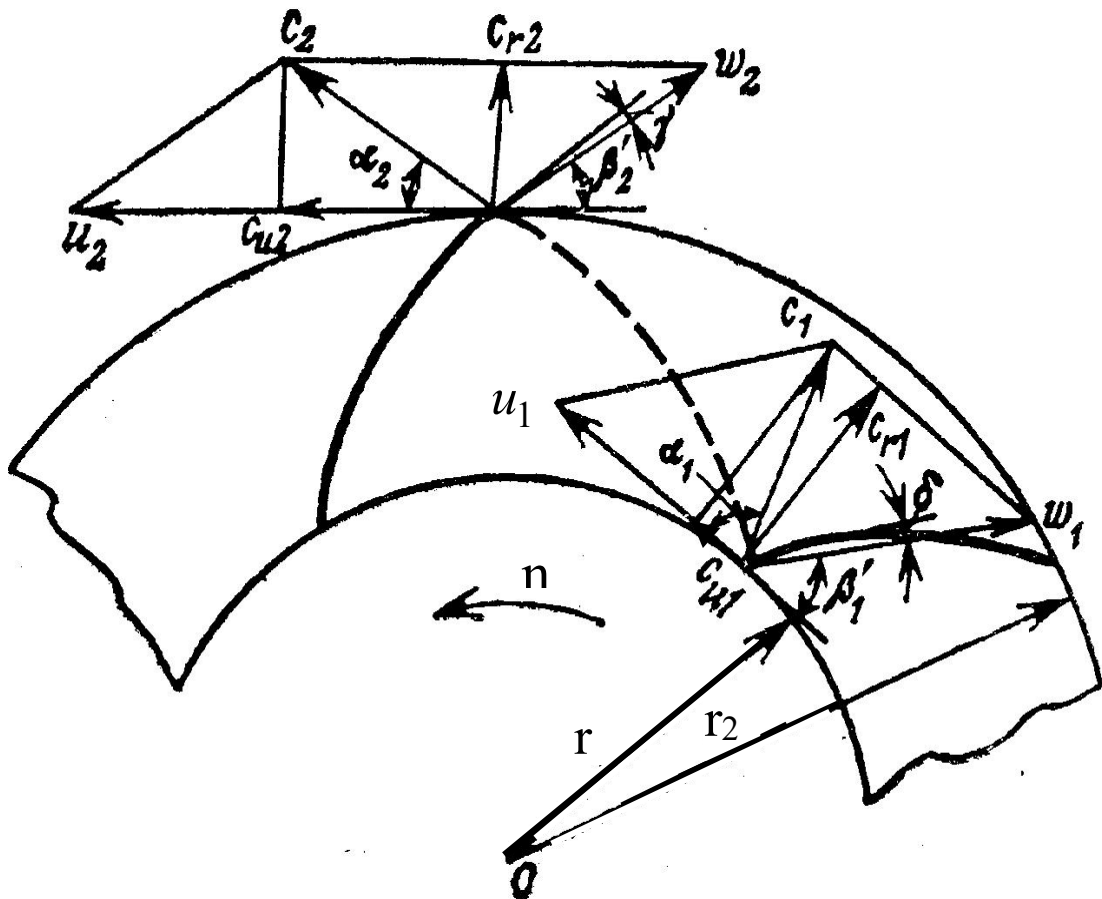


Рис. 2.3. Плани швидкостей часток рідини відцентрового робочого колеса

Переносна швидкість – це швидкість частки рідини, що приєднана до лопаті робочого колеса і обертається разом з ним. Вона спрямована в сторону обертання по дотичній до кола з радіусом r на якому розміщена дана частка, $u = 2\pi rn / 60$, де n – швидкість обертання в об/хв.

Відносна швидкість – це швидкість частки рідини відносно міжлопатевого каналу. Вона спрямована приблизно по дотичній до його осі в сторону руху. Кут між відносною швидкістю та дотичною до кола решітки позначено β , він не збігається з кутом лопаті β внаслідок наявності вихоревого руху рідини в міжлопатевому просторі. Різницю вхідного кута лопаті та вхідного кута потоку називають кутом атаки $\delta = \beta_1 - \beta'_1$, різницю вихідного кута лопаті та кута потоку на виході – кутом

відставання потоку $\gamma = \beta_2 - \beta_2$, їх величини залежать від режиму роботи та геометричних розмірів.

На рис.2.3 показано проєкції вектора абсолютної швидкості на напрямок переносної швидкості – c_u (кут між ними позначено α) та на радіальний напрямок – c_r . Індексами 1 та 2 позначено величини на вході та виході робочого колеса відповідно. Вирази для даних проєкцій мають вигляд:

$$c_{r1} = c_1 \sin \alpha_1; \quad c_{r2} = c_2 \sin \alpha_2; \quad c_{u1} = c_1 \cos \alpha_1; \quad c_{u2} = c_2 \cos \alpha_2. \quad (2.1)$$

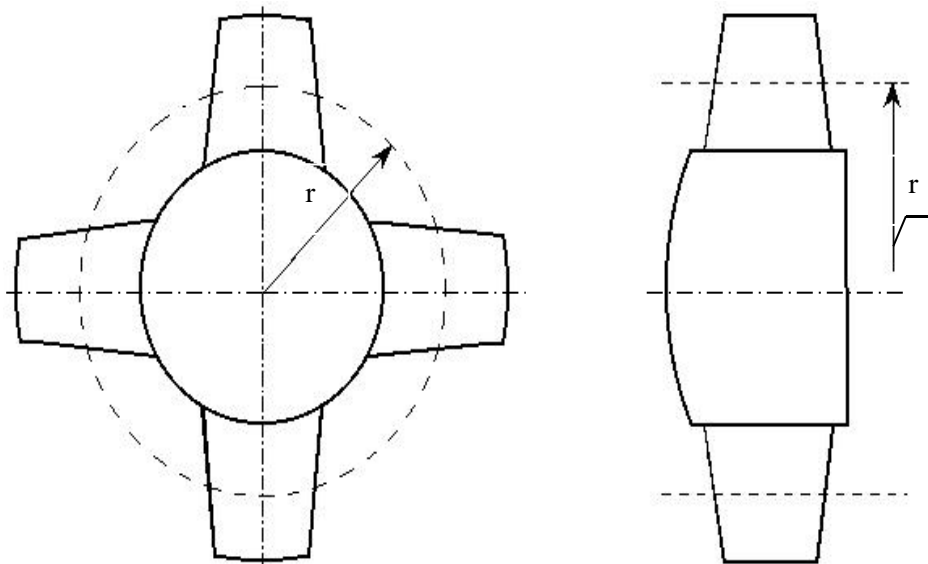


Рис.2.4. Осьове робоче колесо

Теоретична продуктивність відцентрового робочого колеса може бути визначена виходячи з швидкості потоку на виході та з площі каналу, крізь який даний потік проходить. Потік, що виходить з відцентрового робочого колеса, перпендикулярний його осі – це є радіальна проєкція вектора абсолютної швидкості на виході c_{r2} (рис.2.3). Канал, крізь який він виходить має форму кільця з шириною лопаті на виході b_2 та діаметром D_2 .

Теоретична продуктивність, що стосується ідеального робочого колеса де відсутні втрати і потік в міжлопатовому просторі, інтерпретується як елементарний струмінь ($\delta = 0$; $\gamma = 0$), має вираз:

$$Q_m = c_{r2} \pi D_2 b_2 \psi_1, \quad (2.2)$$

де $\psi_1 < 0$ – коефіцієнт стиснення потоку лопатями робочого колеса.

2.2. Осьове робоче колесо

Осьове робоче колесо нагнітача (рис.2.4) примушує потік рухатись в осьовому напрямку і закручує його в напрямку обертання. Двовимірна модель течії рідини аналізується в площині циліндричної поверхні радіуса r (рис.2.4), яка виконує умовний розтин робочого колеса. При розгортанні даної циліндричної поверхні розтину отримуємо *плоску решітку профілів робочого колеса*, де зображено міжлопатові канали та перетини лопатей (рис.2.5). Позначено: β_1, β_2 – кути входу та виходу лопатей; β_1, β_2 – кути входу та виходу потоку; δ, γ – кути атаки та відставання потоку. Швидкість *відносного руху* рідини вздовж решітки: на вході – ω_1 , на виході – ω_2 . *Переносний рух* рідини здійснюється з швидкістю u .

При умові відсутності закручування потоку до входу в робоче колесо, абсолютна швидкість потоку c_1 дорівнює швидкості руху часток рідини вздовж осі робочого колеса – *осьовій швидкості* c_a : $\bar{c}_1 = \bar{c}_a$. Внаслідок цього, вектор осьової швидкості на вході робочого колеса, як показано на рис.2.5, перпендикулярний вектору переносної швидкості \bar{u} і, відповідно, *трикутник швидкостей* на вході є прямокутним.

На виході ситуація змінюється внаслідок викривлення потоку, що проходить крізь решітку робочого колеса, – потік відхиляється в сторону

обертання. Вектор абсолютної швидкості на виході \bar{c}_2 не збігається з вектором осьової швидкості.

З'являється, як показано на рисунку, проекція вектора абсолютної швидкості на напрямок переносної – c_u . Трикутник швидкостей на виході, в загальному випадку, не є прямокутним, $\bar{c}_2 = \bar{\omega}_2 + \bar{u}$. Для осьової турбомашини радіус решітки на вході дорівнює радіусу на виході: $r_1 = r_2 = r$ і, відповідно, переносна швидкість не змінюється також: $\bar{u}_1 = \bar{u}_2 = \bar{u}$. Крім того, на підставі рівняння нерозривності потоку для нестискуємої рідини, можна записати: $c_{a1} = c_{a2} = c_a$.

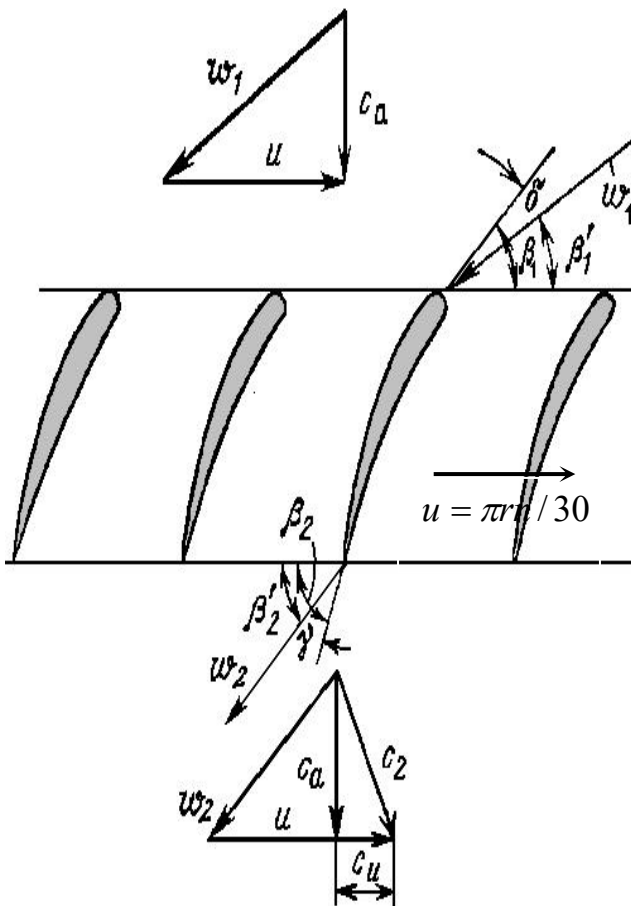


Рис.2.5. Решітка та плани швидкостей осьового робочого колеса

Аналізуючи кінематику потоку осьової турбомашини можна зробити висновок що, в випадку коли відносна швидкість на вході більша ніж на виході ($\omega_1 > \omega_2$), швидкість потоку зменшується і, як і в дифузори, відбувається перетворення динамічного напору в статичний. Таку решітку називають *дифузornoю*. При збільшенні відносної швидкості решітка – *конфузornoю*, при незмінності ($\omega_1 = \omega_2$) – *активна*. Теоретична продуктивність осьового робочого колеса визначається виходячи з осьової швидкості та площі проточної частини турбомашини (рис.1.8):

$$Q_m = c_a \pi (D_2^2 - D_6^2) / 4. \quad (2.3)$$

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Як отримано двовимірну площину дослідження кінематики в міжлопатевому просторі осьової і відцентрової турбомашин?
2. Який напрямок мають вектора переносної та відносної швидкостей?
3. Чим відрізняються вхідні і вихідні кути лопатей від вхідних і вихідних кутів потоку?
4. Які площі та швидкості дозволяють визначити теоретичні продуктивності осьового та відцентрового робочих коліс?

РОЗДІЛ 3. ДИНАМІКА ТУРБОМАШИН

3.1. Основне енергетичне рівняння турбомашини

Як сказано раніше, основними показниками роботи нагнітача є продуктивність та напір. Характеристика, що встановлює взаємозв'язок цих параметрів дозволяє оцінити можливості машини та прийняти обґрунтоване рішення про її практичне використання. Для отримання такої *теоретичної напірної характеристики* в попередньому розділі сформульовано вирази теоретичної продуктивності. Не вистачає виразу для напору, який може бути отримано при формуванні основного енергетичного рівняння турбомашини.

Основне енергетичне рівняння встановлює зв'язок між енергією (напором, тиском), що передається потоку ідеальним робочим колесом та параметрами потоку.

Ідеальне робоче колесо (теоретичне робоче колесо) це таке, що всю енергію з приводного валу повністю передає рідині, тобто – відсутні втрати в машині. Розгляд саме ідеального колеса здійснюється для того, щоб отримати якісні вирази напірної характеристики та аналізувати основні її властивості.

Для отримання основного енергетичного рівняння турбомашини застосуємо струминну теорію, що називають ще теорією Ейлера (на ім'я її фундатора Леонарда Ейлера). Ця теорія дозволяє отримати якісну картину процесів внаслідок припущень, що: потік складається з сукупності елементарних струменів розмежованих нескінченно тонкими лопатями; відносна швидкість завжди дотична до лопаті ($\delta = 0$, $\gamma = 0$, $\beta_1 = \beta_1$, $\beta_2 = \beta_2$).

Застосуємо *теорему про зміну кількості руху матеріальної системи* при аналізі процесів в відцентровому робочому колесі (рис.2.3). В відповідності з нею при сталому русі рідини, що протікає крізь робоче колесо, за одиницю часу *приріст моменту кількості руху рідини відносно осі обертання робочого колеса дорівнює моменту всіх зовнішніх сил, що*

впливають на потік. При цьому, оскільки розглядається момент відносно осі обертання, то урахуванню підлягає силова взаємодія лопатей робочого колеса з потоком, що визначається моментом на приводному валу машини.

Кількість руху рідини, що проходить крізь машину пропорційна часу t , протягом якого проводиться оцінка. Згідно рис.2.3 моменти кількості руху рідини на вході та виході відцентрової турбомашини можна визначити:

$$K_1 = mtc_1 \cos \alpha_1 r_1 = mtc_{u1} r_1; \quad K_2 = mtc_2 \cos \alpha_2 r_2 = mtc_{u2} r_2,$$

де m – масова продуктивність. Відповідно до теореми момент зовнішніх сил M дорівнює приросту моменту кількості руху за одиницю часу:

$$M = \frac{d}{dt}(K_2 - K_1) = m(c_{u2} r_2 - c_{u1} r_1).$$

Помножимо ліву та праву частини отриманого виразу на кутову частоту обертання ω , поділимо на m і з урахуванням того, що $\omega r = u$, отримаємо енергію, що передається одиниці маси рідини, або теоретичний напір, m^2/c^2 :

$$H_{m1} = \frac{M\omega}{m} = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}. \quad (3.1)$$

Теоретичний напір, в метрах та теоретичний тиск, в Паскалях визначаються виразами:

$$H_m = (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) / g; \quad (3.2)$$

$$P_m = \rho g H_m = \rho(u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}). \quad (3.3)$$

Вирази 3.1 – 3.3 є різні форми *основного рівняння робочого колеса турбомашини – рівняння Ейлера*.

Здійснимо аналіз зв'язку кінематики потоку з набутою їм питомою енергією (напором). Для цього на рис.2.3 розглянемо прямокутний трикутник, що утворений кінцями векторів \bar{c}_2 , \bar{c}_{u2} , \bar{u}_2 . Для нього, враховуючи, що $\bar{c}_2 - \bar{u}_2 = \bar{\omega}_2$, справедливе співвідношення:

$$\omega_2^2 = (u_2 - c_{u2})^2 + (c_2 \sin \alpha_2)^2 = u_2^2 - 2u_2c_{u2} + c_2^2.$$

Для трикутника швидкостей на вході запишемо аналогічно:

$$\omega_1^2 = u_1^2 - 2u_1c_{u1} + c_1^2.$$

Визначимо u_2c_{u2} і u_1c_{u1} з двох останніх виразів, підставимо їх в рівняння (3.1) і перетворимо його:

$$H_{m1} = (u_2^2 - u_1^2)/2 + (\omega_1^2 - \omega_2^2)/2 + (c_2^2 - c_1^2)/2. \quad (3.4)$$

Третій доданок рівняння, згідно виразу (1.5), характеризує динамічний напір – приріст кінетичної енергії рідини. Перші два доданки, відповідно, характеризують статичний напір – приріст потенційної енергії. В випадку осьової турбомашини, коли $u_1 = u_2$, статичний напір створюється завдяки дифузорному ефекту в решітці робочого колеса за рахунок зменшення відносної швидкості:

$$H_{ст} = (\omega_1^2 - \omega_2^2)/2.$$

Рівняння Ейлера, внаслідок застосованої системи припущень, дає можливість отримати лише якісну картину досліджуємого процесу. Фактичний напір менший за теоретичний за рахунок вихоревого руху рідини в каналах робочого колеса машини. Отримати більш точні результати дає можливість *вихорова теорія* (фундатор Н.Е.Жуковський), коли враховується циркуляційний рух рідини. Відносна швидкість в каналах робочого колеса розглядається як сукупність швидкості рідини відносно нерухомого колеса, швидкості вихрового руху рідини в каналах внаслідок обертання решітки (обумовлена інерцією рідини) та швидкості циркуляції рідини навколо лопаті, що обумовлена взаємодією її з потоком подібно крилу літака.

3.2. Теоретичні напірні характеристики турбомашин

Індивідуальна теоретична характеристика турбомашини $H_m = f(Q_m)$ це залежність зміни напору в функції подачі при сталій частоті обертання робочого колеса. Для отримання теоретичної напірної характеристики запишемо рівняння Ейлера (3.2) при відсутності закручування потоку на вході ($c_{u1} = 0$):

$$H_m = u_2 c_{u2} / g. \quad (3.5)$$

З трикутника швидкостей на виході відцентрового робочого колеса (рис.2.3), при припущенні, що $\gamma = 0$, отримаємо вираз для проекції вектора абсолютної швидкості на напрямок переносної:

$$c_{u2} = u_2 - c_{r2} \operatorname{ctg} \beta_2,$$

підставивши його в рівняння Ейлера (3.5), отримаємо співвідношення для відцентрової турбомашини:

$$H_m = (u_2^2 - u_2 c_{r2} \operatorname{ctg} \beta_2) / g. \quad (3.6)$$

Аналогічно, для осьової турбомашини, враховуючи притаманне їй співвідношення $u_1 = u_2 = u$ та припущення $\gamma = 0$ з трикутника швидкостей на рис.2.5, отримаємо вираз для проекції вектора абсолютної швидкості на напрямок переносної:

$$c_u = u - c_a \operatorname{ctg} \beta_2,$$

який підставимо в (3.5) з урахуванням, що $c_{u2} = c_u$, $u_2 = u$, отримаємо співвідношення для осьової турбомашини:

$$H_m = (u^2 - u c_a \operatorname{ctg} \beta_2) / g. \quad (3.7)$$

В виразах (3.6), (3.7) присутні швидкості потоку на виході з робочого колеса, залежності для яких можна визначити з отриманих раніше формул для теоретичної продуктивності відцентрової (2.2) та осьової (2.3) турбомашин:

$$c_{r2} = \frac{Q_m}{\pi D_2 b_2 \psi_1}; \quad c_a = \frac{4Q_m}{\pi(D_2^2 - D_6^2)}.$$

Підставивши останні вирази в (3.6), (3.7) отримаємо теоретичні напірні характеристики. Для відцентрової турбомашини:

$$H_m = u_2^2 / g - \frac{u_2}{\pi D_2 b_2 \psi_1 g} Q_m \operatorname{ctg} \beta_2.$$

Для осьової турбомашини:

$$H_m = u^2 / g - \frac{4u}{\pi(D_2^2 - D_6^2)g} Q_m \operatorname{ctg} \beta_2.$$

Враховуючи, що швидкість обертання робочого колеса не змінюється, введемо позначення для сталих коефіцієнтів і отримаємо вираз для теоретичної напірної характеристики:

$$H_m = A - BQ_m \operatorname{ctg} \beta_2, \quad (3.8)$$

де константи приймають значення для відцентрової турбомашини:

$$A = u_2^2 / g; \quad B = \frac{u_2}{\pi D_2 b_2 \psi_1 g},$$

для осьової турбомашини:

$$A = u^2 / g; \quad B = \frac{4u}{\pi(D_2^2 - D_6^2)g}.$$

Аналіз рівняння теоретичної напірної характеристики (3.8) дозволяє зробити висновок що, при сталій частоті обертання робочого колеса і при нехтуванні зміною напрямку вихідного потоку при зміні подачі ($\beta_2 = \text{const}$), характеристика $H_m = f(Q_m)$ – лінійна. Її графічне зображення для

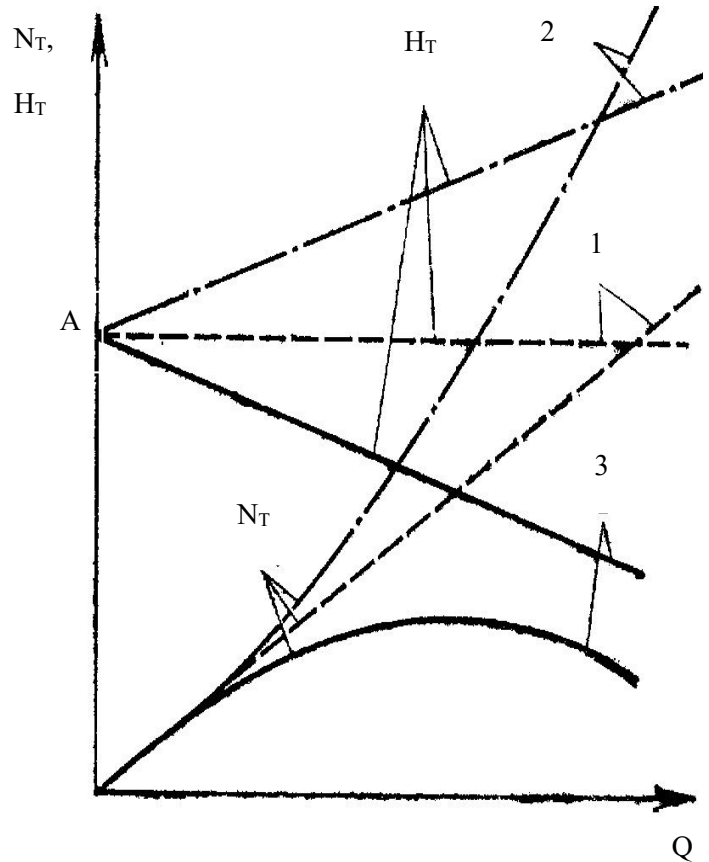


Рис.3.1. Теоретичні характеристики турбомашини

відцентрової турбомашини наведено на рис.3.1 для трьох варіантів значення кута β_2 . При нульовій подачі напір дорівнює A . Кут нахилу теоретичної напірної характеристики обумовлений котангенсом кута β_2 . В випадку радіальних лопатей (рис.2.2, г, д) $\beta_2 = 90^\circ$, $ctg\beta_2 = 0$, напірна характеристика паралельна осі подачі, позначена цифрою 1. Для лопатей загнутих назад (рис.2.2,б) $\beta_2 < 90^\circ$, $ctg\beta_2 < 0$, при збільшенні подачі величина напору зменшується, характеристику позначено цифрою 3.

В випадку лопатей загнутих вперед (рис.2.2,е) $\beta_2 > 90^\circ$, $ctg\beta_2 > 0$, при збільшенні подачі величина напору збільшується, характеристику позначено цифрою 2. Збільшення напору з ростом кута β_2 обумовлено збільшенням швидкості закручування i , відповідно, динамічного напору, що видно з трикутників швидкості на виході колеса з лопатями, що загнуті назад (рис.3.2) та вперед (рис.3.3). Напрямок обертання задано кутовою частотою ω (не плутати з відносною швидкістю ω_1, ω_2).

Крім напору на рис.3.1 наведено графіки залежності зміни теоретичної потужності (гідродинамічної потужності) в функції подачі:

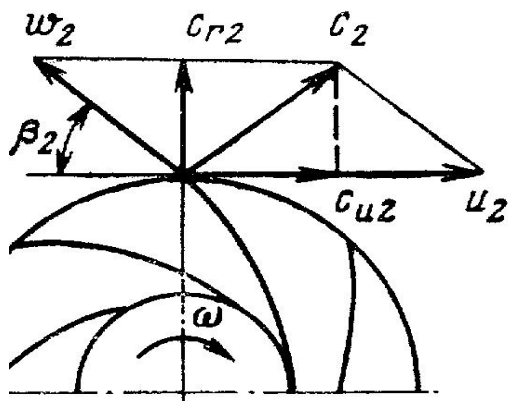


Рис.3.2. Трикутник швидкостей на виході відцентрового робочого колеса з лопатями загнутими назад

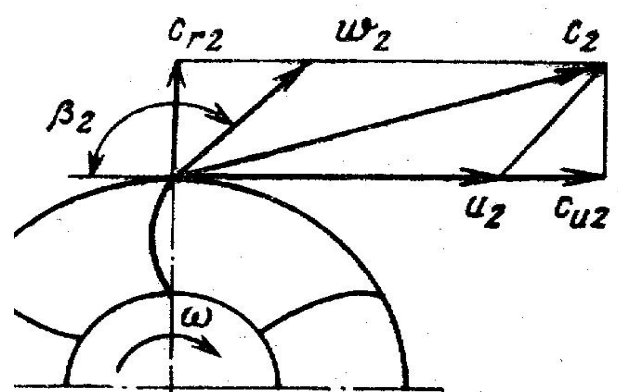


Рис.3.3. Трикутник швидкостей на виході відцентрового робочого колеса з лопатями загнутими вперед

$$N_m = \rho g Q_m (A - B Q_m ctg\beta_2).$$

Характер залежностей на рис.3.1, а також трикутники швидкості (рис.3.2, 3.3) дозволяють зробити висновки про область застосування відцентрових турбомашин з лопатями загнутими вперед та назад. Видно, що при однакових розмірах та частоті обертання робочих коліс, абсолютна швидкість потоку, в випадку лопатей, що загнуті вперед, суттєво вище. Це збільшення кінетичної енергії (динамічного напору) обумовлює (рис.3.1) превалювання теоретичної потужності колеса з лопатями загнутими вперед порівняно колеса з лопатями загнутими назад і, відповідно, вищі питомі масо-габаритні показники (кВт/кг). З іншого боку, збільшення швидкості супроводжується зростанням втрат на тертя (зменшенням гідравлічного ККД) і зменшенням частини статичного напору в повному. При всмоктувальній схемі вентиляції динамічний напір відносять до втрат, для зменшення яких застосовують розвинуті системи дифузорів. Вони перетворюють динамічний напір в статичний, що також супроводжується зменшенням ККД.

Таким чином, відцентрові турбомашини, що мають *лопати загнуті вперед*, доцільно використовувати там де потрібна компактність, потужність і немає жорстких вимог до економічності. Це стосується одноколісних машин відносно невеликої потужності з розвинутими дифузорами, пересувних машин (вентилятори місцевого провітрювання) та інших випадків потреби мати великі напори при малих масах та габаритах (літальні апарати). Турбомашини, що мають робочі колеса з *лопатями загнутими назад* забезпечують більшу частину статичного напору, мають більший ККД. Вони використовуються при жорстких вимогах до економії енергетичних ресурсів, в вентиляторах головного провітрювання, відцентрових насосах та компресорах. Крім того, їх застосовують в багатокісних турбомашинах де немає проміжних дифузорів.

Теоретичні характеристики осьової турбомашини відповідають залежностям на рис.3.1, що позначено цифрою 3, тобто відповідають випадки лопатей, що загнуті назад. Причиною цього є значення кута β_2 у осьового робочого колеса, який завжди менший за прямий кут.

3.3. Дійсні індивідуальні характеристики турбомашин

Теоретичні характеристики, що отримані в попередньому розділі за допомогою методу Ейлера суттєво відрізняються від дійсних характеристик. Покажемо за допомогою рис.3.4 вплив різних факторів на різницю між теоретичною та дійсною характеристиками. На рисунку позначено арабськими цифрами напірні характеристики, римськими – області, що характеризують вплив відповідних чинників.

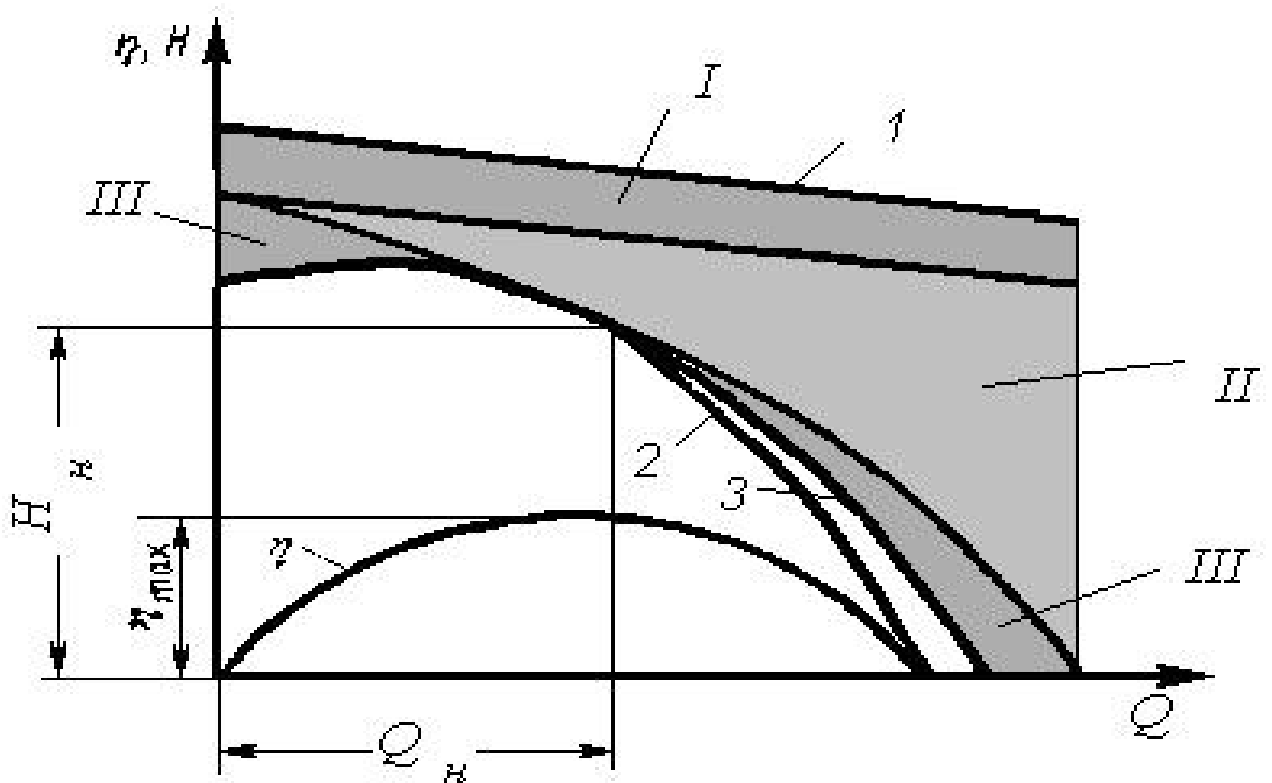


Рис.3.4. Характеристики турбомашин

Теоретична характеристика, що визначена методом Ейлера (1) відрізняється від індивідуальної дійсної характеристики (2) внаслідок: припущення про нескінченну кількість нескінченно тонких лопатей (I); внаслідок неврахування втрат напору на тертя рідини об поверхню проточної частини турбомашини (II) – $H_{тр} = k_{тр} Q^2$; внаслідок втрат напору на удар

при раптовій зміні швидкості потоку та на вихроутворення (III) – $H_{yв} = k_{yв} (Q_H - Q)^2$, де k_{mp} , $k_{yв}$ – константи. Значення номінальної подачі Q_H відповідає максимуму залежності зміни ККД турбомашини η . Після врахування втрат II, III та похибки внаслідок припущення I теоретична напірна характеристика 1 перетворюється в криву 3. Для отримання дійсної індивідуальної характеристики 2 треба від 3 відняти втрати напору, що пов'язані з об'ємними втратами і пропорційні подачі.

Дійсні індивідуальні характеристики, що отримано дослідним шляхом мають назву – *експлуатаційні індивідуальні характеристики*. До них відносять залежності в функції подачі: напору, споживаємої потужності, ККД – $H = f(Q)$; $N = f(Q)$; $\eta = f(Q)$. Індивідуальні експлуатаційні характеристики можуть доповнюватись додатковими залежностями, що враховують специфіку конкретного механізму та умов його експлуатації. Наприклад, для насосів: допустима по умовах відсутності кавітації, вакуумметрична висота всмоктування (розділ 13.1). Розглянемо характерні форми дослідних напірних характеристик. На рис.3.5, 3.6 наведено характеристики, що характерні для відцентрових турбомашин. Перша з них відноситься до машин з лопатями загнутими назад ($\beta_2 < 90^\circ$). Характеристика свідчить про стійку роботу по всьому діапазону зміни подачі. Максимальний напір забезпечується при нульовій подачі. Друга характеристика відноситься до машин з лопатями загнутими вперед ($\beta_2 > 90^\circ$). Напір при нульовій подачі H_0 менше максимального H_{MAX} . Робота в діапазоні подач від нуля до подачі, що відповідає максимальному напору може бути нестійкою. Докладніше ознаки нестійкої роботи будуть розглянуті нижче в даному розділі. Характеристика на рис.3.7 характерна для осьових турбомашин. Стійка робота забезпечується на спадаючій ділянці в діапазоні від подачі, що відповідає другому екстремуму напору до максимальної подачі.

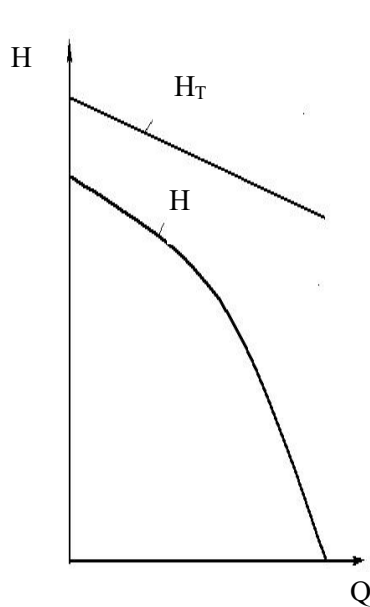


Рис.3.5.
Характеристики турбомашин без зони нестійкої роботи

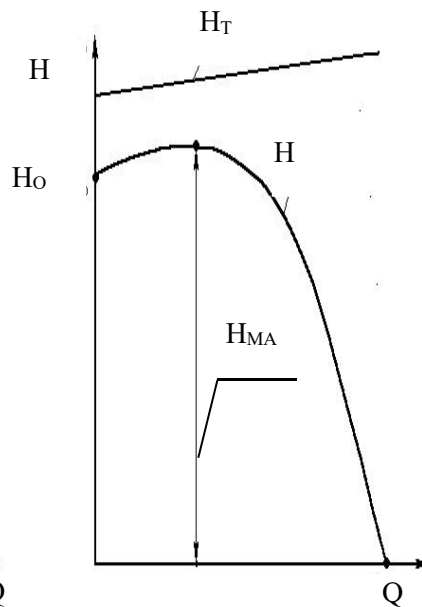


Рис.3.6.
Характеристики турбомашин з максимумом напору

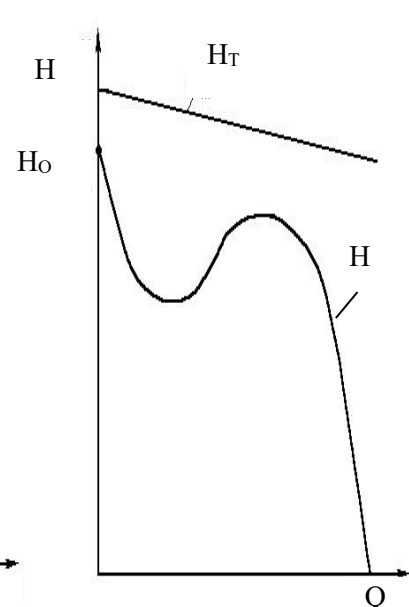


Рис.3.7.
Сідлоподібні характеристики турбомашин

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Які припущення покладено в основу струменевої теорії Ейлера?
2. Яке відцентрове робоче колесо, з лопатями загнутими вперед чи назад, створює більшу абсолютну швидкість вихідного потоку при однакових діаметрах і швидкостях обертання робочих коліс?
3. При якому відцентровому робочому колесі, з лопатями загнутими вперед чи назад, при однакових діаметрах і швидкостях обертання робочих коліс, турбомашина розвиває більшу потужність і при якому має більший ККД і чому?
4. Як визначається номінальна подача турбомашини?

РОЗДІЛ 4. ПОДОБА ТУРБОМАШИН

Вищевикладене свідчить, що точний розрахунок характеристик турбомашин супроводжується значними складнощами і потребує експериментальної перевірки. Іншим методом проектування та розрахунку параметрів робочого режиму, ніж суто розрахункове дослідження, є використання експериментальних результатів, що отримано при випробуванні подібних машин, з наступним їх перерахунком відповідно до розглядаємого випадку. Алгоритми коректного перерахунку характеристик турбомашин є предметом вивчення *теорії подоби*. В відповідності до неї формулюються принципи подоби, застосування яких дозволяє при проектуванні використовувати дослідні данні, що отримано при дослідженні аналогічних машин або моделей із значно меншими параметрами.

4.1. Умови та закони подоби, швидкохідність турбомашин

Подібними турбомашинами називають такі, що мають подобу гідродинамічних процесів. *Умовою подоби* є збереження геометричної, кінематичної, динамічної подоби.

Геометрична подоба – це рівність кутів та сталість співвідношення поріднених розмірів конструкцій натурної та модельної машин. Математично даний вираз формулюється за допомогою *коефіцієнту геометричної подоби* k_2 та співвідношень:

$$k_2 = \frac{D_{n1}}{D_{m1}} = \frac{D_{n2}}{D_{m2}} = \dots = \frac{b_{n1}}{b_{m1}} = \text{const}; \quad \beta_{1n} = \beta_{1m}; \quad \beta_{2n} = \beta_{2m};$$

де індекси n та m вказують на натурну (що досліджується) та модельну (результати дослідження якої відомі) машини.

Кінематична подоба – це сталість співвідношення швидкостей в потоках рідини. Тобто, подоба трикутників швидкостей в подібних точках.
Коефіцієнт кінематичної подоби:

$$k_k = \frac{c_H}{c_M} = \frac{u_H}{u_M} = \frac{\omega_H}{\omega_M} = const .$$

Динамічна подоба (подоба силової взаємодії) – потребує сталості співвідношення сил: інерції, тертя, ваги в потоках рідини. Умовою динамічної подоби сталого руху нестискуємої грузлої рідини є рівність чисел Рейнольдса (Re) натурної та модельної машин:

$$(Re)_H = (Re)_M ,$$

де $Re = cD / \nu$; c , D – характерні для турбомашини швидкості потоку та лінійний розмір робочого колеса; ν , m^2/c^2 – кінематичний коефіцієнт в'язкості. Число Рейнольдса характеризує співвідношення сил інерції і в'язкості, враховує вплив в'язкості на рух потоку.

Для турбомашин, що розглядаються в даному курсі, характерні великі значення чисел Рейнольдса (потоки турбулентні, сили інерції суттєво переважають сили тертя) від яких, при цих умовах, не залежать коефіцієнти втрат. В цьому випадку для подоби турбомашин достатньо виконання умов геометричної та кінематичної подоби: $k_z = const$; $k_k = const$.

Для перерахунку характеристик подібних турбомашин використовують **рівняння подоби**, що встановлюють: *взаємозв'язок між подачами, напорами, потужностями натурної та модельної турбомашин, а також залежність цих параметрів для однієї турбомашини від частоти обертання та розмірів робочих коліс.*

Для формулювання рівнянь подоби запишемо співвідношення сторін подібних трикутників швидкості (рис.2.3):

$$\frac{c_{r2M}}{u_{2M}} = \frac{c_{r2H}}{u_{2H}}, \quad \text{або:} \quad \frac{c_{r2H}}{c_{r2M}} = \frac{u_{2H}}{u_{2M}} = \frac{n_H D_{2H}}{n_M D_{2M}}.$$

Підставимо в отриманий вираз значення проекції швидкості на радіальний напрямок, яку визначимо з рівняння теоретичної продуктивності (2.2) і, враховуючи умову геометричної подоби: $b_{2H}/b_{2M} = D_{2H}/D_{2M}$, отримаємо при однакових ККД рівняння подоби:

$$Q_H / Q_M = n_H / n_M (D_H / D_M)^3. \quad (4.1)$$

З рівняння теоретичного напору при відсутності закручування потоку на вході (3.5) отримаємо рівняння подоби для перерахунку напорів і, враховуючи, що $P = \rho g H$, для тисків:

$$H_H / H_M = u_{2H}^2 / u_{2M}^2 = (n_H / n_M)^2 (D_{2H} / D_{2M})^2; \quad (4.2)$$

$$P_H / P_M = (n_H / n_M)^2 (D_{2H} / D_{2M})^2 \rho_H / \rho_M. \quad (4.3)$$

Для потужності на підставі рівнянь (4.1, 4.3) і виразу $N = PQ$, отримаємо:

$$N_H / N_M = (n_H / n_M)^3 (D_{2H} / D_{2M})^5 \rho_H / \rho_M. \quad (4.4)$$

Рівняння (4.1 – 4.4) справедливі з точністю до зміни об'ємних, гідравлічних, механічних ККД. Вони встановлюють залежності для подібних турбомашин між подачами, напорами, потужностями. З цих рівнянь отримаємо залежності даних параметрів від швидкості при умові $D_2 = const$, тобто для однієї машини:

$$Q_1 = Q n_1 / n; \quad H_1 = H (n_1 / n)^2; \quad N_1 = N (n_1 / n)^3. \quad (4.5)$$

Рівняння (4.5) називають *законами пропорційності* або *законами експлуатації* турбомашини. Вони свідчать, що при сталому опорі мережі подача, напір, потужність пропорційні, відповідно, першій, другій, третій степені швидкості обертання. Дані рівняння дозволяють перераховувати характеристики турбомашини при зміні швидкості обертання. Для цього, обираємо ряд точок вихідної напірної характеристики. Координати кожної з них, по заданому співвідношенню швидкостей, перераховуємо згідно (4.5) і отримуємо нову характеристику. Аналогічним чином перераховується залежність споживаної потужності від подачі.

Питома частота обертання являє собою ще один критерій подоби, що характеризує турбомашини з геометрично подібною проточною частиною, які об'єднано в *серії* або *типи*. Вона використовується для класифікації турбомашин, а також для встановлення зв'язку співвідношення геометричних розмірів з характеристиками. *Питома частота обертання* (позначається n_s) є частотою обертання деякої модельної турбомашини, режим роботи якої (при даній частоті обертання) характеризується визначеними умовними значеннями напору та подачі (H_s, Q_s) при максимальному ККД.

Для отримання виразу питомої частоти обертання, замінимо індекс m на s в рівняннях (4.1, 4.2). Виразимо з них величину D / D_s та виключимо її, прирівнявши праві частини даних рівнянь. Після чого визначимо:

$$n_s = C_1 n Q^{1/2} / H^{3/4}, \quad (4.6)$$

де $C_1 = H_s^{3/4} / Q_s^{1/2}$. Для насосів $C_1 = 3,65$, що відповідає модельній машині з потужністю 0,736 кВт, яка створює напір $H_s = 1$ м та має подачу

$Q_s = 0,075 \text{ м}^3/\text{с}$. Для вентиляторів $C_1 = 1$ ($Q_s = 1 \text{ м}^3/\text{с}$, $P = 300 \text{ Па}$). Величина питомої частоти обертання однакова для усіх геометрично подібних машин, що працюють в подібних режимах.

При визначенні n_s фактично до уваги приймають параметри одного робочого колеса в номінальному режимі, тобто питома частота обертання характеризує одноступеневі машини з одностороннім підводом рідини до робочого колеса в режимі максимального ККД.

Питома частота обертання (4.6) є функцією трьох змінних. Взаємозв'язок між ними визначається при фіксації двох змінних. Видно, що при сталих швидкості обертання та напору збільшення n_s веде до збільшення подачі.

Для класифікації турбомашин застосовують також **коефіцієнт швидкохідності**:

$$k_s = nQ^{1/2} / H^{3/4},$$

що дорівнює n_s при $C_1 = 1$. Питома частота обертання та коефіцієнт швидкохідності рівнозначно використовується для характеристики серій турбомашин.

4.2. Типові характеристики турбомашин

Серію або тип турбомашин, що мають геометрично подібну проточну частину, зручно характеризувати єдиною типовою безрозмірною характеристикою.

Теоретична типова безрозмірна характеристика:

$$\mu_m = 1 - B\delta,$$

де $\mu_m = H_m g / u_2^2$ – безрозмірний повний напір (коефіцієнт напору);

$\delta = Q_m / (u_2 D_2^2)$ – безрозмірна подача (коефіцієнт витрат);

$B = D_2 g \operatorname{ctg} \beta_2 / (\pi b_2)$ – константа для даної серії турбомашин (враховуючи на сталість кута β_2 та співвідношення ширини лопаті до діаметра колеса), отримано шляхом поділу лівої та правої частини рівняння теоретичної напірної характеристики (3.8) для відцентрової турбомашини на u_2^2 / g .

Дійсну типову безрозмірну характеристику серії турбомашин можна отримати, подібно до теоретичної, застосувавши відносні напір та продуктивність:

$$\bar{H} = Hg / u_2^2; \quad \bar{Q} = 4Q / (\pi u_2 D_2^2).$$

Останні вирази дозволяють мати єдину характеристику для серії турбомашин і перераховувати її відповідно до конкретних розмірів та умов роботи.

4.3. Універсальні характеристики турбомашин

Універсальні характеристики турбомашин дають відомості про чотири основні параметри: напір, продуктивність, ККД та частоту обертання (або іншу величину, що характеризує застосований спосіб регулювання, наприклад, кут повороту лопатей осьового робочого колеса). Універсальні характеристики будують на підставі індивідуальних експлуатаційних характеристик $\eta = f(Q)$ та $H = f(Q)$ або $P = f(Q)$ при різних значеннях частоти обертання n (рис.4.1) наступним чином: в одних координатних осях розміщують сукупність індивідуальних характеристик $P - Q$ для різних значень частоти обертання; при тих самих частотах обертання в інших координатних осях будують сукупність характеристик $\eta - Q$; обирають значення ККД, при яких до сукупності $P - Q$ характеристик додають ізолінії ККД (лінії рівного ККД). Дані лінії з'єднують точки різних напірних характеристик з однаковими ККД. Ці точки є проєкціями на відповідні по

обертах напірні характеристики точок перетину характеристик $\eta - Q$ з горизонталлями, що відповідають обраним рівням ККД. Як видно з рис.4.1, кожна ізолінія позначається цифрою, що відповідає значенню ККД. На універсальних характеристиках точкою позначено положення максимуму, що має місце на сукупності характеристик $\eta - Q$.

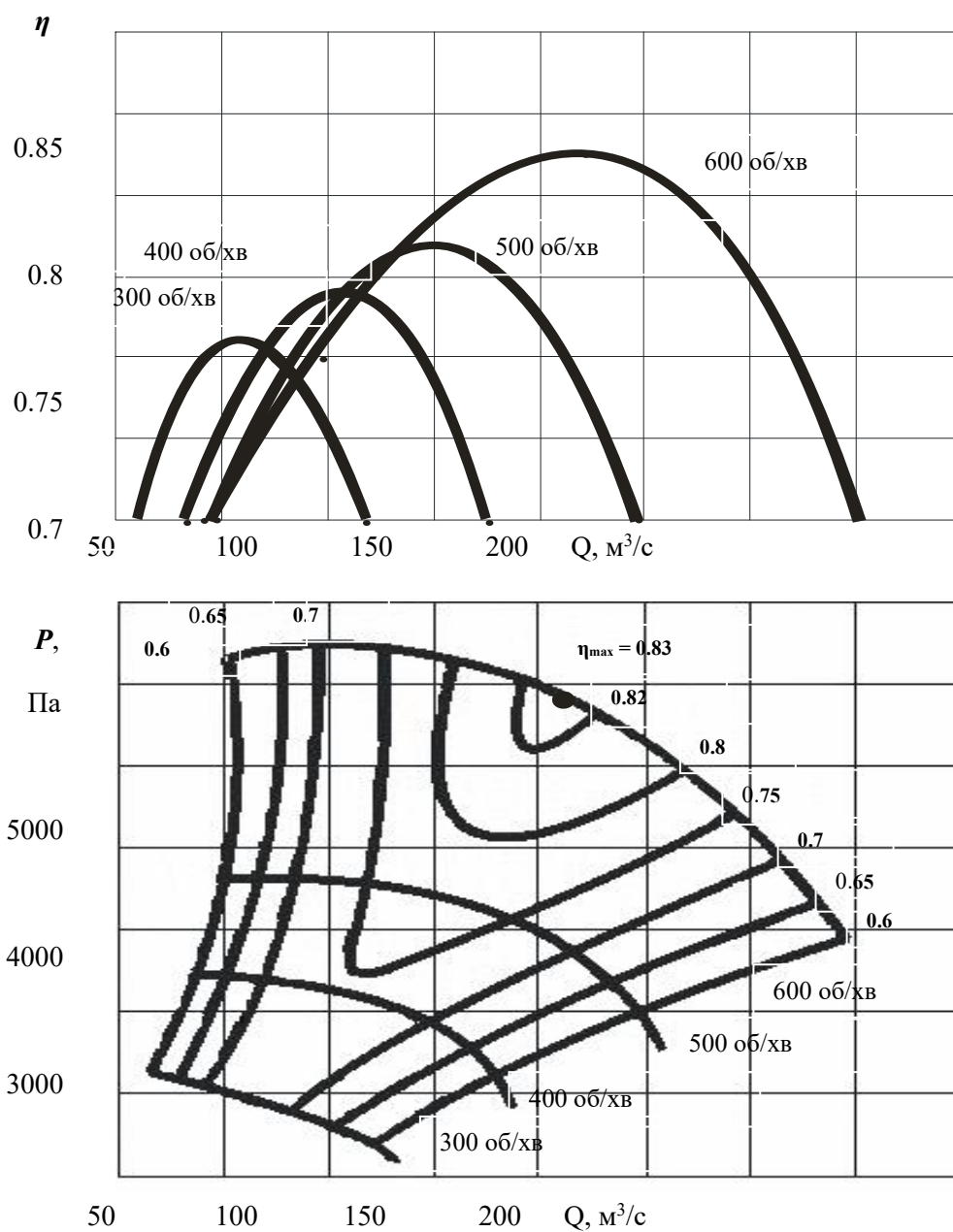


Рис.4.1. Універсальні характеристики турбомашини

Таким чином, *універсальні характеристики* є сукупність напірних характеристик та ізоліній ККД. Вони дозволяють отримувати відомості про основні параметри робочого режиму турбомашини – продуктивність, напір, ККД та визначати значення потрібної потужності приводного двигуна.

Фактично, застосування універсальних характеристик є спосіб зображення на площині тривимірної залежності (подібним способом на географічних мапах зображують ізолінії висоти над рівнем моря). Якщо би теорія подоби забезпечувала стовідсоткову точність, то відповідно до рівнянь 4.1, ізолінії ККД збігалися би з параболою $H_1 = H(Q_1 / Q)^2$. Відхилення ККД обумовлено квадратичною залежністю гідравлічних втрат від подачі і збільшенням частки механічних втрат при малих швидкостях обертання.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Як зміниться продуктивність, напір, потужність турбомашини при збільшенні швидкості робочого колеса в два рази?
2. Які параметри робочого режиму турбомашини можна визначити за допомогою універсальних характеристик?
3. Надати визначення законам подоби і законам пропорційності турбомашин.
4. У чому полягає сутність універсальності характеристик турбомашин?

РОЗДІЛ 5. РОБОТА ТУРБОМАШИН НА ЗОВНІШНЮ МЕРЕЖУ

Призначення нагнітачів – підвищувати енергію рідини, що, в тому числі, забезпечує її переміщення з місця постачання до місця споживання. Дане переміщення здійснюється крізь системи гідравлічних або пневматичних комунікацій – трубопроводів, повітропроводів, шлангів, колекторів, тунелів, приміщень, виробок і таке інше. Енергія, що передається нагнітачем рідині – напір (тиск) витрачається на збільшення її потенційної складової (пов'язано з підйомом на певну висоту, переміщенням в середовище із більшим статичним тиском), на подолання гідравлічних опорів мережі (обумовлені тертям), а також на збільшення кінетичної енергії рідини (створення на виході із мережі потоку потрібної швидкості).

Для вирішення практичних задач переміщення рідин та газів треба вміти не тільки обирати саме ту конструкцію нагнітача, що найбільш придатна для випадку що розглядається, треба узгодити його параметри з умовами роботи, забезпечити максимальну ефективність в експлуатаційному режимі. Досягнення даної мети потребує, крім інформації про характеристики нагнітача, знання характеристик мережі. Основна, напірна, характеристика нагнітача встановлює функціональну залежність між питомою енергією (напором), що передається рідині та продуктивністю (подачею). **Характеристика мережі** (витратна характеристика) зображується в тих самих координатних осях і *характеризує зв'язок між втратами напору в ній та продуктивністю* (витратами). В сталому режимі роботи подача нагнітача дорівнює витратам в мережі (Q_m), а його напір – втратам напору в ній (H_m):

$$Q = Q_m ; \quad H = H_m .$$

В викладеній постановці балансу напору (питомої енергії) між джерелом (нагнітачем) та споживачем (в даному випадку мережею), до

мережі треба відносити і споживачів гідравлічної енергії. Наприклад, в випадку гідротрансмісії до падіння напору в мережі треба включати і втрату напору в гідромоторі.

5.1. Характеристика зовнішньої мережі турбоустановки

Вираз характеристики мережі можна отримати в відповідності до рівняння Бернуллі, якщо визначити енергетичні стани потоку рідини на вході та виході в мережу і, при умові нульової швидкості на вході, записати:

$$H_m = z_2 + (P_{a2} - P_{a1}) / \rho g + c^2 / 2g + \Delta H, \quad (5.1)$$

де z_2 – висота підйому рідини на виході, порівняно із входом (геодезична висота), м; P_{a1} , P_{a2} – атмосферний тиск на вході та виході мережі, Па; ρ – густина рідини, кг/м³; $c^2/2g$ – швидкісний напір на виході з мережі; c – середня швидкість на виході, м/с; ΔH – втрати напору в мережі на подолання опорів руху рідини.

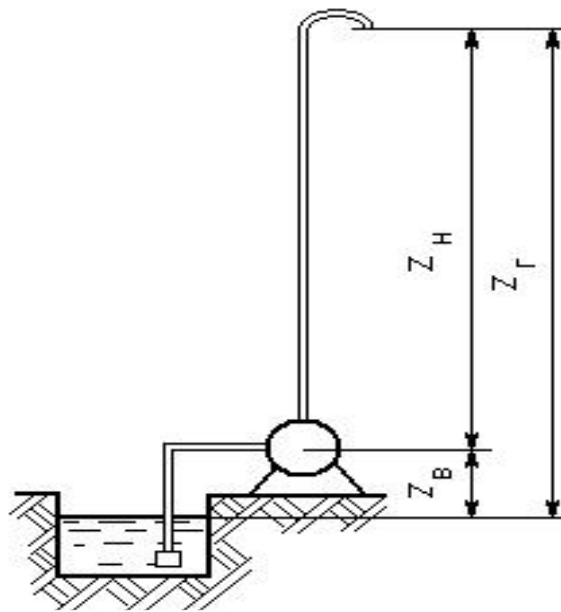


Рис.5.1. Схема водовідливної мережі

Отриманий вираз характеристики мережі (5.1) може дещо змінюватись при врахуванні особливостей розглядаємих варіантів. Розглянемо кілька прикладів, що мають широке практичне застосування.

5.1.1. Характеристика водовідливної мережі

Характеристика водовідливної мережі застосовується в випадках підйому рідини з підземних споруд, шахт, колодязів, кар'єрів в системах водопостачання і таке інше. Схема водовідливної мережі (рис.5.1) складається з двох частин – підводячого та напірного трубопроводів. Висоту всмоктування $z_в$ відміряють від рівня поверхні води в водозбірнику до осі насоса, висоту нагнітання $z_н$ – від осі насоса до рівня зливу з напірного трубопроводу, а їх сума є висота підйому води або геодезична висота:

$$z_г = z_в + z_н.$$

В розглядаємому випадку підйому води, атмосферний тиск на виході з мережі менший ніж на вході і друга складова формули (5.1) менша за нуль. Дана різниця незначна, порівняно з іншими складовими (5.1) і нею нехтують. Вона обумовлена різницею атмосферних стовпів повітря на вході і виході водовідливної мережі, а густина повітря приблизно в 850 раз менша ніж води. Втрати напору в трубопроводі ΔH пропорційні квадрату швидкості:

$$\Delta H = \xi c^2 / 2g,$$

де ξ – коефіцієнт пропорційності, що залежить від конфігурації, розмірів, шорсткості, матеріалу трубопроводу. Швидкість рідини пов'язана з витратами залежністю:

$$c = Q_M / F,$$

де F – площа перетину потоку.

Залежність (5.1) при нехтуванні другою складовою і з урахуванням двох останніх виразів перетворюється в *рівняння водовідливної мережі*, яке має вигляд:

$$H_m = z_2 + \xi_m Q_m^2, \quad (5.2)$$

де $\xi_m = (\xi + 1)/(2F^2 g)$ – коефіцієнт опору трубопроводу, c^2/m^5 . Його часто визначають по відомій довжині трубопроводу $L_{тр}$:

$$\xi_m = \xi_{m.n.} L_{тр},$$

де $\xi_{m.n.}$ – питомий коефіцієнт опору трубопроводу, визначається як коефіцієнт опору одиниці довжини труби, що застосовується, наводиться в довідковій літературі по даним експериментальних досліджень. Графічним зображенням характеристики трубопроводу (5.2) є парабола, що відтинає від осі напору геодезичну висоту. Дані характеристики наведено на рис.5.2 для кількох значень коефіцієнтів опору трубопроводу.

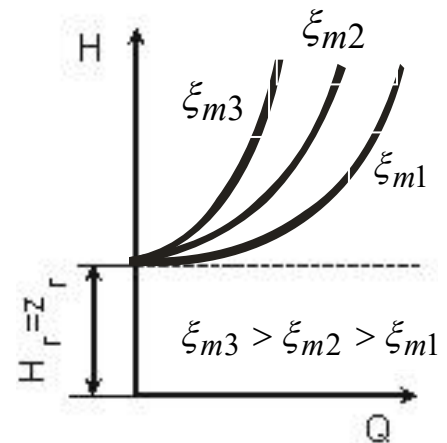


Рис.5.2. Характеристики водовідливної мережі

5.1.2. Характеристика вентиляційної мережі

Характеристика вентиляційної мережі визначає навантаження вентиляторів. Якщо вентиляційна мережа з'єднана з входом вентилятора, то схему вентиляції називають *всмоктувальною* (рис.5.3), в випадку з'єднання мережі з виходом вентилятора створюється *нагнітальна* схема вентиляції.

Суміщення даних варіантів називають **комбінованою** схемою. Обрання схеми вентиляції здійснюється відповідно технологічним вимогам. Наприклад, в небезпечних по газу вугільних шахтах застосовують всмоктувальну систему вентиляції. При ній тиск у шахті менший за атмосферний (P_a), що забезпечує максимальну ефективність видалення метану і покращення умов безпечної роботи. Мінімальний тиск в шахті (P_e) має місце на вході в вентилятор. Різницю тисків атмосферного і на вході в вентилятор називають **депресією**. Вона вимірюється депресіометром – приладом, показання якого (h_d) пропорційні різниці тисків: $h_d = P_a - P_e$. Простіший депресіометр – це U-образна скляна трубка з водою, один кінець якої з'єднано з атмосферою, а другий з повітропроводом на вході в вентилятор. Різниця рівнів води в половинках трубки визначається депресією (рис.5.3). При нагнітальній схемі вентиляції тиск в шахті більший за атмосферний. Це збільшення називають **компресією**.

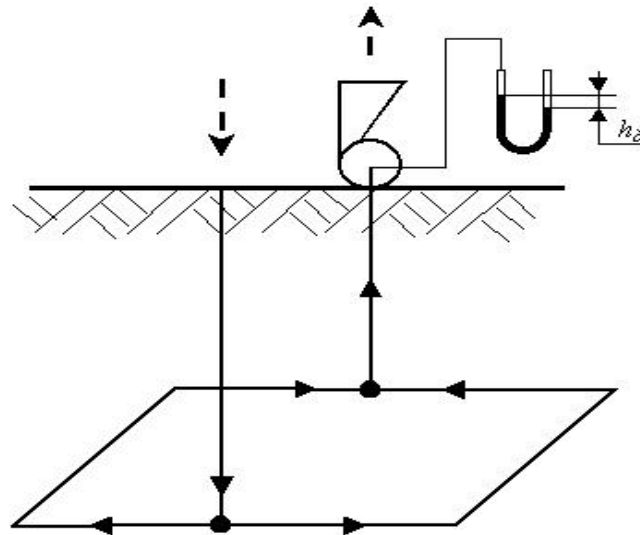


Рис.5.3. Схема вентиляційної мережі

Рівняння вентиляційної мережі можна отримати з (5.1) подібно до (5.2). Воно пов'язує між собою падіння тиску в мережі (P_m) і витрати. При нехтуванні геодезичною висотою внаслідок малого впливу і при умові заповнення мережі повітрям сталої густини, дане рівняння має вигляд:

$$P_m = \xi_m Q_m^2, \quad (5.3)$$

де ξ_m – коефіцієнт опору повітропровідної мережі, Нс²/м⁸. Для оцінки опору на практиці часто оперують з *еквівалентним отвором* – умовним круглим отвором в тонкій стінці, витрати повітря крізь який дорівнюють витратам шахти, а різниця тисків з боків стінки визначається депресією. З курсу гідравліки відоме співвідношення для круглого отвору в подібній тонкій стінці:

$$Q = \psi A \sqrt{2gH},$$

де $\psi = 0.62 \dots 0.65$ – коефіцієнт стиснення струменя; A – площа отвору, м²; H – різниця напорів з боків стінки. З урахуванням співвідношення $P_m = \rho g H$, при $\psi = 0.65$ і густині повітря $\rho = 1.2 \text{ кг/м}^3$ рівняння вентиляційної мережі і коефіцієнт її опору визначаються:

$$P_m = 1.42(Q_m / A)^2; \quad \xi_m = 1.42 / A^2.$$

Рівняння (5.3) графічно відображається параболічними залежностями, подібно до рис.5.2, але які виходять з початку координат, внаслідок нехтування геодезичною висотою. Вони використовуються в практиці розрахунків вентиляційних установок при відсутності жорстких вимог до точності. Більш точно характеристику можна отримати при врахуванні різної густини повітря на вході (ρ_a) і виході (ρ) мережі, що створює *природну тягу*:

$$P_m = g z_e (\rho_a - \rho).$$

Взимку атмосферне повітря має більшу густину ніж відпрацьоване і природна тяга допомагає вентиляції (зменшується втрата тиску в вентиляційній мережі), літом – навпаки. Адекватність вентиляційної характеристики також підвищує врахування **витоків** або **підсмоктувань** (ΔQ_n) в з'єднаннях між мережею та вентилятором. Уточнена характеристика вентиляційної мережі визначається рівнянням:

$$P_M = \xi_M (Q_M - \Delta Q_n)^2 - P_m,$$

де $\Delta Q_n = k P_M |P_M|^\gamma$; коефіцієнти k , $\gamma = 0 \dots 1$ – залежать від величини нещільностей, визначаються експериментально. Графічне зображення характеристик вентиляційної мережі з урахуванням уточнень наведено на рис.5.4, де позначено цифрами: 1 – характеристика згідно рівняння (5.3); 2 – уточнення врахуванням природної тяги; 3 – врахування витоків або підсмоктувань

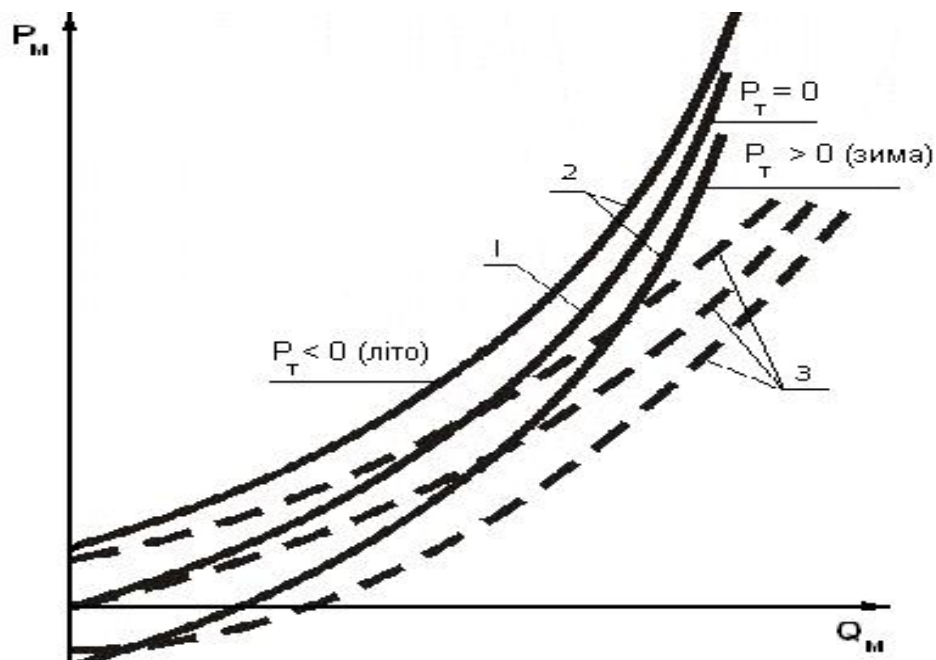


Рис. 5.4. Характеристика вентиляційної мережі

5.2. Режим роботи турбомашини

Режим роботи турбомашини на зовнішню мережу обумовлюється співвідношенням їх $Q - H$ характеристик. Напірна характеристика турбомашини – це сукупність точок в координатах H, Q в яких вона може працювати. Це стосується і витратної характеристики мережі. При роботі конкретної турбомашини на конкретну мережу їх режим роботи визначається точками, що відносяться до обох характеристик – **точками робочого режиму**.

Графічно ці **робочі точки** визначаються перетином $Q - H$ характеристик механізму та мережі (рис.5.5 визначає робочий режим вентилятора та насоса при нульовій геодезичній висоті; рис.5.6 – насоса, що здійснює підйом рідини на висоту z_2). Координати робочих точок є параметрами **робочого режиму**: **робочою подачею** (Q_p) та **робочим напором** (H_p). Дані координати можна визначити розв'язанням системи рівнянь напірної характеристики турбомашини і витратної характеристики мережі.

При відсутності точки перетину характеристик мережі і турбомашини, остання **не має робочого режиму**. В цьому випадку мережа потребує іншої турбомашини, у якій буде витримана **умова наявності стійкого робочого режиму**: $H_{max} > H_p$; $Q_p > Q_{Hm}$, (рис. 5.6), або треба застосувати, як буде показано нижче, послідовне з'єднання кількох машин, сумарний напір яких задовольнить умові наявності робочого режиму.

Стійкість режиму роботи є його важливою ознакою. В загальному випадку, **режим вважається стійким, якщо він автоматично повертається до попереднього стану після усунення причини, що його змінила**. В випадку роботи турбомашини на зовнішню мережу збуренням (причиною, що змінює режим) можуть бути: зміна напруги живлення, що веде до зміни частоти обертання електродвигуна і, як свідчить теорія подоби, до зміни напору H_0 (рис.5.6, 5.7) і, відповідно, всієї напірної характеристики; зміна опору мережі веде до зміни її характеристики, подібно до показаного

на рис.5.2; зміна геодезичної висоти, або різниці тисків на виході і вході в мережу (статичного протитиску) веде до зміни точки перетину витратної характеристики мережі і осі напорів (рис.5.6).

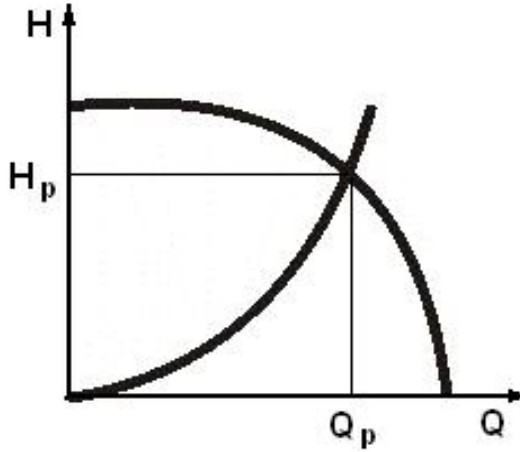


Рис.5.5. Визначення параметрів робочого режиму

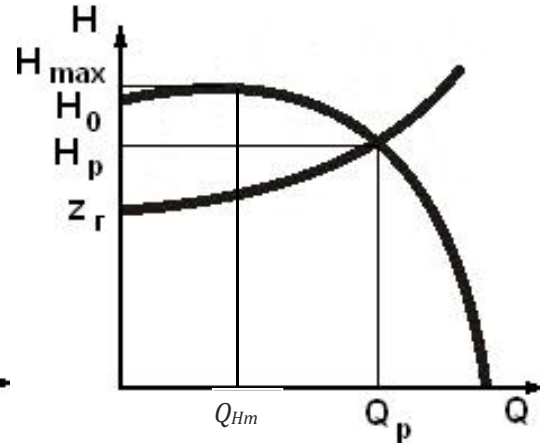


Рис.5.6. Визначення параметрів стійкого робочого режиму

Умова стійкої роботи турбомашини формулюється наступним чином: $dH_m / dQ > dH / dQ$, в графічній інтерпретації це свідчить, що в робочий точці тангенс кута відхилення від горизонталі дотичної до характеристики мережі більший ніж тангенс кута відхилення дотичної до характеристики насоса. В випадку, що показано на рис.5.7 характеристики мережі і насоса перетинаються в двох точках. Згідно умови стійкості, точка d – точка стійкої роботи, b – нестійкої. При наявності двох точок перетину характеристик насоса і мережі, точки, що лежать справа від максимуму напірної характеристики – точки c, є точками стійкої роботи, зліва – нестійкої. Покажемо це при аналізі поведінки системи насос - мережа при тимчасовому збільшенні швидкості обертання насоса (рис.5.8). При збільшенні швидкості обертання, подача, внаслідок інерції рідини, не змінюється.

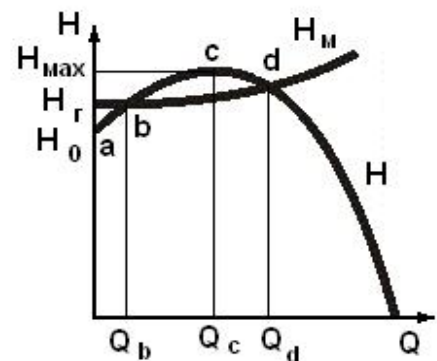


Рис.5.7. Визначення параметрів нестійкого робочого режиму

Якщо робочою була точка 1, то стан насосу після збурення буде визначатись точкою 2 із перебільшенням величини напору насосу над втратами напору в мережі. Потік буде прискорюватись, збільшення подачі забезпечить більші втрати напору в мережі і менший напір насосу (стан насосу і мережі з точок 2, 1, відповідно, зміниться на точку сталої роботи – робочу точку 3). При зменшенні частоти обертання до попереднього рівня відбувається зворотній процес: в момент зменшення швидкості подача не змінюється, стан насосу з точки 3 змінюється на точку 4, напір насосу менший за втрати напору в мережі, потік гальмується, робочою точкою знову стає точка 1, що є ознакою стійкого режиму.

Якщо робочою була точка 5, то при збільшенні швидкості обертання стан насосу характеризується точкою 6, напір насосу більший за втрати в мережі, подача збільшується, нова робоча точка – 3. При зменшенні частоти обертання стан насосу з точки 3 змінюється на точку 4, потік гальмується, робочою точкою стає точка 1, повернення в попередню робочу точку 5 не відбувається, точка 5 – точка нестійкої роботи.

Наявність точок нестійкої роботи є неприйнятним по кільком причинам. По-перше обираючи точку нестійкої роботи в якості основної може привести до самочинної зміни режиму, збільшення споживаємої потужності, виходу обладнання з ладу. По-друге, в цьому випадку можливе виникнення **помпажу** – **явища автоколивань в системі насосна**

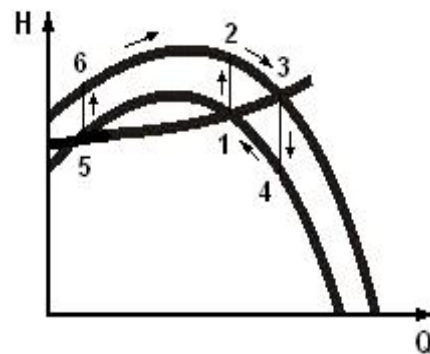


Рис.5.8. Дослідження стійкості режиму роботи

установка – мережа, що супроводжується поштовхами подачі (подібно до машини об'ємної дії – помпи), гідроударами, виникненням аварійної ситуації. Помпаж виникає при наявності можливості зміни знака величини $H_0 - H_T$. Проілюструємо це кількома прикладами.

Розглянемо протікання помпажу за допомогою рис.5.9. Вихідний стан системи: турбомашина з напірною характеристикою 2 працює на мережу з

опором R_1 в робочій точці нестійкого режиму, подача Q_1 . Відбувається якість збурення, нехай збільшився опір мережі до R_2 . Робоча точка зміщується вправо, подача зростає до Q_2 , напір збільшується, потужність насоса (пропорційна добутку напору і подачі) збільшується, зростає навантаження на електродвигун.

Механічна характеристика двигуна має певну жорсткість і збільшення навантаження супроводжується зменшенням швидкості. При цьому, за теорією подоби, зменшується напір, пропорційно квадрату зміни швидкості. Напірна характеристика змінюється від стану 2 до стану 3, що супроводжується взаємопов'язаним зростанням подачі, збільшенням навантаження, зменшенням швидкості. Процес триває до досягнення подачею величини Q_3 . При подальшому зниженні швидкості втрачається робоча точка, втрати напору в мережі більші за напір насоса, подача знижується до нуля, напори мережі та насоса відповідають рівням H_r і H_{03} відповідно.

Перепоною зворотного руху рідини (від'ємна подача) є наявність зворотного клапану. При його спрацьовуванні потік зупиняється, навантаження зменшується, двигун розганяється, напір збільшується. Коли напір холостого ходу H_0 досягне рівня $H_{01} = H_r$, почне збільшуватися подача, процес повторюється. Розглянуте протікання помпажу інтенсифікується в випадку несталості опору мережі (при збільшенні подачі опір зростає).

Автоколивання, що розглянуто за допомогою рис.5.9 мали місце при сталості геодезичної висоти. При її зміні протікання помпажу розглянуто за допомогою рис.5.10.

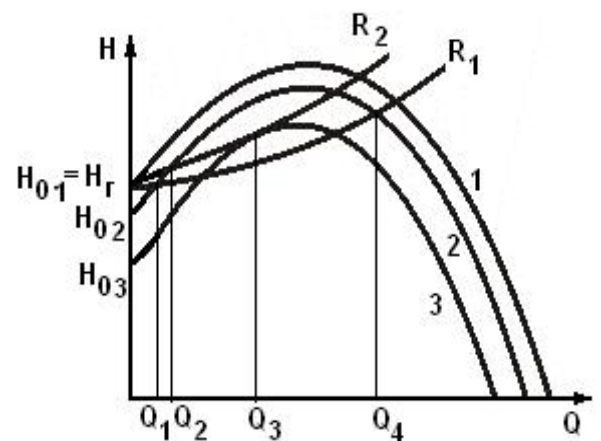


Рис.5.9. Виникнення помпажу при зміні величини напору H_0

В даному випадку насос подає рідину в накопичувальну ємність, з якої

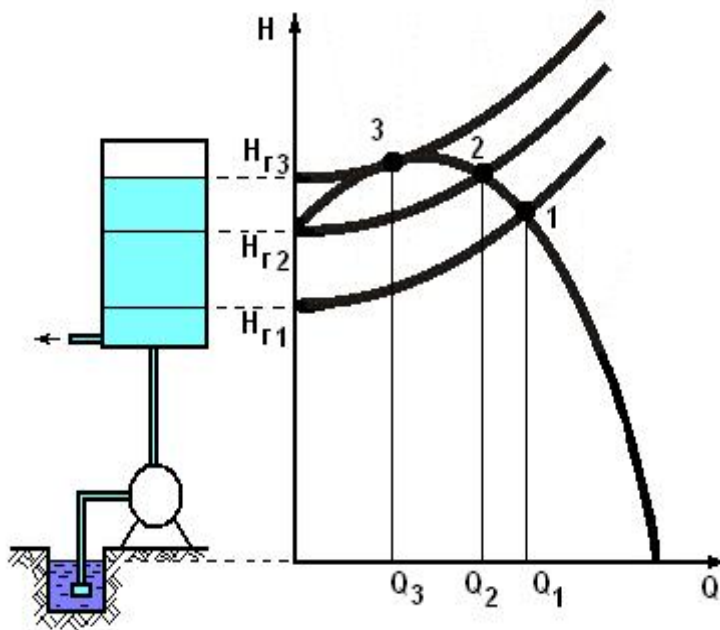


Рис.5.10. Виникнення помпажу при зміні величини напору H_r

вона потрапляє в зливний трубопровід. Вихідний сталий, стійкий режим роботи системи – робоча точка 1. Продуктивність Q_1 дорівнює витратам зливного трубопроводу. В якості збурення розглянемо збільшення опору зливного трубопроводу. При цьому зменшується виток з ємності, збільшується в ній рівень рідини (H_r). Робоча точка переміщується вліво, подача зменшується. Процес триває до переходу в точку 3. При подальшому збільшенні геодезичного напору і зменшенні подачі втрачається робоча точка, втрати напору в мережі більші за напір насоса, подача зменшується до нуля, спрацьовує зворотній клапан, виток крізь зливний трубопровід зменшує геодезичну висоту. При її зменшенні від H_{r3} до H_{r2} з'являється робоча точка, процес повторюється.

На експлуатаційні властивості суттєво впливає **чутливість системи до коливань збурень**, що змінюють робочий режим. З цієї причини робочою є спадаюча ділянка напірної характеристики справа від максимуму. Зліва, навіть при наявності однієї робочої точки (режим стійкий), робота не рекомендується. Розглянемо це на прикладі осьового вентилятора із

сідлоподібною напірною характеристикою (рис.5.11) при збуренні по навантаженню (змінюється опір мережі).

При роботі в точці 1 зміна опору від R_1 до R_2 змінює режим роботи подібно показаному раніше на прикладі, що ілюструє рис.5.8. Перехід до робочої точки 2 (рис.5.11) відбувається в умовах перебільшення втрат напору мережі над напором насосу. Зменшення подачі збільшує напір насосу і зменшує втрати напору в мережі. Точки 1, 5 мов би рухаються назустріч одна одній. Система реагує на збурення за мінімальний час з мінімальними коливаннями подачі. Це є проявом *власності саморегулювання системи* (від'ємний зворотній зв'язок по збуренню).

Поведінка насосу змінюється, якщо робочою точкою є точка 3. В цьому випадку збільшення опору від R_3 до R_4 , як і в попередньому, веде до перебільшення втрат напору в мережі над напором насосу, але потреба збільшення напору насосу не задовольняється його характеристикою – при зменшенні подачі напір насоса падає. Нова робоча точка 4 має місце завдяки тому, що втрати напору в мережі знижуються скоріше ніж напір насосу.

Перехід до робочої точки 4 відбувається за більший проміжок часу і супроводжується більшою зміною подачі. Точка 3 мов би тікає, а точка 6 її наздоганяє в точці 4. Таким чином, при роботі зліва від максимуму напірної характеристики, навіть незначні коливання збурень можуть підсилюватись і приводити до значних коливань параметрів робочого режиму, що суттєво ускладнює експлуатацію.

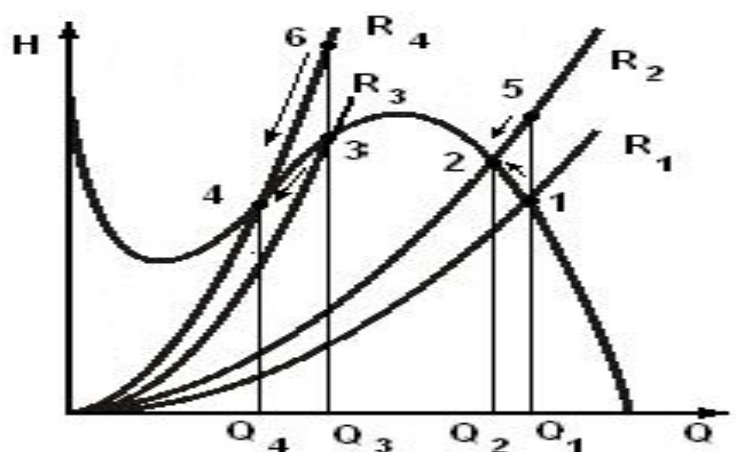


Рис.5.11. Дослідження чутливості до коливань збурень системи турбомеханізм – мережа

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. При яких припущеннях отримано характеристику водовідливної мережі?
2. При яких припущеннях отримано характеристику вентиляційної мережі?
3. Про який напір йде мова (що таке напір мережі?), коли розглядають Q – H характеристику мережі?
4. Що таке робоча точка турбомашини і як вона визначається?
5. Який режим роботи вважається стійким?
6. Що таке помпаж?

РОЗДІЛ 6. СУМІСНА РОБОТА ТУРБОМАШИН

Сумісна робота кількох турбомашин на загальну мережу використовується, коли можливостей однієї не вистачає. При аналізі сумісної роботи використовують наступні *правила визначення сумарної напірної характеристики* кількох турбомашин, що працюють сумісно.

Послідовне з'єднання (рис.6.1, вихід однієї турбомашини приєднано до входу іншої) використовується для збільшення напору. Результуюча подача (Q) і подачі машин між собою рівні, результуючий напір (H) є сума напорів машин:

$$H = H_1 + H_2 ; \quad Q = Q_1 = Q_2 ,$$

де індекси 1, 2 вказують на номер машини. *Паралельне з'єднання* (рис.6.2, входи і виходи машин з'єднано між собою) дозволяє збільшити подачу. Результуюча подача є сума подач машин, результуючий напір і напори машин між собою рівні:

$$H = H_1 = H_2 ; \quad Q = Q_1 + Q_2 .$$

На рис.6.1, 6.2 показано визначення результуючої напірної характеристики турбомашин, що сумісно працюють на загальну мережу при послідовному і паралельному з'єднанні відповідно. Показано випадок нульової геодезичної висоти. Визначено параметри робочого режиму групи машин і кожної окремо. Вони дозволяють визначити потужність, що споживається кожною машиною і при проєктуванні об'єкту.

При послідовному з'єднанні (рис.6.1) результуюча напірна характеристика побудована по точках для кількох фіксованих значень продуктивності. При кожному з них визначаються напори першої і другої машин, знаходиться їх сума, що є напором результуючої характеристики.

Дана характеристика будується при з'єднанні отриманих точок. Перетин отриманої результуючої напірної характеристики $H_{1,2}$ з характеристикою мережі H_M є робоча

точка. Робочі напори обох машин (H_{p1} , H_{p2}) визначено при робочій подачі по їх напірним характеристикам. При послідовному з'єднанні існує діапазон подач, коли дві машини (ділянку характеристики показано пунктиром) створюють меншій напір ніж одна. Це має місце починаючи з подачі, коли напір другого насосу зменшився до нуля. При цьому, для побудови сумарної характеристики треба враховувати продовження напірної характеристики другої турбомашини в четвертому квадранті. В даному діапазоні другу машину доцільно відключати – вона створює від'ємний напір, стає турбіною.

При паралельному з'єднанні (рис.6.2) алгоритм визначення параметрів робочого режиму подібний до розглянутого з тією різницею, що підсумовується не напір, а подача при обраних фіксованих значеннях напору. Результуюча подача менша ніж подача однієї машини (показано пунктиром), починаючи з напору, коли подача першої машини стає від'ємною.

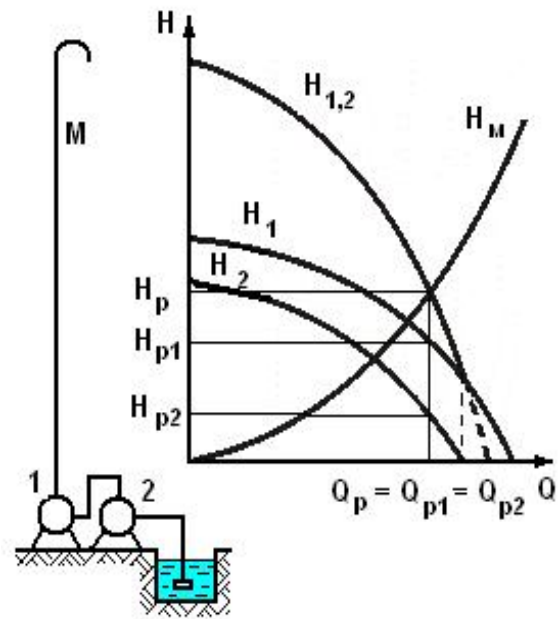


Рис.6.1. Визначення параметрів робочого режиму насосів, які розташовано поруч, при послідовному з'єднанні

Коефіцієнт корисної дії кількох турбомашин. Що разом працюють на загальну мережу визначається відношенням суми їх гідравлічних корисних потужностей (1.6 до суми потужностей на валу (1.7). При послідовному з'єднанні:

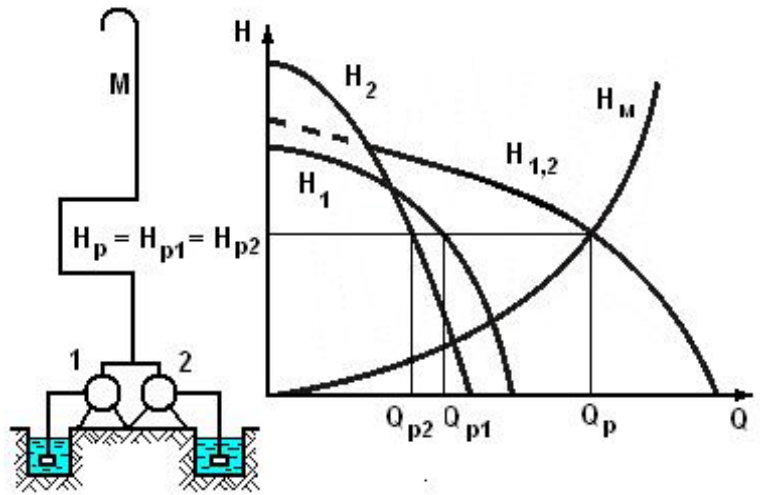


Рис.6.2. Визначення параметрів робочого режиму насосів, які розташовано поруч, при паралельному з'єднанні

$$\eta = \frac{\rho g Q (H_1 + H_2)}{N_1 + N_2} = \frac{H_1 + H_2}{H_1 / \eta_1 + H_2 / \eta_2}.$$

При паралельному з'єднанні:

$$\eta = \frac{\rho g H (Q_1 + Q_2)}{N_1 + N_2} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1 / \eta_1 + Q_2 / \eta_2}.$$

Розглянута сумісна робота турбомашин на загальну мережу передбачає, що машини розміщено поруч. На практиці часто існують випадки, коли дана вимога не виконується. Машини разом працюють в одній мережі, в якості навантаження мають як загальні її ділянки, так і окремі для кожної. В даному випадку аналіз режиму ускладнюється, він потребує врахування ділянок втрат напору між машинами як при визначенні сумарної характеристики і параметрів загального робочого режиму, так і параметрів режиму кожної машини. Приклади аналізу подібних варіантів проілюстровано на рис.6.3 (послідовне з'єднання двох насосів при наявності між ними ділянки втрати напору), і на рис.6.4 (паралельна робота двох вентиляторів на всмоктування, другий вентилятор підключено до основної мережі на вході першого крізь повітропровід M2).

Алгоритм аналізу складних варіантів з'єднання турбомашин і ділянок загальної мережі передбачає: 1 – визначення загальних ділянок мережі що є навантаженням для обох машин; 2) – побудова, в точці з'єднання із загальними ділянками мережі, залежності напору від подачі для кожної турбомашини (побудова характеристик зведених, до обраної точки, механізмів, що еквівалентують машини і ділянки мережі, що з'єднано послідовно); 3) – відповідно до правил послідовного та паралельного з'єднання турбомашин, побудова результуючої напірної характеристики еквівалентних машин; 4) – визначення робочої точки як перетину результуючої напірної характеристики еквівалентних машин і характеристики загальних ділянок мережі; 5) – виходячи з координат робочої точки, відповідно до правил послідовного та паралельного з'єднання, визначення параметрів робочого режиму кожної з турбомашин.

Для прикладу рис.6.3 загальною ділянкою мережі є трубопровід M2. Другий насос вже знаходиться в потрібній точці. Першій насос треба умовно наблизити до неї. Його напір буде меншій на величину втрат напору в трубопроводі M1. Характеристика H_{1+M1} , що еквівалентує насос 1 і

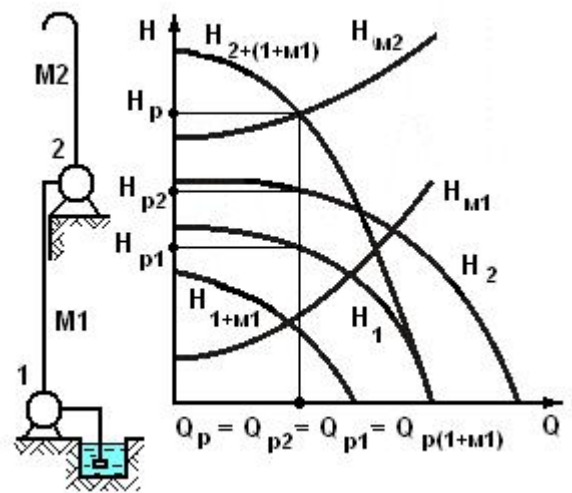


Рис.6.3. Визначення параметрів робочого режиму насосів при наявності між ними ділянки втрати напору, при послідовному з'єднанні

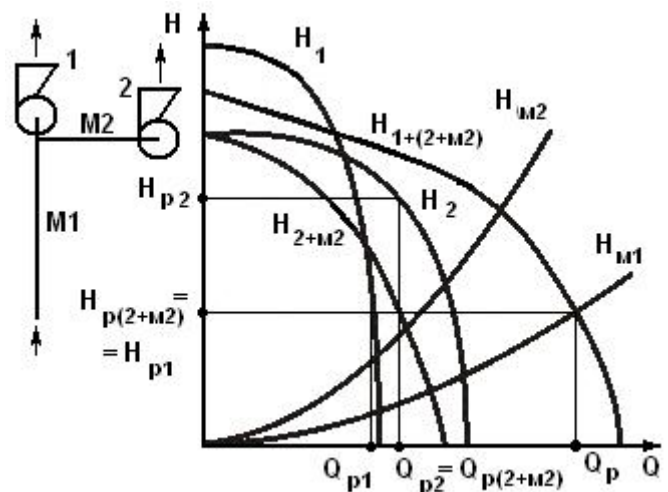


Рис.6.4. Визначення параметрів робочого режиму вентиляторів при наявності між ними ділянки втрати напору, при паралельному з'єднанні

трубопровід M_1 , визначається по правилам послідовного з'єднання. Результируюча напірна характеристика також визначається по правилам послідовного з'єднання по характеристикам H_{1+M_1} і H_2 . Робочу точку визначено перетином із характеристикою мережі H_{M_2} . Всі складові системи з'єднано послідовно, їх продуктивності дорівнюють робочій. Напори насосів визначено виходячи із їх напірних характеристик і робочій подачі.

При паралельній роботі вентиляторів (рис.6.4) загальною ділянкою мережі є повітропровід M_1 . До нього слід умовно наблизити вентилятор 2. Потрібну еквівалентну характеристику H_{2+M_2} отримано при врахуванні послідовного з'єднання повітропроводу M_2 і вентилятора 2. Результируюча напірна характеристика визначається по правилам паралельного з'єднання по характеристикам H_{2+M_2} і H_1 . Робочу точку визначено перетином із характеристикою H_{M_1} . Робочий напір дорівнює робочим напорам вентилятора 1 і еквівалентного механізму $2+M_2$, що працюють паралельно. Їх подачі визначено виходячи із напірних характеристик і робочих напорів. Залишилось визначити напір вентилятора 2, по його напірній характеристиці і подачі, що дорівнює подачі еквівалентного механізму.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Який зв'язок між напорами турбомашин і їх сумарними значеннями при послідовному і паралельному з'єднанні?
2. Який зв'язок між подачами турбомашин і їх сумарними значеннями при послідовному і паралельному з'єднанні?
3. Надати визначення загальному коефіцієнту корисної дії при послідовному і паралельному з'єднанні турбомашин.
4. Які особливості визначення сумісної і індивідуальної частин зовнішньої мережі при послідовному та паралельному з'єднанні турбомашин?

ЧАСТИНА II ВЕНТИЛЯТОРНІ УСТАНОВКИ

РОЗДІЛ 7. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ВЕНТИЛЯТОРНІ УСТАНОВКИ

Розв'язання задач напірного переміщення газів при незначних тисках, що не перевищують приблизно 15000 Па, здійснюється за допомогою вентиляторних установок. Вони забезпечують вентиляцію, потребу в холодному або нагрітому повітрі для охолодження чи нагріву, інші технологічні потреби. Обмеження величини тиску дозволяє розглядати гази як нестискаєме середовище – гідравлічну рідину, текуче. Наслідком цього є відсутність перетворення енергії в теплову (сталість питомої енергії газів), рівність об'ємної подачі на вході і виході машини, можливість користуватись єдиною теорією при дослідженні вентиляторів і насосів.

7.1. Склад вентиляторної установки

Склад вентиляторної установки визначається умовами конкретного застосування. Як мінімум – це вентилятор та приводний двигун (в переважній більшості випадків – електричний). При переміщенні газів крізь існуючу, загальну систему приміщень, виробок (коли їх розміри та конфігурація визначається із інших міркувань ніж тільки потреби вентиляції) вентиляційна мережа не входить до складу вентиляторної установки. Прикладом може бути *головна вентиляторна установка шахти*, яку призначено для вентиляції всіх виробок, за виключенням тупикових. Дані установки розміщено на поверхні у устя герметично закритих стволів, штолень. Крізь них проходить все повітря шахти. Застосовується всмоктувальна, нагнітальна та комбінована схеми вентиляції (розділ 5.1).

Якщо вентиляторна установка складається з кількох вентиляторних агрегатів, а також для створення системи реверсування повітряного струменя, склад вентиляторної установки доповнюється системою каналів, що з'єднує

вентилятори із зовнішньою атмосферою і шахтною вентиляційною мережею, пристроями для переключення каналів (ляди) і забезпечення незалежної роботи кожного з вентиляторів, а також приводами і механізмами керування переключаючими пристроями, апаратурою автоматики. Крім того, склад вентиляторної установки поповнюється вхідними, вихідними пристроями, пускорегулюючою та контролюючою апаратурою, звукопоглинаючими пристроями.

Якщо повітря переміщується крізь спеціальну систему повітропроводів, то вентиляційна мережа обирається із умови забезпечення потреб вентиляції і, відповідно, впливає на визначення основних параметрів вентиляторної установки. В даному випадку до складу вентиляторної установки входять і повітропроводи. Прикладом може бути *вентиляторна установка місцевого провітрювання*, що використовується на шахтах для вентиляції глухих (тупикових) виробок, розміщується на штреці, застосовує нагнітальну схему вентиляції. Схема її роботи наведена на рис.7.1.

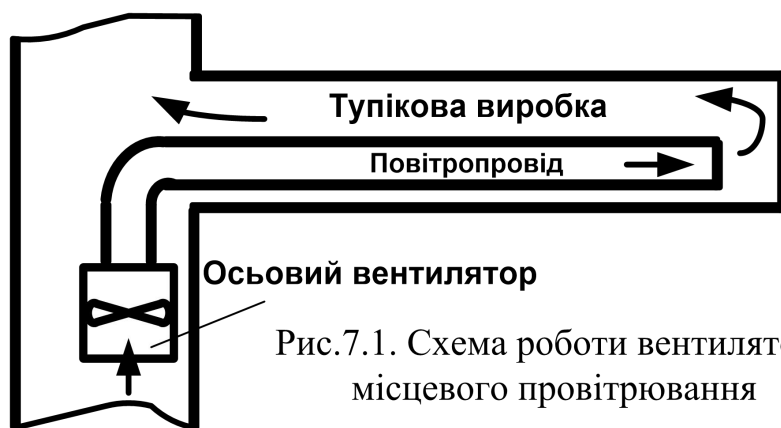


Рис.7.1. Схема роботи вентилятора місцевого провітрювання

7.2. Порівняння властивостей осьових та відцентрових вентиляторів

Обидва дані типи вентиляторів широко застосовуються для переміщення газів. Властивості їх дозволяють принципову заміну одного типу іншим, але узгодження типу вентилятора з особливостями

вентиляційної мережі, співвідношенням параметрів робочого режиму, дозволяє отримати оптимальні рішення і мати максимальну ефективність роботи вентиляторної установки. Для визначення раціональної області застосування перелічимо переваги та недоліки кожного з типів вентиляторів порівняно один одного.

Переваги осьових вентиляторів. 1) *Простота реверсу струменя.* Досягається реверсуванням приводу, або відповідною зміною кута встановленні лопатей робочих коліс при збереженні напрямку обертання. 2) *Більші можливості регулювання режиму роботи поворотом лопатей направляючого апарату (докладніше розглянуто нижче в розділі 7.4).* 3) *Менші габарити та маса при великій продуктивності.* 4) *Більш високий внутрішній ККД.* 5) *Зручність включення на послідовну роботу, завдяки збігу напрямів вхідного та вихідного потоків.* Вентилятори мовби розміщуються один за одним в спільній трубі.

Недоліки осьових вентиляторів. 1) *Сідлоподібність напірної характеристики.* 2) *Великий шум при окружних швидкостях більших за 90...95 м/с.* 3) *Важкий доступ до підшипників.* 4) *Підвищені вимоги до точного балансування.*

Переваги відцентрових вентиляторів. 1) *Працюють із більшими окружними швидкостями.* До 120...125 м/с аеродинамічні шуми не перевищують допустимих. 2) *Створюють більші напори.*

Недоліки відцентрових вентиляторів. 1) *Менша глибина економічного регулювання (при відхиленні подачі від номінальної ККД змінюється більш інтенсивно ніж у осьових).* 2) *Менша частота обертання робочого колеса при потребі мати великі продуктивності і малі напори.* Виникає потреба застосовувати знижувальний редуктор. 3) *Потреба в додаткових вентиляційних каналах та в обладнанні їх перемикачів для забезпечення реверсу струменя в вентиляційній мережі.* Схема такого реверсу наведена на рис. 7.2. Стрілки вказують на напрямок струменя повітря. Безперервними лініями зображено стрілки та положення ляди в випадку

прямого напрямку потоку (всмоктувальна система вентиляції). Пунктирні лінії відповідають реверсу струменя (нагнітальна система вентиляції). Обвідні канали для здійснення реверсу застосовують також при експлуатації нереверсивних осьових вентиляторів.

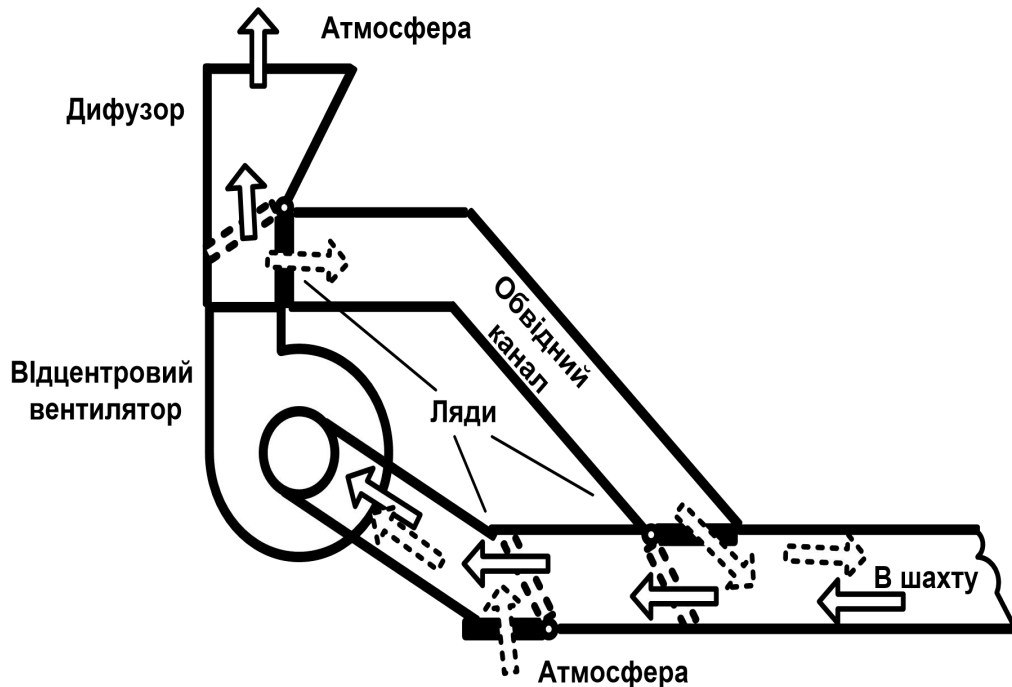


Рис.7.2. Схема реверсу струменя в вентиляційній мережі

Області застосування відцентрових і осьових вентиляторів визначаються при співставленні їх властивостей. Відцентрові вентилятори застосовують при менших витратах і більших тисках ніж у осьових. Для роботи в даних умовах осьові вентилятори вимагають більших частот обертання робочого колеса і створюють більші аеродинамічні шуми. Відповідно, осьові вентилятори забезпечують кращі експлуатаційні показники вентиляторних установок при великих витратах і менших тисках.

7.3. Особливості роботи вентиляторної установки на всмоктування

При розгляді характеристики вентиляційної мережі було показано, що при всмоктувальній системі вентиляції вихід вентилятора з'єднано з атмосферою. Даний факт суттєво впливає на економічні показники

вентиляторної установки, обумовлює специфіку їх визначення, вимагає спеціальних конструктивних рішень при створенні вихідних пристроїв вентиляторів.

Вказані особливості обумовлені *втратами кінетичної енергії повітря, що виштовхується з вентилятора*. Покажемо це за допомогою аналізу перетворення енергії в вентиляторній установці. Двигун вентилятора споживає електроенергію з мережі і перетворює її в механічну енергію на валу. Її споживає вентилятор і перетворює в гідравлічну енергію потоку (питома енергія, що передається робочим колесом рідині оцінюється напором або тиском). Напір вентилятора витрачається на роботу по подоланню опорів на тертя при переміщенні рідини, на збільшення її потенційної та кінетичної енергії. Завдяки статичному тиску вентилятора створюється різниця тисків на вході та виході вентиляційної мережі, що обумовлює витрати повітря крізь неї. Динамічний тиск на виході вентилятора (кінетична енергія повітря, що виштовхується в атмосферу при всмоктувальній системі вентиляції) не виконує корисної роботи і повністю втрачається. Чим більша ця кінетична енергія, тим більша частка електричної енергії, що спожита з мережі, витрачена марно і тим менший ККД вентиляторної установки.

При всмоктувальній системі вентиляції корисну роботу вентилятора характеризує статичний тиск, енергоефективність оцінюють за допомогою ККД по статичному напору, який з урахуванням (1.7) визначається:

$$\eta_{cm} = QP_{cm} / N ,$$

де $P_{cm} = P_{cm2} - P_{cm1} - \rho c_1^2 / 2$ – статичний тиск вентилятора, що визначено в відповідності до викладеного і згідно з (1.4), (1.5); P_{cm2}, P_{cm1} – статичний тиск потоку на вході та виході вентилятора. Орієнтовно статичний ККД складає 70...80 % від ККД по повному напору.

Втрати енергії внаслідок динамічного напору на виході вентилятора можна зменшити при використанні дифузорів. Вони збільшують площу

вихідного каналу вентиляторної установки, зменшують швидкість потоку, зменшують динамічний тиск (перетворюючи його в статичний, згідно до закону збереження енергії), збільшують ККД вентиляторної установки. Дифузор зменшує втрати енергії, що пов'язані з динамічним напором на виході вентилятора, але являє собою додаткову ділянку повітропроводу і дещо збільшує втрати на тертя. Тому для потужних установок перевагу віддають вентиляторам з лопатями робочих коліс, що загнуто назад. В цьому випадку частка динамічного напору в повному менша і менші втрати енергії внаслідок втрат динамічного напору (рис. 3.2, 3.3), менша потреба в дифузорному перетворенні потоку на виході, менші втрати в дифузорі.

Дифузори використовують і при нагнітальній системі вентиляції для забезпечення плавного переходу від вихідного отвору вентилятора до повітропроводу (виробки) та зменшення втрат на вихроутворення та удар.

7.4. Способи регулювання параметрів робочих режимів вентиляторної установки

Вентиляторні установки повинні забезпечити потрібні параметри робочого режиму при зміні режиму функціонування підприємства протягом терміну їх експлуатації. Режим роботи змінюється як внаслідок зміни виробничої потужності, так і внаслідок його циклічності (вихідні, ремонтні дні, робочі – неробочі зміни і таке інше). Крім того, на потрібну величину параметрів робочого режиму вентиляторної установки впливають сезонні коливання природної тяги, зміна витоків та підсосів і інші чинники, що корегують характеристику вентиляційної мережі. Для забезпечення ефективного функціонування в даних умовах застосовують регульовані вентиляторні установки. Розглянемо основні способи регулювання.

Дроселювання потоку є одним із найпростіших способів. Застосування засувки і інших пристроїв для зміни опору зовнішньої мережі дозволяє змінювати координати робочої точки. При нагнітальній схемі вентиляції застосовується дроселювання на виході вентилятора. При всмоктувальній схемі вентиляції застосовується дроселювання на вході в вентилятор. В обох випадках введення дроселя може інтерпретуватись як зміна характеристики мережі при незмінній напірній характеристиці механізму. На рис.7.3 зображено $Q - H$ характеристики вентилятора (ν), мережі (m), дроселя (δ), що з'єднано послідовно. При відсутності дроселя робочою точкою є точка 1, при якій втрати напору в мережі дорівнюють напору вентилятора $H_{p1} = H_{\nu 1} = H_{m1}$. Введення дроселя змінює зовнішню, по відношенню до вентилятора, характеристику мережі ($m + \delta$). Робочою точкою стає точка 2, при якій напір вентилятора дорівнює сумі втрат напору в мережі і дроселі $H_{p2} = H_{\nu 2} = H_{m2} + H_{\delta 2}$.

Той самий результат можна отримати при інтерпретації введення дроселя заміною характеристики вентилятора характеристикою механізму, що еквівалентує послідовно з'єднанні вентилятор та дросель ($\nu + \delta$), (рис.7.3) і незмінній характеристиці мережі. Еквівалентна характеристика знаходиться аналогічно рис.6.3 6.4. В цьому випадку робочою точкою є точка 3, з подачею $Q_{p3} = Q_{p2}$ при якій втрати напору в мережі дорівнюють напору еквівалентного

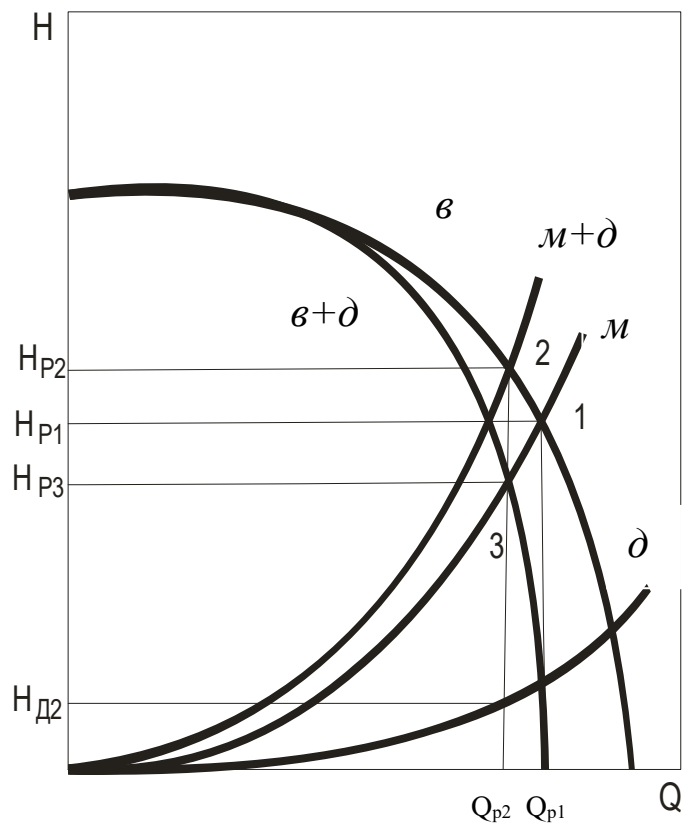


Рис. 7.3. Зміна параметрів робочого режиму при дроселюванні

механізму $(\vartheta + \delta)$ $H_{p3} = H_{M2} = H_{(\vartheta + \delta)2} = H_{\vartheta 2} + H_{\delta 2}$. Визначення еквівалентної характеристики механізму виконано з урахуванням того, що вентилятор створює напір, а дросель – втрати напору, тобто, підсумовування проводиться алгебраїчно: від ординати графічної залежності (ϑ) віднімається ордината залежності (δ) , $H_{(\vartheta + \delta)2} = H_{\vartheta 2} - |H_{\delta 2}|$. При аналізі схем з послідовним з'єднанням елементів порядок визначення нової робочої точки не впливає на результат. Порядок підсумовування характеристик важливий при дослідженні розгалужених схем, як на рис.6.3, 6.4.

Зміна частоти обертання робочого колеса потребує наявності регульованого приводу. Відповідно до теорії подоби, при певній степені зміни швидкості, подача змінюється пропорційно до неї, а напір пропорційно до її квадрату, (4.5): $Q_1 / Q_2 = n_1 / n_2$, $H_1 / H_2 = (n_1 / n_2)^2$.

Зміна напрямку потоку на вході в робоче колесо здійснюється зміною кута встановлення лопатей осьового направляючого апарату. При цьому змінюється швидкість закручування потоку c_{u1} . При закручуванні потоку в напрямку обертання ($c_{u1} > 0$), відповідно до рівняння теоретичного тиску: $P_m = \rho(u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1})$, тиск вентилятора зменшується. Перетворимо останнє рівняння з урахуванням пропорційності переносної швидкості добутку кількості обертів і діаметру:

$$P_m = \rho u_2 c_{u2} \left(1 - \frac{D_1}{D_2} \frac{c_{u1}}{c_{u2}}\right).$$

Дослідимо вплив зміни кута закручування потоку на вході в залежності від типу вентилятора. У відцентрових вентиляторів дане відношення діаметрів менше одиниці, у осьових – дорівнює одиниці. Тобто, ефективність регулювання тиску зміною напрямку потоку, як видно з останнього рівняння, буде вищою в випадку осьових вентиляторів.

Поворот лопатей робочих коліс осьових вентиляторів збільшує кут атаки, збільшує циркуляцію робочого колеса і тиск вентилятора. У

відцентрових вентиляторів лопаті нерухомі, але застосовується **поворот периферійних частин лопатей – закрилок**.

Це показано на Рис.7.4, де позначено: 1, 2 – задній та передній диски робочого колеса; 3 – нерухома частина лопаті; 4 – закрилка в середньому положенні; 5, 6 – положення закрилки із зменшенням та збільшенням її кута, відповідно. Як видно з рисунку, збільшення кута встановлення закрилки збільшує зовнішній діаметр робочого колеса до D_2 та кут β_2 . Відповідно до рівняння теоретичної напірної характеристики (3.8), це збільшує тиск вентилятора.

7.5. Порівняння економічності регулювання дроселюванням та

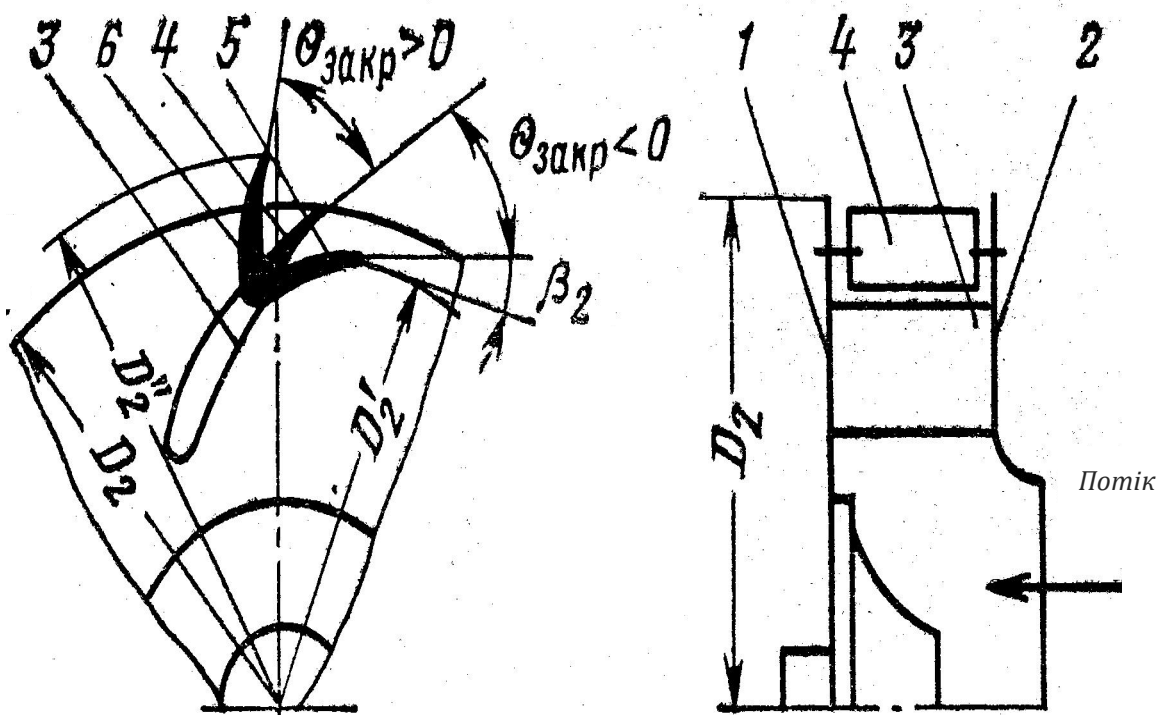


Рис.7.4. Регулювання поворотом закрилок лопатей відцентрового робочого колеса

зміною частоти обертання

Серед наведених способів, дроселювання найбільш просто реалізувати на практиці і тому він набув широкого розповсюдження. Але даний спосіб дуже енергоємний. Зростання вартості енергоресурсів виводить на перше місце регулювання частотою обертання. На рис.7.5 наведено напірну характеристику вентилятора *a1* і характеристику вентиляційної мережі *b1*. Їх перетин визначає робочу точку 1 і параметри робочого режиму P_1, Q_1 .

Зменшення подачі в два рази можна досягти дроселюванням, змінивши характеристику мережі на *b2* і переходом до робочої точки 2, або зміною частоти обертання, змінивши напірну характеристику на *a2* і переходом до робочої точки 3.

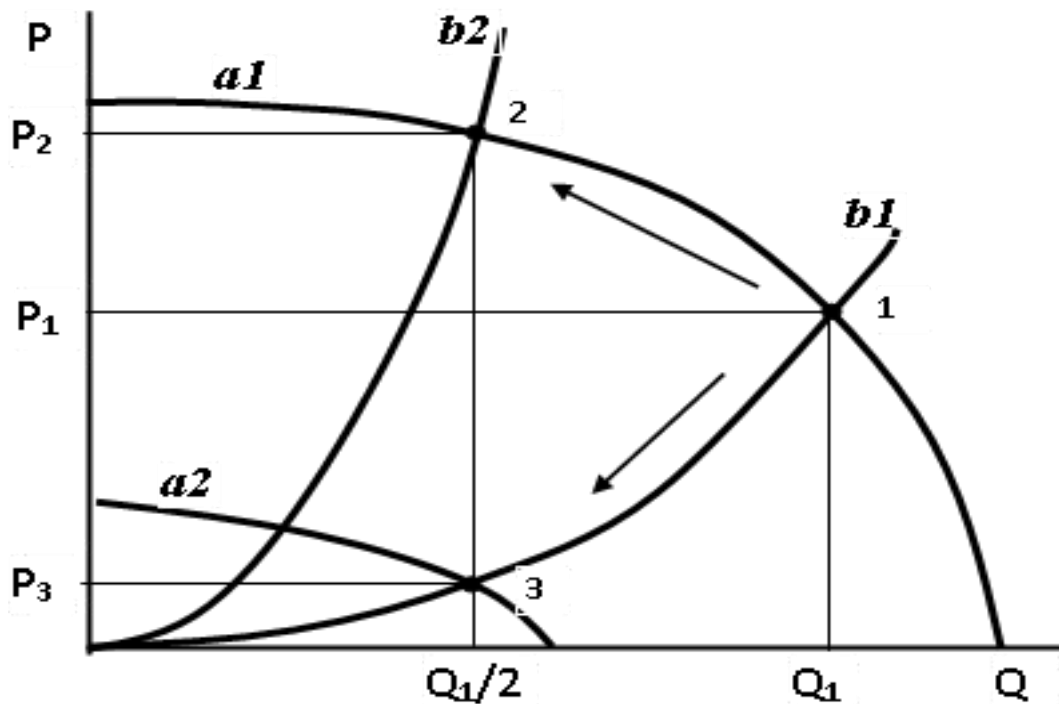


Рис.7.5. Порівняння регулювання дроселюванням і частотою обертання

Економічність способів регулювання в припущенні незмінного ККД вентилятора можна оцінити порівнянням гідравлічних корисних потужностей в робочих точках 2 і 3:

$$N_{k2} = P_2 * Q_1/2; \quad N_{k3} = P_3 * Q_1/2 .$$

Тобто, при дроселюванні буде створюватись гідравлічна корисна потужність в P_2/P_3 разів більша, ніж при регулюванні швидкості. Для співвідношення характеристик рис.7.5 дроселювання більш ніж в шість разів енергоємніше. Співвідношення потужностей, які споживаються з електричної мережі електроприводом вентилятора буде дещо меншим внаслідок більшої величини ККД вентилятора в точці 2, ніж в точці 3.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Чим відрізняється склад вентиляторних установок головного і місцевого провітрювання?
2. Яка схема вентиляції вентиляторної установки місцевого провітрювання?
3. Як реверсувати струмень потоку повітря в об'єкті вентиляції при використанні осьових і відцентрових вентиляторів?
4. Чому динамічний напір на виході вентилятора при всмоктувальній системі вентиляції відносять до втрат?
5. Як дифузор при всмоктувальній системі вентиляції впливає на ККД вентиляторної установки?
6. Які способи застосовують для регулювання параметрів робочих режимів вентиляторної установки і які більш економічні?

РОЗДІЛ 8. РОБОЧІ ВЛАСТИВОСТІ ВЕНТИЛЯТОРІВ ТА ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ

8.1. Область промислового використання вентилятора

Область промислового використання – це частина поля робочих режимів в координатах $Q - H$, що обмежена умовами стійкої та економічної роботи. Вона використовується при проектуванні вентиляторної установки для узгодження потрібного діапазону зміни параметрів робочих режимів з можливостями вентилятора. Поле робочих режимів утворюється сукупністю індивідуальних характеристик турбомашини (універсальні характеристики, рис.2.16), що отримана при обраному способі регулювання. Область промислового використання обмежується умовами економічної та стійкої роботи. По умовам економічності межами є ізолінії мінімального допустимого значення ККД. Для вентиляторів головного провітрювання – це $\eta=0,6$, для місцевого – $\eta=0,5$. Область стійкої роботи обмежується спадаючою частиною напірних характеристик (рис. 5.6, 5.11).

Крім того, у осьових вентиляторів область використання обмежується вимогою отримання при реверсі продуктивності не менше ніж 60% від номінальної. У цих вентиляторів характеристики змінюються в залежності від напрямку потоку повітря. На рис.8.1 наведено приклад аеродинамічних характеристик двоступеневого осьового вентилятора в межах області промислового використання. Характеристики стосуються регулювання зміною кутів встановлення лопатей робочих коліс. Значення цих кутів для обох коліс позначають відповідні характеристики. Ізолінії ККД наведено для його значень від $\eta=0,6$ до $\eta=0,79$. Вісь ординат проградуєвана в декаПаскалях. Наведено межі області по умовам стійкості та реверсу. Приклад аеродинамічних характеристик відцентрового вентилятора в межах області промислового використання, при регулюванні швидкості обертання, показано на рис.8.2.

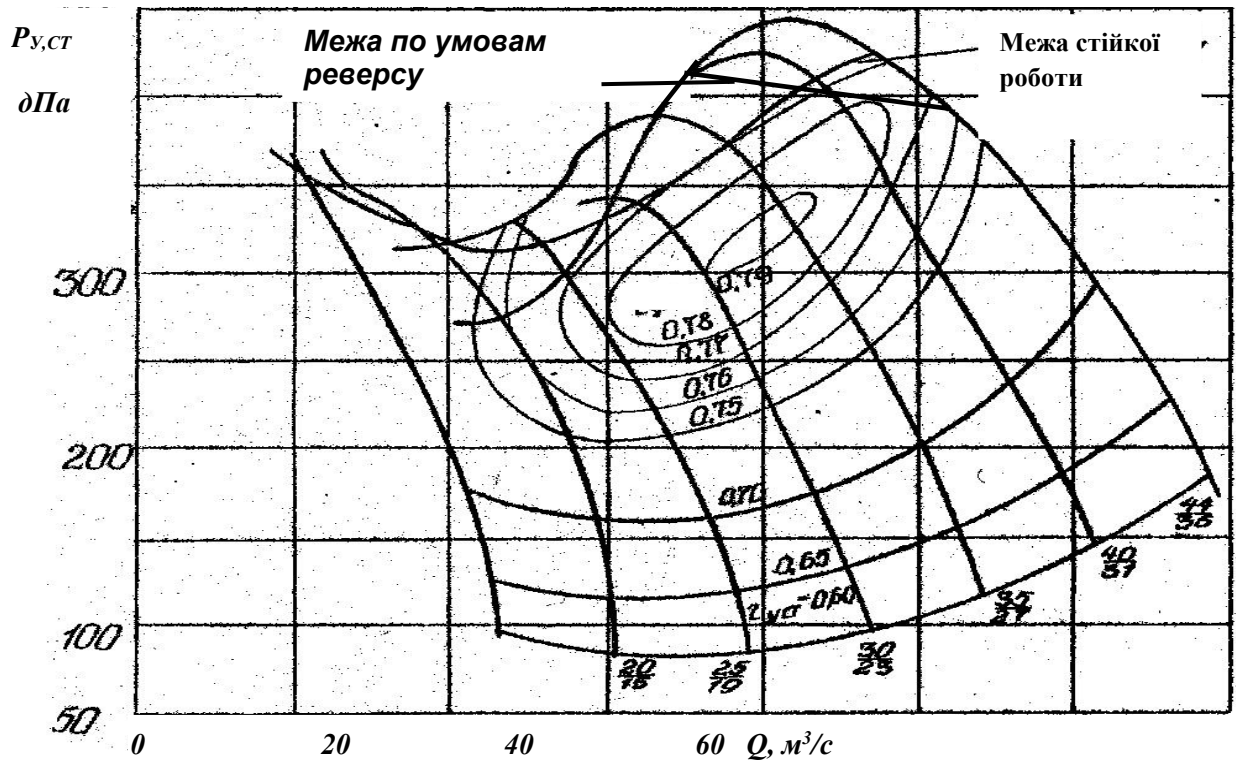


Рис. 8.1. Аеродинамічні характеристики осьового вентилятора

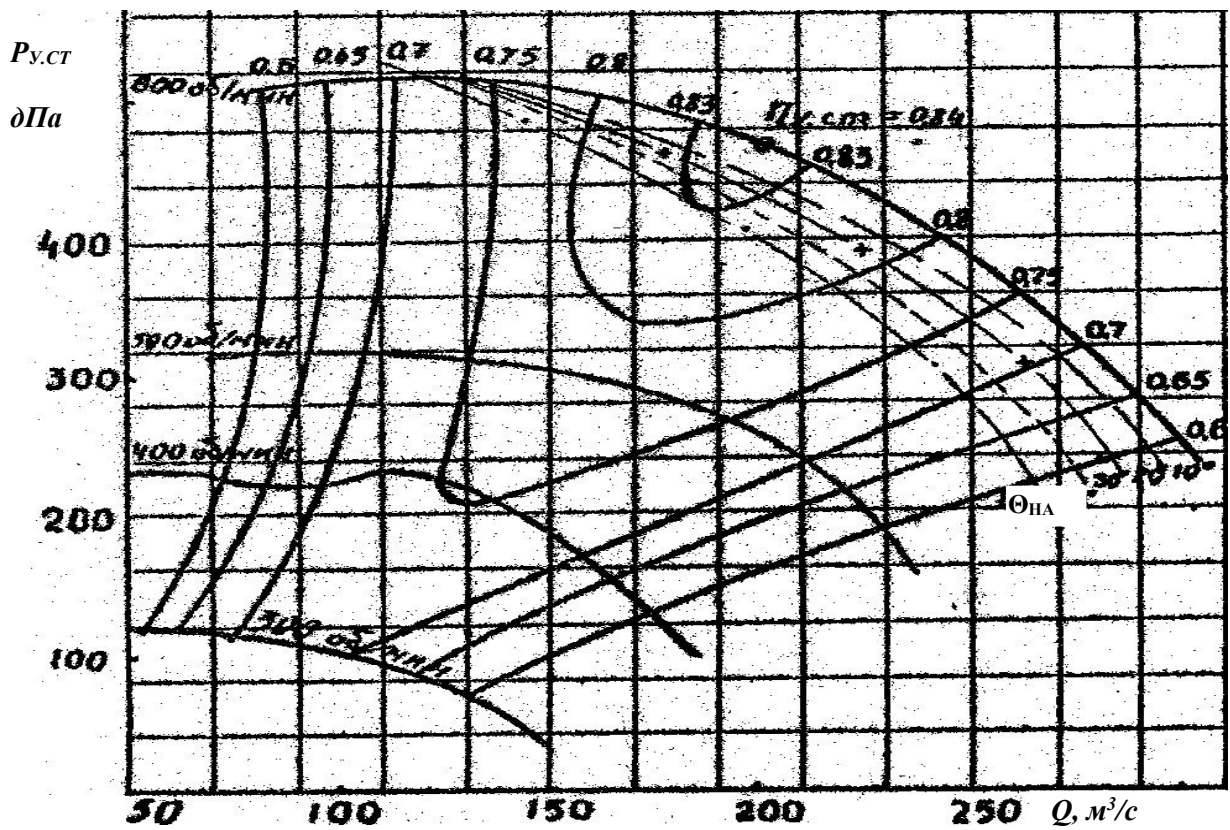


Рис.8.2. Аеродинамічні характеристики відцентрового вентилятора

Сукупність напірних характеристик при регулюванні швидкості зображено безперервними лініями, позначено її значеннями (від 300 до 600 об/хв). При цьому кут встановлення лопатей направляючого апарату $\Theta_{\text{НА}}=0^\circ$. При його зміні сукупність напірних характеристик зображено штрихпунктирними лініями і позначено величинами кутів.

Область промислового використання двох однакових вентиляторів, що сумісно працюють на загально мережу, отримують з області для одного. При послідовній роботі – зменшують в два рази масштаб осі ординат (наприклад, на рис.8.2 замість 400 треба поставити 800 дПа). При паралельній роботі – зменшують в два рази масштаб осі абсцис. При сумісній роботі різних вентиляторів, загальна область будується по їх областям, з використанням правил підсумовування характеристик паралельно та послідовно з'єднаних машин.

8.2. Номенклатура вентиляторів

Створення високоефективних установок для переміщення газів потребує вибору найбільш ефективної, в розглядаємому випадку, конструкції вентилятора, що вимагає знань особливостей існуючої номенклатури. Вивчення всього різноманіття вентиляторів не є задачею даного курсу, враховуючи на постійні зміни в номенклатурі і концентрацію зусиль при вивченні матеріалу на принципові моменти протікання фізичних процесів в нагнітачах та на принципах, методах та засобах забезпечення високої ефективності установок. Опанування потрібного матеріалу здійснимо на прикладі вентиляторних установок шахт та метрополітенів.

Відцентрові вентилятори характеризують *аеродинамічною схемою вентилятора* – схемою проточної частини з набором основних конструктивних параметрів. Розрізняють вентилятори: по способу підводу повітря до робочого колеса – одностороннього та двохстороннього всмоктування; по напрямку обертання – правого обертання (обертання

робочого колеса за годинниковою стрілкою з боку приводу) та лівого обертання (проти годинникової стрілки); по кутовому положенню осі вихідного патрубку відносно горизонту.

Наведемо приклади типів вентиляторів: ВЦ, ВЦД, ВШЦ, ВРЦД, ВЦП, ВЦЗ. Букви позначають: В – вентилятор; Ц – відцентровий; Д – двобічного всмоктування; Р – рудничний; Ш – шурфовий; П – прохідницький; З – з регулюванням закрилками. Після буквених позначень знаходиться цифра (наприклад ВЦ-25), вона позначає зовнішній діаметр робочого колеса в дециметрах. В якості прикладу на рис.8.3 зображено прохідницький вентилятор ВЦП-16, який призначено для нагнітальної схеми вентиляції шахтних стволів при їх проходці із застосуванням буровибухового способу.

В інших галузях вентилятор ВЦП-16 з реверсивним пристроєм використовується в якості вентилятора високого тиску. Головний вал вентилятора встановлено в двох радіально-сферичних підшипниках, робоче колесо сварне, має 8 профільних лопатей, направляючий апарат має 12 лопатей, які одночасно повертаються за допомогою приводу. Аеродинамічні характеристики вентилятора ВЦП-16 наведено на рис.8.4.

На рис.8.5 зображено вентилятор одностороннього всмоктування, модернізований ВЦ-31,5М2, який встановлюється в спеціальній будівлі на поверхні шахти, застосовується як при всмоктувальній схемі вентиляції, так і при нагнітальній. Ротор складається з вала, робочого колеса, двох підпор з дворядними сферичними підшипниками, один з яких радіальний, другий – радіально-упорний. Робоче колесо облаштовано лопатями крилоподібної форми, на хвостових частинах яких, для покращення аеродинамічних властивостей, встановлено накривки (поперекові ребра). Корпус вентилятора виконано спіральним, нижня частина якого приєднана до вентиляційного каналу і зроблена з бетону. Лопаті направляючого апарату встановлено консольно на підшипниках кочення. Двигун рекомендується застосовувати синхронний або асинхронний з фазним ротором. З'єднання двигуна з вентилятором здійснюється зубчастою муфтою, що забезпечує надійну

роботу при можливій несоосності валів. Аеродинамічні характеристики наведено на рис.8.6.

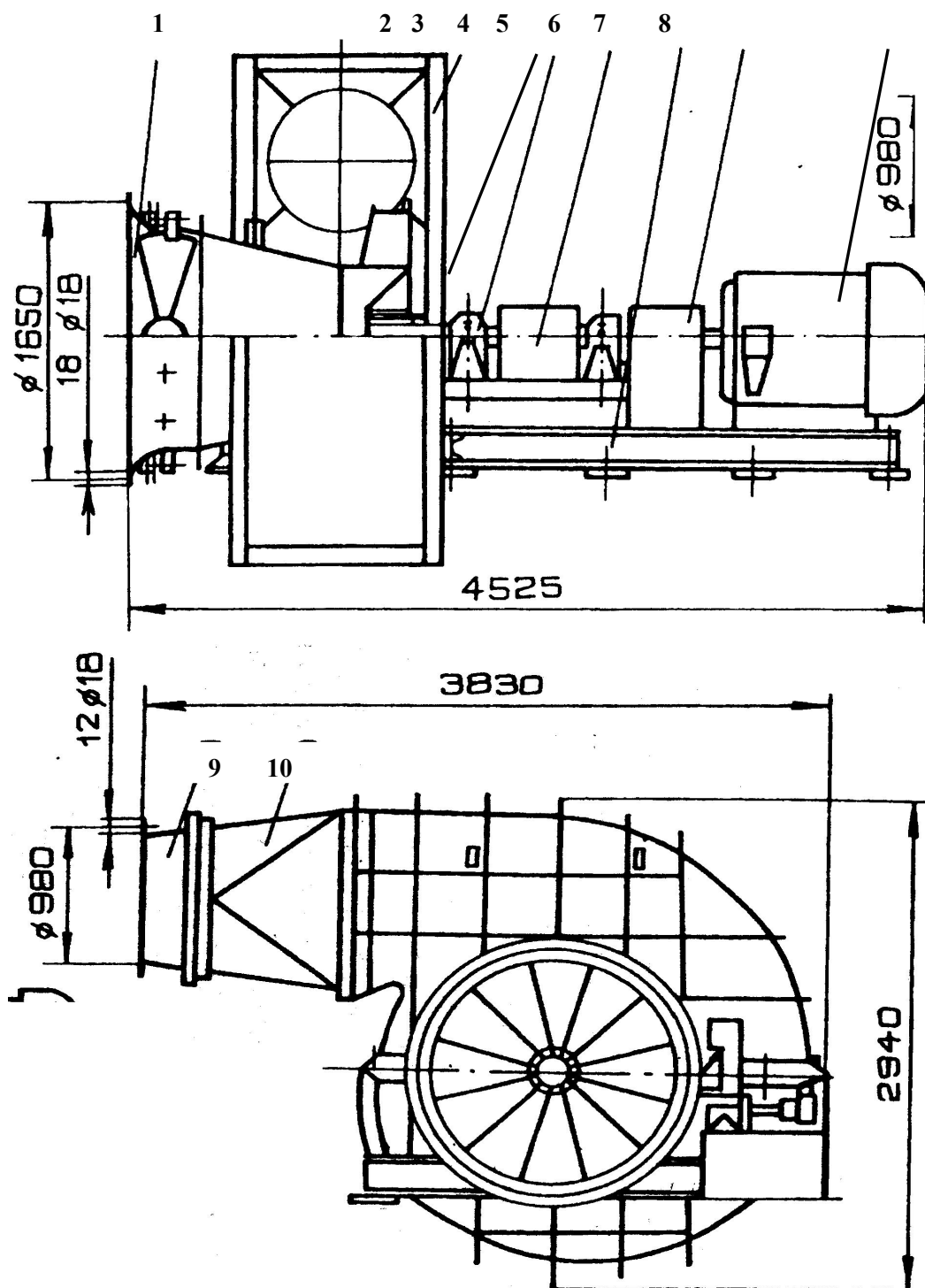


Рис. 8.3. Прхідницький вентилятор ВЦП-16: 1 – направляючий апарат; 2 – корпус; 3 – ротор; 4 – підшипник; 5 – захисний кожух вала; 6 – рама; 7 – муфта в кожусі; 8 – електродвигун; 9 – патрубок трубопроводу; 10 - перехідник

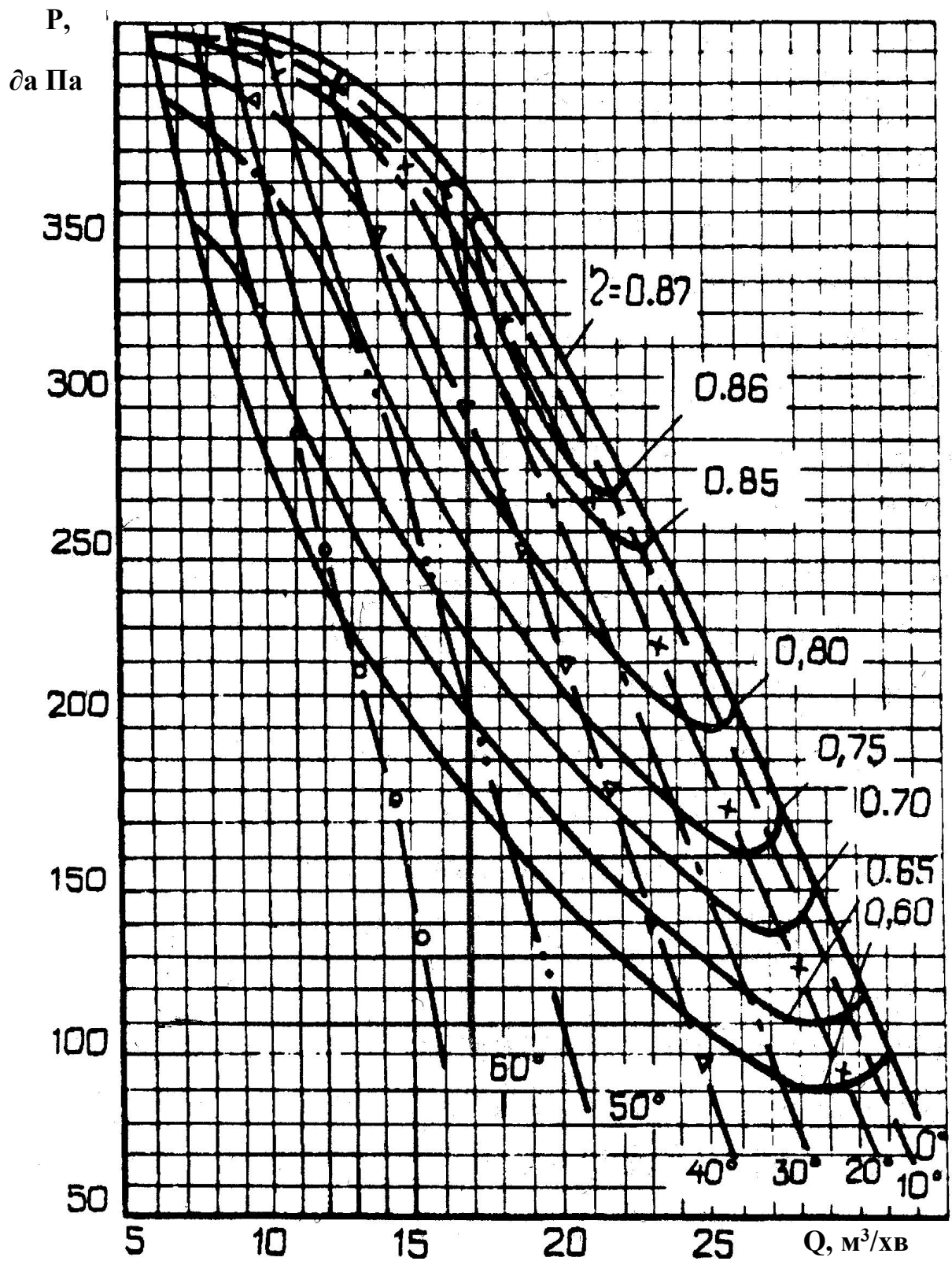


Рис.8.4. Аеродинамічні характеристики вентилятора ВЦП-16 при $n = 985$ об/хв

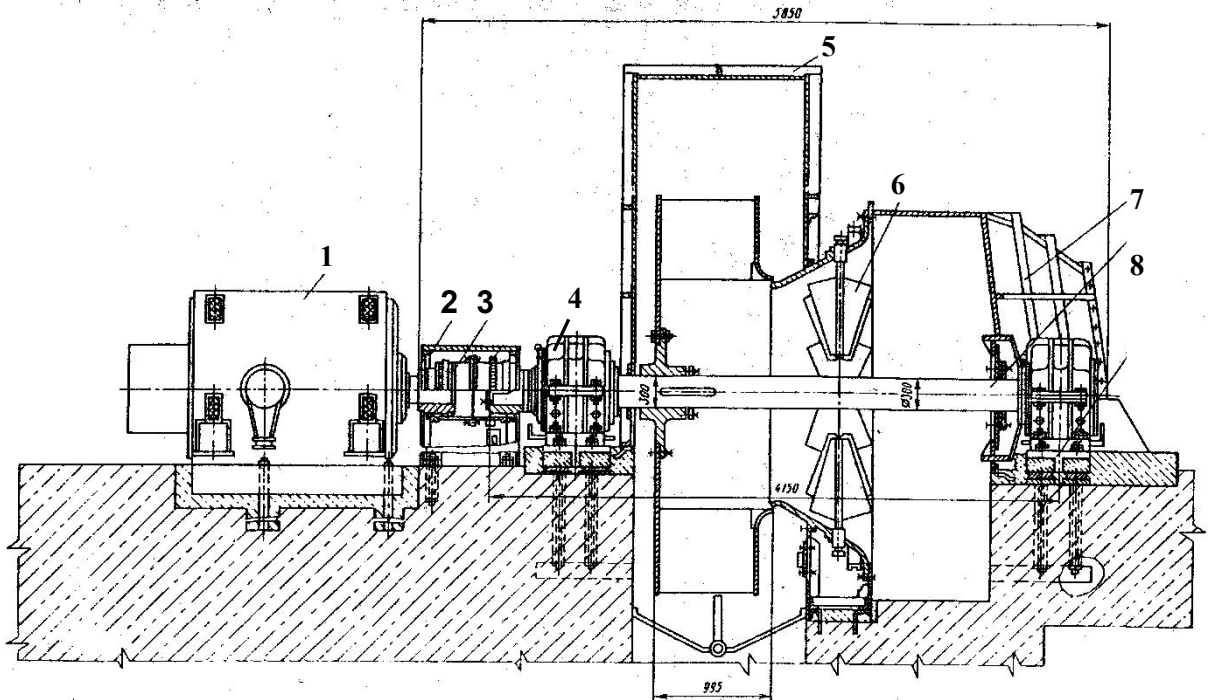


Рис.8.5. Вентилятор ВЦ-31,5М2: 1 – електродвигун; 2 – кожух муфти; 3 – зубчаста муфта; 4 – підшипник; 5 – корпус; 6 – направляючий апарат; 7 – вхідна коробка; 8 – ротор; 9 – фундаментна плита

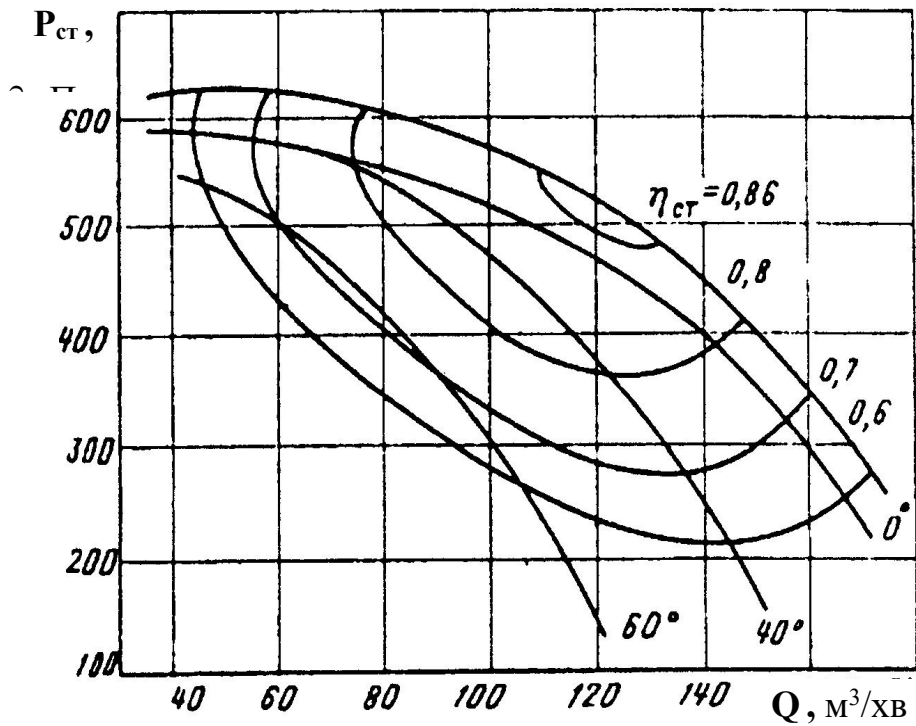


Рис.8.6. Аеродинамічні характеристики вентилятора ВЦ-31,5М2

Осьові вентилятори по кількості робочих коліс підрозділяють на одноступеневі та багатоступеневі. Схеми осьових вентиляторів позначають за допомогою аббревіатури: НА – направляючий апарат, РК – робоче колесо, СА – спрямляючий апарат. Приклади схем вентиляторів місцевого провітрювання: НА+РК, НА+РК+СА. Схема вентилятора головного провітрювання РК+НА+РК+СА забезпечує збільшення тиску в два рази, порівняно з схемою РК+СА при однаковій продуктивності, а схема РК+РК застосовується при зустрічному обертанні робочих коліс. Вона, як і попередня схема, забезпечує подвійний тиск, а розкручування потоку здійснюється без направляючих та спрямляючих апаратів. Це забезпечує зменшення осьового розміру та маси, збільшення продуктивності при реверсі. Приклади типів осьових вентиляторів: ВОД, ВОК, ВОКД, ВОКР. Букви позначають: В – вентилятор; О – осьовий; Д – багатоступеневий; Р – реверсивний; К – з крученими лопатями для виключення перетікання потоку в радіальному напрямку під дією відцентрових сил, що супроводжується втратами (забезпечується змінними по радіусу: шириною лопаті b та вхідним, вихідним кутами лопаті β_1, β_2).

На рис.8.7 зображено осьовий вентилятор ВОМД-24А, який призначено для роботи в неагресивних середовищах, зокрема для вентиляції тунелів, споруджень метрополітенів. Аеродинамічна схема вентилятора забезпечує високий ККД і можливість реверсування повітряного струменя при збереженні подачі на рівні 60 ... 80 % від подачі прямого напрямку.

Реверсування струменя відбувається при реверсуванні приводу і зміні кутів установки лопатей направляючого і спрямляючого апаратів. Останнє здійснюється за допомогою виконавчого механізму і приводу з ланцюговою передачею. Передбачено три положення цих лопатей – для прямої роботи, реверсу та шибер при зупинці вентилятора. Ротор вентилятора складається з вала та двох робочих коліс.

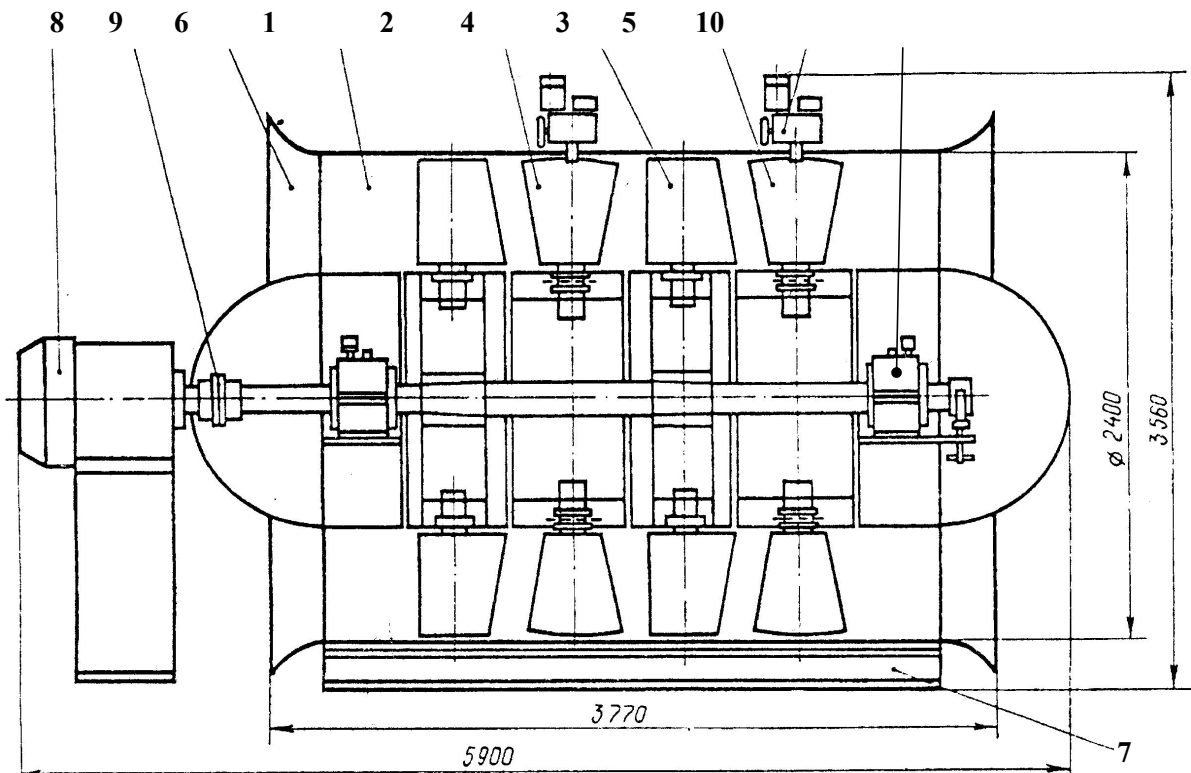


Рис.8.7. Вентилятор ВОМД-24А;

- 1 – корпус; 2 – лопаті проміжного направляючого апарату;
 3 – лопаті спрямляючого апарату; 4 – лопаті робочих коліс;
 5 – пристрій повороту лопатей направляючого апарату; 6 – колектор;
 7 – опорна рама ; 8 – електродвигун; 9 – муфта; 10 – підшипники.

Поворот їх лопатей здійснюється крізь люки при зупинці вентилятора і забезпечує плавну зміну характеристик вентилятора. Передбачено можливість регулювання шляхом зняття частини лопатей першого і другого робочих коліс при наступних співвідношеннях їх кількості: 10/10; 10/5; 10/0; 5/5.

Вентилятори з меридіональним прискоренням потоку займають проміжне положення між осьовими і відцентровими вентиляторами. За рахунок встановлення конічної або сферичної втулки робочого колеса (рис.8.9) забезпечується значення кута α між напрямками вихідного потоку з робочого колеса та осі колеса в діапазоні: $0^\circ < \alpha < 90^\circ$, рис.2.1. Завдяки цьому зростає осьова швидкість потоку на виході (меридіональне прискорення) до 1,5 ... 2 разів порівняно зі входом. Дані вентилятори створюють більші тиски ніж осьові, а ККД мають менший, завдяки

динамічному тиску, що перетворюється в дифузорі в статичний тиск з втратами. Меридіональні одноступеневі вентилятори можуть замінити двохступеневі осьові. Їх використовують для місцевого провітрювання завдяки більшим тискам, більш пологим характеристикам, більш стійкій роботі, меншому шуму.

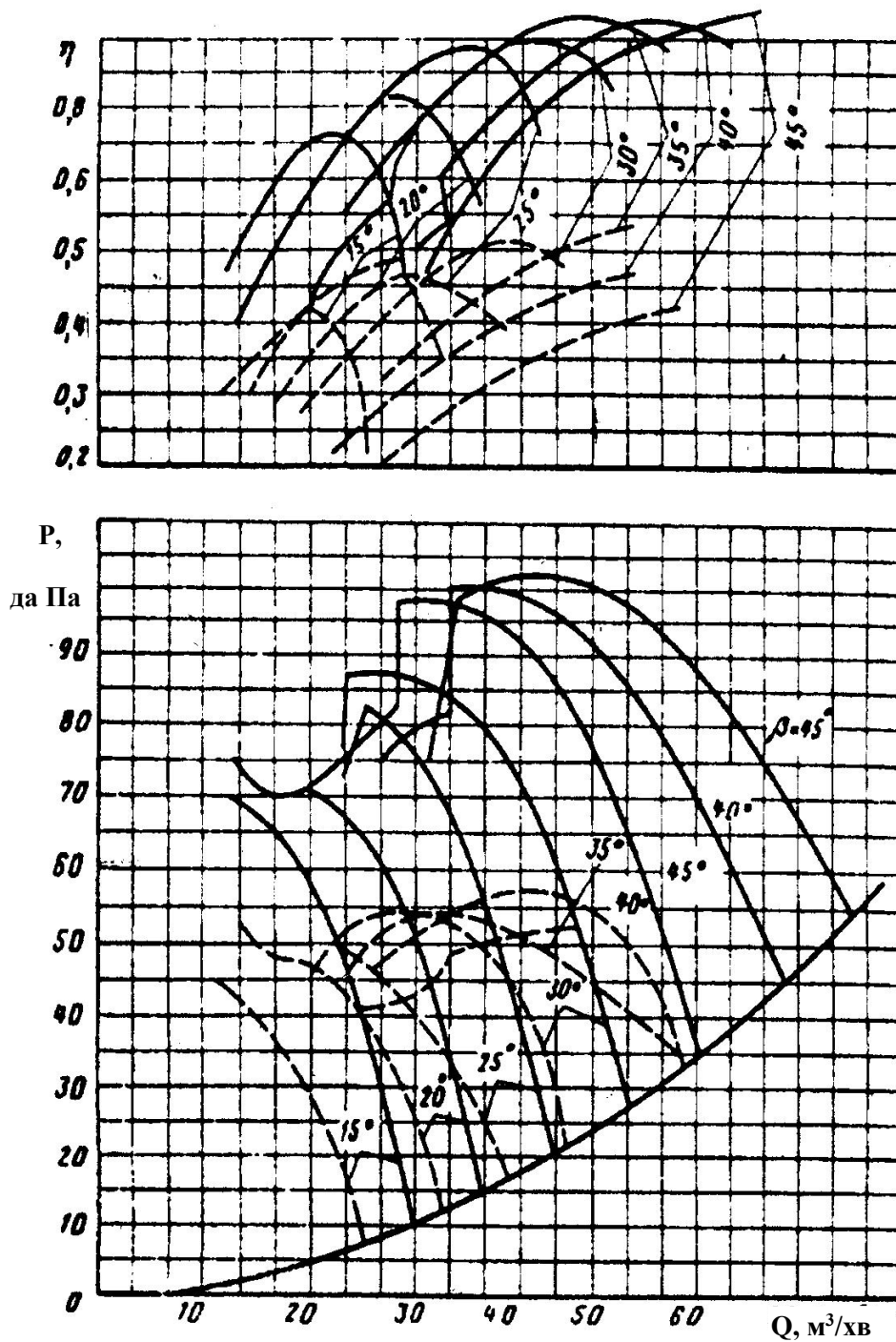


Рис.8.8. Аеродинамічні характеристики вентилятора ВОМД-24А при $n=320$ об/хв.

Вентилятори місцевого провітрювання призначено для вентиляції

тупикових виробок. Прикладом типів цих вентиляторів є ВМ-6М, ВМП-5М, ВМП-4. Букви позначають: В – вентилятор, М – місцевий, П – пневматичний, М після цифри – модернізацію, цифра – діаметр вихідного патрубку в дециметрах. При використанні пневмоприводних вентиляторів треба враховувати, що енергоефективність пневмоприводних систем значно гірша ніж електроприводних (в 6 ... 8 разів) і їх використання виправдано лише при забороні використання електроенергії Правилами безпеки.

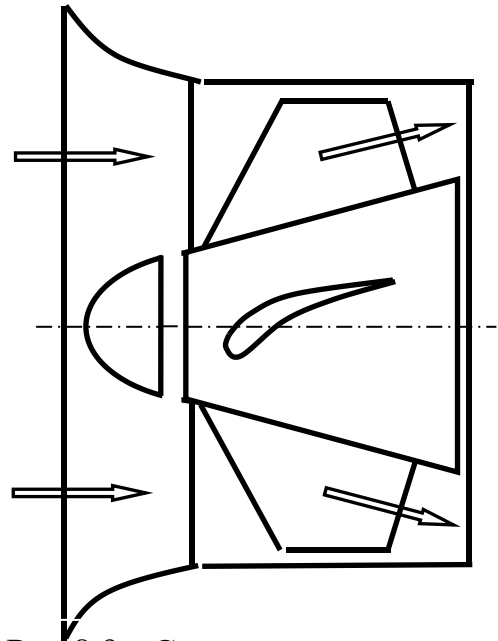


Рис.8.9. Схема вентилятору з меридіональним прискоренням потоку

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Чим обмежуються області промислового використання осьових вентиляторів?
2. Чим обмежуються області промислового використання відцентрових вентиляторів?
3. Що позначає перша цифра в типорозмірі вентилятора головного провітрювання?
4. Які значення кутів уставки можливі для осьових та відцентрових вентиляторів?

РОЗДІЛ 9. ПРОЄКТУВАННЯ ВЕНТИЛЯТОРНИХ УСТАНОВОК ГОЛОВНОГО ПРОВІТРЮВАННЯ

9.1. Вимоги до вентиляторних установок

Вимоги до вентиляторних установок головного провітрювання можна поділити на загальні, подібні вимогам до багатьох інших механізмів, і на специфічні, що обумовлені технологічними факторами і експлуатаційними особливостями та конкретизують загальні вимоги.

До загальних слід віднести вимоги мати можливо кращі техніко-економічні показники, що стосуються надійності, безпечності, енергоефективності, екологічної сумісності, можливостей регулювання.

Серед специфічних вимог, відповідно до Правил безпеки, перелічимо вимоги забезпечити:

резерв продуктивності 20...45 % ;

час реверсування повітряного потоку не більший 10 хвилин при продуктивності не меншій 60 % від нормальної;

гарантії надійності роботи за рахунок встановлення однакових робочого і резервного вентиляторів, а також бажаної диференціації джерел їх живлення;

зменшення втрат енергії за рахунок застосуванню комплекту вхідних, вихідних елементів з малими гідравлічними опорами (підводячи канали, трійники, вхідні коробки, дифузори, ...);

виключення можливостей обмерзання, при низьких температурах, переключаючих пристроїв, що призначено для зміни вентилятора, реверсування потоку і таке інше;

оптимальність конструкції вентиляційної установки і комплекту допоміжного обладнання (ляди, двері, ...) для мінімізації величини витоків і підсосів (за нормативами обмеження на рівні 10 %).

9.2. Вихідні дані для проєктування

Вихідні дані для проєктування вентиляторних установок головного провітрювання обумовлені їх специфікою, а саме: відсутністю в складі установки повітропровідної мережі і тривалим терміном стаціонарної експлуатації. Головна вентиляторна установка розраховується на період 15 ... 25 років. За цей час потреби в кількості повітря можуть суттєво змінюватись. Це обумовлено узгодженням потрібної продуктивності вентиляційної установки з продуктивністю підприємства, кількістю працюючих, особливостями технологічних процесів. Дані фактори, за вказаний тривалий термін, можуть значно варіюватись. Крім того, потрібна депресія шахтної вентиляційної установки також весь час змінюється внаслідок зміни довжини вентиляційної мережі, що обумовлено віддаленням зони добичі від біляствольного двору внаслідок відпрацювання вугільних пластів. Величина депресії, внаслідок відсутності можливості варіювання діаметром вентиляційної мережі, однозначно пов'язана, при відомих її геометричних розмірах, з витратами повітря.

Таким чином, вихідними даними для проєктування є величини потрібних продуктивностей та тисків вентилятора протягом терміну його експлуатації. В простішому випадку – на початку експлуатації та наприкінці. Позначимо їх відповідно – Q_{\min}, P_{\min} і Q_{\max}, P_{\max} . В площині Q, P ці величини є координатами точок заданого режиму: $a(Q_{\min}, P_{\min})$, $b(Q_{\max}, P_{\max})$, рис.9.2. Лінію, що з'єднує точки a та b називають лінією заданого режиму. В загальному випадку ліній заданого режиму може бути декілька.

Розглянемо методику експлуатаційного розрахунку головної вентиляційної установки при одній заданій лінії робочого режиму з

використанням найбільш простого, але наглядного, графоаналітичного методу.

9.3. Вибір типу вентилятора

Вибір типу вентилятора здійснимо за допомогою зведеного графіку областей промислового використання. На ньому в координатах Q [$\text{м}^3/\text{с}$], P [Па] зображено межі цих областей для різних вентиляторів. Приклад областей промислового використання осьових вентиляторів типу ВОД наведено на рис. 9.1. Даний графік суміщаємо з точками заданого режиму, координати яких задано в вихідних даних. Обираємо той вентилятор, всередину області якого потрапили обидві задані точки.

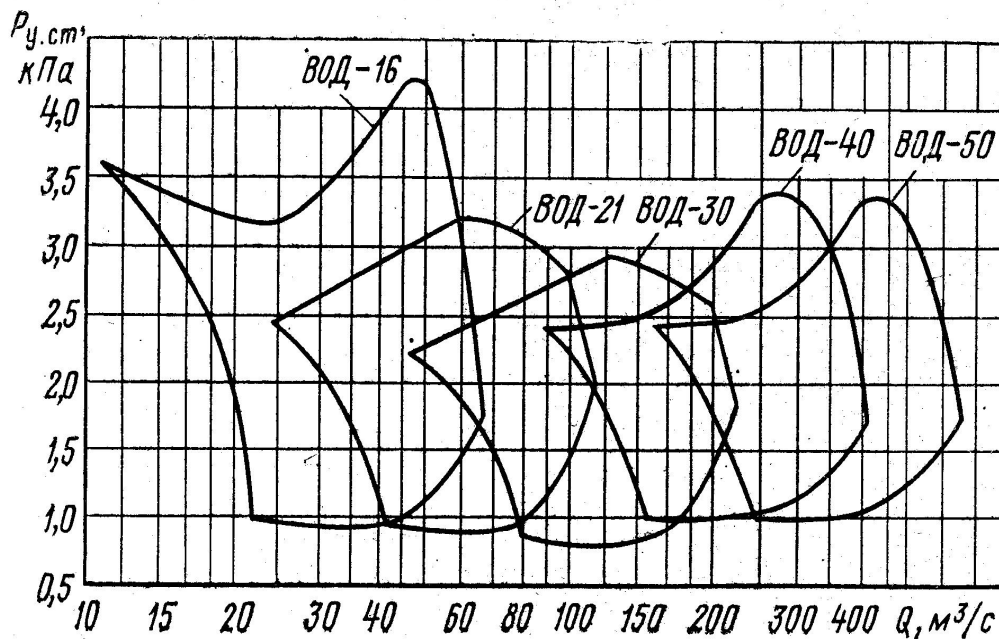


Рис.9.1. Зведений графік областей промислового використання осьових вентиляторів

Якщо окремі вентилятори не задовольняють заданим режимам, розглядають можливості застосування паралельного або послідовного з'єднання машин з відповідним формуванням областей промислового використання (див. попередні розділи). В випадку незадоволення жодною з областей промислового використання заданим режимом, розглядається

можливість застосування вентилятора з однократною заміною приводного двигуна на інший, з більшою частотою обертання ротора. Якщо і це не забезпечить досягнення мети, то розглядаються варіанти почергового застосування двох, або більше, вентиляторів.

При попаданні точок заданого режиму всередину областей кількох вентиляторів, розглядають всі варіанти і обирають кращий за критерієм мінімуму річних зведених витрат.

9.4. Вибір способу регулювання

Відповідно до обраного типу вентилятора, з довідникової літератури беремо його аеродинамічні характеристики (наводяться в межах області промислового використання). На них позначено, у сукупності з ізолініями ККД, напірні характеристики при певному способі регулювання. Вибір найбільш придатного, в розглядаємому випадку, способу регулювання здійснюється з метою отримання максимуму енергоефективності і мінімуму вартості вентиляторної установки в заданому діапазоні варіювання параметрів робочого режиму. Максимум енергоефективності має місце при збігу всіх робочих точок з лінією заданого режиму і максимально можливому значенні ККД вентилятора в цих точках. Мінімум відхилення робочих точок від лінії заданого режиму в широкому діапазоні можна забезпечити при плавному регулюванні швидкості обертання приводного двигуна. Але даний спосіб має суттєві недоліки – велика вартість регульованого приводу. Менших капітальних вкладень потребують дискретні способи регулювання – зміною кутів установки лопатей робочих коліс осьових вентиляторів та зміною кутів повороту закрилків лопатей відцентрових робочих коліс. Вони можуть ефективно використовуватись у вентиляторних установках у сукупності з плавним (тонким) регулюванням за допомогою зміни кутів установки лопатей направляючого та спрямляючого апаратів.

Остаточні висновки про найбільшу придатність того чи іншого способу регулювання, в розглядаємому випадку, можна зробити після співставлення результатів проєктування при застосуванні можливих конкуруючих варіантів. Нижче ми розглянемо варіант регулювання характеристик осьового вентилятора зміною кутів установки лопатей робочих коліс.

9.5. Визначення параметрів робочих режимів і величини регулювальних параметрів

Задані в вихідних даних точки a та b можуть завжди збігатися з точками робочих режимів лише при застосуванні плавного регулювання. При застосуванні дискретного способу, в загальному випадку, між ними є відхилення. На рис.9.2 показано сукупність напірних характеристик осьового вентилятора при дискретній зміні (з інтервалом 5°) кута установки лопатей робочого колеса Θ від 15° до 45° та ізоліній ККД з рівнями 0.6, 0.65, 0.7, 0.75, 0.8. Показано точку максимуму ККД – 0.806. На рис.9.2 відмічено точки заданого режиму a та b для випадку заданої сталої потрібної продуктивності (її величину позначимо – Q_3). Показано межу області промислового використання по умовам стійкості роботи.

Робоча точка визначається перетином напірної характеристики механізму з характеристикою втрат напору в мережі в функції витрат крізь неї. Загальний вираз останньої залежності ми отримали, при розгляді характеристик вентиляційної мережі:

$$P = RQ^2, \quad (9.1)$$

де R - опір трубопроводу.

Для отримання характеристики конкретної мережі достатньо знати дві її точки: перша – початок координат, друга – точка заданого режиму. Опір мережі, що відповідає заданій точці *a* визначається виходячи з її координат:

$$R_{\min} = P_{\min} / Q_3^2.$$

Для точки *b* аналогічно:

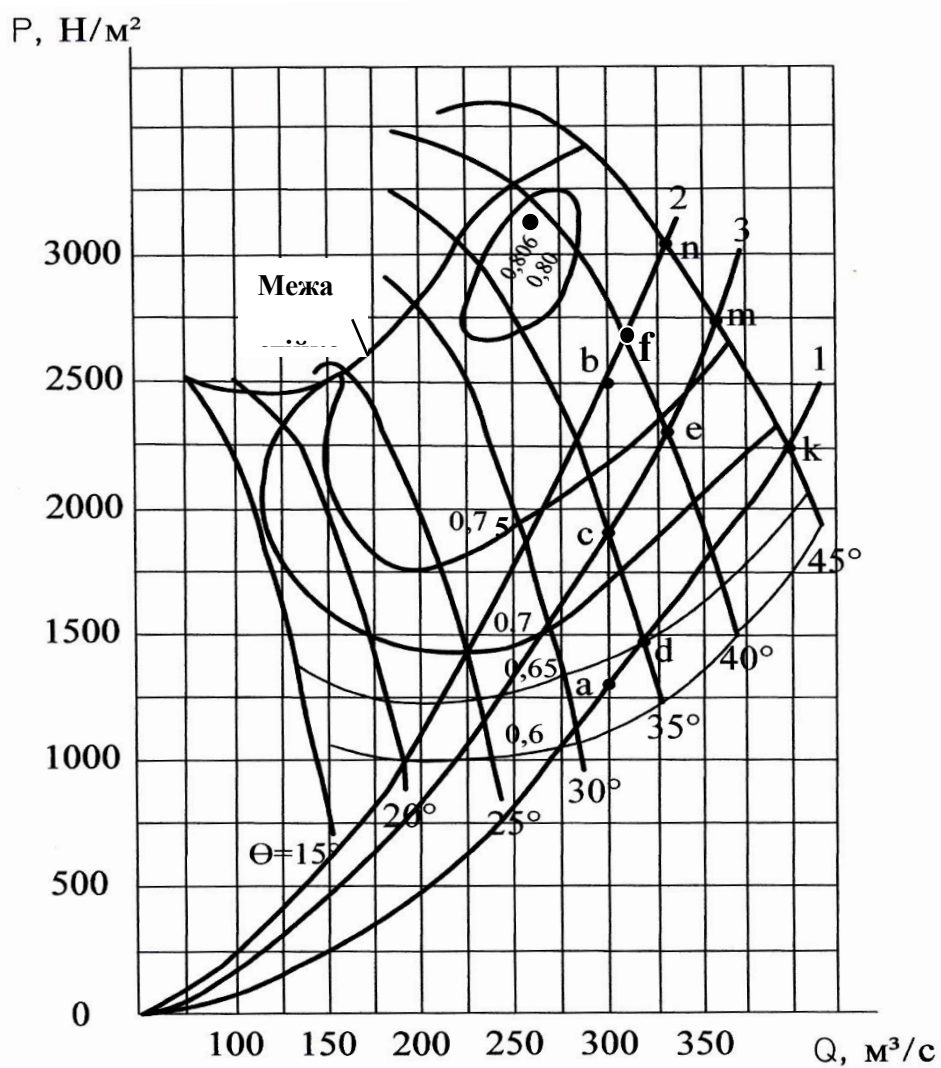


Рис.9.2. Визначення параметрів робочих режимів

$$R_{\max} = P_{\max} / Q_3^2.$$

Графіки характеристик вентиляційної мережі будуємо за допомогою рівняння (9.1). Підставивши в нього відповідну величину опору і масив значень подачі в потрібному діапазоні, який задається проєктувальником, отримуємо масив тисків. Масиви подач та тисків, що отримано, є координати точок іскомої характеристики. На рис.9.2 цифрами 1, 2 позначено характеристики мережі, що побудовано відповідно при R_{\min} та R_{\max} . При роботі розглядаємого вентилятора разом з мережею з характеристикою 1, в межах області промислового використання може бути чотири робочі точки (останню позначено k). В якості першої робочої точки обираємо найближчу до заданої з більшою подачею. Це – точка d , що є перетином характеристики мережі 1 і напірної характеристики при куті установки лопатей 35° . подача не може бути меншою ніж задана внаслідок вимог технології та Правил безпеки. Зайве перевищення подачі веде до перевитрат енергії.

За час експлуатації вентилятора (в випадку заданої лінії робочих режимів) опір мережі весь час збільшується від R_{\min} до R_{\max} . Характеристика мережі поступово зміщується від кривої 1 до кривої 2 і, відповідно, зміщується робоча точка – точка перетину характеристики мережі і напірної характеристики при обраному значенні кута $\Theta = 35^\circ$. При цьому продуктивність вентилятора весь час зменшується. Коли робоча точка зміститься до лінії заданого режиму $a-b$, подальша робота з кутом $\Theta = 35^\circ$ недопустима, внаслідок подачі меншої за задану. Виникає потреба зміни кута установки лопатей. Останню робочу точку при першому куті позначено c . Для визначення першої робочої точки при роботі вентилятора із новим кутом $\Theta = 40^\circ$ (точка e) будується характеристика мережі 3 аналогічно першим. Опір мережі $R_c = P_c / Q_3^2$ визначається виходячи з координат точки c . Остання робоча точка – точка f визначається перетином характеристики мережі 2 і напірної характеристики при значенні кута $\Theta = 40^\circ$.

Таким чином, робочий режим обумовлюється лініями $d-c$ та $e-f$, параметри робочих режимів (тиски та подачі) є координатами точок на цих лініях, величина регулювальних параметрів – кути $\Theta = 35^\circ$ і $\Theta = 40^\circ$.

Енергоефективність вентилятора при роботі в визначених точках робочих режимів характеризують величини ККД. Вони визначаються за допомогою ізоліній ККД. Якщо робоча точка збігається з ізолінією, то величина ККД вентилятора в цій точці відповідає позначенню ізолінії (наприклад, для точки d маємо: $\eta_d = 0.65$). В іншому випадку, величина ККД визначається по значенням ККД ізоліній, між якими знаходиться точка, що досліджується (для точки c $\eta_c = 0.725$). Величина ККД в цієї точці є проміжною, визначається пропорційно віддаленню точки від ізоліній. При дослідженні точки, рівень ККД якої перевищує найбільший рівень ізолінії, в розрахунок приймається ця величина і точка максимального ККД.

9.6. Визначення резерву продуктивності

Визначення резерву продуктивності вентилятора здійснюється при співставленні всіх робочих точок з точками максимальної подачі (в межах області промислового використання), яку може забезпечити вентилятор при поточній характеристиці мережі. В розглядаємому випадку (рис.9.2), на початку експлуатації резерв продуктивності вентилятора визначається режимом роботи в точці $k(Q_k, P_k)$, наприкінці – в точці $n(Q_n, P_n)$. Ці точки знаходяться на перетині характеристик вентиляційної мережі 1 і 2, відповідно, і напірної характеристики при куті встановлення лопатей робочого колеса $\Theta = 45^\circ$. Вирази для визначення резерву продуктивності наступні:

$$\Delta Q_1 = \frac{Q_k - Q_a}{Q_a} 100 \% ; \quad \Delta Q_2 = \frac{Q_n - Q_b}{Q_b} 100 \% .$$

Якщо отримане значення резерву продуктивності менше 20% , розглядаємий варіант не задовольняє вимогам до вентиляторних установок головного провітрювання.

9.7. Вибір двигуна

Визначення потужності приводного двигуна здійснюється на підставі даних про гідравлічну корисну потужність та ККД вентилятора (1.6, 1.7). Двигун обирається виходячи з умов роботи в найбільш важкому режимі. Для його визначення розраховується потужність в усіх робочих точках:

$$N_i = P_i Q_i / \eta_i,$$

де індекс i , в розглядаємому прикладі приймає значення: d, c, e, f . Обирається найбільша – N_{\max} . В досліджуємому прикладі: $N_{\max} = P_f Q_f / \eta_f$. Потужність двигуна повинна бути в κ_3 разів більшою ($\kappa_3 = 1,1 \dots 1,2$ – коефіцієнт запасу на випадок перевантажень внаслідок збільшення величини параметрів робочого режиму, зменшення напруги живлення і таке інше): $N_{\text{дв}} = \kappa_3 N_{\max}$.

Вибір приводного двигуна здійснюється за каталоговими даними виходячи з визначеної величини $N_{\text{дв}}$ і потрібної швидкості обертання, яка обумовлена обраними аеродинамічними характеристиками вентилятора. При цьому обирається двигун номінальна потужність якого (N_H) є найближчою більшою відносно визначеної: $N_H = N_{\text{дв}}$.

Для приводу вентиляторів використовують асинхронні і синхронні електродвигуни. Асинхронні двигуни більш прості надійні дешеві ніж синхронні, але можуть поступатися ним за енергетичними показниками – коефіцієнтами корисної дії та потужності ($\cos\varphi$). Синхронні двигуни мають менші втрати внаслідок відсутності ковзання ротора відносно магнітного

поля, що обертається, і вищого коефіцієнту потужності. Вони можуть використовуватись для компенсації дефіциту реактивної потужності в електромережі. Синхронні двигуни мають кращі робочі властивості, але поступаються пусковими. Це веде до ускладнення конструкції та застосуванню спеціальних заходів по організації пускових режимів. Після визначення номінальної потужності двигуна, що є вибором за умови допустимості його теплового стану в робочому режимі, здійснюють ряд перевірок.

Перевірка на перевантажувальну здатність в переважній більшості випадків не потрібна внаслідок особливостей зміни моменту опору, що створює вентилятор.

Перевірка на пускову спроможність повинна підтвердити не перевищення нагріву в пусковому режимі допустимого рівня. Це обумовлено можливими складнощами при розгоні великих махових мас ротора вентилятора – збільшенням часу пуску.

Перевірка на забезпечення резерву продуктивності обумовлена збільшенням потрібної потужності двигуна при збільшенні подачі на задану величину ΔQ . Для її здійснення визначається максимальна продуктивність $Q_m = Q_3 (1 + \Delta Q/100)$; для всіх визначених характеристик мережі визначаються робочі точки, що забезпечать цю продуктивність (для прикладу рис.9.2 при $\Delta Q=20\%$, це перетин характеристики 1 і напірної характеристики при $\Theta =40^\circ$, точки *e* та *n*); для цих точок визначається потужність на валу вентилятора $N_i = P_i Q_i / \eta_i$ і порівнюється з номінальною N_n . Якщо перевірки дали негативну відповідь, треба збільшувати потужність двигуна до потрібного рівня.

9.8. Коефіцієнт корисної дії регулювання

Коефіцієнт корисної дії регулювання вентилятора дозволяє оцінити перевищення споживання енергії при обраному дискретному способі регулюванні порівняно з ідеальним випадком, коли режим роботи збігається з заданою лінією робочих режимів $a-b$. Таке спів падіння може мати місце при плавному, наприклад за допомогою перетворювачів частоти, регулюванні швидкості приводного двигуна. Коефіцієнт корисної дії регулювання вентилятора допомагає оцінити економічну доцільність заміни дискретного регулювання плавним, а також порівняти економічність варіантів дискретного регулювання при застосуванні різних вентиляторів. При дослідженні конкретної робочої точки ККД регулювання вентилятора визначається відношенням потужності, потрібної для забезпечення необхідного вентиляційного режиму, до фактичної потужності при даному способі регулювання. На початку експлуатації (рис.9.2) ККД регулювання визначається:

$$\eta_1 = \frac{Q_a P_a \eta_d}{Q_d P_d \eta_a},$$

наприкінці експлуатації:

$$\eta_2 = \frac{Q_b P_b \eta_f}{Q_f P_f \eta_b}.$$

Максимальний ККД регулювання, що дорівнює одиниці, досягається в точці c , коли фактичний режим роботи збігається з необхідним.

При порівняльних дослідженнях треба зробити інтегральну оцінку протягом часу експлуатації вентилятора T_p . При цьому ККД регулювання визначається:

$$\eta_p = \frac{\int_0^{T_p} \frac{Q_{ab} P_{ab}(t)}{\eta_{ab}(t)} dt}{\int_0^{T_p} \frac{Q_{df}(t) P_{df}(t)}{\eta_{df}(t)} dt}, \quad (9.1)$$

де індекси ab , df вказують на значення параметрів робочих режимів вентилятора відповідно при необхідному режимі (заданої подачі Q_3) і при даному способі регулювання продуктивності та тиску вентилятора. Точне визначення величини η_p потребує відомих залежностей зміни параметрів робочих режимів в часі. Але, без суттєвих похибок алгоритм розрахунку можна спростити при ряді припущень:

Протягом терміну експлуатації вентилятора шахти зміна довжини вентиляційної мережі відбувається рівномірно.

При сталій подачі втрати тиску в мережі пропорційні її довжині (часові проміжки пропорційні інтервалам тиску по лінії ab).

Інтервали ab , df можна розділити на відрізки (розмежовані визначеними характеристиками мережі) в межах яких P, Q, η змінюються за лінійними законами.

При даних припущеннях інтеграли виразу (9.1) замінюються сумами:

$$\eta_p = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{Q_3}{\eta_{ab}} \frac{P_{ab}}{\eta_{ab}} + \frac{P_{ab}}{\eta_{ab}} [(P_{ab})_{i2} - (P_{ab})_{i1}]}{\sum_{i=1}^n \frac{P_{df} Q_{df}}{\eta_{df}} + \frac{P_{df} Q_{df}}{\eta_{df}} [(P_{ab})_{i2} - (P_{ab})_{i1}]}, \quad (9.2)$$

де n – кількість відрізків; індекси $i1$, $i2$ вказують на значення параметрів робочих режимів відповідно на початку відрізка i та в його кінці. Для

прикладу рис.9.2 приймаємо, що $n=2$ і коефіцієнт корисної дії регулювання вентилятора визначається виразом:

$$\eta_p = \frac{Q_a \frac{P_a}{\eta_a} (P_c - P_a) + \frac{P_c}{\eta_c} (P_b - P_a) + \frac{P_b}{\eta_b} (P_b - P_c)}{\frac{P_d Q_d}{\eta_d} + \frac{P_c Q_c}{\eta_c} (P_c - P_a) + \frac{P_e Q_e}{\eta_e} + \frac{P_f Q_f}{\eta_f} (P_b - P_c)}. \quad (9.3)$$

При значеннях: $Q_a = Q_c = Q_b = 300 \text{ м}^3/\text{с}$; $Q_d = 320 \text{ м}^3/\text{с}$; $Q_e = 330 \text{ м}^3/\text{с}$; $Q_f = 310 \text{ м}^3/\text{с}$; $P_a = 1300 \text{ Па}$; $P_d = 1450 \text{ Па}$; $P_c = 1900 \text{ Па}$; $P_e = 2300 \text{ Па}$; $P_b = 2500 \text{ Па}$; $P_f = 2650 \text{ Па}$; $\eta_a = 0.63$; $\eta_d = 0.65$; $\eta_c = 0.72$; $\eta_e = 0.74$; $\eta_b = 0.77$; $\eta_f = 0.775$, відповідно до виразу (9.3) коефіцієнт корисної дії регулювання становить: $\eta_p = 0.8845$. Тобто, для співвідношення характеристик рис.9.2, заміна дискретного регулювання плавним дозволяє заощадити 11,5% електроенергії.

9.9. Витрати електроенергії на провітрювання

*Середньорічні витрати електроенергії на провітрювання, кВт*год:*

$$W_p = \frac{Q_{cp} P_{cp}}{1000 \eta_{cp} \eta_p \eta_{\partial v} \eta_m} \tau_{\partial} n_{\partial n}, \quad (9.4)$$

де Q_{cp} , P_{cp} , η_{cp} – середнє значення відповідно продуктивності тиску та ККД вентилятора в заданому режимі роботи,

$$Q_{cp} = \frac{Q_{\max} + Q_{\min}}{2}; \quad P_{cp} = \frac{P_{\max} + P_{\min}}{2}; \quad \eta_{cp} = \frac{\eta_a + \eta_b}{2};$$

$\eta_{дв}$ – ККД двигуна, $\eta_{дв}=0,92$; $\eta_{м}$ – ККД електричної мережі, $\eta_{м}=0,95$; $\tau_{д}$ – кількість годин роботи вентилятора за добу; $n_{дн}$ – кількість робочих днів протягом року.

Питомі витрати електроенергії на провітрювання (енергоємність провітрювання) при розрахунках на одну тону видобутого вугілля і на збільшення тиску на 1 Па і 1 м³ повітря, що переміщується:

$$\omega = \frac{W_p}{A}, [\text{кВт год} / \text{т}]; \quad \omega' = \frac{W_p}{V P_{ср.ф}}, [\text{кВт год} / (\text{м}^3 \text{ Па})], \quad (9.5)$$

де A – середньорічна продуктивність підприємства; V – середньорічна продуктивність вентилятора,

$$V = 3600 * Q_{ср.ф} * \tau_{д} * n_{дн}; \quad (9.6)$$

$Q_{ср.ф}$, $P_{ср.ф}$ – фактичні значення середніх продуктивності та тиску вентилятора. При сформульованих припущеннях, для співвідношення характеристик рис.9.2:

$$Q_{ср.ф} = \frac{(Q_d + Q_c)(P_c - P_a) + (Q_e + Q_f)(P_b - P_c)}{2(P_b - P_a)}; \quad (9.7)$$

$$P_{ср.ф} = \frac{(P_d + P_c)(P_c - P_a) + (P_e + P_f)(P_b - P_c)}{2(P_b - P_a)}. \quad (9.8)$$

Наведені питомі енерговитрати є узагальненим критерієм оцінки енергетичної ефективності будь-якого технологічного процесу, у тому числі й розглянутого. Вони дозволяють не тільки оцінити якість ефекту перетворення енергії, але й визначити потенційні можливості

енергозбереження. Приведення питомих енерговитрат до одиниці середньому тиску повітря P_{cp} дозволяє безвідносно оперувати даним параметром для порівняльної оцінки ефективності функціонування даних установок на різних об'єктах.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Які вихідні дані для проєктування вентиляторних установок головного провітрювання?
2. Що визначається в результаті проєктування вентилятора головного провітрювання?
3. Що треба знати для визначення потужності приводного двигуна?
4. Яким буде алгоритм проєктування, якщо жодна з характеристик вентиляторів на зведеному графіку областей промислового використання, не забезпечує задані робочі режими?
5. Як визначається момент зміни кута установки лопатей робочих коліс при визначенні параметрів робочих режимів?
6. Як визначити ККД вентилятора, якщо робоча точка знаходиться між двома ізолініями ККД?
7. Як визначити ККД вентилятора, якщо робоча точка знаходиться в площині, що обмежена ізолінією з максимальним ККД?

РОЗДІЛ 10. ПРОЄКТУВАННЯ ВЕНТИЛЯТОРНИХ УСТАНОВОК МІСЦЕВОГО ПРОВІТРЮВАННЯ

Вентилятори місцевого провітрювання провітрюють тупикові виробки та глухі вибої, використовуються при проходженні стволів, штреків, тунелів. Кількість необхідного повітря визначається технологічними умовами і становить 1...10 м³/с.

Відмінною особливістю експлуатації вентиляторних установок місцевого провітрювання є їх робота на трубопровод змінної довжини. Тому необхідний тиск, змінюється в широких межах і досягає великих значень (понад 6000 Н/м²). При заданій продуктивності необхідний тиск залежить в основному від площі поперечного перерізу та довжини вентиляційного трубопроводу. Найчастіше використовують такі трубопроводи:

- металеві з листового заліза товщиною 1... 3 мм, діаметром 300, 400, 500, 600, 700 мм, довжиною окремих ланок 2... 3 м;
- гнучкі тканеві з прогумованих бавовняних тканин діаметром 300, 400, 500, 600 мм і довжиною окремих ланок 5, 10, 20 м.

При проходженні стволів необхідна продуктивність вентилятора досягає 25 м³/с, а тиск становить 8000 Н/м² при діаметрі трубопроводу 1000 мм. Аеродинамічний опір вентиляційного трубопроводу

$$R = \frac{6,5 \alpha L}{d^5}, \quad (10.1)$$

де α - коефіцієнт аеродинамічного опору (табл.10.1); L , d - довжина і діаметр трубопроводу.

Необхідний тиск вентилятора визначається втратами тиску в трубопроводі:

$$P = g \ q \ R \ Q_e^2, \quad (10.2)$$

де q - коефіцієнт доставки трубопроводу (табл. 10.2)

Таблиця 10.1 Коефіцієнти аеродинамічного опору вентиляційних труб

Діаметр труб, мм	Коефіцієнт α для труб	
	металевих	тканевих
300	6,00035	0,00045
400	0,00030	0,00045
500	0,00026	0,00040
600	0,00022	0,00035
700	0,00020	0,00030

$$q = \frac{Q}{Q_{\varepsilon}} ; \quad (10.3)$$

де Q - необхідна кількість повітря, що доходить до вибою; Q_{ε} - продуктивність вентилятора.

Таблиця 10.2 Коефіцієнти доставки q для вентиляційних труб

Довжина трубопроводу L , м	50	100	150	200	250	300	400	500	600	700	800
Коефіцієнт доставки	0,96	0,93	0,91	0,89	0,88	0,86	0,83	0,81	0,79	0,78	0,77

Розмах зміни необхідного тиску вентилятора

$$P_{\min} = g \cdot q_{\max} \cdot R_{\min} \cdot Q_{\varepsilon}^2; \quad R_{\min} = \frac{6,5 \cdot \alpha \cdot L_{\min}}{d^5}; \quad (10.4)$$

$$P_{\max} = g \cdot q_{\min} \cdot R_{\max} \cdot Q_{\varepsilon}^2; \quad R_{\max} = \frac{6,5 \cdot \alpha \cdot L_{\max}}{d^5}. \quad (10.5)$$

Вихідними даними для проектування установок місцевого провітрювання можуть бути необхідна продуктивність Q і максимальна

довжина провітрюваної виробки L_{max} . При цьому орієнтовно вважають $L_{min}=20$ м, а L_{max} може досягати 3000 м.

Необхідні вентиляційні режими ($Q; P_{min}$) і ($Q; P_{max}$) наносять на зведений графік робочих зон вентиляторів місцевого провітрювання (рис. 10.1), чим і визначається необхідний тип вентилятора. Подальший розрахунок відповідає методиці розрахунку головної вентиляторної установки. Якщо розраховані тиски P_{min} , P_{max} не забезпечуються робочими зонами вентиляторів, що випускаються (рис. 10.1), то слід збільшити діаметр трубопроводу.

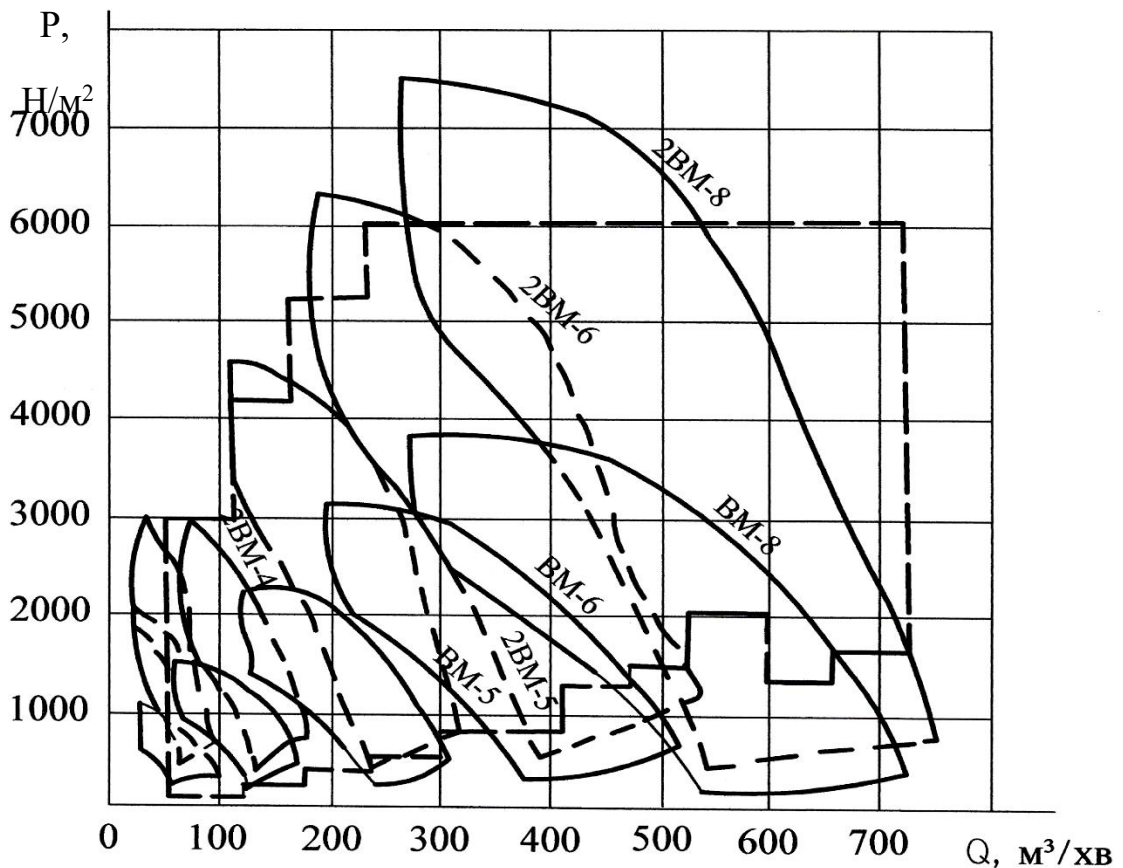


Рис.10.1. Зведений графік областей промислового використання вентиляторів місцевого провітрювання

При цьому необхідні тиски, а як наслідок і потужність, обернено пропорційні п'ятому степеню діаметра труб (при збільшенні діаметра труб на 20% необхідний тиск і потужність знижуються в 2,5 рази).

Вентиляторна установка місцевого провітрювання має задовольняти такі додаткові вимоги:

- легко вписуватись у переріз виробки (без спорудження спеціальної камери) і не заважати руху по ній транспорту, людей;
- мати мінімальні розміри та масу, легко транспортуватися;
- зручно приєднуватися до трубопроводу для забезпечення послідовної роботи;

мати просту конструкцію для забезпечення огляду і ремонту на місці.

Цим умовам роботи найкраще задовольняють осьові вентилятори місцевого провітрювання, які мають стрімкопадаючі характеристики тиску і в разі істотної зміни опору (довжини) вентиляційного трубопроводу їх продуктивність змінюється незначно. Завдяки цьому, а також у зв'язку з пологим характером кривої потужності осьові вентилятори можуть працювати без постійного нагляду з боку обслуговуючого персоналу.

Подальший розрахунок вентиляторної установки місцевого провітрювання аналогічний розрахункам установки головного провітрювання.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Що таке коефіцієнт доставки?
2. Чим визначається оптимальне значення діаметру вентиляційної мережі вентилятора місцевого провітрювання?
3. Як залежать втрати напору в вентиляційній мережі від її діаметру?
4. Як залежить потужність двигуна приводу вентилятора від діаметру вентиляційної мережі?

РОЗДІЛ 11. ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ ВЕНТИЛЯТОРНИХ УСТАНОВОК

Проектування вентиляторних установок повинно завершуватись технічними рішеннями, які забезпечують потрібний рівень критеріїв ефективності проектування. Зазвичай в якості такого критерію використовують середньорічні зведені витрати. Їх можна визначити:

$$Z = \sum_{i=1}^n [K_i(\varphi_i + P_{i,норм})] + Z_{р.о.} - Z_{н.п.} + W_p c_o + W_q c_q, \quad (11.1)$$

де K_i – капітальні витрати на i -ту складову електромеханічної системи провітрювання (ЕМСП): вентилятор, двигун, передавальний механізм, і таке інше; n – кількість складових ЕМСП; $P_{i,норм}$ [pik^{-1}] – нормативний коефіцієнт економічної ефективності (зворотна величина терміну окупності); φ_i – норма амортизаційних відрахувань; $Z_{р.о.}$ – середньорічні витрати на ремонт та обслуговування; $Z_{н.п.}$ – середньорічна вартість низькопотенційної теплової енергії вихідного повітря; c_o, c_q – вартість $1\text{кВт}\cdot\text{год}$ активної електроенергії та $1\text{кВА}\cdot\text{год}$ реактивної електроенергії; W_q – середньорічне споживання реактивної електроенергії.

Потреба врахування ресурсів низькопотенційної теплової енергії обумовлена економічною доцільністю їх використання в сучасних умовах енергетичної кризи. Низькопотенційною тепловою енергією вважають енергію таких джерел теплоти, які мають відносно невеликий тепловий потенціал і яка перетворюється в інші види енергії з низьким ККД. (Для підвищення цього потенціалу використовують спеціальні механізми, наприклад – теплові насоси, розділ 23.3). Енергетичний потенціал вихідного повітря ЕМСП може бути достатньо великим вважаючи на значні його

об'єми V , (9.6). Середньорічна теплова ексергія (обумовлена перевищенням теплового потенціалу порівняно з навколишнім середовищем) вихідного повітря становить:

$$W_m = V \rho_n c_n \Delta T, \quad (11.2)$$

де ρ_n – густина повітря; c_n – його теплоємність; ΔT – перевищення температури вихідного повітря над температурою навколишнього середовища (протягом року змінюється в залежності від сезонних коливань). При утилізації теплових ресурсів вихідного повітря склад ЕМСП (послідовність n елементів в виразі (11.1)) повинен бути доповненим відповідним обладнанням (теплові насоси, теплообмінники, ...).

При дослідженні кількох варіантів виконання вентиляційної установки переважає той із них, який має менші середньорічні зведені витрати. Даний критерій є найбільш повний і дозволяє приймати обґрунтовані рішення в умовах стабільної економічної ситуації і сталих величин коефіцієнтів в рівнянні (11.1). В сучасних умовах енергетичної кризи, вартість енергетичних ресурсів стрімко зростає, порушуючи співвідношення між складовими рівняння (11.1). Тому, дуже важливо мати можливість оцінювати окремо енергетичну складову зведених витрат, визначати ефективність використання електроенергії та порівнювати її для різних варіантів реалізації ЕМСП. Останнє дозволяє визначити чинники, які найбільш впливають на енергоефективність і прийняти заходи по її покращенню.

Розглянемо показники, які дозволяють оцінити ефективність використання електроенергії при вентиляції.

Коефіцієнт корисної дії вентилятора (розділ 1.2) визначає співвідношення між гідравлічною корисною потужністю та потужністю, яку споживає вентилятор з валу електродвигуна.

Коефіцієнт корисної дії перетворювальної частини ЕМСП визначає співвідношення між гідравлічною корисною потужністю та потужністю споживання активної електроенергії від джерела енергопостачання (енергомережі). Причому, в даному випадку мова йде про інтегральні (за досліджує мий проміжок часу, подібно до визначення ККД регулювання в розділі 9) величини потужностей.

Комплексність підходу оцінки ефективності застосування ЕМСП досягається при врахуванні всіх елементів технологічної послідовності перетворення енергії, починаючи від живильної електричної мережі й до самої механічної установки з її зовнішньою повітропровідною мережею (рис.11.1).

У кожному елементі технологічної послідовності відбувається

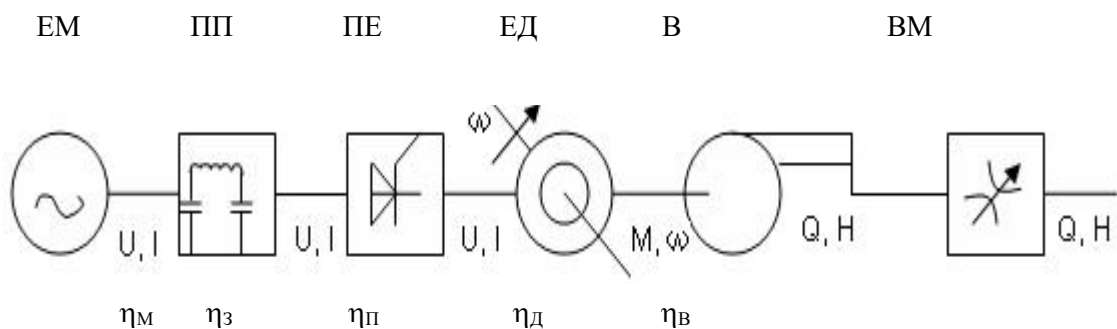


Рис.11.1. Технологічна послідовність елементів перетворення енергії в електромеханічній системі повітрювання

перетворення енергії. Природно ефективність цих перетворень оцінюється ККД відповідного елемента, а всієї послідовності – їхнім добутком:

$$\eta_{емсп} = \eta_m \eta_z \eta_n \eta_d \eta_v \cdot \quad (11.3)$$

Головними елементами, що істотно впливають на ефективність всієї технологічної послідовності, є приводний електродвигун ЕД й вентилятор В із зовнішньою вентиляційною мережею ВМ, у яких відбувається

перетворення електричної енергії при напрузі та струмі мережі U , I у механічну з моментом на валу M та кутовою частотою обертання ω і далі в енергію повітряного потоку при подачі та напорі Q , H . При цьому варто враховувати, що ККД цих елементів ЕМСП є нелінійними функціями параметрів робочих режимів: ККД двигуна η_d залежить не тільки від його завантаження, але й від частоти зміни напруги живлення, особливо для випадків, коли регульовані електроприводи виконують на базі існуючих серійних асинхронних двигунів; ККД вентилятора η_B також істотно змінюється при регулюванні його продуктивності.

Перетворювач енергії ПЕ одержує електричну енергію від електричної мережі ЕМ через погоджувальний пристрій, ПП, що забезпечує електромагнітну сумісність перетворювача параметрів електроенергії, наприклад перетворювача частоти, з електричною мережею по показниках якості електричної енергії (високочастотні гармоніки, несиметрія, коливання й відхилення напруги живлення). Енергетична ефективність даних елементів по перетворенню параметрів електричної енергії досить висока, практично не залежить від завантаження й може бути оцінена загальним КПД $\eta_3 \cdot \eta_{II} = 0,95 \dots 0,97$. Однак, врахування цих елементів необхідно при економічній оцінці проєкту, тому що вони визначають в основному додаткові капітальні вкладення в систему регульованого електроприводу. Ефективність транспортування енергії електричною мережею оцінюється в загальному випадку: $\eta_M = 0,95$. Ця величина може варіюватись в залежності від довжини лінії, площі перетину проводу, величини напруги, ступеня завантаження лінії реактивними струмами.

Коефіцієнт потужності ЕМСП (при синусоїдності процесів – $\cos\varphi$) визначає вплив споживача електроенергії на енергоефективність електричної мережі. При коефіцієнті потужності меншим за одиницю мережа завантажується реактивними струмами, що збільшує в ній теплові втрати.

Енергоємність провітрювання (питомі витрати електроенергії на провітрювання) застосовується для аналізу ефективності використання паливно-енергетичних ресурсів, визначає кількість енергії, яка витрачається на провітрювання при виробництві одиниці продукції. Наприклад: 1 т вугілля, або переміщення 1 м³ повітря крізь шахту, (9.5). Для останнього випадку враховуємо, що гідравлічна корисна енергія (W_k) віднесена до одиниці об'єму повітря це середній фактичний тиск вентилятора, (9.8), що $W_k/W_p = \eta_{емсп}$, (11.3), що 1кВт·год=3,6·10⁶Дж і отримаємо:

$$\omega = \frac{W_p}{V} = \frac{W_p}{W_k} \frac{W_k}{V} = 3,6 \cdot 10^6 P_{ср.ф} / \eta_{емсп}, [Па]. \quad (11.4)$$

Енергоефективність ЕМСП оцінюється співвідношенням витрат енергії системою і потрібних, за технологічними умовами, обсягів повітря, що переміщується крізь об'єкт провітрювання (працюючі дільниці шахти). На відміну від питомих енерговитрат на переміщення 1 м³ повітря, (9.5), які фіксують існуюче співвідношення, енергоефективність дозволяє не тільки оцінити якість процесів перетворення енергії, але й визначити потенційні можливості енергозбереження (подібно до виразу (9.1), ККД регулювання) завдяки віднесенню енерговитрат до потрібної кількості повітря, а не фактичної.

Енергоефективність ЕМСП можна оцінити **зведеними питомими енерговитратами** до 1 Па потрібного для вентиляції тиску. Приведення питомих енерговитрат до одиниці тиску дозволяє безвідносно оперувати даним параметром для порівняльної оцінки ефективності функціонування даних установок на різних об'єктах. Зведені питомі енерговитрати, враховуючи (9.4), (11.2), (9.6), можна визначити наступним чином:

$$\omega_{pv}' = \frac{W_p - W_m \eta_{мен}}{3600 \tau_{\partial} n_{\partial n} (Q_{cp} - \Delta Q_{n.cp.}) P_{ст.ср}}, [\text{кВт год}/(\text{м}^3 \text{ Па})], \quad (11.5)$$

де $P_{ст.ср}$ – середнє значення втрат статичного тиску в вентиляційній мережі за лінією заданого режиму ($a-b$ на рис.9.2), (9.4); $\Delta Q_{n.cp.}$ – середнє значення витоків або підсмоктувань в з'єднаннях між мережею та вентилятором (розділ 5.1); $\eta_{мен}$ – ККД перетворення низькопотенційної теплової енергії.

При нехтуванні низькопотенційною тепловою енергією і витоками, вираз (11.5), подібно до перетворень (11.4) приймає вигляд:

$$\omega_{pv}' = \frac{W_p}{V P_{ст.ср}} = \frac{W_p W_{\kappa}}{W_{\kappa} V P_{ст.ср}} = 3,6 \cdot 10^6 \frac{1}{\eta_{емсп} \eta_{р.р}},$$

де $\eta_{р.р} = P_{ст.ср} / P_{ср.ф}$ – ККД регулювання за тиском.

Можливості енергозбереження при використанні теплових ресурсів відпрацьованого шахтного повітря оцінимо на прикладі рис.9.2. Відповідно до (9.4) і даних рис.9.2, середня потужність, яку споживає вентилятор становить:

$$N_{ср} = \frac{Q_{ср} P_{ср}}{1000 \eta_{ср}} = \frac{300 \text{ м}^3 / \text{с} \cdot 2000 \text{ Па}}{1000 \cdot 0.7} = 857 \text{ кВт}.$$

З використанням (11.2) визначимо потужність низькопотенційного теплового джерела при умові, що $\Delta T = 20^\circ \text{C}$, а $\rho_n = 1,205 \text{ кг}/\text{м}^3$; $c_n = 1015 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ)$, (для сухого повітря при 20°C і тиску 760 мм рт. ст.):

$$N_m = \frac{Q_{ср} \rho_n c_n \Delta T}{1000} = \frac{300 \frac{м^3}{с} \cdot 1,205 \frac{кг}{м^3} \cdot 1015 \frac{Дж}{кг \cdot ^\circ C} \cdot 20^\circ C}{1000} = 7339 \text{ кВт.}$$

Тобто, в розглянутому прикладі *при утилізації низькопотенційної теплової енергії з ККД $\eta_{мен} = 12\%$, її вистачить для потреб вентиляції*. Застосуванню на практиці такої утилізації (перетворенню низькопотенційної теплової енергії в електричну) заважає висока вартість потрібного обладнання. Економічно доцільніше піднімати потенціал низькопотенційного теплового джерела за допомогою теплового насосу і направляти енергію для потреб тепlopостачання.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Якими показниками оцінюють енергоефективність вентиляторів?
2. В чому суть поняття капітальних та експлуатаційних витрат?
3. В чому полягає економічна доцільність можливості використання низькопотенційної теплової енергії?
4. Які складові втрат в ЕМСП і способи кількісної оцінки цих втрат?
5. Яка різниця між питомими енерговитратами і універсальними питомими енерговитратами?

ЧАСТИНА III НАСОСНІ УСТАНОВКИ

РОЗДІЛ 12. Стаціонарні насосні установки

Насосні установки призначено для напірного переміщення різного роду рідин. Це може бути як вода, в випадку систем водопостачання або водовідливу, так і різного роду технологічні рідкі речовини, наприклад, мастило в системі змащення автомобіля. Як і вентиляторні, насосні установки мають справу з нестискаємим середовищем. Але той факт, що густина води приблизно в 850 разі більша ніж у повітря (впливає на конструктивні особливості елементів насосних установок), а також потреба врахування особливостей фізичних процесів в рідині, вимагають окремої уваги до насосних установок, специфіки їх проектування.

12.1. Влаштування стаціонарних насосних установок

Склад насосної установки подібний до складу вентиляторної установки місцевого провітрювання. Це, перш за все, нагнітач – насос, приводний двигун, найчастіше – електричний, мережа для транспортування рідини – трубопроводи для підводу та відводу рідини. Крім того, до складу насосної установки відносять пристрої для контролю, пуску, регулювання. На конфігурацію установки, на вибір типу складових елементів значно впливає її призначення. В випадку водовідливу часто значну частку складає вертикальне переміщення рідини. Це вимагає створення великих тисків і відповідного вибору обладнання. В випадку водопостачання вертикальне переміщення може бути значно меншим за горизонтальне, що потребує відносно невеликих тисків, а подачі при цьому можуть бути дуже великими. Нагнітачі в енергетиці (гідроакумуючі станції) працюють почергово, як в насосному, так і в турбінному режимах.

Окреслимо деякі понятійні об'єкти, що будуть використовуватись при подальшому викладені матеріалу.

Насос – гідравлічна машина, що створює напірне переміщення рідини при постачанні її енергією.

Насосний агрегат – насос у сукупності з електроприводом та передавальним механізмом.

Насосна установка – комплекс обладнання, що забезпечує роботу насосів в потрібних режимах. Складається з одного, або більше, насосних агрегатів, трубопроводів, апаратури: запірної, регулюючої, контрольно-вимірювальної, захисної.

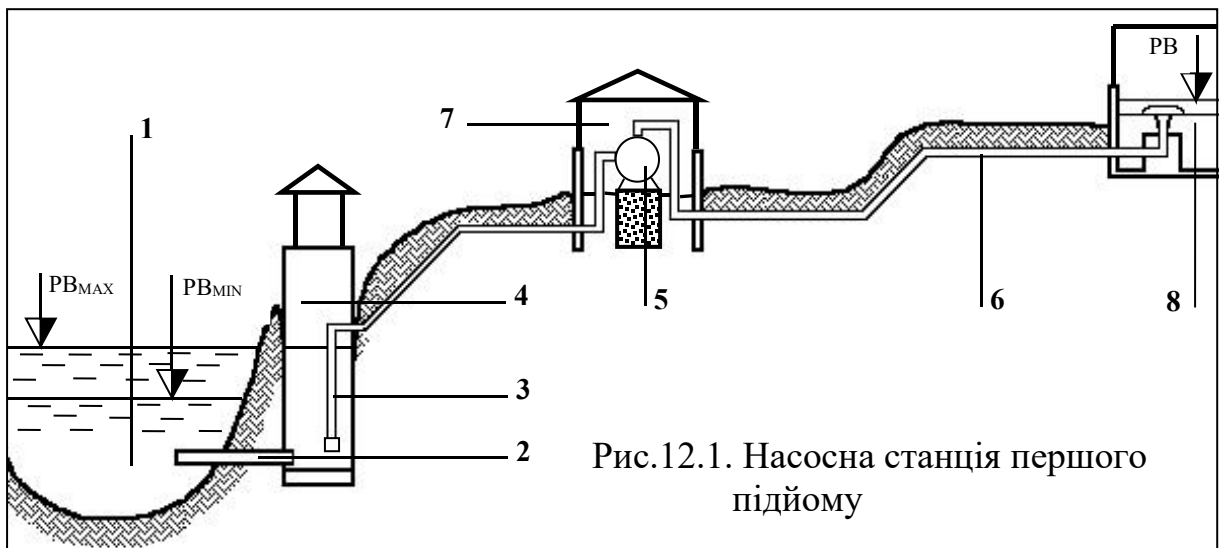
Насосна станція – спорудження, що складається з однієї, або більше насосних установок, допоміжних систем та обладнання, побутових та виробничих приміщень.

Водовідливна установка – комплекс технічних засобів для видалення води з об'єкту осушення та потрібного її переміщення.

12.2. Насосні водопровідні станції

Задача водопостачання, крім напірного переміщення води, потребує ще кількох технологічних операцій, зокрема очищення. Дана специфіка відображається і в структурі системи обладнання, в різновидах насосних водопровідних станцій.

Насосна станція першого підйому – бере воду з джерела водопостачання та подає її до очисних споруд. Джерелом може бути річка, озеро, водосховище, свердловина. В останньому випадку має місце значна геодезична висота і, відповідно до неї, конструктивні особливості обладнання. Схематичне зображення насосної станції першого підйому, в випадку використання в якості джерела відкритої водойми, показано на рис. 12.1. На ньому позначено: 1 – джерело водопостачання ($P_{B_{max}}$, $P_{H_{min}}$ – рівні високої та низької води); 2 – закритий водогін; 3 – всисний трубопровід; 4 – береговий колодязь; 5 – насос; 6 – напірний трубопровід; 7 – будівля насосної станції; 8 – прийомна камера змішувача (або водонапірна башта).



Насосна станція другого підйому – подає воду з резервуарів чистої води до розподільчої мережі. На її схемі, що зображено на рис. 12.2, позначено: 1 – секційний резервуар чистої води; 2 – всисний водогін; 3 – засувка; 4 – всисний колектор; 5 – всисна лінія насосу; 6 – насос; 7 – зворотній клапан та засувка; 8 – напірна лінія насосу; 9 – напірний колектор; 10 – напірний водогін.

В структурі даної насосної станції реалізовано принципи підвищення надійності: дублювання та взаємозаміна елементів. Кожен з насосів може бути підключений до любого з елементів на вході та виході станції.

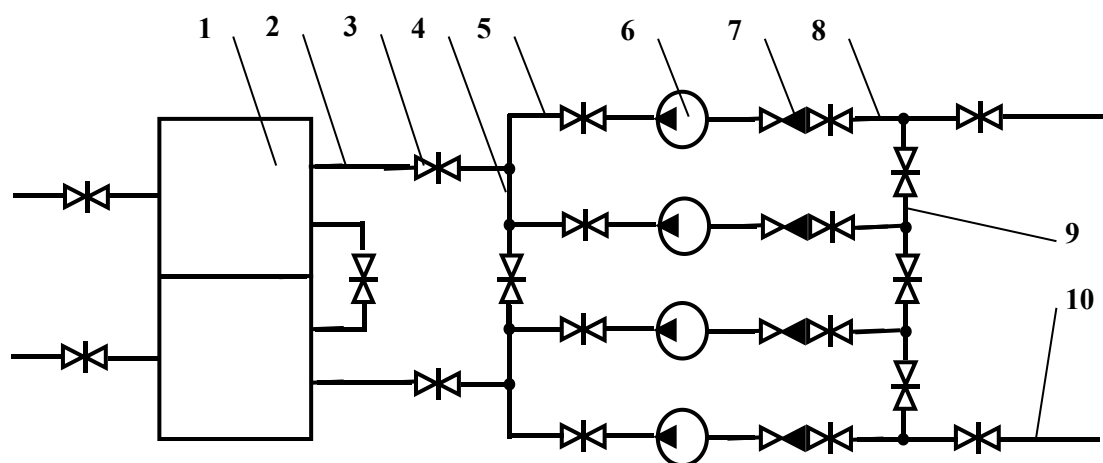


Рис.12.2. Насосна станція другого підйому

Станція підкачки (підвищувальна насосна станція) – збільшує напір в водопровідній мережі, забираючи її з одних ділянок і передаючи в інші. На схемі на рис. 12.3, позначено: 1 – всисна магістраль; 2 – обвідна засувка; 3 – напірна магістраль. Інші елементи подібні до рис. 12.2. Дана насосна станція є *бустерною*. Її з'єднано послідовно з попередньою, з якою вони разом працюють на загальний трубопровід. В іншому випадку застосовують проміжний резервуар на вході станції підкачки, що забезпечує роботу кожної з послідовно з'єднаних станцій на подолання опору свої ділянки трубопроводу.

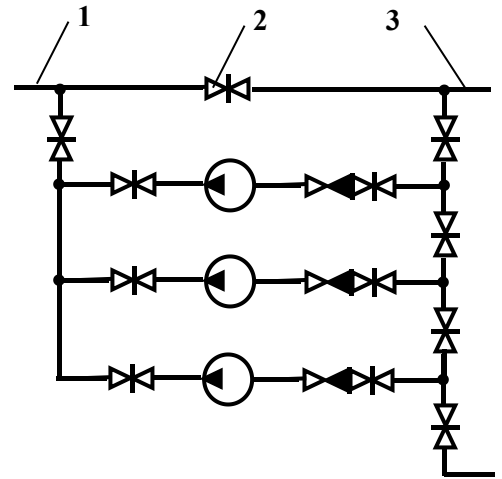


Рис.12.3. Станція підкачки

Застосування станції підкачки доцільно при великих падіннях напору в магістральній мережі. Для їх подолання без даної станції треба значно підвищувати напір попередньої станції і відповідно проектувати трубопроводи та елементи арматури. Наслідком цього є підвищення капітальних витрат, зменшення надійності, збільшення витоків. Іншою позитивною ознакою розглядаємої схеми є можливість регулювання відключенням станції підкачки при значних коливаннях витрат в мережі.

12.3. Водовідливні установки

Особливості водовідливних установок обумовлюються їх призначенням. Так, на прикладі гірничої промисловості, їх класифікують наступним чином: *центральні* – для видалення води кількох шахт; *головні* – для відкачки води всієї шахти на поверхню; *дільничні* – для відкачки води дільниці шахти на поверхню, або в головний водозбірник; *допоміжні* – для перекачки води в водозбірник головної або центральної установки; *перекачні* – при хвилястій формі пласта послідовно перекачують воду з дільниці в водозбірник головної установки; *прохідницькі* – застосовують при проходці

уклонів, стволів, переміщуються разом із забоєм, або при зниженні рівня води; *свердловинні* – для зниження рівня ґрунтових вод. Перші чотири типи розміщують стаціонарно в спеціальному приміщенні – *насосній камері*.

Приклад розміщення підземної частини головної водовідливної установки наведено на рис.12.4. Типовий склад водовідливної установки: насос (в переважності відцентровий) з двигуном (10); всмоктувальний трубопровід з прийомним клапаном та сіткою (13); нагнітальний трубопровід (14) із засувкою і зворотнім клапаном; трубка з вентилям навколо засувки для заливання насоса з напірного трубопроводу; вакуумметр у всмоктувальному та манометр в нагнітальному трубопроводах біля насоса.

Вода до насоса потрапляє крізь всмоктувальний трубопровід із *водозбірника* – спеціальної виробки для збору води та її освітлення (створення умов для осідання на дні і накопичування у вигляді мулу домішок,

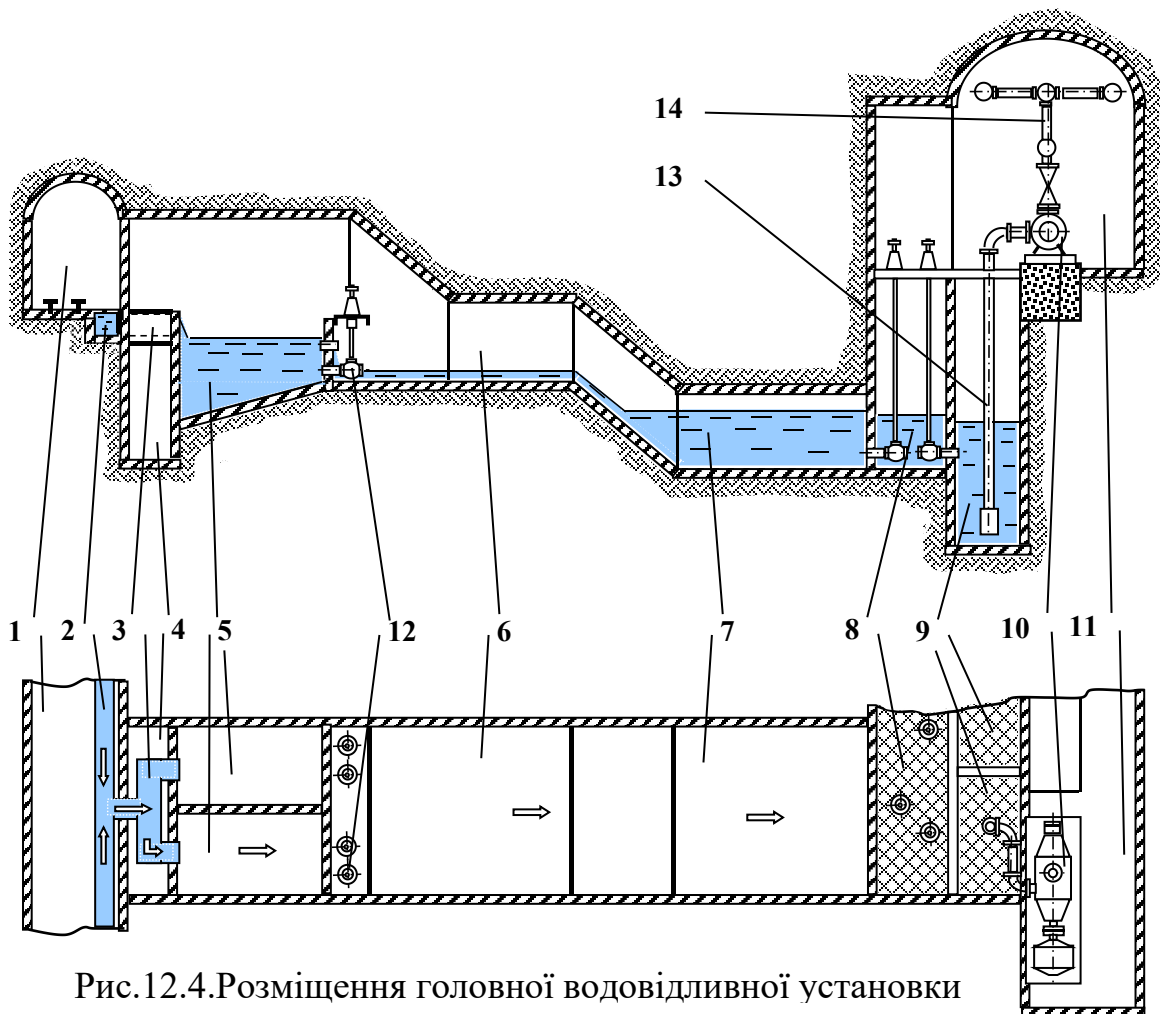


Рис.12.4.Розміщення головної водовідливної установки

що знаходяться у зваженому стані). Об'єм водозбірника залежить від категорії шахти. Так, для головної і дільничної водовідливних установок для шахт небезпечних по прориву вод об'єм відповідає восьми та чотирьох годинним припливам, для інших шахт – чотирьох і двох годинним припливам. Водозбірники головної і дільничної водовідливних установок повинні складатись не менш ніж із двох виробок. Внаслідок замулювання водозбірники повинні очищуватись при забрудненні на 30 %, але не рідше рази на рік. Відповідно до схеми рис.12.4, вода з відкаточної виробки (1) по водовідливній канаві (2), крізь лоток (3) потрапляє до освітлювального резервуару (5), (відстійника).

Для забезпечення умов для очищення і ремонту він складається з робочої та резервної частин. Довжина відстійника повинна забезпечити опускання твердих домішок на дно, залежить від швидкості руху твердих домішок в потоці води і швидкості їх опускання. Мул з відстійника переміщують до камери (4), де розміщують обладнання по його видаленню. З відстійника вода потрапляє до резервної частини водозбірника (6), а потім до його робочої частини (7). Водозбірник з'єднується з прийомним колодязем (8) насосної камери (11). До цього колодязя приєднуються і інші водозбірники (на рис.4.4 не показани).

На наведеній схемі насосна камера обладнана індивідуальними висисними колодязями (9) для кожного насосу (10), що разом з двигуном розміщено на спеціальному фундаменті (інші насосні установки на схемі не показано). Вентелі (12) дозволяють змінювати схему перетоку води. Нагнітальний трубопровід, після насосної камери, проходить крізь трубо-кабельний ходок, ствол і забезпечує переміщення води на поверхню.

Насосні камери можуть розміщуватись вище або нижче рівня води в водозбірнику. В другому випадку, підпор забезпечує відсутність кавітації і потреби в додаткових заходах по заливці насосу, але складнощі по забезпеченню герметичності обумовлюють збільшення капітальних витрат.

12.4. Схеми водовідливу

Схема водовідливу обирається з урахуванням особливостей об'єкту осушення та при техніко-економічному співставленні можливих варіантів.

Розробка одного горизонту.

1.1. Напір насосу дозволяє здійснити підйом води на геодезичну висоту

(рис.12.5). Великі висоти підйому, напору одного насосу не вистачає. Всі насоси розміщено на одному горизонті (рис.12.6).

Переваги: немає потреби в додатковій насосній камері на проміжному горизонті. Недоліки: міцність нижніх ділянок трубопроводу, арматури розраховується на сумарний тиск обох насосів.

Застосування додаткової насосної камери на проміжному горизонті (рис.12.7). Недоліки подібні до попереднього випадку за виключенням одного насосу

Застосування додаткової насосної камери з водозбірником на проміжному горизонті (водовідлив з перекачкою, рис.12.8).

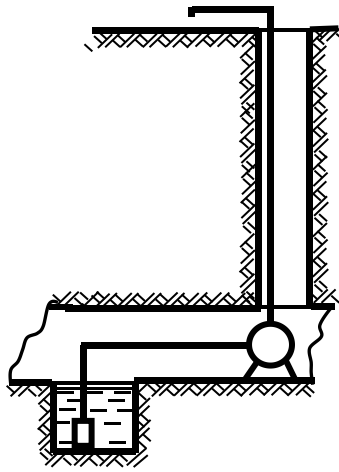


Рис.12.5.

Схема водовідливу одним насосом

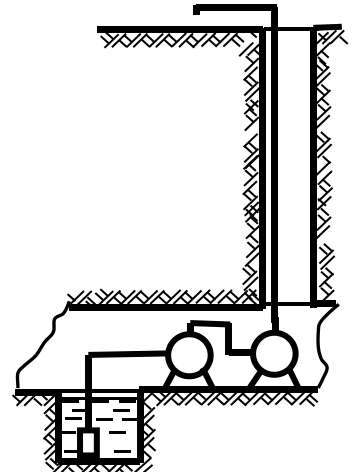


Рис.12.6.

Схема водовідливу насосами одного горизонту

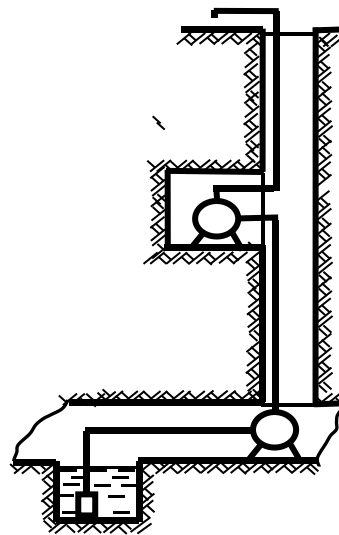


Рис.12.7.

Схема водовідливу з насосною камерою на проміжному горизонті

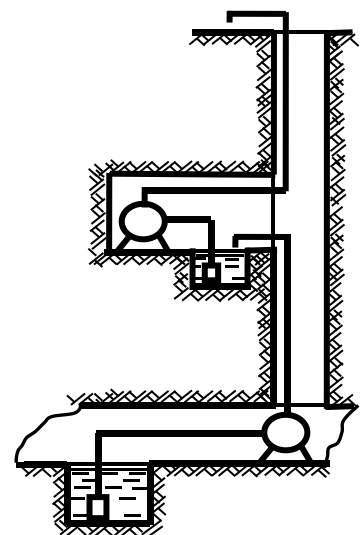


Рис.12.8.

Схема водовідливу з водозбірником і насосною камерою на проміжному горизонті

Міцність відповідних ділянок водовідливної установки обирається з урахуванням напору одного насосу.

Схеми водовідливу при наявності двох горизонтів.

2.1. Підйом води кожного горизонту безпосередньо на поверхню (рис.12.9). Водовідлив з перекачкою або переливом. Перекачка води нижнього горизонту на верхній (рис.12.10). Схема доцільна, якщо приплив верхнього горизонту є великим, порівняно з припливом нижнього. На нижньому горизонті розміщують водовідливну установку малої продуктивності. Перелив води верхнього горизонту на нижній (рис.12.11). Схема доцільна, якщо приплив верхнього горизонту є невеликим, порівняно з припливом нижнього.

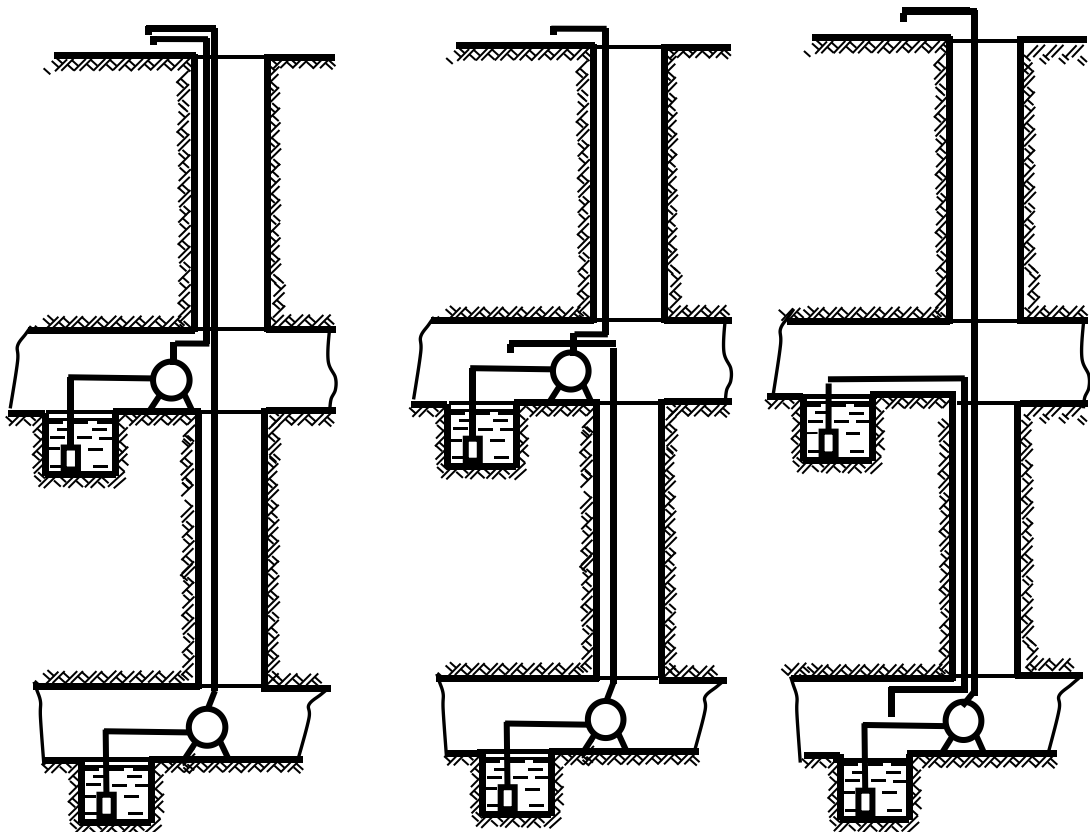


Рис.12.9. Схема водовідливу з підйомом води кожного горизонту безпосередньо на поверхню

Рис.12.10. Схема водовідливу з перекачкою води нижнього горизонту на верхній

Рис.12.11. Схема водовідливу з переливом води верхнього горизонту на нижній

Корисне використання потенційної енергії води верхнього горизонту здійснюється при підводі її до проміжного трубопроводу між насосами, що з'єднано послідовно (рис.12.12). При даній схемі перший насос і самоплинний трубопровід переливу з'єднано послідовно. Для надійної роботи розрахункова подача самоплинного трубопроводу (розділ 6, рис.6.3, 6.4) повинна бути більшою за приплив верхнього горизонту.

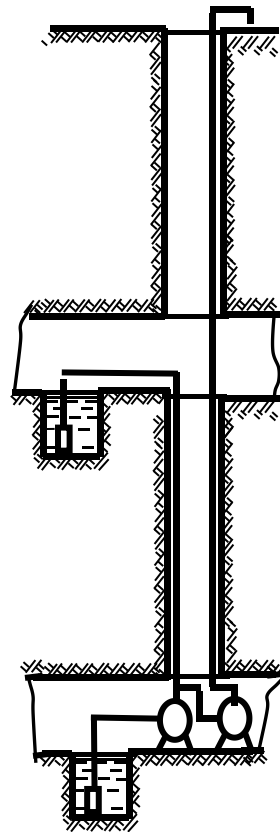


Рис.12.12. Схема водовідливу з переливом води верхнього горизонту на нижній при корисному використанні її потенційної енергії

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Який склад насосної установки?
2. Які переваги і недоліки заглибних насосних камер?
3. Які переваги і недоліки розміщення допоміжного насосу на проміжному горизонті при шахтному водовідливі?
4. Які основні вимоги ПБ до влаштування насосних установок?

РОЗДІЛ 13. ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ РОБОТИ НАСОСНИХ УСТАНОВОК

13.1. Кавітація в насосах

Внаслідок особливостей фізичних процесів в рідині, що пов'язані із зміною її агрегатного стану, в насосах можуть виникати небажані процеси, які відносять до кавітаційних. Суттєвість їх впливу на експлуатаційні показники примушує вводити до складу індивідуальних експлуатаційних характеристик ще одну, для перевірки на відсутність кавітації. При подальшому викладенні матеріалу будемо розуміти, що в насосах *кавітація* – це сукупність фізичних явищ, пов'язаних із кипінням рідини в потоці (виникненням розривів сплошності, каверн), наступною конденсацією, що супроводжується гідравлічними ударами. Складність та багатогранність кавітаційних процесів не дозволяє в межах даного курсу їх докладному висвітленню. Ми зупинимось на розумінні умов виникнення кавітації, сутності фізичних процесів, що відбуваються, і на дослідженні умов безкавітаційної роботи насосів.

Умови початку переходу речовини з рідкого стану до газоподібного та навпаки залежать від температури і тиску (тиску пароутворення, тиску насиченої пари). Чим менший тиск, тим при меншій температурі починається процес кипіння. В відцентрових насосах точки мінімального тиску P_{\min} знаходяться з тильного боку вхідних кромek лопатей робочих коліс, рис 13.1. Бульбашки, що утворились при кипінні, переносяться потоком в напрямку виходу, в область з більшим тиском. В цих умовах речовина вже не може існувати у вигляді пари і відбувається зворотній процес – конденсації. При цьому пара в середині бульбашки зріджується, тиск в ній зменшується,

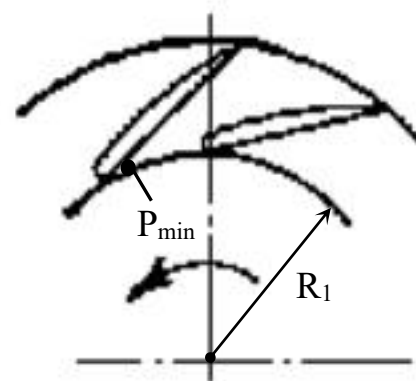


Рис.13.1. Точки мінімального тиску

зовнішній тиск стискує бульбашку, зменшуючи її розміри до нуля. Процес даного, майже миттєвого, зникнення бульбашки називають *схлопуванням*. Він супроводжується *гідравлічним ударом*, який, як і всякий інший удар, пов'язаний з перетворенням кінетичної енергії рухомих часток, при їх раптовій зупинці, в інші форми енергії. При схлопуванні бульбашки, в той простір, який вона займала, з усіх боків з дуже великою швидкістю рухається зовнішня рідина. Зустрічаючись в центрі ці потоки зупиняються і їх кінетична енергія перетворюється в гідравлічну. При цьому місцеві збурення тиску сягають десятків МПа, вони повторюються з великою частотою, метал стінок проточної частини викришується внаслідок усталостної руйнації. Зовні насосу процес кавітації має прояви: з'являються шуми, вібрації, насос втрачає напір. Обладнання швидко виходить з ладу, падає його енергоефективність.

Ознакою початку кавітації є малі бульбашки, що швидко зникають. Розвиток кавітації характерний виникненням хмари бульбашок. При усталеній кавітації бульбашки з'єднуються, ними утворюється в потоці *каверна*, яка зменшує площу його активного перетину, зменшується напір, збільшуються гідравлічні втрати.

Кавітаційні режими роботи насосів є неприпустимими. Для їх запобігання при проєктуванні виконується *перевірка на відсутність кавітації*. При перевірці безкавітаційності роботи насосу його фактичні експлуатаційні показники порівнюють з деякими допустимими їх значеннями. На практиці в якості таких показників застосовують *геометричну висоту всмоктування, вакууметричну висоту всмоктування, кавітаційний запас енергії*. Допустимі значення цих показників визначають з деяким запасом, виходячи з їх критичних значень – тих при яких починається кавітація.

Для з'ясування сутності цих показників та дослідження закономірностей їх зміни розглянемо рівняння збереження енергії для двох перетинів потоку у всмоктувальному трубопроводі: на рівні поверхні води водозбірника і на вході в насос. Енергія в кожному перетині визначається

відповідно до рівняння Бернуллі (1.1). При умові нульової швидкості потоку на вході в трубопровід дане рівняння має вигляд:

$$\frac{P_a}{\rho g} = \frac{P_b}{\rho g} + z_{bc} + \frac{\alpha c^2}{2g} + \Delta H_{bc}, \quad (13.1)$$

де P_a, P_b – тиск на поверхні водозбірника (атмосферний) і на вході в насос; ΔH_{bc} – втрати напору у всмоктувальному трубопроводі; $\alpha = 1 \dots 1.2$ – коефіцієнт врахування нерівномірності швидкості по перетину; c – середня швидкість потоку на вході в насос; z_{bc} – геометрична висота всмоктування, відстань від вільної поверхні води водозбірника до осі насосу (при горизонтальному розміщенні осі ця відстань збільшується на величину радіуса на вході в робоче колесо R_1 , рис.13.1, для врахування максимальної зміни потенційної енергії рідини). Сума трьох останніх складових рівняння (13.1) відповідає показанням вакуумметра на вході в насос (вакуумметричній висоті всмоктування).

Вакуумметрична висота всмоктування визначається різницею тисків на поверхні води водозбірника та на вході в насос:

$$H_{\text{вак}} = \frac{P_a - P_b}{\rho g} = z_{bc} + \frac{\alpha c^2}{2g} + \Delta H_{bc}. \quad (13.2)$$

Із порівняння (13.1) і (13.2) видно, що фактичні висоти всмоктування: вакуумметрична і геометрична відрізняються на величину падіння напору в трубопроводі і динамічний напір. При їх нульовому значенні і в граничному випадку нульового тиску на вході (тиск не може бути від'ємною величиною) геометрична висота відповідає атмосферному тиску. Маємо важливий практичний висновок: навіть теоретично *геометрична висота всмоктування не може перевищувати 10 метрів*.

Як показано вище, кавітація починається при зниженні тиску нижче певного критичного рівня. З аналізу рівняння (13.1) видно, що тиск на вході буде знижуватись і, відповідно, ймовірність кавітації зростати при збільшенні геометричної висоти всмоктування, а також при збільшенні подачі, причому в другому ступені (дві останні складові рівняння (13.1), як визначено при дослідженні характеристики гідравлічної мережі (5.2) пропорційні квадрату подачі).

Критична вакуумметрична висота всмоктування ($H_{\text{вак.кр.}}$) це таке значення вакуумметричної висоти при якій починаються кавітаційні процеси. Графічна залежність цієї величини від подачі, як слідує з вищевикладеного (далі буде підтверджено графіком допустимої вакуумметричної висоти на характеристиках насоса, рис.13.3) має вигляд вітки від'ємної параболічної залежності.

Допустима вакуумметрична висота всмоктування ($H_{\text{вак.д.}}$) це максимальне значення вакуумметричної висоти при якій насос надійно працює без зміни основних технічних параметрів. Вона визначається із запасом за значенням критичної величини:

$$H_{\text{вак.д.}} = (0.7 \dots 0.9) H_{\text{вак.кр.}} \quad (13.3)$$

Вираз критичної вакуумметричної висоти всмоктування не можна отримати безпосередньо з (13.1) внаслідок відсутності в ньому інформації про тиск в насосі в точках мінімального тиску, рис.13.1, в яких починається кавітація в випадку зниження в них тиску до критичного: $P_{\text{min}} = P_t$, де P_t – тиск пароутворення. Повний тиск в цих точках менший за повний тиск на вході на величину, що пропорційна динамічним втратам напору на вході в робоче колесо (зниження тиску існує тому що швидкості з двох сторін лопаті робочого колеса і, відповідно, тиски будуть різними внаслідок існування

циркуляційного руху рідини навкруги лопаті, подібно до крила літака).
Падіння тиску в насосі, порівняно з входом, визначається:

$$\Delta P_{\min} = P_e + \rho \alpha c^2 / 2 - P_{\min} .$$

Отриманий вираз визначає перевищення питомої енергії рідини на вході в насос над енергією в точках мінімального тиску. Для діагностування виникнення кавітації визначають в одиницях напору це перевищення над енергією, що відповідає тиску насиченої пари. Тобто, *кавітаційний запас енергії це перевищення питомої енергії рідини на вході в насос над питомою енергією, що відповідає тиску насиченої пари:*

$$\Delta h_k = \frac{P_e}{\rho g} + \frac{\alpha c^2}{2g} - \frac{P_t}{\rho g} . \quad (13.4)$$

При зменшенні тиску на вході в насос, кавітаційний запас зменшується. Після зменшення кавітаційного запасу до деякого критичного рівня (для даного насосу в даному режимі) $\Delta h_{кр}$, починається кавітація. Цю величину ще називають мінімальним кавітаційним запасом і позначають Δh_{\min} . Тепер можна сформулювати дві форми *умови відсутності кавітації:*

$$P_{\min} > P_t , \quad (13.5)$$

$$\Delta h_k > \Delta h_{кр} . \quad (13.6)$$

Допустимий кавітаційного запас (Δh_{δ}) це мінімальне значення кавітаційного запасу при якому насос надійно працює без зміни основних

технічних параметрів. Визначається із запасом за значенням критичної величини:

$$\Delta h_{\partial} = (1.1 \dots 1.4) \Delta h_{кр}. \quad (13.7)$$

Перетворення (13.4) з урахуванням (13.1) дає більш зручний у використанні вираз **кавітаційного запасу енергії**:

$$\Delta h_{к} = \frac{P_a - P_t}{\rho g} - z_{вс} - \Delta H_{вс}. \quad (13.8)$$

Зв'язок між вакуумметричною висотою всмоктування і кавітаційним запасом енергії отримаємо при перетворенні (13.2) з урахуванням (13.1), (13.8):

$$H_{вак} = \frac{P_a - P_t}{\rho g} + \frac{\alpha c^2}{2g} - \Delta h_{к}. \quad (13.9)$$

Замінімо в останньому виразі фактичне значення кавітаційного запасу енергії на його критичне значення і нарешті отримаємо вираз для визначення критичної вакуумметричної висоти всмоктування:

$$H_{вак.кр.} = \frac{P_a - P_t}{\rho g} + \frac{\alpha c^2}{2g} - \Delta h_{кр}. \quad (13.10)$$

Подібним чином отримаємо вираз для **критичної геометричної висоти всмоктування – максимального її значення при якому починається кавітація.** Для цього з (13.1) визначимо геометричну висоту і перетворимо отриманий вираз з урахуванням (13.2), (13.10):

$$z_{вс.кр.} = \frac{P_a - P_t}{\rho g} - \Delta H_{вс} - \Delta h_{кр.} \quad (13.11)$$

Допустима геометрична висота всмоктування це максимальне її значення при якому насос надійно працює без зміни основних технічних параметрів. Для надійної роботи вона визначається із запасом за значенням критичної величини:

$$z_{вс.д.} = (0.8...0.85) z_{вс.кр.} \quad (13.12)$$

Отримані вирази дозволяють досліджувати режими виникнення кавітації, якщо, крім конструктивних параметрів насосної установки і даних про робочий режим, відомі атмосферний тиск, тиск пароутворення і критичне значення кавітаційного запасу. Тиск пароутворення залежить від температури і може бути визначеним згідно таблиці 13.1:

Таблиця 13.1 Залежність тиску пароутворення від температури

Температура води, t , °C	20	40	60	80	100
Тиск насиченої пари води, $P_t / \rho g$, м вод. ст.	0.24	0.76	2.07	4.87	10.3

Критичне значення кавітаційного запасу залежить від типу насосу, параметрів робочого режиму. Воно може бути визначеним за даними експериментальних досліджень, або за допомогою наближеної формули (точний розрахунок викликає значні складнощі), яку отримано в результаті виконання фізичних експериментів та їх аналізу:

$$\Delta h_{кр} = 10 n \frac{\sqrt{Q}}{C_{кр}}^{4/3}, \quad (13.13)$$

де n – швидкість обертання робочого колеса, об/хв; Q – подача, м³/с; $C_{кр}$ – константа для даної серії турбомашин, являє собою критерій подоби для робочих коліс відцентрових насосів:

$$C_{кр} = 5,62n \frac{\sqrt{Q}}{\Delta h_{кр}^{3/4}}. \quad (13.14)$$

По формі даний вираз збігається з коефіцієнтом швидкохідності, тому величина $C_{кр}$ отримала назву *кавітаційний коефіцієнт швидкохідності*. При визначенні $\Delta h_{кр}$ за допомогою (13.13) треба враховувати, що мова іде про всмоктувальну спроможність насосу, яка обумовлюється подачею на вході в робоче колесо. Тобто, це подача однобічного всмоктування: для насосів двобічного всмоктування – половина робочої подачі. Для насосів з середньою кавітаційною якістю величина кавітаційного коефіцієнта швидкохідності становить 800...1000. В загальному випадку вона, в залежності від коефіцієнту швидкохідності n_s , (4.6), може бути визначеною за даними таблиці 13.2, [1]:

Таблиця 13.2 Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності

n_s	50 ... 70	70 ... 80	80 ... 150	150 ... 250
$C_{кр}$	600 ... 750	800	800 ... 1000	1000 ... 1200

При цьому, при розрахунках величини коефіцієнту швидкохідності $n_s = 3.65nQ^{1/2} / H^{3/4}$, треба пам'ятати, що значення подачі в м³/с і напору в м стосуються номінальних даних (при максимумі ККД) одного колеса при однобічному всмоктуванні (для багатоколісних насосів напір ділиться на кількість коліс, при двобічному всмоктуванні – половина номінальної подачі).

Щоб збільшити всмоктувальну спроможність, підвищити величину $C_{кр}$, покращують профіль лопатей робочих коліс, збільшують їх ширину на вході. Крім того, вводять нові конструктивні елементи – розміщують перед основним робочим колесом додаткове осьове або шнек.

При проектуванні насосних установок може виникати потреба перерахунку їх характеристик на умови іншої частоти обертання. Дану задачу допомагає розв'язати теорія подоби. Згідно до неї подача пропорційна швидкості, (4.5). Якщо з урахуванням цього, перетворити вираз для критичного кавітаційного запасу (13.13), враховуючи при цьому що величина $C_{кр}$ є сталою в подібних режимах, то видно що критичний кавітаційний запас пропорційний квадрату швидкості. Тобто, при перерахунках характеристик на нове значення швидкості обертання n_1 , завдяки пропорційності допустимого і критичного кавітаційного запасу, (13.7), можна визначати нову величину допустимого кавітаційного запасу:

$$\Delta h_{\partial 1} = \Delta h_{\partial} (n_1 / n)^2. \quad (13.15)$$

Перевірка безкавітаційності робочого режиму може здійснюватись за даними розрахунку робочого режиму одним із трьох порівнянь величин параметрів робочого режиму: фактичних і допустимих (індексом “р” позначено значення параметру в режимі, що досліджується):

$$\Delta h_{к.р} \quad \Delta h_{\partial.р}, \quad (13.16)$$

$$H_{вак.р} \quad H_{вак.д.р}, \quad (13.17)$$

$$z_{вс} \quad z_{вс.д.р}. \quad (13.18)$$

Фактичні робочі кавітаційний запас ($\Delta h_{к.р}$) та вакуумметрична висота всмоктування ($H_{вак.р}$) розраховуються за виразами (13.8), (13.2), відповідно. При цьому динамічний напір та втрати напору в трубопроводі визначаються за даними розрахунку робочого режиму. Величина критичного (мінімального) кавітаційного запасу в робочому режимі розраховується за формулою (13.13). Після чого, вона може бути використана при розрахунках робочих допустимих значень: кавітаційного запасу ($\Delta h_{д.р}$) – за виразом (13.7); вакуумметричної висоти всмоктування ($H_{вак.д.р}$) – за виразами (13.10), (13.3) та геометричної висоти всмоктування ($z_{вс.д.р}$) – за виразами (13.11), (13.12). Розрахунковий спосіб визначення допустимих значень дає дещо наближені результати внаслідок вад формули розрахунку критичного кавітаційного запасу, (13.13). Його слід використовувати при відсутності експериментальних, каталогових характеристик допустимих: кавітаційного запасу або вакуумметричної висоти всмоктування. Приклади дослідження при їх наявності наведено на рис.13.2, 13.3, відповідно. Робочу точку визначено перетином напірної характеристики насоса (Н) та витратної характеристики мережі (H_M).

Розглянемо чисельний приклад. Нехай розрахунки дали значення: фактична вакуумметрична висота всмоктування в робочому режимі, $H_{вак.р} = 3.5$ м, а допустиме її значення, $H_{вак.д.р} = 4$ м. В даному випадку фактична вакуумметрична висота менша за допустиму. При її зменшенні тиск на вході, як видно з (13.2), збільшується порівняно з допустимим рівнем і кавітації не буде

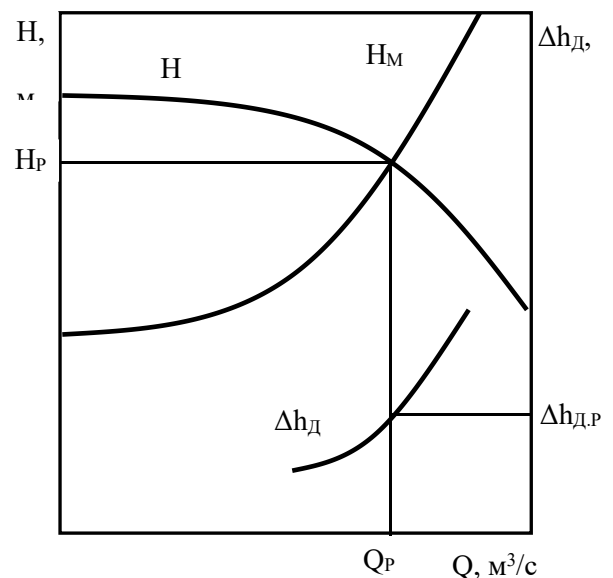


Рис.13.2. Визначення величини допустимого кавітаційного запасу в робочому режимі

Що відповідає умові (13.17). Тобто, сприятливим випадком є такий, коли значення допустимої вакуумметричної висоти всмоктування побільше, а допустимого кавітаційного запасу поменше, умова (13.16).

Перевірка безкавітаційності робочого режиму може здійснюватись за допомогою любого з наведених виразів (13.16 – (13.18). Вибір обумовлюється

наявністю каталогової характеристики (Δh_{∂} або $H_{\text{вак.д}}$), бажанням мати інформацію, що може бути експериментально перевірена (вакуумметрична висота всмоктування), можливістю використовувати дані перевірки для визначення потрібних параметрів розміщення насоса (геометрична висота всмоктування).

Якщо перевірка показала наявність кавітації то треба застосовувати заходи по її запобіганню. Можливо зменшення геометрична висота всмоктування і навіть прийняття її від'ємною в випадку розміщення насосної камери нижче рівня води водозбірника. Збільшення діаметру всмоктувального трубопроводу дозволяє зменшити швидкість і втрати напору в ньому. Крім того, втрати напору на вході в насос значно залежать і від опору фільтра та зворотного клапана на вході у всмоктувальний трубопровід. В деяких випадках для запобіганню кавітації застосовують бустерні підпірні насоси, що послідовно приєднано до входу основного насоса для збільшення там тиску. В деяких випадках (великі подачі, швидкості обертання) використання бустерних насосів обов'язкове і передбачено комплектацією виробника.

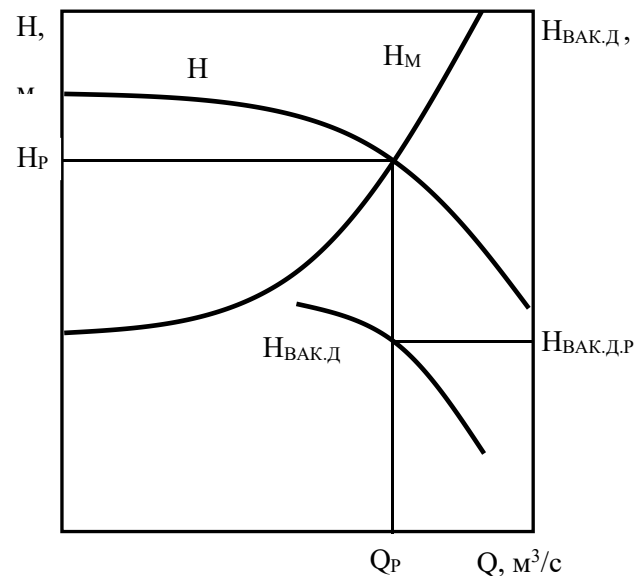


Рис.13.3. Визначення величини допустимої вакуумметричної висоти всмоктування в робочому режимі

Наявність кавітації змінює характеристики насоса. На рис.13.4 видно, що при збільшенні висоти всмоктування до критичного рівня напірна характеристика стає вертикальною, насос втрачає напір. Вплив висоти всмоктування починає бути помітним після збільшення її, порівняно з допустимим рівнем. Зміна швидкості обертання, згідно з (13.15), впливає на кавітаційні процеси. Пропорційно квадрату збільшення швидкості збільшується допустимий кавітаційний запас. Внаслідок цього, як видно на рис.13.5, кавітаційні негаразди при більших швидкостях починаються при менших подачах. Пунктирними лініями зображено напірні характеристики, що змінились внаслідок виникнення кавітації.

13.2. Особливості силової взаємодії робочого колеса з рідиною при роботі насосу

Робоче колесо лопатного насосу, яке закріплено в підшипникових опорах, при обертанні передає механічну енергію з приводного валу робочій рідині. При цьому тиск, що виникає в рідині, має складний тривимірний розподіл навкруги колеса і створює додаткове силове навантаження на підшипники.

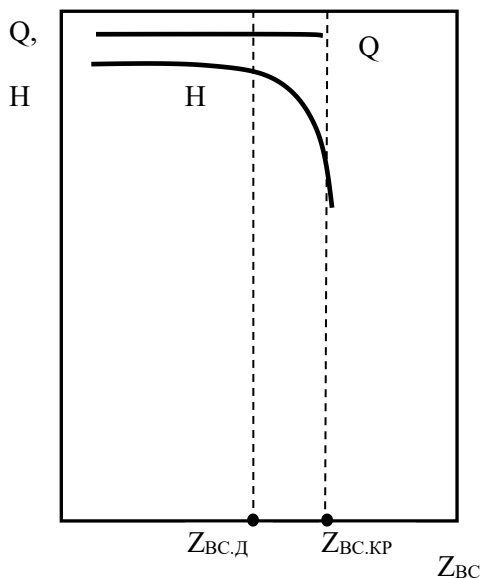


Рис.13.4. Вплив кавітації на параметри робочого режиму

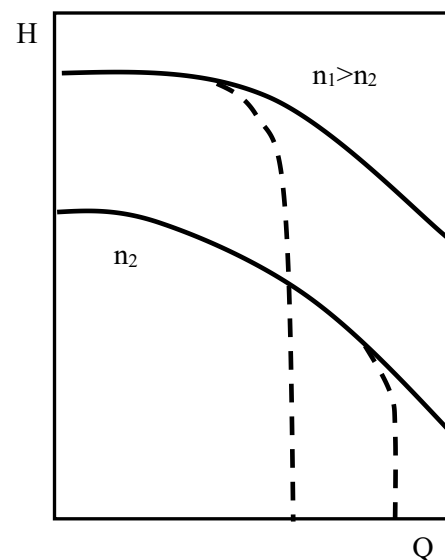


Рис.13.5. Зміна напірних характеристик внаслідок кавітації при зміні швидкості обертання робочого колеса

Рівнодіючі цих зусиль в осьовому і радіальному напрямках називають *осьовою та радіальною силами*. Ці сили наявні у всіх турбомашин, але вони особливо відчутні при роботі насосів, внаслідок значних величин робочих тисків.

Під дією осьової та радіальної сил робоче колесо не переміщується тому, що вони врівноважуються реакціями в підшипникових опорах. Це силове навантаження створює негативний вплив на роботу насосу. Перш за все ці додаткові зусилля, які сприяють зносу підшипників, зменшують строк служби, надійність, або ведуть до збільшення вартості машини при вимушеному підсилюванні підшипникових вузлів. Другим негативним наслідком існування осьової та радіальної сили є збільшення втрат енергії на тертя в підшипниках і, відповідно, зменшення механічного ККД насосу, (1.8).

Осьове зусилля на робоче колесо проаналізовано на прикладі епюри тисків на робоче колесо, рис.13.6. Де схематично зображено верхню половину перетину відцентрового насосу. Напрямок руху рідини видно на прикладі рис.2.1.

Відцентрове робоче колесо із зовнішнім радіусом R_2 , що жорстко закріплене на валу з радіусом R_B , обертається в середині корпусу. Між робочим колесом і корпусом з боку, що протилежний входу, утворюється камера B . В нижній її частині знаходиться сальникове ущільнення для запобігання витокам рідини назовні. Тиск в верхній частині камери B , як видно з рис.13.6,

відповідає тиску на виході насосу P_2 . Із зменшенням радіусу, як показано на рисунку, тиск в камері B знижується. Причиною цього є відцентрові сили і можливі витoki крізь

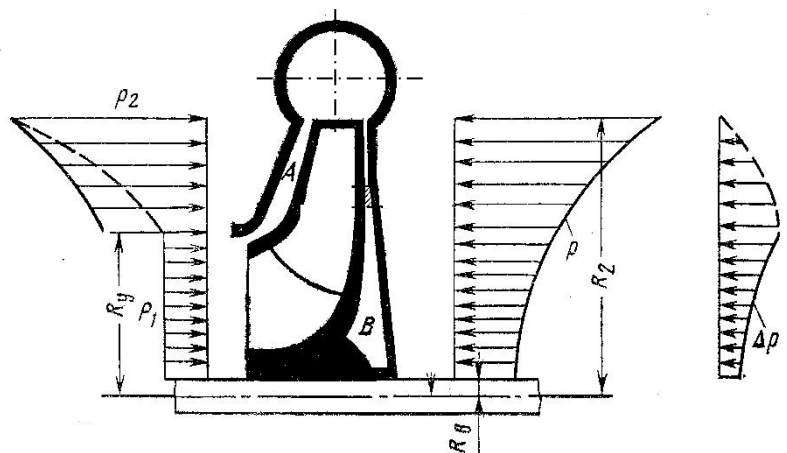


Рис.13.6. Епюри тисків на робоче колесо

ущільнення. Відцентрові сили виникають внаслідок обертання рідини під дією тертя між поверхнею заднього диску і рідиною. В випадку абсолютної герметичності ущільнення та відсутністю тертя між диском та рідиною, тиск в камері B був би сталим, P_2 . До речі, такий принцип створення тиску використовується в вихорових нагнітачах, в дискових нагнітачах для грузлих рідин.

Із сторони входу між переднім диском робочого колеса і корпусом також існує камера. На рисунку її позначено A . В її нижній частині на радіусі R_y знаходиться ущільнення, для запобігання перетокам – поверненню частини рідини на вхід насоса. Обидва ці ущільненні зменшують втрати, збільшують об'ємний ККД, (1.8). Розподіли тиску в камері A і в верхній частині камери B (до радіусу R_y) повторюють один одного. Попереду робочого колеса, при радіусі меншим за R_y , тиск зменшується, завдяки його перепаду на ущільненні, до тиску на вході насоса P_1 . Епюру сумарного, результуючого тиску на робоче колесо показано в правій частині рис.13.6. Видно, що осьова сила на робоче колесо діє в сторону входу. На епюрах пунктирною лінією позначено зміну розподілу тиску внаслідок перетоків крізь ущільнення на передньому диску. Наявність цих перетоків збільшує величину осової сили.

За інформацією про результуючий розподіл тиску можна, обчислив інтеграл по поверхні, точно визначити величину осової сили. На практиці користуються наближеними формулами. В випадку наскрізного проходження вала, при нехтуванні перетоками, для коліс з одностороннім підводом осьова сила визначається пропорційно напору колеса (H , м) і густини рідини ρ :

$$T = k_n \pi (R_y^2 - R_g^2) \rho H ,$$

де k_n – дослідний коефіцієнт, що залежить від коефіцієнта швидкохідності, при $n_s=60$ – $k_n=0.6$; при $n_s=200$ – $k_n=0.8$. Для багатоступеневих насосів, що

мають декілька послідовно з'єднаних коліс, результуюча осьова сила визначається підсумовуванням осьових сил всіх ступенів і може сягати сотень кН.

Значна величина осьової сили примушує застосовувати спеціальні заходи по знешкодженню її негативного впливу. Економічно вигіднішим виявилось, замість підсилювання підшипників, вводити конструктивні зміни, що забезпечують гідравлічну компенсацію осьової сили. Розглянемо принципи цієї компенсації.

Колеса двостороннього всмоктування є найбільш простим ефективним способом компенсації. Як видно на рис.13.6, при симетрії підводу маємо умови для симетричного розподілу тисків.

Попарна розстановка робочих коліс з взаємним врівноваженням застосовується в багатоколісних насосах, потребує великих перепускних каналів (на рис.13.7, на прикладі схеми розстановки коліс, їх зображено пунктирними лініями), потребує вибору послідовності перепуску, що забезпечує максимальну компенсацію.

Додаткове кільцеве ущільнення на задньому диску робочого колеса встановлюється на радіусі R_v , рис.13.6, відокремлює від камери B верхню частину, тиск в якій компенсує тиск камери A . Для повної компенсації осьової сили треба, щоб тиск нижньої частини камери B дорівнював тиску на вході в насос. Для цього її з'єднують із входом або отвором в задньому диску, або зовнішньою обвідною трубкою.

Застосування розвантажувальних лопатей на задньому диску перетворює його в відцентрове робоче колесо. При цьому збільшується ступінь зміни тиску в камері B , рис. 13.6, завдяки збільшенню інтенсивності

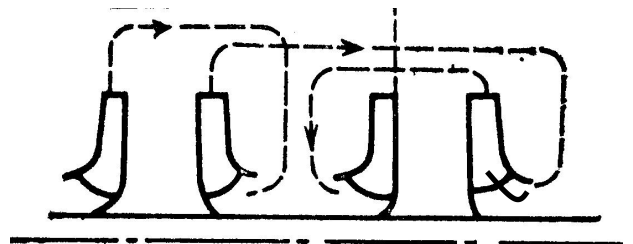


Рис.13.7. Схема руху рідини при компенсації осьової сили попарною розстановкою робочих коліс з взаємним врівноваженням

обертання рідини в цій камері, зменшується сумарний тиск на задній диск і зменшується осьова сила.

Застосування розвантажувальних елементів (диски, втулки) має місце в випадку багатоколісних насосів при їх послідовному з'єднанні і однокововому розміщенні на валу, рис.13.8. В даному випадку осьова сила всіх коліс підсумовується. Для її компенсації встановлюють розвантажувальний диск 1, що жорстко закріплено на валу. Тиск камери В діє на нього в напрямку протилежному, відносно осьової сили коліс. Величина даної протидії регулюється наявністю щілини 2 між корпусом 3 і диском. Якщо тиск на диск переважає осьову силу на колеса, то щілина збільшується, витоки крізь неї збільшуються (тиск зовні розвантажувального диску малий завдяки з'єднанню із входом насосу 4), тиск камери В зменшується, тиски на диск та колеса врівноважуються.

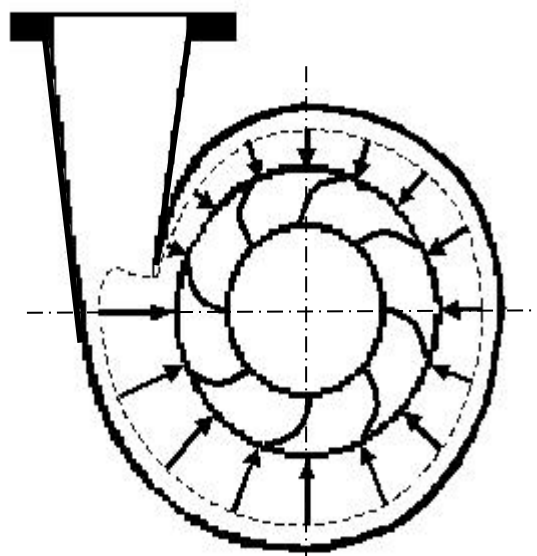


Рис.13.9. Епюра тиску на робоче колесо при виникненні радіального зусилля

Радіальне зусилля на робоче колесо розглянуто на прикладі рис.13.9, де в площині перерізу відцентрового насоса показано епюру тиску на робоче колесо, що здійснюється рідиною спірального відводу. Величини стрілок відповідають тискам і, відповідно, зусиллям в деякому неномінальному експлуатаційному режимі. Рівнодіюча цих сил є

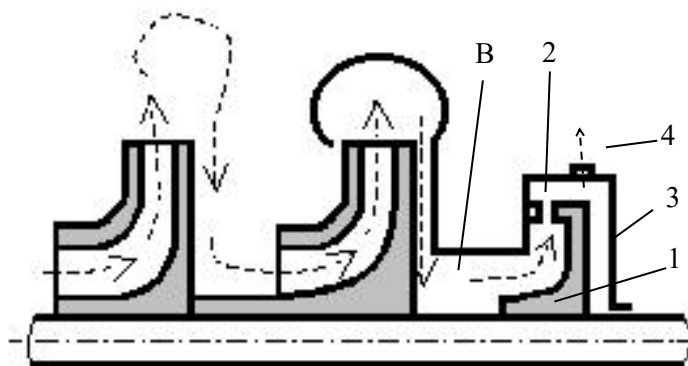


Рис.13.8. Схема застосування розвантажувального диску для компенсації

би відвід не був спіральним, його площа би не збільшувалась, то

нерівномірність тисків в відводі була би більшою. Дійсно, при рівномірній по колу швидкості потоку на виході з робочого колеса, в випадку кільцевого відводу швидкість в ньому стало би зростала в напрямку до виходу. При збільшенні швидкості збільшується динамічний тиск i , як і в струменевих насосах, згідно з законом збереження енергії, зменшується статичний тиск. При правильно спроектованому спіральному відводі і виготовленні відповідно до проекту, в розрахунковому номінальному режимі тиск в відводі сталий, радіальне зусилля відсутнє. Причина його виникнення полягає в помилках проектування, виготовлення, відхиленні реального експлуатаційного режиму від розрахункового.

Для компенсації радіального зусилля застосовують розміщення на одному валу пари робочих коліс із поворотом їх відводів на 180° відносно один одного. Застосовують подвійні спіральні відводи, що утворюються завдяки додатковій стінці 1, рис.13.10.

Вона поділяє відвід на дві однакові частини. В кожній з них режим відхиляється від розрахункового однаково. Завдяки симетричному розміщенню, рівнодіючі радіальних зусиль частин рівні за величиною і спрямовані протилежно. У секційних багатоступневих насосах кільцеві відводи мають спрямовуючі лопаті, рис.13.11, які забезпечують плавний, з малими ударами та завихрюваннями, перехід рідини з каналу робочого

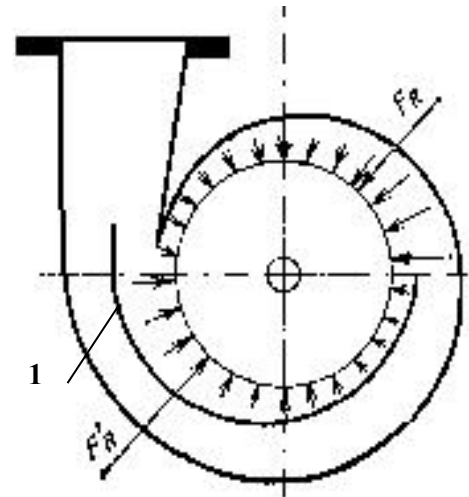


Рис.13.10. Застосовання подвійного спірального відводу

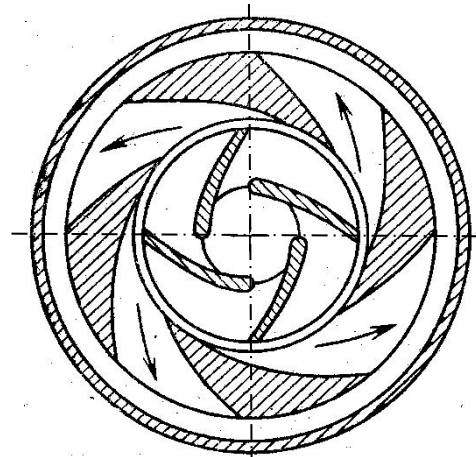


Рис.13.11. Застосовання спрямовуючих лопатей кільцевого відводу

колеса до відводу. Кожна пара спрямовуючих лопатей утворює окремий спіральний відвід. *Рівнодіючі радіальних сил відводів із спрямовуючих лопатей утворюють симетричну систему векторів. Результируюча радіальна сила відсутня.*

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Яке явище називають кавітацією в насосах?
2. Чим відрізняється вакуумметрична висота всмоктування від геометричної висоти?
3. Які наслідки існування осьової і радіальної сил на робоче колесо?
4. Які існують основні способи компенсації осьового зусилля насосу?

РОЗДІЛ 14. ВІДЦЕНТРОВІ НАСОСИ

14.1. Характеристики відцентрових насосів. Умови нормальної експлуатації

При правильному виборі насосів режими їх експлуатації повинні забезпечуватись індивідуальними експлуатаційними характеристиками насосів. Ці експериментальні характеристики, в функції подачі, наводяться в паспортних, каталогових даних. Розглянемо їх на прикладі рис.14.1, де позначено: H – напірна характеристика; N – залежність потужності, що споживає насос; η – залежність ККД насоса; $H_{\text{вак.д.}}$ – залежність допустимої вакуумметричної висоти всмоктування (або може бути наведена залежність допустимого кавітаційного запасу – $\Delta h_{\text{д}}$, рис.13.2).

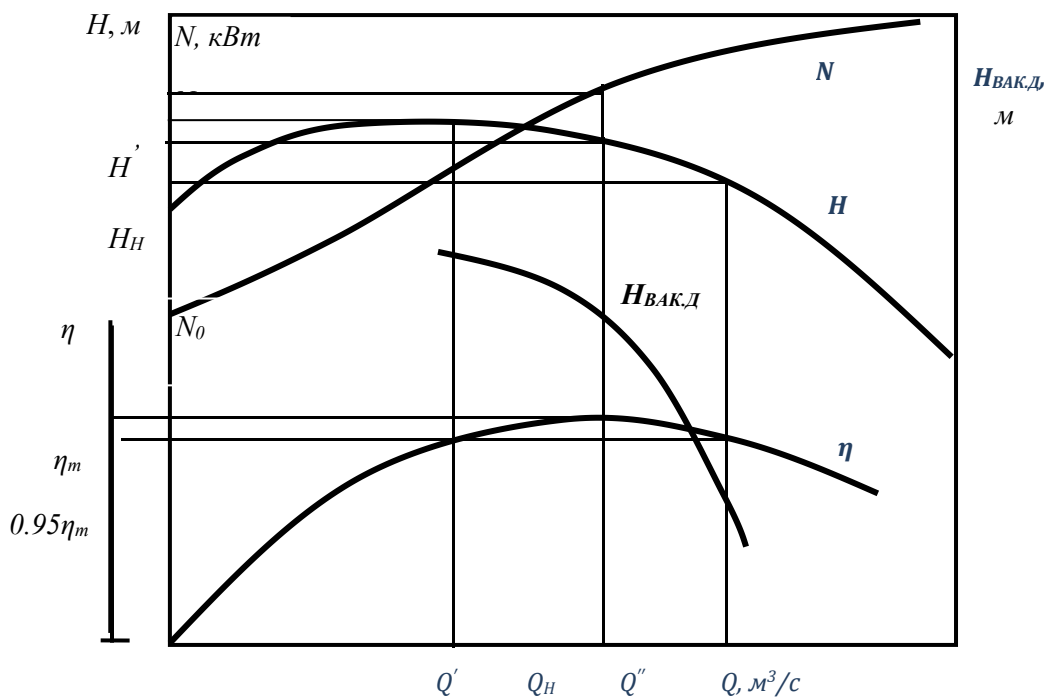


Рис.14.1. Індивідуальні експлуатаційні характеристики насосу

Дані залежності $H_{\text{вак.д.}}$ і $\Delta h_{\text{д}}$ пов'язані між собою згідно (13.9). На характеристиках даються відомості про номінальні дані насосу: потужності – N_H ; напору – H_H ; подачі – Q_H . Їх визначено при максимальному ККД, яке є номінальним: $\eta_H = \eta_m$. Також із характеристик визначається H_0 – величина

напору насосу при закритій засувці, що встановлена в напірному патрубці біля насосу.

Умови нормальної експлуатації є залежностями, виконання яких забезпечує надійну та економічну роботу насоса. Виконання цих умов перевіряється при проектуванні насосної установки, за даними розрахунку параметрів робочого режиму і за даними характеристик насосу. Визначення робочої точки, робочої подачі можливо при відомій характеристиці трубопровідної мережі (залежності втрат напору в ній від подачі), рис.5.6.

Перевірка на стійкість роботи здійснюється для запобігання помпажу, який можливий при наявності двох точок перетину характеристик насосу та мережі, рис.5.7 – 5.10. Це відбувається якщо геодезичний напір H_G (геодезична висота z_G) більший за величину напору при нульовій подачі H_0 . Дане порівняння треба проводити з урахуванням можливих змін значень величин H_G , H_0 (внаслідок коливань висоти підйому води, частоти обертання насосу при зміні величини або частоти напруги живлення двигуна), для найбільш несприятливого співвідношення. На практиці перевірка виконується з деяким запасом:

$$H_G \leq 0.9 H_0 . \quad (14.1)$$

Перевірка економічності робочого режиму виконується порівнянням значення ККД насосу при робочій подачі (η_P) із допустимими межами його зміни:

$$\eta_P \geq 0.95 \eta_m . \quad (14.2)$$

Як видно з рис.14.1, в даних допустимих межах зміни ККД знаходиться *робоча ділянка характеристики* насосу, що обмежена за подачею величинами Q' , Q'' , яким відповідають напори – H' , H'' . Друга форма перевірки економічності, що еквівалентна (14.2), має вигляд:

$$Q' < Q_P < Q'' . \quad (14.3)$$

Перевірка на відсутність кавітації здійснюється за допомогою одного з виразів (13.16 – 13.18). Для характеристик рис.14.1 це буде умова (13.17), згідно якої фактичне значення вакуумметричної висоти всмоктування в робочому режимі не повинно перевищувати допустимого значення вакуумметричної висоти всмоктування в робочому режимі: $H_{\text{вак.р}} \leq H_{\text{вак.д.р}}$.

Апроксимація характеристик насосу використовується для аналітичного розв'язання задачі проектування насосної установки при наявній інформації в графічному вигляді. В якості апроксимаційних функцій часто використовують поліноміальні залежності. Вони повинні забезпечити максимальну точність апроксимації в діапазоні подач, який досліджується. Для апроксимації напірної характеристики при сталій швидкості обертання робочого колеса можна використовувати наступний вираз:

$$H = H_0 + AQ - BQ^2, \quad (14.4)$$

де A, B – константи, які визначено при розв'язанні системи двох рівнянь, наприклад для крайніх точок робочого діапазону, рис.14.1:

$$H = H_0 + AQ - BQ^2; \quad H = H_0 + AQ - BQ^2.$$

В результаті розв'язання маємо:

$$A = \frac{(H - H_0)Q^2 - (H - H_0)Q^2}{Q(Q - Q)}; \quad B = \frac{(H - H_0)Q - (H - H_0)Q}{Q(Q - Q)}.$$

Подібним чином апроксимуємо залежність ККД за допомогою виразу:

$$\eta = aQ - bQ^2 + cQ^3, \quad (14.5)$$

де константи a, b, c визначено при розв'язанні системи трьох рівнянь для точок з подачами Q, Q_H, Q .

Апроксимація характеристик насосу при змінній швидкості обертання робочого колеса n здійснюється, спираючись на залежність (14.4), яка справедлива при номінальній швидкості n_H . Із використанням законів пропорційності (4.5), відповідно до коефіцієнту зміни швидкості n/n_H отримаємо вираз напірної характеристики при швидкості n . Для цього перераховуємо координати вихідних точок (Q, Q, H_0, H, H), які є визначальними для знаходження апроксимаційних коефіцієнтів залежності (14.4). Змінив подачу пропорційно швидкості, а напір – пропорційно її квадрату, отримуємо апроксимаційну залежність напору з урахуванням зміни швидкості обертання робочого колеса насоса:

$$H = H_0(n/n_H)^2 + AQn/n_H - BQ^2. \quad (14.6)$$

Залежність зміни ККД в функції подачі (Q) і швидкості обертання (n) робочого колеса визначено за допомогою виразів (1.7), (14.6) та положень розділу 3.3 про втрати напору в насосі:

$$\eta = \frac{N_K}{N_K + N_z + N_o + N_m}, \quad (14.7)$$

де $N_K = \rho g H_0 \frac{n}{n_H}^2 + AQ \frac{n}{n_H} - BQ^2$ Q – корисна гідравлічна потужність;

$$N_z = \rho g H_{трн} \frac{Q}{Q_n}^2 + H_{ув0} \left(1 - \frac{Q}{Q_n}\right)^2 Q - \text{втрати потужності внаслідок}$$

гідравлічних втрат напору всередині машини: на тертя в проточній частині, вихроутворення та удар; $H_{трн}$ – втрати напору на тертя в проточній частині при номінальній подачі; $H_{ув0}$ – втрати напору на вихроутворення та удар

при нульовій подачі; $N_o = \rho g H_{он} Q^2 / Q_n$ – втрати потужності внаслідок об'ємних втрат (витоків та перетоків); $H_{он}$ – втрати напору внаслідок

об'ємних втрат при номінальній подачі; $N_m = N_{нн} \frac{n}{n_n} + N_{дн} \frac{n}{n_n}^3$ –

потужність механічних втрат; $N_{нн}, N_{дн}$ – потужності механічних втрат при номінальній швидкості в підшипниках та внаслідок дискового тертя (тертя між поверхнею ротора насоса і рідиною за виключенням проточної частини робочого колеса). Значення $N_{нн}, N_{дн}$ визначають за відомою величиною потужності при нульовій подачі $N_0 = N_{нн} + N_{дн}$ (рис. 14.1), якщо відомо співвідношення між ними: $k = N_{дн} / N_{нн}$. Тертя в підшипниках також можна визначити відомими співвідношеннями за їх конструкцією та вагою ротора насоса.

Для визначення в виразі (14.7) трьох невідомих величин ($H_{трн}, H_{ув0}, H_{он}$) запишемо три рівняння співвідношення потужностей при номінальних обертах і значеннях подач: Q, Q_n, Q :

$$N = N_{нн} + N_{дн} + \rho g Q H + H_{трн} \frac{Q}{Q_n}^2 + H_{ув0} \left(1 - \frac{Q}{Q_n}\right)^2 + H_{он} \frac{Q}{Q_n} ;$$

$$N_n = N_{нн} + N_{дн} + \rho g Q_n (H_n + H_{трн} + H_{он}) ;$$

$$N = N_{пн} + N_{дн} + \rho g Q H + H_{трн} \frac{Q}{Q_n}^2 + H_{у\epsilon 0} \left(1 - \frac{Q}{Q_n}\right)^2 + H_{он} \frac{Q}{Q_n},$$

де $N = \rho g Q H / \eta$; $N_n = \rho g Q_n H_n / \eta_n$; $N = \rho g Q H / \eta$ – потужності при значеннях подач: Q, Q_n, Q .

14.2. Регулювання параметрів робочих режимів насосів

Режим роботи насосної установки визначається робочою точкою, що знаходиться на перетині $H - Q$ характеристик насосу і мережі. Відповідно, зміна режиму можлива внаслідок впливу на ці характеристики.

Дроселювання зміною стану засувки в нагнітальному трубопроводі є найбільш простим в реалізації способом, але дуже не економічним. При цьому змінюється опір мережі, втрачається значна частина енергії, що спожита насосною установкою. Ці втрати пропорційні добутку подачі та втрати напору на дроселі. Крім того, на втрати впливає зміна ККД насосу. На відміну від дроселювання при регулюванні вентиляторних установок, рис.7.1, в насосних установках дроселювання (внаслідок кавітаційних явищ) можливе лише на виході.

Регулювання відводом частини рідини по перепускному трубопроводу на вхід насосу також дуже просте в реалізації. Для швидкохідних машин даний спосіб вигідніший за дроселювання. При цьому змінюється структура мережі – з'являється паралельний трубопровід.

Дані способи впливу на характеристику мережі забезпечують плавне регулювання. При впливі на характеристики насосу застосовують як плавне так і дискретне регулювання.

Регулювання зміною частоти обертання приводного валу є найбільш економічний спосіб плавного регулювання. Але він потребує застосування регульованого електроприводу, що значно збільшує капітальні витрати на

насосну установку. Обмеженням застосування даного способу є робота в умовах великої частки статичних напорів. При цьому, пропорційно квадрату зміни швидкості (4.5), змінюється напір насосу і, при наявності максимуму в напірній характеристиці, може порушуватись умова стійкої роботи (14.1).

Дискретне регулювання частоти обертання може бути реалізоване при застосуванні багатошвидкісних електродвигунів. Даний привод дешевий надійний. Обмеженням є великий діапазон зміни швидкості при застосуванні швидкохідних електродвигунів. Зменшення діапазону зміни швидкості можливе при застосуванні багатополюсних електродвигунів, але це призводить до погіршення масогабаритних показників насосної установки.

Зміна кількості робочих коліс є дискретним способом регулювання, але не оперативного регулювання. Спосіб широко використовується для узгодження характеристик насосу і мережі.

Дискретне регулювання зміною кількості працюючих насосів ефективно використовується в багатонасосних насосних установках. Спосіб подібний до попереднього, але може використовуватись оперативно.

Комбінація дискретного і плавного регулювання реалізується в багатонасосних установках і вигідно суміщає їх переваги. Зміна кількості працюючих насосів забезпечує просте та дешеве ступеневе регулювання, а плавне регулювання на кожній ступені забезпечує один регульований привод, що не веде до значного збільшення капітальних витрат.

Зменшення зовнішнього діаметру робочого колеса з D_2 до D_2' (підрізка робочих коліс) також дозволяє узгоджувати характеристики насосу і мережі. При цьому навіть незначна зміна діаметру, при умові збереження геометричної подоби, згідно з теорією подоби (4.1 – 4.4), дає суттєві ефекти:

$$Q' = Q(D_2'/D_2)^3 ; \quad H' = H(D_2'/D_2)^2 ; \quad N' = N(D_2'/D_2)^5 . \quad (14.8)$$

14.3. Конструкції відцентрових насосів

Широке використання відцентрових насосів обумовило різноманіття їх конструкцій. Але всі вони мають загальні складові: робоче колесо, вал, корпус, всмоктувальні і нагнітальні патрубки, сальники, підшипникові вузли. Робочі колеса можуть бути закритими (лопаті розміщено між переднім та заднім дисками, рис.2.1), напіввідкритими (без переднього диску, рис.1.3), також відкритими (зовсім без дисків). В якості підводячих пристроїв використовують: прямолінійний конічний патрубок (консольні насоси); кільцевий підвід (конструктивна простота, але нерівномірність поля швидкості знижує ККД); спіральний підвід (змінна площа перетину каналу по колу входу в колесо забезпечує рівномірність швидкості, відсутність завихрювань, підвищення ККД). В якості відводячих пристроїв використовують кільцеві відводи, спіральні відводи, направляючі апарати (для переводу рідини від попереднього колеса до наступного).

Насоси розрізняють по кількості коліс (одноступеневі, багатоступеневі), по розміщенню вала (горизонтальні, вертикальні), по конструкції підводячих та відводячих пристроїв (консольні, спіральні), по призначенню (для води, для нафти, хімічних виробництв, абразивних гідросумішей), по способу розміщення двигуна (занурені, не занурені).

Окреслимо риси деяких поширених типів насосів.

Консольні насоси є одноколісні машини в переважності з горизонтальним розміщенням вала, рис.14.2. Вал 2 з напівмуфтами 8, 9 закріплено в підшипникових опорах 6, 7, що знаходяться з одного боку від робочого колеса 1 (консоль), часто із значною відстанню між ними для зменшення відхилень валу від осьового напрямку. Рідина подається до колеса з другого боку з рівномірним полем швидкості за рахунок осьового підводу конфузрного типу (суміщено з передньою частиною корпусу 5). Відвід здійснюється в напрямку перпендикулярному осі обертання, (суміщено з корпусом 3), який приєднано до станіни 4. Насос обладнано

кільцевими ущільненнями: на передньому диску 10 – для виключення перетоків і на задньому диску 11 – для компенсації осьового зусилля при з'єднанні камери 12 із входом. Сальниковий вузол з гідравлічним запором 13, 14, 15, 16 запобігає витокам назовні.

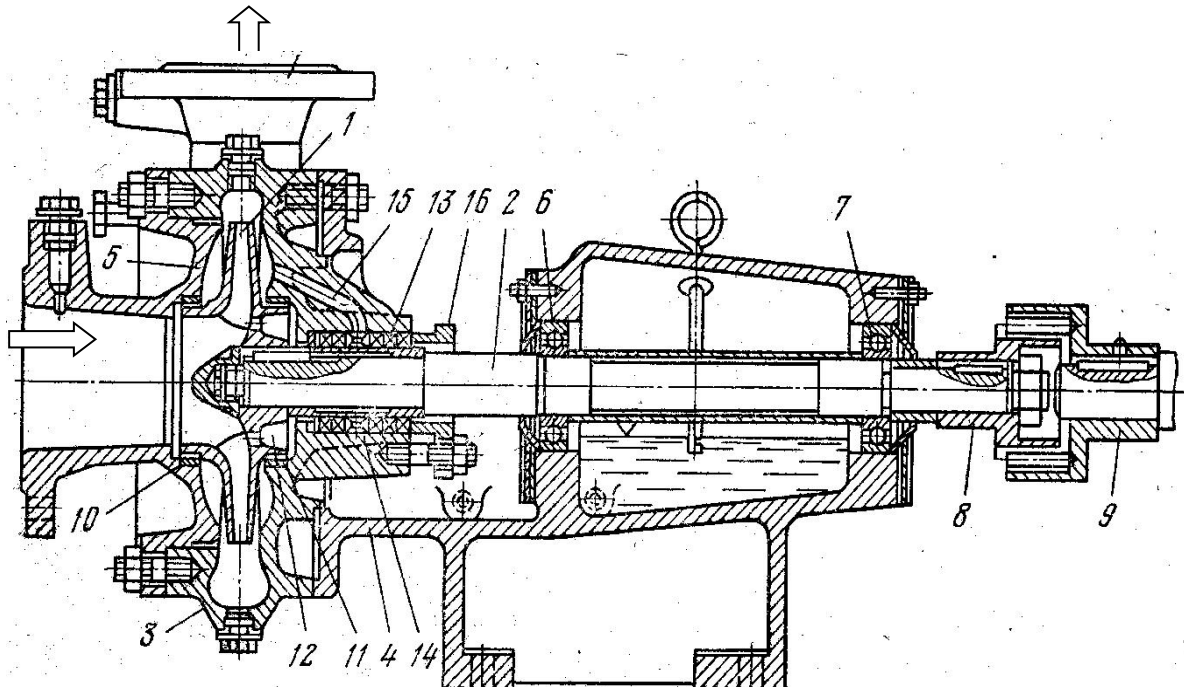


Рис.14.2. Консольний насос

Приклади типів насосів: К, КМ, КП, КЛ, де: К – консольний; М – моноблочний (з двигуном); Л – лінійний. Насоси для хімічної промисловості: Х, АХ, ХО. Цифрове позначення в типорозмірі залежить від виробника, року виробництва. Зазвичай ними позначають діаметри, подачі, напори, коефіцієнт швидкохідності, номер модернізації. Наприклад: К65-50-160, де цифри в мм є діаметрами: всмоктувального патрубку, напірного патрубку, робочого колеса, відповідно; 2К-6, де 2 – діаметр всмоктувального патрубку в дюймах ($1'' \approx 25 \text{ мм}$), 6 – коефіцієнт швидкохідності із зменшенням в 10 разів. Виконують консольні насоси і з вертикальним розміщенням вала, наприклад типу В.

Насоси двостороннього всмоктування, спіральні, одноступеневі, рис.14.3. Розміщення вала 13 – горизонтальне. Завдяки двосторонньому напівспіральному підводу (утворюється, для зручності монтажу, верхньою 6

та нижньою 1 частинами корпусу та ущільнюючими лабіринтними кільцями 5, 10) та спіральному відводу 7 (може бути двозавитковим) забезпечується розвантаження конструкції від осьових та радіальних зусиль. Колесо 8, 9 розміщується між підшипниковими опорами 2. Ущільнення забезпечується сальниковими вузлами з гідравлічними запорами 3, 4, 11, 12, 15. Насоси прості, надійні, з високою енергоефективністю.

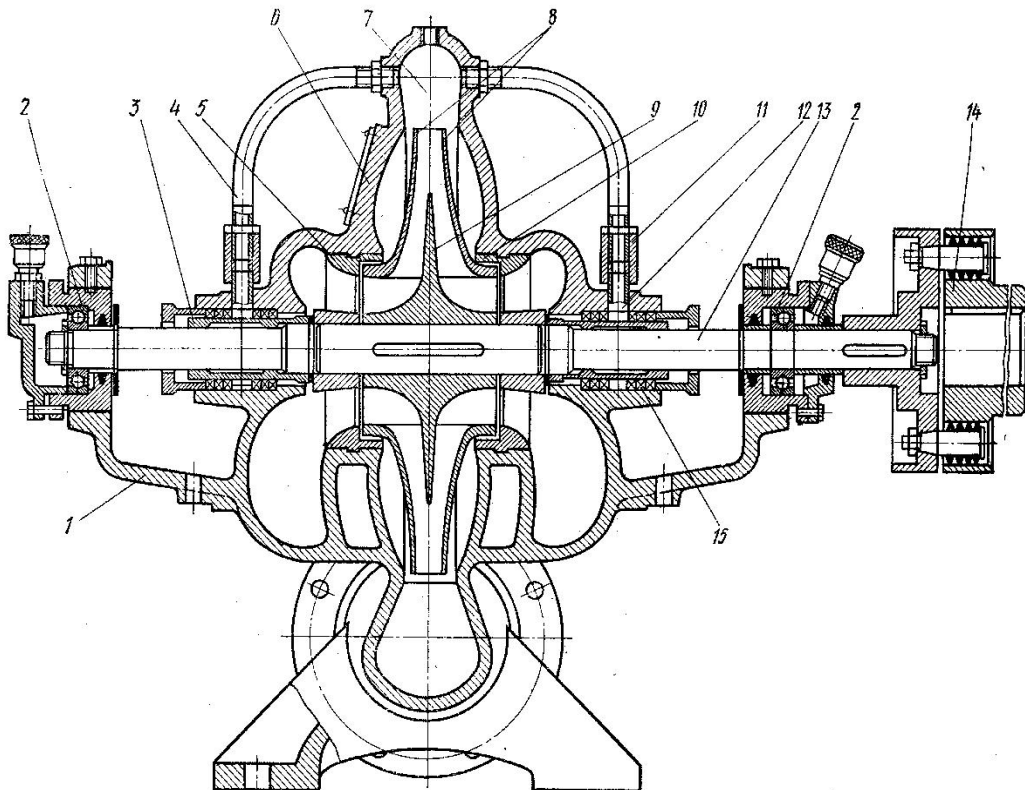


Рис.14.3. Одноступеневий спіральний насос двостороннього всмоктування

Приклади типорозмірів насосів: 1Д200-90, НМ250-230, де Д – двохсторонній; Н – нафтовий; М – магістральний. Перша цифра – номер модернізації, цифри після букв – подача в м³/год і напір в м.

Багатоступеневі спіральні насоси створюють більші напори за рахунок послідовного з'єднання коліс. Для компенсації осьового зусилля колеса 4, 5 розміщують на валу з взаємним врівноваженням (гідравлічна схема на рис.14.4). Перше колесо 3 часто застосовують з двостороннім всмоктуванням. На відміну від одноступеневих спіральних насосів у

багатоступневих нема повної симетрії конструкції. Навантаження, що обумовлено некомпенсованою частиною осьової сили, приймає на себе упорний підшипник. Приклади типів насосів: М, МД. В типорозмірі 5МД-7×3 позначено: М - багатоколісний; Д – перше колесо двостороннього всмоктування; 5 – діаметр всмоктувального патрубку в дюймах; 7 – значення швидкохідності, що зменшене в 10 разів; 3 – кількість ступенів.

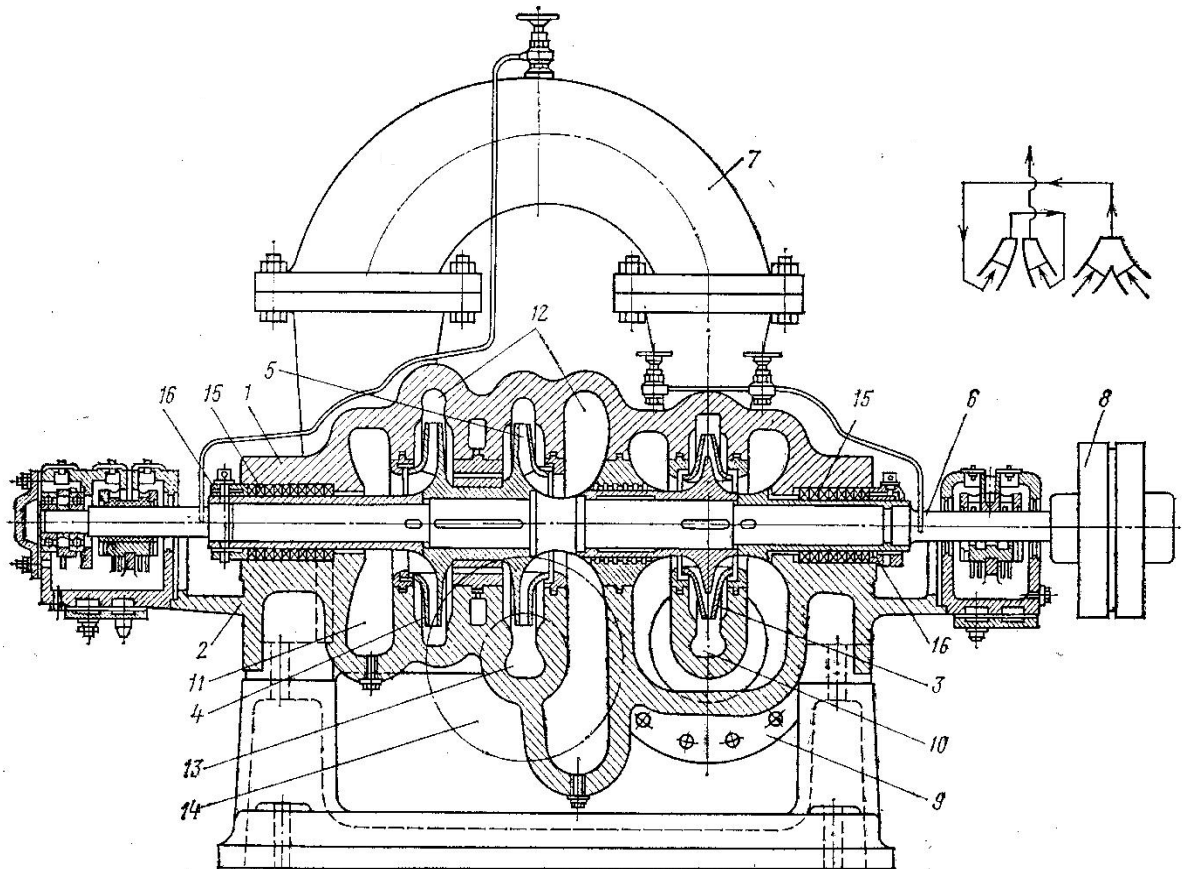


Рис.14.4. Багатоступневий спіральний насос

Секційні насоси, рис.14.5, компонуються з однотипних секцій 7, змінної кількості (для регулювання напору), які послідовно розміщені на валу 25. В кожній секції розміщено робоче колеса 22 та направляючий апарат 8, для забезпечення переводу рідини від попереднього колеса до наступного. Секції стягуються загальними шпильками і утворюють корпус. Така компоновка насосу робить його дуже компактним, але ускладнює ремонт і, внаслідок однотипного розміщення секцій, примушує застосовувати

спеціальні пристрої для компенсації осьових зусиль (розвантажувальний диск 4).

Приклади типів насосів: ЦНС, ЦНСШ, НШС, ПЕ, Кс де: Ц – відцентровий; Н - насос; С – секційний; Ш – шахтний; П – живильний (для живлення водою парових котлів); Кс – конденсатний секційний (перекачування конденсату в парових мережах електростанцій). Цифрами в типорозмірі, наприклад ЦНС 300-120...600, позначено: 300 – номінальна подача в м³/год; 120...600 – діапазон зміни номінального напору в м, при зміні кількості коліс.

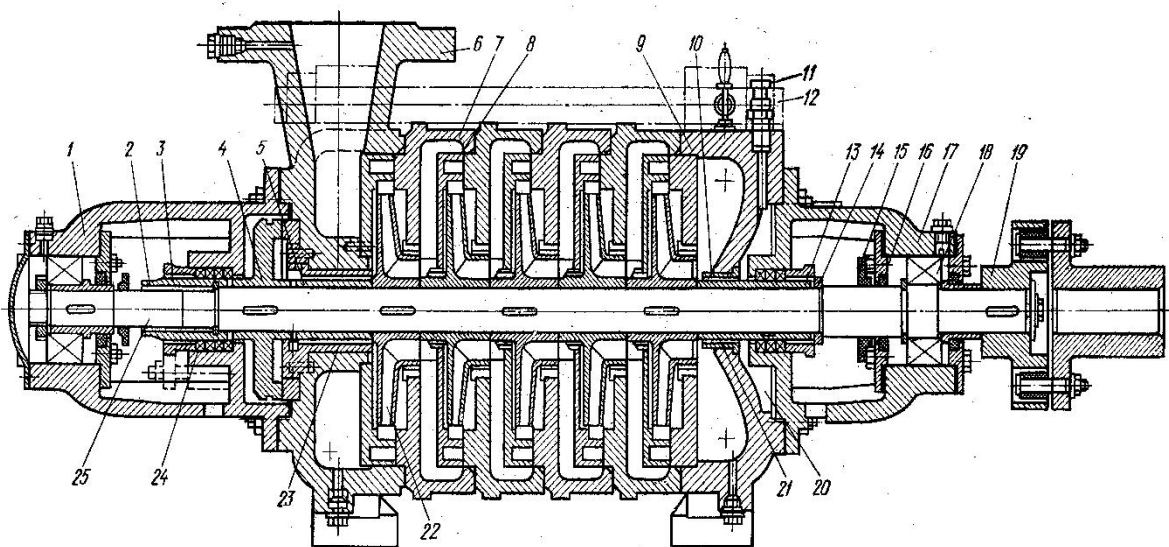


Рис.14.5. Секційний насос

Двопоточні насоси мають позитивні риси спіральних та секційних насосів. Їх можна представити як два секційних насоса на одному валу. Завдяки зустрічному розташуванню їх коліс компенсується осьове зусилля. В центрі вихідні потоки кожної групи коліс підводяться до колеса двобічного всмоктування із спіральним відводом.

Приклад типорозміру насосу: МСК 1500-575, де М – багатоступеневий; С – секційний; К – котельний (прокачує промивочну рідину). Перша цифра – подача в м³/год, друга – напір в м.

Вертикальні багатоступеневі свердловинні насоси призначено для підйому рідини із свердловин та колодязів. Внаслідок обмежених діаметрів та потреби в великих напорах насоси виконують багатоколісними (їх кількість сягає десятків). Насоси можуть виконуватись із незануреним електродвигуном, що розміщено на поверхні і з'єднано з насосом довгим валом (довжина до сотні метрів). Але найбільш поширеними є занурені свердловинні насоси, які являють собою моноблочну конструкцію. В цьому випадку свердловинна насосна установка (рис.14.6 знаходиться всередині обсадної труби (1) свердловини. Складається з підйомної труби (2) до якої знизу послідовно приєднано насос (3) та двигун (4). Їх з'єднано валом, між ними знаходиться всмоктувальна сітка (5).

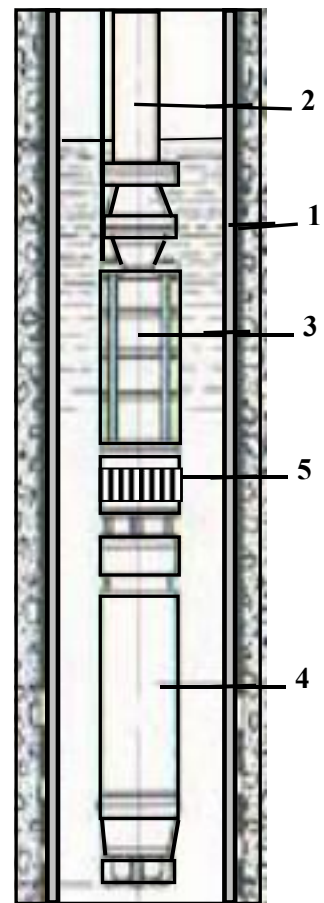


Рис.14.6. Вертикальний багатоступеневий свердловинний насос

Приклади типів незанурених артезіанських насосів: АТН, А, НА, занурених – ЕЦВ. В типорозмірі ЕЦВ 8-75-150 позначено: Е – електричний; В – відцентровий; В – для води. Цифри після букв – мінімальний діаметр обсадної труби в дюймах, подача в м³/год і напір в м.

Насоси для абразивних гідросумішей

призначено для перекачування води з великою кількістю твердих домішок: пісок, ґрунт, вугілля, шлам. В типорозмірі ґрунтового насосу ГрАТ 900/6 і піскового НПБР 150-550-315/40 цифри перед і після дробі позначають подачу в м³/год і напір в м, цифри перед ними – діаметри в мм, напірного патрубку та робочого колеса.

14.4. Схеми заливки насосів

Відповідно до вимог експлуатації, перед пуском насос і всисний трубопровід повинні бути залити водою до нагнітального патрубку. Вода забезпечує нормальні умови експлуатації: ущільнень, завдяки змащенню та тепловідводу, що створює умови для тривалої надійної роботи насосу; всисного тракту, завдяки стабільному переміщенню води по ньому під дією різниці атмосферного тиску на поверхні води водозбірника і зниженого тиску на вході в насос.

Вибір схеми заливки насосу на практиці здійснюється відповідно до умов експлуатації, режиму роботи насосу, наявного обладнання.

Заливка насосу з бака-акумулятора здійснюється за рахунок накопиченої в ньому потенціальної енергії води (рис.14.7). Насос 3 з засувкою 1 і зворотнім клапаном 2 в нагнітальному трубопроводі отримує воду з водозбірника 6 крізь всисний трубопровід 4 з прийомним клапаном і сіткою 5. Всисний трубопровід розділено на дві частини між якими знаходиться бак-акумулятор 7, який розміщено вище рівня насосу для зберігання запасу води. В середині бака знаходиться ежектор 8 для створення кращих умов заповнення всисного тракту насосу під час пуску, коли вода в насос потрапляє крізь вузький кільцевий отвір між ежектором та нижньою частиною бака. Завдяки великій швидкості потоку води в цьому кільцевому отворі і, відповідно, динамічного напору, в даному місці створюється розрідження (малий статичний тиск) внаслідок якого крізь ежектор разом з водою засмоктується повітря з верхньої частини бака і створюються умови заповнення водою з водозбірника всього всисного тракту

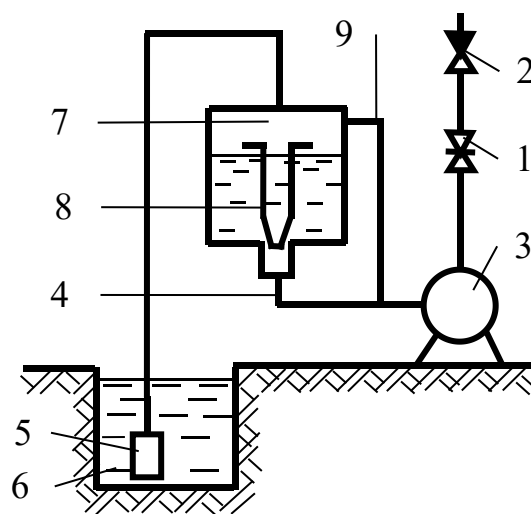


Рис.14.7. Схема заливки насосу за допомогою бака-акумулятора

насосу. Вирівнююча трубка 9 створює кращі умови пуску насосного агрегату за рахунок вирівнювання тисків в верхній частині бака і всисній порожнині насоса, а також зменшує опір всисного тракту в робочому режимі.

Заливка насосу з напірного трубопроводу (рис.14.8) здійснюється за допомогою обвідної трубки з вентилями 10 навколо головної засувки і зворотного клапану. Патрубок з вентилями 11 призначено для контролю процесу заливки.

Заливка насосу за допомогою зануреного заливочного насоса 12 (рис.14.9) здійснюється при приєднанні його паралельно приймальним клапану і сітці. Заливочний насос включається лише на період пуску основного.

Заливка із використанням вакуум-насосу 13 (рис.14.10) дозволяє заповнити всисний трубопровід і насос водою за рахунок розрідження, що створює вакуум-насос. Він також включається лише на період пуску.

Заливка насосу за допомогою бустерного (підпорного) насосу 14 (рис.14.11) здійснюється при приєднанні його послідовно з основним. Бустерний насос працює в тривалому режимі, крім заливки забезпечує підвищення тиску на вході основного насоса для запобігання кавітації.

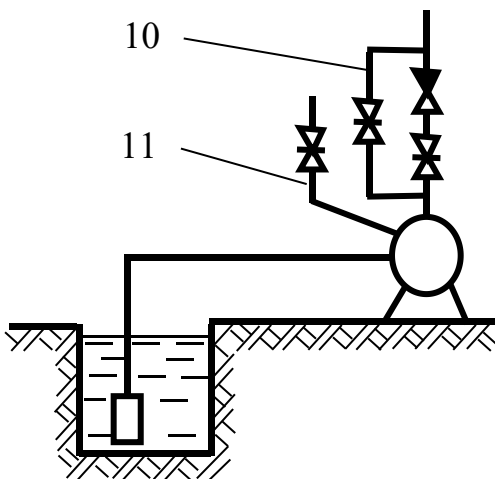


Рис.14.8. Схема заливки насосу з напірного трубопроводу

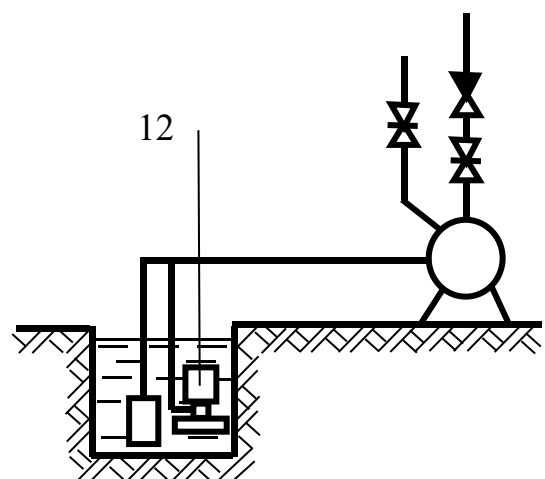


Рис.14.9. Схема заливки насоса за допомогою зануреного заливочного насоса

Покращення експлуатаційних показників насосного обладнання досягають при *суміщенні в одному механізмі функцій насосу і пристрою для заливки*. На рис.14.12 показано конструкцію моноблочного (двигун з насосом з'єднано в один агрегат, ротор двигуна і робоче колесо

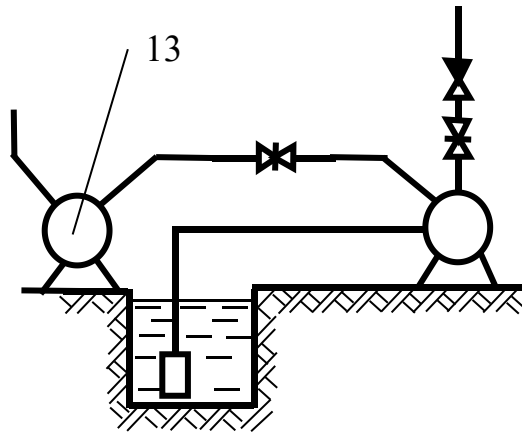


Рис.14.10. Схема заливки із використанням вакуум-насосу

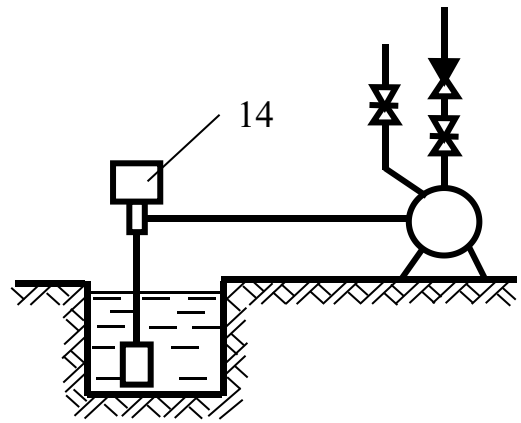


Рис.14.11. Схема заливки за допомогою бустерного насосу

відцентрового насосу розміщені на одному валу) насосу із самовсмоктуванням за рахунок розміщення робочого колеса відцентрового насосу всередині ємності, що акумулює воду і застосування послідовного з'єднання з ним струменевого насосу.

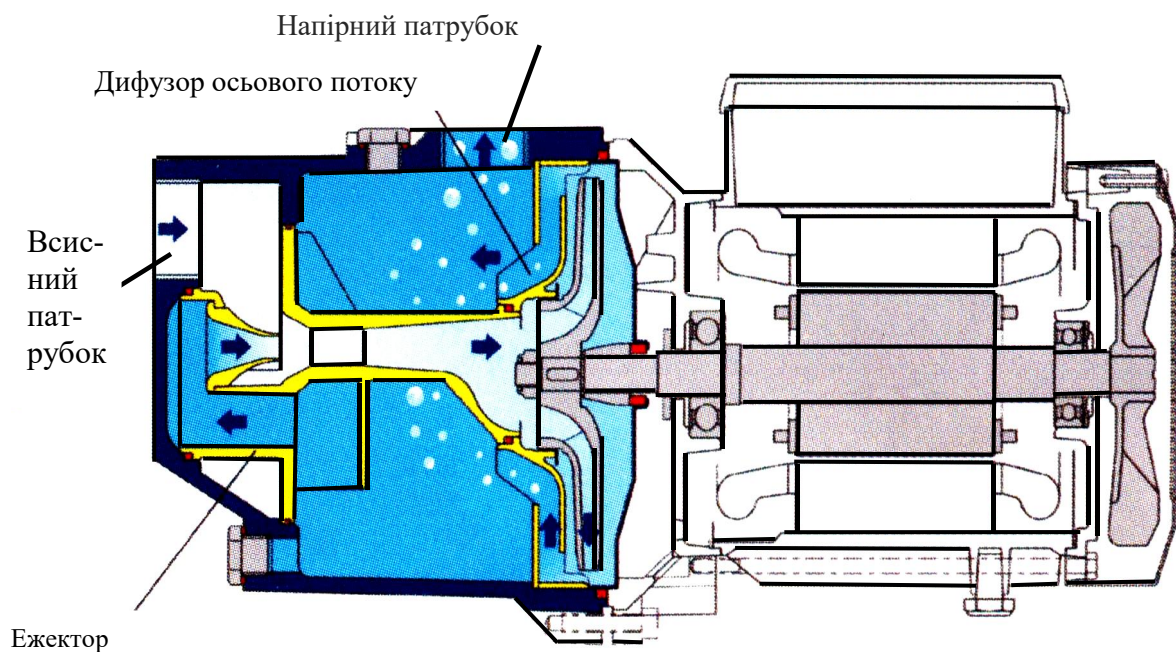


Рис. 14.12. Схема механізму з суміщенням функцій насоса і пристрою для заливки

При обертанні робочого колеса на ньому створюється перепад напору, який забезпечує циркуляцію потоку крізь ежектор струменевого насосу. При цьому виникає розрідження і всмоктування крізь всисний патрубок спочатку повітря, а потім води з всисного трубопроводу і джерела водопостачання.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Які умови нормальної експлуатації відцентрових насосів?
2. Як визначають межі робочого діапазону зміни подачі?
3. Які способи регулювання параметрів робочого режиму відцентрового насоса?
4. Що позначають цифри і літери в типорозмірі насосу ЦНС?
5. Які застосовують способи заливки насосів?

РОЗДІЛ 15. СПЕЦІАЛЬНІ ЗАСОБИ ВОДОВІДЛИВУ

15.1. Поршневі та ротаційні насоси

Поршневі насоси це нагнітачі об'ємного принципу дії в яких механічна енергія привода перетворюється в гідравлічну енергію при зворотно-поступальному русі поршня в циліндрі. Склад поршневого насосу розглянемо на прикладі рис.15.1, де позначено: 1 – циліндр; 2 – поршень; 3 – шток; 4, 5 – всмоктувальний та нагнітальний клапани; 6 – кривошипно-шатунний механізм; 7, 8 - всмоктувальний та нагнітальний трубопроводи; 9 – повітряний ковпак (пневматичний акумулятор) для компенсації нерівномірності подачі.

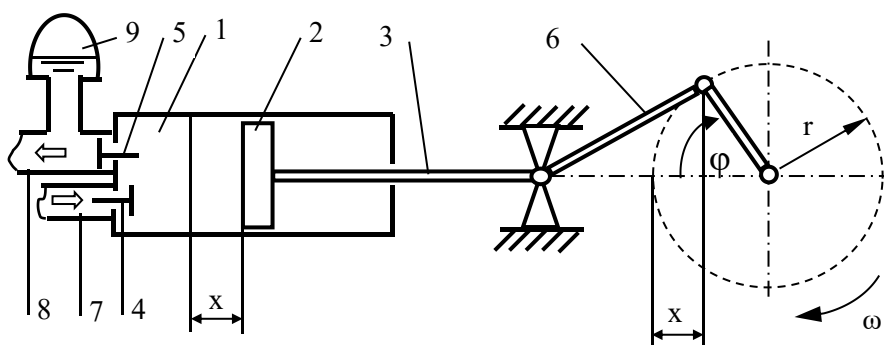


Рис.15.1. Схема поршневого насосу одинарної дії

Дана схема відноситься до поршневого *насосу одинарної дії*, коли напірне переміщення рідини відбувається лише при одному напрямку руху поршня. Недоліками такої схеми є велика нерівномірність подачі (значна різниця між її середнім та максимальним значеннями обмежує продуктивність насосу, погіршує масо-габаритні показники), нерівномірність завантаження привода, що пов'язано із зниженням його енергетичних показників. Крім одинарної, за *способом дії* розрізняють ще кілька типів поршневих насосів.

Схему *насосу подвійної дії* наведено на рис.15.2. В даному випадку нагнітання відбувається при обох напрямках переміщення поршня, для чого з кожного його боку є камера з клапанами. Коли в одній камері режим всмоктування, в іншій – нагнітання, і навпаки. Нерівномірність подачі зменшується, покращується розподіл завантажень привода при прямому та зворотному ходах поршня. Такі самі позитивні властивості притаманні *насосу диференційної дії*, рис.15.3, де клапанами обладнано лише одну камеру. До її виходу приєднано другу камеру, в яку всмоктується половина рідини, що витіснена під час робочого ходу першої камери. При зворотному ході нагнітання відбувається за рахунок другої камери. В розглянутих насосах робочий орган може бути у вигляді *поршня* – диску з ущільненнями (рис.15.2), або у вигляді *плунжера* – довгого циліндру (рис.15.3). В останньому випадку ущільнення знаходиться на корпусі.

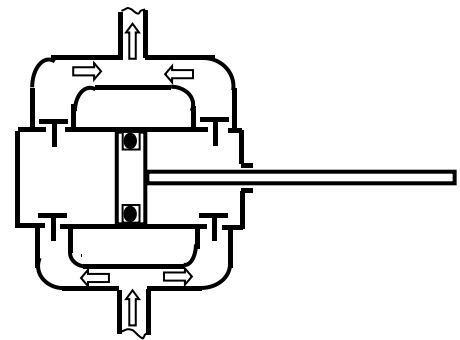


Рис.15.2. Схема поршневого насосу подвійної дії

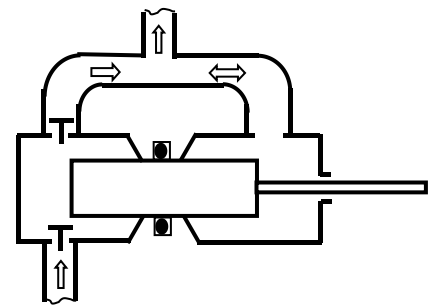


Рис.15.3. Схема насосу диференційної дії

Для перекачування рідини з твердими домішками застосовується *насос діафрагмової дії*. На його схемі, рис.15.4, позначено: 1 – плунжер; 2 – гнучка діафрагма, що відокремлює циліндр 3 з робочою рідиною (олива, емульсія) від перекачуємої рідини. При даній схемі рухомі частини насоса захищені від абразивного впливу твердих домішок.

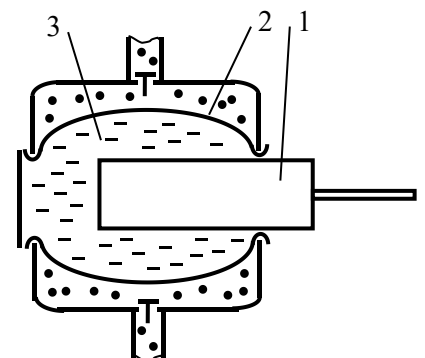


Рис.15.4. Схема насосу діафрагмової дії

Подача поршневого насосу змінюється в часі відповідно до зміни швидкості руху поршня. Для дослідження даного зв'язку отримаємо вираз

часової залежності миттєвої подачі Q_M . Для насосу подвійної дії, при нехтуванні площею перетину штока, можна записати:

$$Q_M = |F_n c_n|,$$

де F_n , c_n – площа і швидкість руху поршня. Врахуємо, що швидкість є часовою похідною переміщення поршня від крайнього лівого положення x (рис.15.1): $c_n = dx/dt$. Підставимо значення переміщення, що пов'язано з кутом повороту приводного валу φ виразом $x = r - r \cos \varphi$ і отримаємо: $c_n = r \sin \varphi \, d\varphi/dt = r\omega \sin \varphi$, де ω – кутова швидкість. Миттєва подача насосу подвійної дії визначається залежністю:

$$Q_M = F_n r \omega |\sin \varphi|. \quad (15.1)$$

В випадку насоса одинарної дії, при зворотному русі поршня подача дорівнює нулю. Миттєва подача визначається виразом:

$$Q_M = F_n r \omega (\sin \varphi + |\sin \varphi|)/2. \quad (15.2)$$

Графіки залежностей (15.1), (15.2) представлено на рисунках 15.5, 15.6, відповідно. Нерівномірність подачі можна оцінити величиною середнього її значення по відношенню до максимального. Для насоса подвійної дії ця величина становить:

$$Q_{cp.2} = \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} \sin \varphi d\varphi = 2/\pi.$$

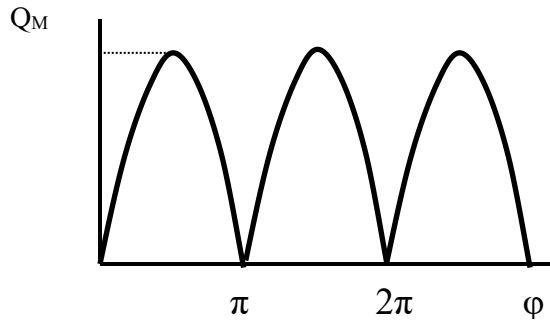


Рис.15.5. Залежність зміни миттєвої подачі поршневого насосу подвійної дії

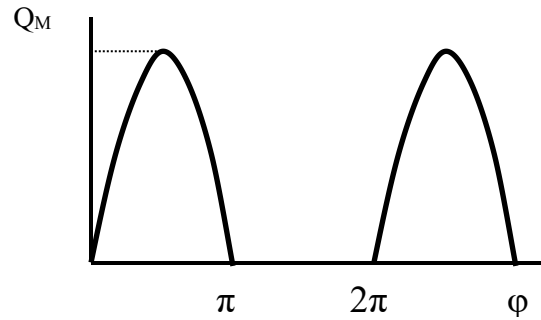


Рис.15.6. Залежність зміни миттєвої подачі поршневого насосу одинарної дії

Для насосу одинарної дії вона в два рази менша: $Q_{cp.1} = 1/\pi$.

Для зменшення нерівномірності подачі використовують насоси з кількома паралельно працюючими циліндрами, робочі цикли яких зміщено на кут $\varphi_3 = 360/z$, де z – кількість циліндрів. Зменшення нерівномірності подачі оцінимо за величиною її середнього значення. Для насосу, що складається з трьох циліндрів одинарної дії (насос потрійної дії) графік миттєвої подачі наведено на рис.15.7, де цифрами позначено миттєві подачі відповідних циліндрів. Відносне значення середньої подачі такого насосу в три рази більше ніж у насоса одинарної дії. Воно становить:

$$Q_{cp.3} = \frac{6}{\pi} \int_{\pi/3}^{\pi/2} \sin \varphi d\varphi = \frac{3}{\pi}.$$

Теоретична
подача насоса
одинарної дії може
 бути визначеною
 виходячи з кількості
 циклів в одиницю
 часу і робочого
 об'єму циліндра
 (об'єм, що

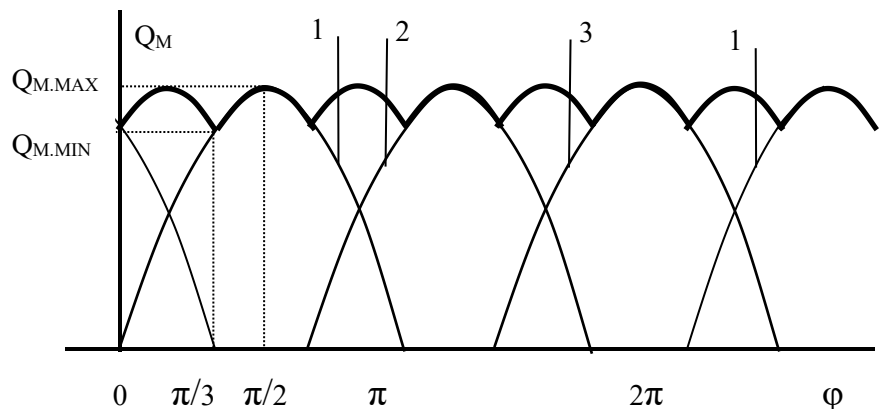


Рис.15.7. Залежність зміни миттєвої подачі трициліндрового поршневого насосу одинарної дії

змінюється при переміщенні поршня):

$$Q_m = 60F_n s_n n z, \quad (15.3)$$

де Q_m – теоретична подача, м³/год; s_n – ход поршня, м; n – швидкість обертання приводного валу, м³/хв; F_n – площа поршня, м²; z – кількість циліндрів.

Теоретична подача насоса подвійної дії визначається аналогічно, з урахуванням площі штоку $f_{ш}$, м² :

$$Q_m = 60(2F_n - f_{ш})s_n n z. \quad (15.4)$$

Індикаторна діаграма робочого циклу поршневого насоса дозволяє дослідити робочі процеси в машині за допомогою залежності: об'єм циліндру – тиск в циліндрі. На рис.15.8 позначено: P_1 , P_2 – тиск в всмоктувальному та нагнітальному трубопроводах; V_p – робочий об'єм циліндру (змінюється при переміщенні поршня). При ідеалізації процесів (а саме, нехтуванні: стисненням рідини, витоками, інерцією клапанів, гідравлічними опорами в їх проточних каналах) індикаторна діаграма має вигляд прямокутника $abcd$. Вихідна точка a відповідає положенню максимального входу поршня в циліндр при відкритому всмоктувальному клапані, рис.15.1. При переміщенні поршня відбувається всмоктування – лінія ab . Коли поршень починає рухатись в зворотному напрямку всмоктувальний клапан закривається, нагнітальний відкривається. При прийнятих припущеннях це відбувається миттєво – вертикальна лінія підвищення тиску bc . Зворотному руху поршня відповідає лінія cd – виштовхування, зміні напрямку – лінія da , зниження тиску.

Площа індикаторної діаграми відповідає роботі, що витрачається за цикл. При ідеальних процесах робота визначається: $A = (P_2 - P_1)V_p$.

Індикаторна діаграма дійсного робочого циклу efg h відрізняється від ідеальної рядом ознак. 1) Зниження тиску при всмоктуванні і збільшення при нагнітанні обумовлено втратами тиску в.

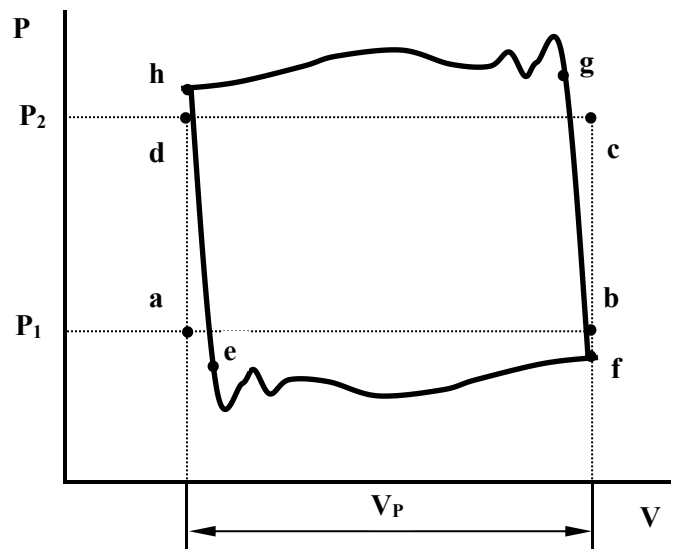


Рис.15.8. Індикаторна діаграма робочого циклу поршневого насоса

всмоктувальному та нагнітальному трактах насоса. Втрати тиску пропорційні квадрату подачі. Максимум втрат в середньому положенні поршня при максимумі швидкості і, відповідно, подачі. 2) Нелінійність процесів всмоктування ef та нагнітання gh обумовлена, крім зміни подачі: інерцією клапанів, вібрацією їх запірних частин. 3) Невертикальність ліній підвищення тиску fg та зниження he обумовлено: стисненням реальної рідини, витоками, запізненням спрацьовування клапанів. За видом індикаторної діаграми можна оцінити якість процесів в насосі. Зміна її в процесі експлуатації дозволяє діагностувати стан вузлів насоса.

Переваги поршневих насосів: можливість створення великих напорів, які обмежуються міцністю деталей і потужністю привода; сталість подачі, яка не залежить від напору і обумовлена розмірами циліндру і часом робочого циклу; порівняно високий ККД, який перевищує ККД відцентрових насосів.

Недоліки поршневих насосів: нерівномірність подачі; менша швидкохідність внаслідок динамічної нерівноваженості конструкції (розділ

1.1) і, відповідно, великі габарити та маса; потреба в редукторі для з'єднання з високошвидкісним електродвигуном.

Ротаційні насоси, як і поршневі, являють собою машини об'ємної дії. На відміну від поршневих насосів, у ротаційних зміна об'єму здійснюється не при зворотно-поступальному русі поршня або плунжера, а при обертотому русі елемента конструкції, який змінює об'єм. В якості прикладу можна розглянути схему роторно-пластинчатого насоса, рис.1.2 і гвинтовий насос, який докладно розглянуто в розділі 16.4.

Напірні характеристики ротаційних насосів, як і поршневих, в ідеальному випадку являють собою графіки, які перпендикулярні осі подачі. В реальних конструкціях, внаслідок збільшення витоків при збільшенні напору і зменшенні швидкості приводу при збільшенні моменту опору, напірна характеристика відхиляється від ідеальної в сторону зменшення подачі. Приклад напірної характеристики гвинтового насоса зображено на рис.16.15.

Переваги ротаційних насосів: сталість подачі; можливість створення великих тисків; властивості самовсмоктування; динамічна врівноваженість конструкції, яка дозволяє мати високу швидкість і відсутність потреби в знижувальному редукторі для з'єднання з електродвигуном.

Недоліки ротаційних насосів пов'язані із складністю конструкції.

15.2. Струменеві насоси

Струменеві нагнітачі (розділ 1.1) використовують як при створенні установок для збільшення тиску і напірного переміщення рідини (гідроелеватори), так і пристроїв для створення розрідження, які забезпечують підйом рідини по всмоктувальному трубопроводу (ежектори, рис.14.7, 14.12). За принципом дії і конструкцією ці нагнітачі тотожні.

Приклад насосно-гідроелеваторної установки для підйому води з свердловини наведено на рисунку 15.9. Відцентровий насос 1, який

розміщено на поверхні, нагнітає воду в трубу для робочої рідини 2, що знаходиться всередині обсадної труби 3. Робоча труба приєднана до струменевого насосу. Вона спрямовує потік води в змішувальну камеру 4 крізь насадок 5.

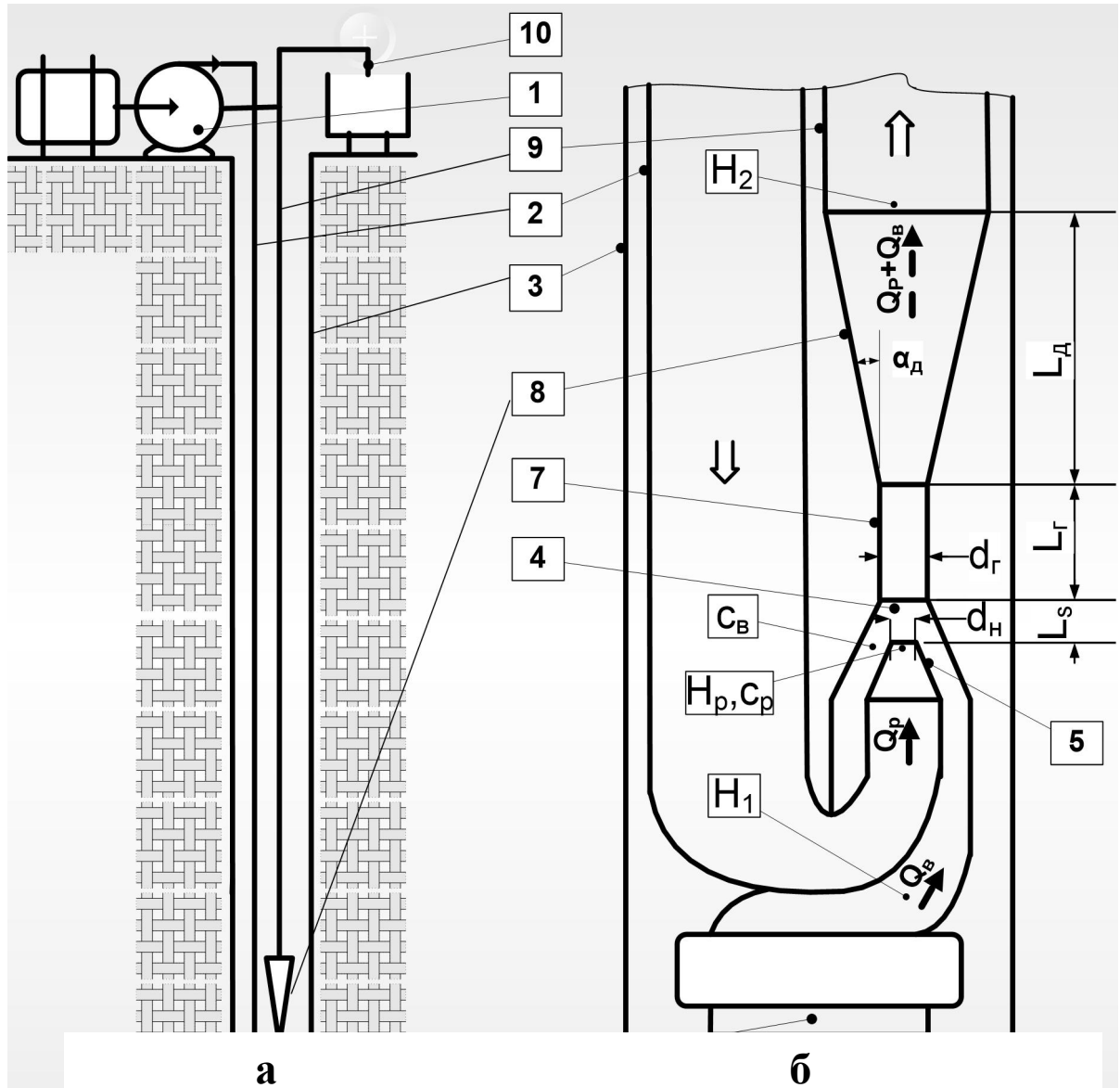


Рис.15.9. Насосно-гідроелеваторна установка:

а – схема насосно-гідроелеваторної установки; б – схема струменевого насосу; 1 – відцентровий насос; 2 – робоча труба; 3 – обсадна труба; 4 – змішувальна камера; 5 – насадок; 6 – фільтр і зворотний клапан; 7 – горловина; 8 – дифузор; 9 – водопідйомна труба; 10 – напірний трубопровід

Внаслідок його звуження відбувається перерозподіл між статичною і динамічною складовими напору. Площа перерізу потоку зменшується, його швидкість збільшується, динамічний напір (кінетична енергія) збільшується і, відповідно до закону збереження енергії, статичний напір зменшується. В змішувальній камері виникає розрідження, внаслідок якого до неї крізь фільтр і зворотний клапан 6 всмоктується рідина, яка відкачується з свердловини. Обидва вхідні потоки змішуються і, крізь горловину 7, потрапляють до дифузору 8, який з'єднано з водопідйомною трубою 9. В дифузори динамічний напір перетворюється в статичний і під його дією робоча рідина разом з відкачуємою піднімається на поверхню, подається на вхід насоса і в напірний трубопровід 10.

Розрахунок струменевого насосу з точним урахуванням особливостей конструкції і робочого режиму потребує врахування складної тривимірної картини розподілу швидкостей потоків, що на практиці важко реалізувати. Тому, при проектуванні спираються на типові характеристики струменевих насосів, які перераховують до заданих параметрів відповідно до прийнятих критеріїв подоби. Використовують критерій геометричної подоби, в якості якого приймають відношення площ перерізу горловини і вихідного отвору насадку, або вихідного отвору насадку і змішувальної камери в її початку (в площині вихідного отвору насадку). В якості критерію кінематичної подоби застосовують відношення швидкостей потоків на початку камери змішування (потік, який ежектується) і на виході з насадку (потік, який ежектує).

Приклад типових характеристик струменевих насосів за методикою ВНДГідромаш, які отримано за результатами експериментальних досліджень, наведено на рис.15.10, [1]. На ньому, в функції *відносних витрат* (ступеня ежекції):

$$\bar{Q} = Q_v / Q_p, \quad (15.5)$$

де Q_v, Q_p – витрати всмоктуємої і робочої рідини, показано графічні залежності *відносного напору*:

$$\bar{H} = \frac{H_k}{H_k + H_p}, \quad (15.6)$$

де $H_k = H_2 - H_1$ – корисний напір, дорівнює різниці напору на виході з дифузору H_2 і на вході в насос H_1 (площина визначення H_1 на рис.15.9); H_p – робочий напір перед насадком.

Крім того, на рис.15.10 наведено залежності *коефіцієнту корисної дії* струменевого насоса:

$$\eta = \frac{H_k Q_v \rho_v}{H_p Q_p \rho_p} = \frac{\bar{H} \rho_v \bar{Q}}{(1 - \bar{H}) \rho_p}, \quad (15.7)$$

де ρ_v, ρ_p – густина рідини, яка всмоктується та робочої рідини.

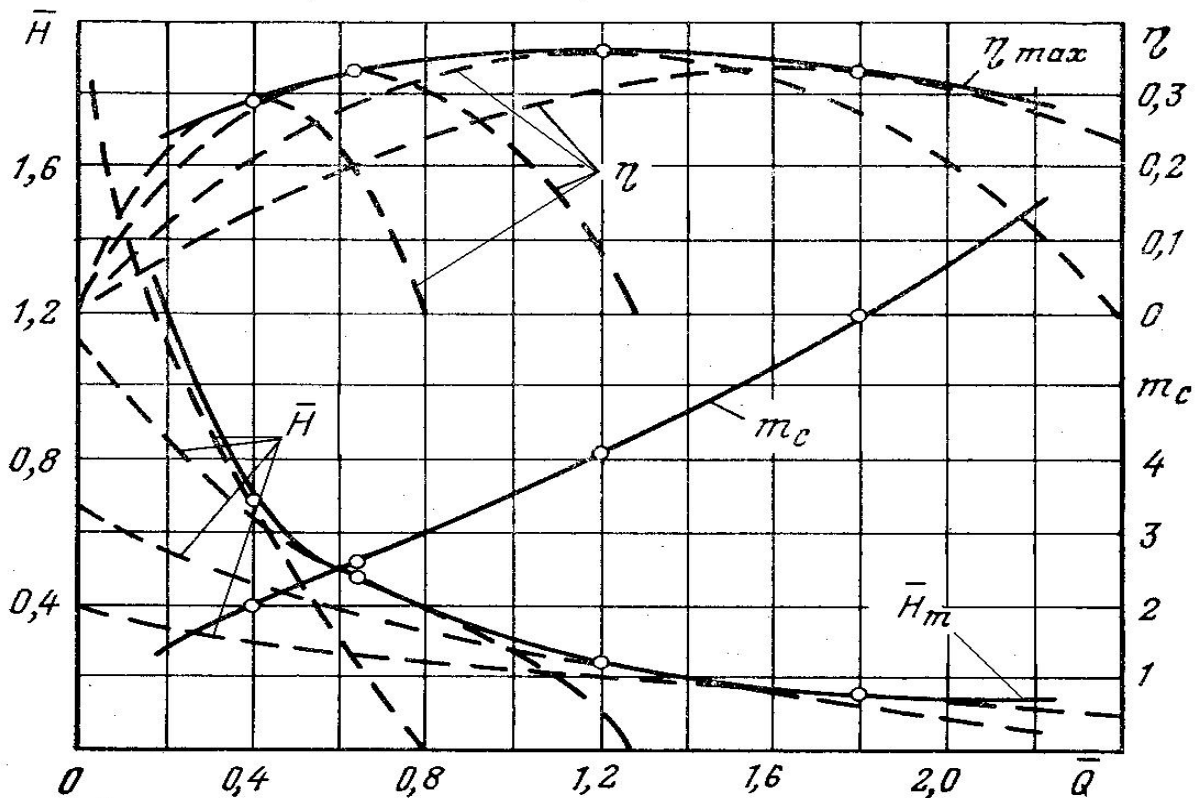


Рис.15.10. Типові характеристики струменевих насосів

Залежності \bar{H} та η представлено для чотирьох значень відношення площі перерізу горловини і вихідного отвору насадку (критерій геометричної подоби):

$$m_c = (d_z / d_n)^2, \quad (15.8)$$

де d_z, d_n – діаметри горловини і насадка, рис.15.9. Для визначення величини m_c , яка відповідає конкретному графіку, на рис.15.10 наведено її графічну залежність від відносних витрат при максимумі ККД. Тобто, для максимуму ККД потрібного графіка η визначаємо відповідну до нього величину \bar{Q} і за графіком m_c знаходимо відповідне значення цієї величини. Графік відносного напору, який відповідає даному значенню m_c , можна встановити визначив якому графіку ККД він відповідає (нульовому напору відповідає нульовий ККД).

Для кожного значення величини m_c оптимальний режим роботи знаходиться в зоні максимальних ККД. Встановити зв'язок між параметрами оптимальних режимів дозволяють графічні залежності η_{\max} і \bar{H}_m від відносних витрат, останні, в цьому випадку, відповідають витратам в зоні максимальних ККД – \bar{Q}_m .

Визначення параметрів водовідливної установки із струменевим насосом при використанні типових характеристик рис.15.10 можна здійснити за наступним алгоритмом.

Вихідною інформацією є потрібні витрати рідини, яка всмоктується – Q_v і значення її густини ρ_v .

Обираються відносні величини параметрів робочого режиму при більших ККД і відносних напорах. Наприклад, задав величину $\bar{Q}_m = 1$ і визначив за графіком відповідну до неї величину $\bar{H}_m = 0.3$, з урахуванням (15.5) визначимо потрібні витрати робочої рідини:

$$Q_p = Q_v / \bar{Q}_m. \quad (15.9)$$

Потрібна величина робочого напору може бути визначеною з урахуванням (15.6), якщо відома величина корисного напору. В сталому режимі роботи корисний напір насоса врівноважується втратами напору в напірному та всисному трубопроводах, (5.1), (5.2). Докладне визначення характеристики трубопровідної мережі можна здійснити відповідно до (17.16). При цьому треба враховувати, що на вході струменевого насоса, у всисному трубопроводі, подача – Q_v , а на виході, в напірному трубопроводі, подача становить:

$$Q_n = Q_v + Q_p. \quad (15.10)$$

Таким чином, з урахуванням сказаного, корисний напір становить:

$$H_k = H_2 - H_1 = H_z + R_v Q_v^2 + R_n Q_n^2, \quad (15.11)$$

де $H_z = H_{вс} + H_n$ – геодезичний напір, який дорівнює сумі висот нагнітання H_n і всмоктування $H_{вс}$; R_v, R_n – величини опорів всисної і нагнітальної ділянок трубопроводу. Якщо частина піднятої води повертається на вхід насоса, як на рис.15.9, то подача водопідйомної труби буде більша ніж напірного трубопроводу. Для врахування цього остання складова (15.11) повинна бути представленою сумою втрат напору в цих ділянках напірного трубопроводу. Величина $H_{вс}$ є відстанню по вертикалі між входом в насос (площина визначення H_1 на рис.15.9) і вільною поверхнею води. Якщо розглядається занурений струменевих насос, то величина $H_{вс}$ буде від'ємною, а опір всисної частини трубопроводу буде визначатись виключно опорами фільтру і зворотного клапану.

За визначено величиною \bar{H}_m , після перетворення (15.6) і з урахуванням (15.11) робочий напір визначається наступним чином:

$$H_p = H_k \frac{(1 - \bar{H}_m)}{\bar{H}_m} = (H_z + R_{вс} Q_в^2 + R_n Q_n^2) \frac{(1 - \bar{H}_m)}{\bar{H}_m}. \quad (15.12)$$

За відомою величиною робочого напору попереду насадка, можна визначити швидкість робочого потоку, що виходить з насадка, при врахуванні коефіцієнта втрат в ньому (можна прийняти, що $\xi_{нас} = 0.06$):

$$c_p = \sqrt{2g H_p / (1 + \xi_{нас})}. \quad (15.13)$$

Діаметр насадка можна визначити:

$$d_n = \sqrt{(4 Q_p) / (\pi c_p)}. \quad (15.14)$$

Діаметр горловини розраховується за допомогою (15.8), визначив відповідну до графіка m_c , рис.15.10, значення цієї величини, яке відповідає заданій величині \bar{Q}_m (при $\bar{Q}_m = 1$, $m_{c.m} = 3.5$, рис.15.10):

$$d_z = d_n \sqrt{m_{c.m}}. \quad (15.15)$$

Інші розміри струменевого насоса, рис.15.9, можна прийняти відповідно до наступних рекомендацій, [1]:

Відстань між насадком і входом в горловину $L_s = d_n$.

Довжина горловини $L_z = (3.2 \dots 6) d_z$.

Кут розкриття дифузора $\alpha_\partial = 6 \dots 10^\circ$.

Кут конусності насадка $\alpha_n = 12 \dots 14^\circ$.

Довжина дифузора $L_{\partial} = (D_H - d_2) / [2 \operatorname{tg}(\alpha_{\partial} / 2)]$,

де D_H – діаметр нагнітального трубопроводу.

Отримані конструктивні розміри дозволяють визначити діаметр змішувальної камери на її початку, D_3 (в площині вихідного отвору насадка) і визначити швидкість ежектуємого потоку:

$$c_v = \frac{4 Q_v}{\pi (D_3^2 - d_2^2)}. \quad (15.16)$$

Це дозволяє визначити втрати статичного напору у всисній частині струменевого насосу з урахуванням коефіцієнту втрат в ній (можна прийняти, що $\xi_{вс} = 0.1$):

$$h_{вак} = (1 + \xi_{вс}) c_v^2 / 2g. \quad (15.17)$$

І зробити перевірку на виникнення кавітації:

$$h_{вак} < \frac{P_a - P_t}{\rho g} - H_{вс} - R_{вс} Q_v^2, \quad (15.18)$$

де P_a, P_t – тиск атмосферний і насиченої пари (розділ 13); висота всмоктування $H_{вс}$ в випадку заглиблення гідроелеватора, приймає від’ємні значення, що покращує умови безкавітаційної роботи.

Переваги струменевих насосів видно з урахуванням викладеного, це: відсутність рухомих частин; велика надійність, малі витрати на обслуговування; можливість перекачування повітряно-водної суміші, а також припустимість великої кількості твердих домішок; малі розміри, маса і зручність монтажу і переміщення.

Недоліки струменевих насосів пов’язані з низьким ККД, рис.15.10.

15.3. Ерліфти

Ерліфти (повітряні підйомники), розділ 1.1, здійснюють транспортування рідини при використанні енергії стислого повітря. Схему ерліфту зображено на рис.15.11а. Компресор 1 нагнітає стисле повітря в трубу 2, яку з'єднано з форсункою 5. Форсунка являє собою пристрій, який приєднано до нижньої частини підйомної труби 3 і який призначено для перетворення потоку води в потік повітряно-водної суміші. Тобто, форсунка має систему малих отворів (діаметром 3 ... 5 мм, загальною площею приблизно втричі більшою площі підйомної труби), завдяки яким у воді рівномірно розподіляються бульбашки повітря. Густина повітряно-водної суміші менша за густину води. Стовп води, висотою, яка дорівнює глибині занурення форсунки H_3 , має більшу вагу ніж стовп повітряно-водної суміші цієї ж висоти. Різниця цих сил ваги створює підйомну силу, яка примушує рухатись повітряно-водну суміш вгору по трубі і всмоктуватись крізь всмоктувальний пристрій 5 потік води з водозбірника для подальшого змішування з повітрям і підйому. До верхньої частині підйомної труби приєднано повітровідокремлювач 7 з якого повітря виходить в атмосферу, а вода потрапляє до накопичувального баку 8 для подальшого транспортування.

Не зважаючи на конструктивну простоту, процеси в ерліфті достатньо складні і на практиці, при проектуванні цих установок, використовують наближені методи, які, як і при дослідженнях струменевих насосів, спираються на результати фізичних експериментів і співвідношень, що їх узагальнюють. Співвідношення між основними параметрами ерліфта визначають у вигляді узагальнених характеристик, які побудовано для режимів максимальних ККД.

Параметри робочого режиму ерліфта, рис.15.11а, це: Q – подача; P_n – тиск повітря при вході в форсунку; Q_n – витрати повітря; H_2 – висота підйому рідини; H_3 – глибина занурення форсунки.

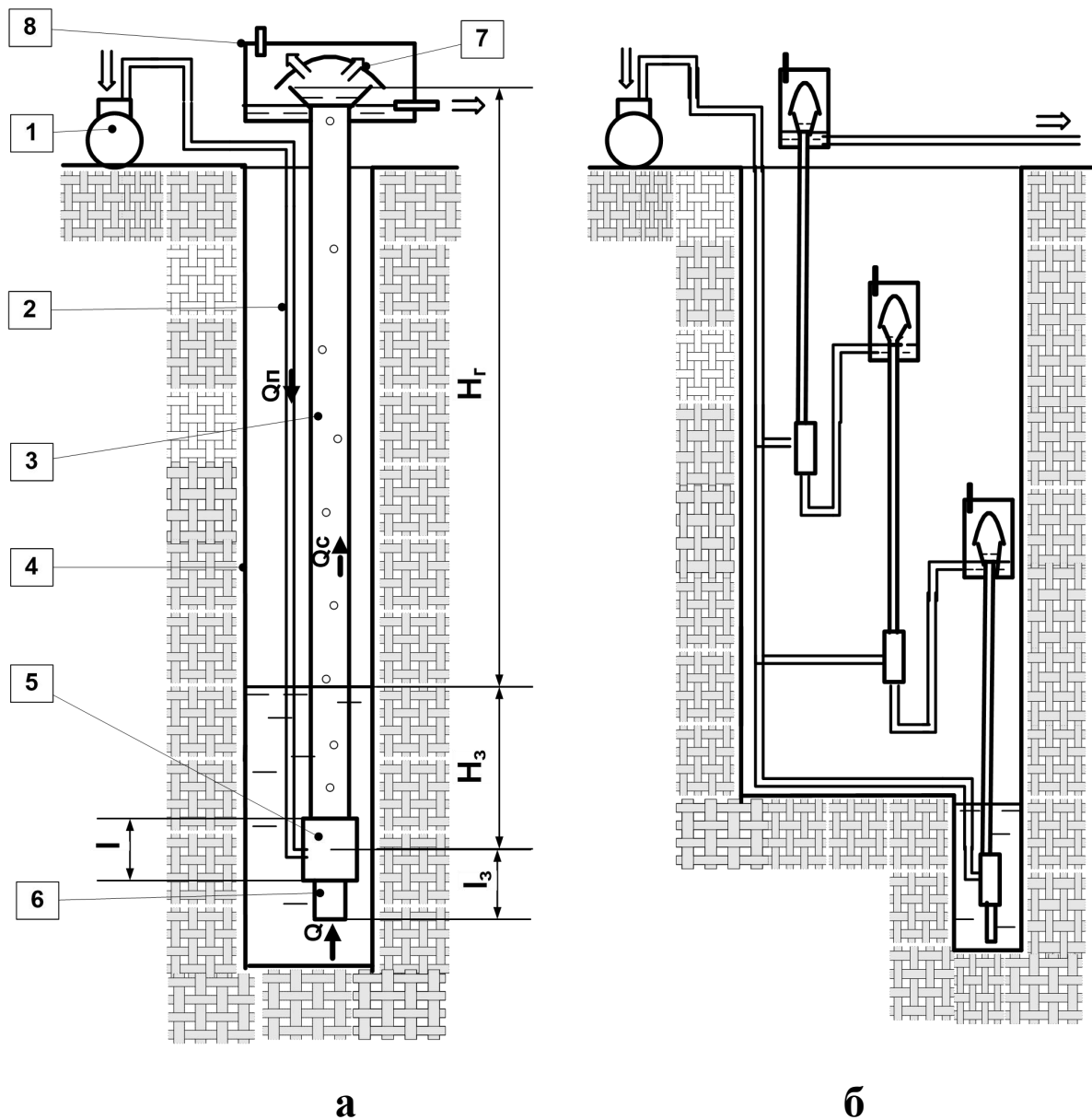


Рис.15.11. Насосно-гідроелеваторна установка:

- а – схема ерліфту; б – схема ступеневого ерліфту;
- 1 – компресор; 2 – повітряна труба; 3 – підйомна труба;
- 4 – обсадна труба; 5 – форсунка; 6 – всмоктувальний пристрій;
- 7 – повітровідокремлювач; 8 – бак-накопичувач

Коефіцієнт корисної дії ерліфта може бути визначений за виразом:

$$\eta = \frac{\rho_v g H_2 Q \eta_k}{E_{num} Q_n}, \quad (15.19)$$

де E_{num} , Н·м/м³ – питома робота компресора на стиснення; η_k – ККД компресора; ρ_v – густина рідини, яка відкачується.

Визначення параметрів ерліфту покажемо на прикладі використання узагальнених характеристик, рис.15.12, [1]. Їх побудовано за результатами експериментальних досліджень режимів з максимальними ККД.

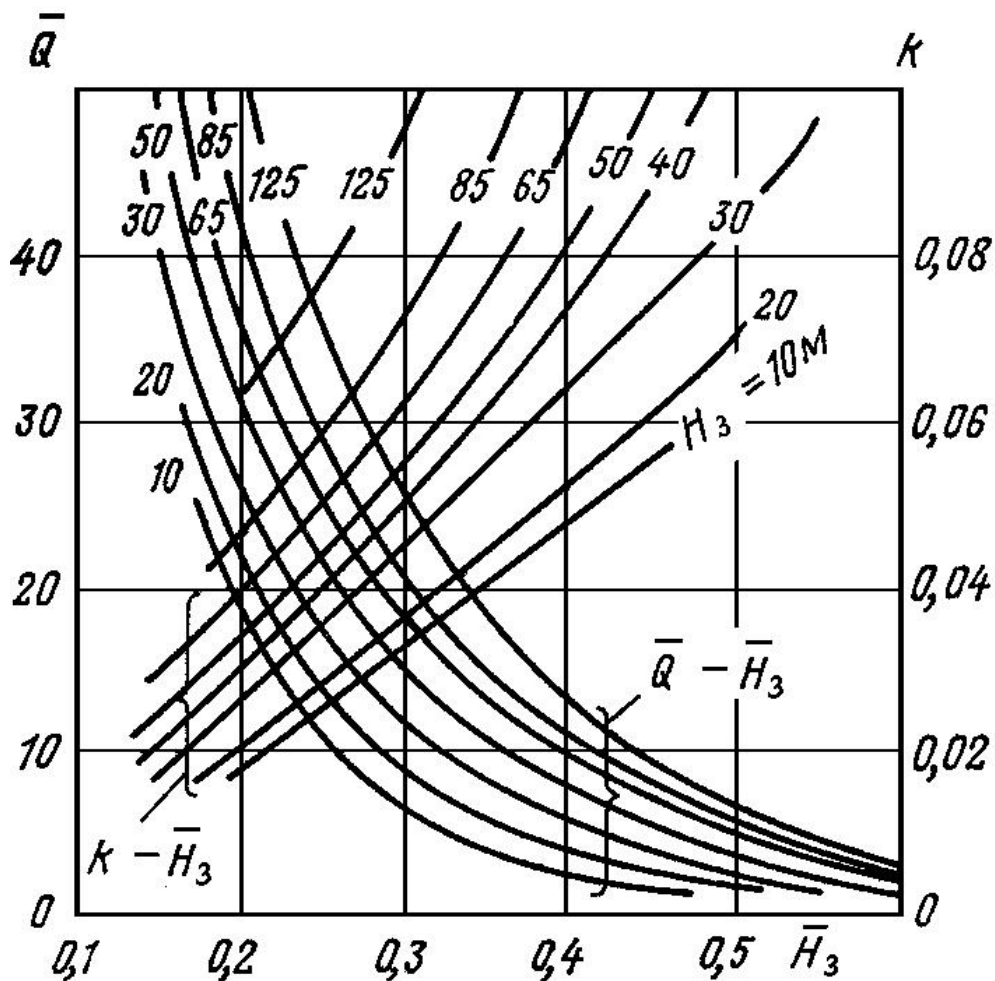


Рис.15.12. Узагальнені характеристики ерліфту

Вихідною інформацією є потрібна подача ерліфту і геодезична висота, а також глибина занурення форсунки, яка обирається можливо більшою. За вихідними даними визначається відносне значення глибини занурення:

$$\bar{H}_3 = \frac{H_3}{H_2 + H_3}. \quad (15.20)$$

За цією величиною і значенням H_3 , відповідно до залежностей рис.15.12, визначається величина коефіцієнту k і відносна подача ерліфту \bar{Q} , яка дозволяє визначити потрібну подачу компресора:

$$Q_n = \bar{Q} Q. \quad (15.21)$$

За величиною коефіцієнта k і заданою продуктивністю ерліфта в м³/год визначається діаметр водопідйомної труби в м відповідно до емпіричної залежності:

$$D_n = k Q^{0.4}.$$

Потрібний тиск P_n в Па визначається при умові втрат тиску на форсунці 10^5 Па:

$$P_n = \rho_g g H_2 + 10^5.$$

Відстань від форсунки до входу всмоктувального пристрою l_3 приймається не меншою 10% глибини занурення для запобігання зворотного ходу повітря. Висота форсунки приймається: $l = (3...5) D_n$. Швидкість повітря в підводячій трубі і в кільцевій камері форсунки приймають на рівні 10...14 м/с.

Ефективність роботи ерліфта залежить від відносної глибини занурення. Оптимальне значення знаходиться в межах: $\bar{H}_3 = 0.4...0.8$. Якщо

ця величина меша ніж 0.2 ерліфти застосовувати недоцільно. Для збільшення відносної глибини занурення застосовують багатоступеневі схеми, рис.15.11 б.

Переваги ерліфтів пов'язані з: простотою конструкції, обслуговування; високою надійністю; можливістю перекачування рідини із значною кількістю твердих домішок; можливістю регулювання продуктивності в широких межах при зміні подачі стислого повітря.

Недоліки ерліфтів обумовлені неможливістю повної відкачки води і низьким ККД, який знаходиться в межах 20...40%.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Чим відрізняється склад і порядок роботи насосів подвійної і диференціальної дії?
2. Які способи використовують для компенсації нерівномірності подачі поршневого насоса?
3. Чому індикаторна діаграма поршневого насоса має екстремум при середньому значенні робочого об'єму?
4. Чим обмежується величина напору поршневого насоса?
5. Які переваги і недоліки струменевих насосів?
6. Яка причина виникнення розрідження в змішувальній камері струменевого насоса?
7. Які переваги і недоліки ерліфтів?
8. Яка сила примушує повітряноводну суміш підніматись по підйомній трубі ерліфта?

РОЗДІЛ 16. МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ТА ВИБОРУ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ НАСОСНИХ УСТАНОВОК

16.1. Методика розрахунку та вибору електромеханічного обладнання водовідливної установки

Вихідними даними для розрахунку є:

- приплив води Q , м³/год.;
- геодезична висота підйому води H_z , м
- температура води, t , °С.

Основні етапи розрахунку [2] – вибір насоса та трубопровідної мережі; визначення параметрів робочого режиму та вибір приводного двигуна насосу; розрахунок фактичної всмоктувальної спроможності насоса для вихідних умов експлуатації та вибір типу насосної камери з визначенням її геометричних розмірів та компоновки основного обладнання; енергетична оцінка ефективності спроектованої установки.

16.1. 1. Вибір насосу

Вибір насоса ґрунтується на забезпеченні необхідних подач та напору. Згідно „Правил безпеки” *мінімально необхідна подача* установки (Q_{min}) визначається із умови видалення нормального добового припливу води за час роботи не менше 20 годин $T_p < 20$ год, тобто $24 * Q = T_p * Q_{min}$, звідки:

$$Q_{min} > 1,2 * Q, \text{ м}^3/\text{год} \quad (16.1)$$

Приплив води Q може визначатися, виходячи з річної продуктивності підприємства A , (т/рік), прогнозного значення коефіцієнта водоємності q , (м³/т) та кількості годин в році ($24 * 365 = 8760$ год/рік):

$$Q = A * q / 8760, \text{ м}^3/\text{год}. \quad (16.2)$$

Необхідний напір насоса повинен забезпечити підйом води на геодезичну висоту, потрібний динамічний напір потоку і подолання опорів трубопровідної мережі. На початку проектування інформації про трубопровід ще нема, тому необхідний напір насоса визначимо за дав частку втрат напору:

$$H_n = H_z / \eta_m, \text{ м} \quad (16.3)$$

де η_m – ККД трубопровідної мережі, орієнтовно шахтного водовідливу приймається 0,9-0,95 (для об'єктів з більшою часткою горизонтальних ділянок трубопроводу величина η_m зменшується).

Насос обирається, виходячи із необхідних подачі (16.1) та напору (16.3) за допомогою графіка областей промислового використання насосів (зведених графіків Q-H полів насосів) та їх технічних характеристик. На рис. 16.1 наведено області використання для багатоколісних секційних насосів ЦНС, які змінюють напір при зміні кількості робочих коліс (розділ 14.3). Поля робочих режимів цих насосів утворюються: по осі подачі – зоною економічного регулювання (рис. 16.1); по осі напору – можливостями зміни кількості послідовно з'єднаних коліс. Для одноколісних насосів К, КМ області використання наведено на рис.16.2. Вони утворюються при варіюванні діаметром робочого колеса. При цьому зона економічного регулювання за подачею зміщується. Тому ліва і права межі областей використання цих насосів, на відміну від насосів ЦНС, утворені невертикальними лініями. При виборі насоса точка з координатами Q_{min} , H_n суміщається з графіком областей і обирається насос, в середину області якого потрапила дана точка. Якщо кілька насосів можуть забезпечити заданий режим, то досліджують обидва варіанти і обирають кращий за економічними показниками (мінімум зведених витрат). При виборі насоса треба враховувати, що робочі подачі знаходяться справа від мінімальної. Тобто, якщо задана точка розміщена поблизу правої межі області, то робоча точка може потрапити в зону низьких ККД за межами області використання.

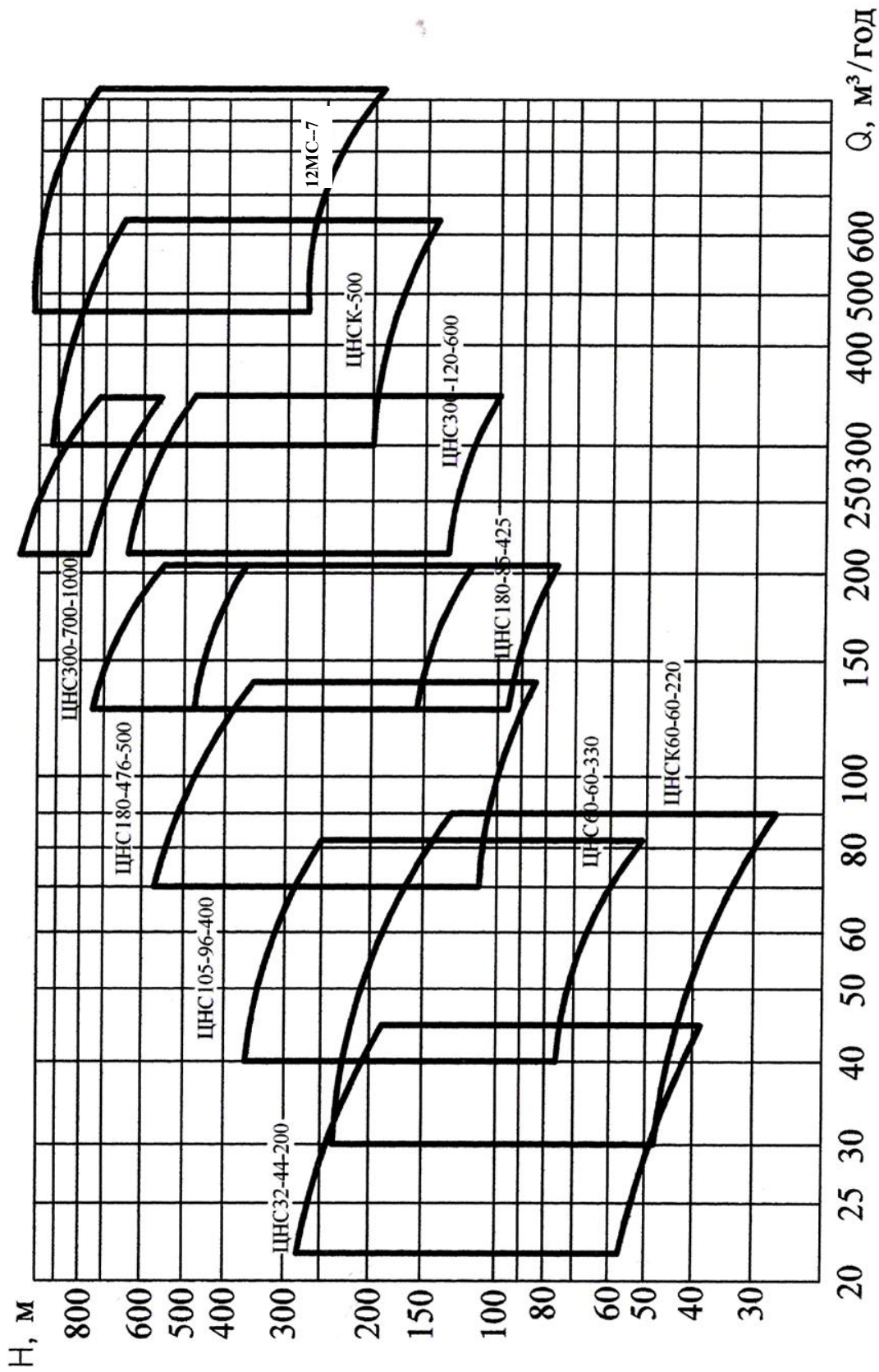


Рис. 16.1. Область промислового використання насосів ЦНС

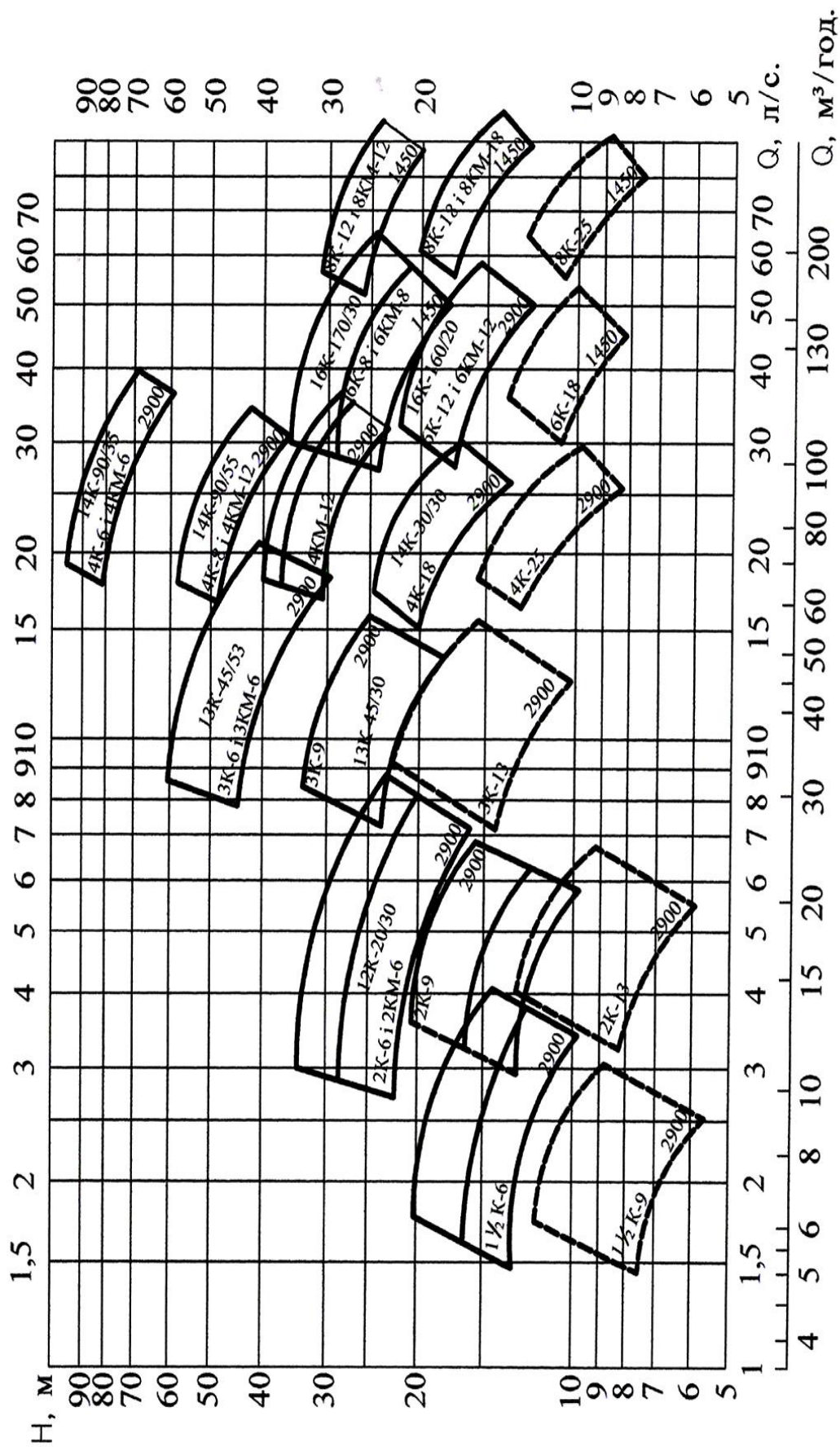


Рис.16.2. Область промислового використання насосів К, КМ

Для секційних насосів визначається необхідна кількість робочих коліс (ціле число):

$$i > H_n / H_k, \quad (16.4)$$

де H_k – напір одного робочого колеса обраного насоса при подачі Q_{min} (визначається по його напірній характеристиці графічним, або аналітичним способом).

Експлуатаційна напірна характеристика $H=f(Q)$ обраного насоса (для секційних насосів – характеристика одного колеса), а також характеристика ККД $\eta_n=f(Q)$ задаються графіками в його паспортних (каталогових) даних або аналітичними залежностями, які побудовані спираючись на ці дані:

$$H=H_{k0}+AQ-BQ^2; \quad (16.5)$$

$$\eta_n=aQ-bQ^2+cQ^3; \quad (16.6)$$

де H_{k0} - напір одного робочого колеса при нульовій подачі; A, B, a, b, c – сталі коефіцієнти для обраного типу насоса, які визначаються при апроксимації каталогової характеристики поліномом.

Для визначення величин A, B можна скласти два рівняння відносно них (16.5), задав координати точок початку та кінця робочої ділянки напірної характеристики, для подач Q', Q'' , (рис. 14.1). Для величин a, b, c подібним чином складаються три рівняння (16.6), задав, додатково до подач Q', Q'' , ще номінальну подачу і координати відповідних точок на характеристиці $\eta_n=f(Q)$.

Аналітичним способом напір одного робочого колеса обраного насоса при подачі Q_{min} визначається за допомогою виразу (16.5):

$$H_k = H_{k0} + A Q_{min} - B Q_{min}^2.$$

Після цього відповідно до виразу (16.4) визначається величина H_n/H_k і, для визначення кількості робочих коліс i , округлюється до цілого, в загальному випадку в більшу сторону. Але, при малій кількості коліс похибка округлення може бути надто великою, якщо дрібна частка величини H_n/H_k значно менша одиниці. В такому випадку кращі результати можуть бути при округленні в меншу сторону. Яке із рішень вірне можна буде визначити після розрахунку параметрів робочого режиму (при умові, що робоча подача Q_p буде більшою за Q_{min}).

Перевірка за умови стійкої роботи обраного насоса здійснюється для запобігання помпажу (розділ 5.2) при застосуванні виразу:

$$0,95H_{ko} * i > H_z, \quad (16.7)$$

Якщо умова (16.7) не задовольняється, слід збільшити кількість коліс, а коли це неможливо – прийняти інший насос.

Таким чином, після вибору насоса і визначення його характеристик, для розрахунку величини параметрів робочого режиму насосної установки треба обрати параметри трубопроводу і отримати його витратну характеристику.

16.1.2. Вибір трубопроводу

Розрахунку та вибору підлягають: довжина трубопроводу, стандартні значення перерізу труб, витратна характеристика трубопровідної мережі. Трубопровід насосної установки складається із напірної та підводячої частин.

Дійсна довжина напірної частини трубопроводу визначається:

$$L_n = \frac{H_z}{\sin \alpha} + l_1 + l_2 + l_3, м \quad (16.8)$$

де a – кут нахилу трубопроводу (для вертикальних трубопроводів $\sin \alpha = 1$);
 $l_1 = 20-30$ м – довжина труб в насосній камері до більш віддаленого насоса;
 $l_2 = 15-20$ м – довжина труб в ходку, який з'єднує насосну камеру із стволом;
 $l_3 = 15-20$ м – довжина труб на поверхні, від ствола до місця зливу води.

Довжина підводячої частини трубопроводу приймається 20-25 метрів.

$$L_n = 20-25, \text{ м.} \quad (16.9)$$

Наведені значення довжин ділянок трубопроводу є орієнтовними для шахтного водовідливу і повинні бути уточненими відповідно до конкретики водовідливу, який проектується.

Внутрішні діаметри трубопроводів визначаються із залежностей

$$d_{n,n} = \sqrt{\frac{4Q_n}{3600 \pi (V_e)_{n,n}}}, \text{ м} \quad (16.10)$$

де Q_n – номінальна подача насоса згідно його технічної характеристики, або ж прийнята з умов 15% перевищення мінімально необхідної подачі (1.1);
 $(V_e)_{n,n}$ – економічно доцільна швидкість води в напірному та підводячому трубопроводах, м/с.

Величина V_e визначається із умови мінімуму приведених витрат на спорудження трубопроводу та експлуатаційних витрат енергії при переміщенні води крізь нього за період експлуатації. При цьому V_e можна визначати згідно емпіричної залежності

$$V_e = 4,2 \sqrt[4]{Q_n/3600}, \text{ м/с.} \quad (16.11)$$

Для геотехнічних виробництв можна приймати швидкості руху води в напірній та підводячій частинах трубопроводів відповідно 2,5 м/с та 2,0 м/с, тобто:

$$V_e^n = 2,5 \text{ м/с} , \quad (16.12)$$

$$V_e^n = 2,0 \text{ м/с} . \quad (16.13)$$

Наслідком задавання меншої швидкості в підводячому трубопроводі є збільшення його діаметру, зменшення гідравлічних втрат в ньому, збільшення тиску на вході в насос і, відповідно, менша ймовірність виникнення кавітації.

Ще більш спрощений спосіб визначення діаметрів трубопроводів полягає в їхньому виборі, відповідно діаметрам вихідного й вхідного патрубків обраного насоса. Згідно розрахованих значень діаметрів (16.10) приймаються більші стандартні значення по таблиці 16.1 та вибирається товщина стінки труб, їх зовнішній діаметр і марка сталі відповідно до тиску води (H_2).

Таблиця 16.1 Характеристика безшовних гарячекатаних труб

Товщина стінки труби, мм	Внутрішній діаметр труби, мм	Найбільший робочий тиск МПа, для марок сталі				Коефіцієнт опору труби, λ	Питомий коефіцієнт витрат K^2 труби, $\text{м}^6/\text{сек}^2$
		Ст.2	Ст.4	Ст.5	Ст.6		
3,5	50	11,0	13,5	16,5	20,0	0,052	0,000069
4	49	12,5	15,5	18,5	22,5	0,053	0,000063
4	65	10,0	12,0	14,5	17,5	0,048	0,000297
4,5	64	11,0	13,5	16,5	20,0	0,049	0,000271
4	81	7,5	9,5	11,5	14,0	0,045	0,000940
5	79	9,5	12,0	14,5	17,5	0,045	0,000835
4	100	6,0	7,5	9,0	11,0	0,042	0,002880
5	98	7,5	9,5	11,5	14,0	0,042	0,002585
6	96	9,5	11,5	14,	16,5	0,042	0,002360
4	125	5,0	6,0	7,5	9,0	0,039	0,009400
5	123	6,5	7,5	9,0	11,0	0,039	0,008770
6	121	7,5	9,0	11,0	14,0	0,039	0,008180
4,5	150	5,0	6,0	7,0	8,5	0,037	0,0247

Продовження таблиці 16.1

5	149	5,5	6,5	8,0	9,5	0,037	0,0244
6	147	6,5	8,0	9,5	11,5	0,037	0,0223
7	145	7,5	9,0	11,0	13,0	0,037	0,0208

6	191	5,5	6,5	8,0	9,5	0,034	0,0897
7	189	6,5	8,0	9,5	11,5	0,034	0,0857
8	187	7,5	9,5	11,0	13,5	0,034	0,0820
9	185	8,5	10,5	12,5	15,0	0,034	0,0774
10	183	9,5	12,0	14,5	17,0	0,034	0,0712
6	207	4,5	5,5	7,0	8,0	0,033	0,1490
7	205	5,5	6,5	8,0	9,5	0,033	0,1330
8	203	6,0	7,5	9,0	11,0	0,033	0,1270
9	201	7,0	8,5	10,0	12,0	0,033	0,1210
10	199	7,5	9,0	11,0	13,0	0,033	0,1170
7	231	5,0	6,0	7,0	8,5	0,032	0,2530
9	227	6,0	7,5	9,0	11,0	0,032	0,2250
10	225	7,0	8,5	10,0	12,0	0,032	0,2230
11	223	8,5	11,0	13,0	15,5	0,032	0,2100
7	259	4,5	5,5	6,5	7,5	0,031	0,4600
8	257	5,0	6,0	7,0	8,5	0,031	0,4400
9	255	5,5	7,0	8,0	9,0	0,031	0,4250
0	253	6,0	7,5	9,0	11,0	0,031	0,4100
11	251	6,5	8,5	10,0	12,0	0,031	0,3920
8	309	4,0	5,0	6,0	7,5	0,029	1,1800
9	307	4,5	5,5	7,0	8,0	0,029	1,1550
10	305	5,0	6,5	7,5	9,0	0,029	1,1050
11	303	5,5	7,0	8,5	10,0	0,029	1,0800
12	301	6,0	7,5	9,0	11,0	0,029	1,0300
8	335	4,0	5,0	6,0	7,5	0,028	1,8300
10	331	5,0	6,5	8,0	9,5	0,028	1,7100
12	327	6,5	8,0	9,5	11,5	0,028	1,6150
14	323	7,5	9,5	11,5	13,5	0,028	1,4900
16	319	9,0	11,0	13,0	15,5	0,028	1,4100

Коефіцієнти гідравлічного тертя λ та питомий коефіцієнт витрат K^2 труби також визначаються із табл. 17.1, або згідно залежностей:

$$\lambda_{n,n} = \frac{0,0195}{\sqrt[3]{d_{n,n}}} \quad (16.14)$$

$$K_{n,n}^2 = \frac{\pi^2 d_{n,n}^5 g}{8\lambda_{n,n}} \quad (16.15)$$

Витратна характеристика трубопровідної мережі визначається згідно залежності

$$H = H_2 + \frac{L_n + l_e^H}{K_n^2} + \frac{L_n + l_e^n}{K_n^2} \frac{Q}{3600}^2 = H_2 + RQ^2, \quad (16.16)$$

де $R = \frac{L_n + l_e^H}{K_n^2} + \frac{L_n + l_e^n}{K_n^2} / 3600^2$ – опір мережі; l_e^H, l_e^n – еквівалентні

довжини прямолінійних трубопроводів, що враховують **місцеві опори** в напірному і підводячому трубопроводах:

$$l_e^{H,n} = \frac{\sum \varphi_{H,n} d_{H,n}}{\lambda_{H,n}}; \quad (16.17)$$

де $\sum \varphi$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів для розрахункової схеми трубопровідної мережі (рис. 16.3).

Таблиця 16.2 Коефіцієнти місцевих опорів трубопровідної мережі

Об'єкт	φ
Приймальний пристрій підводячого трубопроводу (сітка з приймальним клапаном)	10-4
Коліно під кутом $\pi/2$ з закругленням	0,25-0,15
без закруглення	1,0-0,5
Засувка	0,25
Зворотній клапан	14-4,5
Трійник при наявності повороту потоку рідини	1,0- 0,5
без повороту потоку рідини	0,5-0,25
Вихід	1,0

При паралельному з'єднанні n трубопроводів витратна характеристика приймає вид:

$$H = H_2 + \frac{R}{n^2} Q^2. \quad (16.18)$$

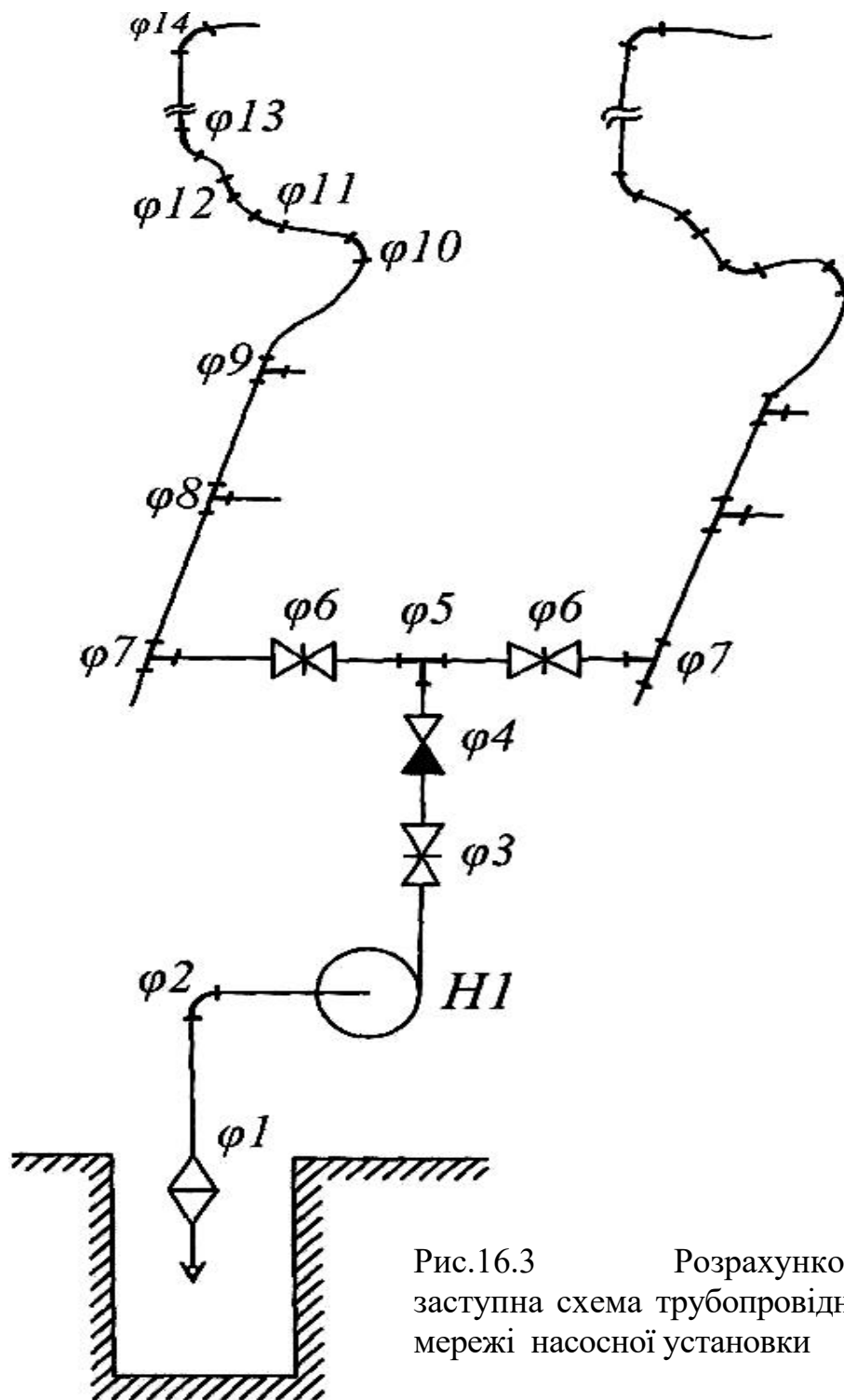


Рис.16.3 Розрахункова заступна схема трубовідної мережі насосної установки

Для впевненості правильності вибору насоса і трубопроводу слід зробити *перевірку на допустимість фактичної втрати напору*

$$\Delta H_{\phi} \leq \Delta H_{\text{доп}} ; \quad (16.19)$$

$$\Delta H_{\phi} = \frac{L_n + l_e^H}{K_n^2} + \frac{L_g + l_e^2}{K_n^2} \frac{Q_{\min}^2}{3600}, \text{ м} ; \quad (16.20)$$

$$\Delta H_{\text{дон}} = iH_k - H_{z, \text{м}} . \quad (16.21)$$

Якщо умова (16.19) не виконується, то слід збільшити діаметр трубопроводу до більшого наступного стандартного значення і повторити відповідні розрахунки.

16.1.3. Визначення параметрів робочого режиму та вибір приводного двигуна

Параметри сумісного робочого режиму насоса та трубопроводу можуть визначатися [3, 4] графічно, або аналітично, шляхом розв'язання системи рівнянь характеристики насоса і трубопроводу, (16.16):

$$\begin{cases} H = i(H_{\text{ко}} + AQ - BQ^2); \\ H = H_z + RQ^2; \end{cases} \quad (16.22;16.23)$$

Характеристика секційного насосу (16.22) враховує, що напір насосу більший за напір одного колеса (16.5) в i разів. В результаті розв'язання системи рівнянь (16.22;16.23) визначаються значення напору і подачі, які одночасно задовольняють обом характеристикам – робочі напір та подача: Q_p, H_p . Значення ККД насоса в робочому режимі η_{np} визначається підстановкою величини Q_p в вираз (16.6).

Для графічного визначення параметрів робочого режиму слід розрахувати характеристику трубопроводу згідно рівняння (16.16), задаючись декількома значеннями Q від 0 до Q_{max} насоса. За даними розрахунку будується характеристика трубопроводу (рис.16.4) і в тих же координатних осях, в тому ж масштабі будується напірна характеристика насоса $H=f(Q)$, а також графік ККД насоса $\eta_H=f(Q)$. Точка A , перетину напірної характеристики насоса та витратної характеристики трубопроводу, визначає робочий режим установки з параметрами Q_p, H_p, η_{np} .

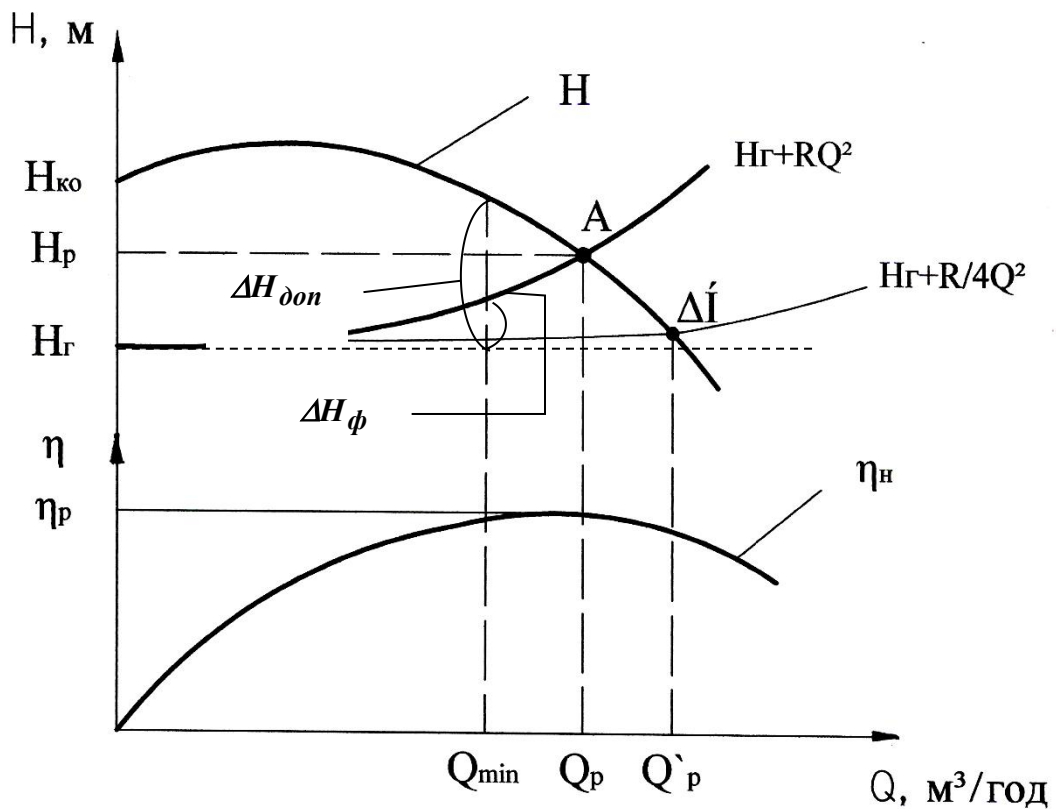


Рис.16.4. Робочий режим насосної установки.

Одночасно слід визначити параметри робочого режиму насосної установки при **паралельному з'єднанні робочого та резервного трубопроводів**. Для цього використовується рівняння характеристики сумісної роботи трубопроводів (16.18) і здійснюється аналітичне:

$$\begin{cases} H = i(H_{\kappa 0} + AQ - BQ^2); \\ H = H_z + \frac{R}{4}Q^2; \end{cases} \quad (16.24;16.25)$$

та графічне визначення параметрів робочого режиму установки Q'_p , H'_p , η'_{np} (рис.16.4). При цьому обґрунтовується доцільність паралельної роботи трубопроводів:

$$\eta'_{np} \eta'_m > \eta_{np} \eta_m \quad (16.26)$$

де η_m , η'_m – фактичний ККД одинарного і паралельного з'єднання трубопроводів:

$$\eta_m = \frac{H_z}{H_p} ; \quad (16.27)$$

$$\eta'_m = \frac{H_z}{H'_p} . \quad (16.28)$$

Якщо визначена робоча подача Q_p менше мінімально необхідної Q_{min} згідно (16.1), то слід збільшити діаметр трубопроводу до більшого наступного стандартного значення і повторити відповідні розрахунки.

Перевірка оптимальності робочого режиму визначає ефективність використання спожитої електроенергії, вона здійснюється порівнянням величини робочих ККД (при роботі як з одним, так і двома трубопроводами) з допустимим мінімальним його рівнем, (14.2):

$$\eta'_{np} > (0,9 \dots 0,95) \eta_{nt} ; \quad \eta_{np} > (0,9 \dots 0,95) \eta_{nt} ,$$

де η_{nt} – максимальне значення (номінальне) ККД насоса, (рис.14.1). Дана перевірка також може здійснюватись співставленням отриманих значень робочих подач з допустимими межами їх зміни, (14.3), (рис.14.1):

$$Q' < Q'_p < Q'' ; \quad Q' < Q_p < Q'' .$$

Якщо робочий режим знаходиться за межами допустимої зони, треба зміною величини конструктивних параметрів водовідливної установки (діаметр трубопроводу, кількість робочих коліс, тип насосу) підвищити робочий ККД насоса.

Необхідна потужність приводного двигуна насоса визначається наступним етапом, згідно параметрів робочого режиму при паралельному з'єднанні трубопроводів:

$$N_{дв} = 1,1 N'_p = \frac{1,1 g \rho Q'_p H'_p}{3600 \eta'_{нр}}, \text{Вт}, \quad (16.29)$$

де ρ – густина рідини, яка перекачується (для шахтного водовідливу приймають $\rho = 1020 \text{ кг/м}^3$); 1.1 – коефіцієнт запасу.

За цією потужністю, з врахуванням швидкості обертання насоса, обирається за каталогом асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором.

16.1.4. Розрахунок фактичної всмоктувальної спроможності насоса та вибір типу насосної камери з визначенням її геометричних розмірів

Значення всмоктувальної спроможності насоса визначає вимоги для безкавітаційної роботи і, для нормованих умов експлуатації, наводиться в його технічній характеристиці. Фактична величина всмоктувальної спроможності насоса визначається дійсними умовами експлуатації і являє собою максимальне значення геометричної висоти всмоктування при якій насос надійно працює в даних умовах без зміни основних технічних параметрів (11.13):

$$H_{вс} = (0,8...0,85) \frac{P_a - P_t}{\rho g} - \Delta h_{кр} - \Delta H_n, м, \quad (16.30)$$

де P_a – тиск на поверхню вільного рівня води в водозбірнику, Па; P_t – тиск насиченої пари рідини при відповідній її температурі, Па; $\Delta h_{кр}$ – необхідний мінімальний надлишок напору рідини при вході в робоче колесо (критичне значення кавітаційного запасу, (13.13)), м:

$$\Delta h_{кр} = 10 \frac{30\omega\sqrt{Q'_p}}{\pi C}^{4/3}, м, \quad (16.31)$$

де ω – кутова швидкість обертання ротора насоса, c^{-1} ; Q'_p – робоча подача насоса, m^3/c ; $C=800\div 1000$ – кавітаційний коефіцієнт насоса (його величина може бути уточненою за даними таблиці 13.2); ΔH_n – втрати напору на подолання опору в підводячій частині трубопроводу:

$$\Delta H_n = \frac{L_n + l_e^n}{K_n^2} \frac{Q'_p{}^2}{3600}, м. \quad (16.32)$$

Всмоктувальна спроможність насоса (17.30) залежить від тиску на вільну поверхню води. Для відкритого резервуара тиск P_a є атмосферний тиск. Величина барометричного тиску зменшується із зростанням відмітки над рівнем моря (Табл. 16.2).

Як відомо, із зростанням температури збільшується тиск насиченої пари рідини, табл.16.3.

Таблиця 16.2 Залежність барометричного тиску від висоти над рівнем моря

Висота над рівнем моря, м	0	1000	2000
$\frac{P_a}{\rho g}$, м	10,3	9,2	8,1

Таблиця 16.3 Залежність тиску насиченої пари від температури

Температура рідини, t°C	20	40	60	80	100
$\frac{P_t}{\rho g}$, м	0,24	0,76	2,07	4,87	10,3

В залежності від фактичних розрахункових значень $H_{вс}$ приймається рішення відносно вибору типу насосної камери. При цьому критерієм вибору виступає граничне значення $H_{вс}$:

$$H_{вс} > 4,5 \text{ м} . \quad (16.33)$$

Тобто, при виконанні умови (16.33) рекомендується застосування насосної камери з розташуванням насосів вище рівня води в водозбірнику. В супротивному випадку слід застосовувати камери заглибленого типу з розташуванням насосів нижче рівня води в водозбірнику, які працюють при цьому з підпором води на вході в насос. Підпір води на вході в насос може забезпечуватись і іншими способами, як застосуванням допоміжного підпірного бустерного насосного агрегату або гідроелеватору, що працюють послідовно з основним насосом.

Геометричні розміри насосної камери визначаються кількістю і розмірами насосних агрегатів та нормами компоновки обладнання.

Згідно "Правил безпеки" при припливах води $Q > 50 \text{ м}^3/\text{год}$ передбачається три насосних агрегати (робочий, резервний, в ремонті). При менших припливах $Q < 50 \text{ м}^3/\text{год}$ – два насосних агрегати.

Насос і електродвигун окремого насосного агрегату встановлюються на спільній фундаментній плиті або рамі. Осі насосів і двигунів розташовуються

вздовж камери. При цьому розміри фундаменту слід збільшити як мінімум на 200 мм по ширині і на 300 мм по довжині, в кожную сторону, відносно розмірів рам кожного агрегату:

$$b_{\phi} = b + 0,4, \text{ м} \quad l_{\phi} = l + 0,6, \text{ м}, \quad (16.34)$$

де b, l – відповідно ширина та довжина насосного агрегату, м.

Об'єм фундаменту

$$V_{\phi} = \frac{2,5(M_n + M_{\delta})}{\rho_{\phi}}, \text{ м}^3, \quad (16.35)$$

де M_n, M_{δ} – маси насоса та електродвигуна, т; $\rho_{\phi} = 2 \text{ т/м}^3$ – об'ємна маса матеріалу фундаменту.

Глибина закладання фундаменту:

$$h_{\phi} = \frac{V_{\phi}}{b_{\phi} l_{\phi}} - (0,15 \dots 0,30), \text{ м}, \quad (16.36)$$

де $0,15 \div 0,30$ – висота фундаменту над підлогою насосної камери

Довжина насосної камери:

$$L_{нк} = m \cdot l_{\phi} + a(m+1), \text{ м}, \quad (16.37)$$

де m – число насосних агрегатів; $a = (1,5 \div 2,5) \text{ м}$ – ширина проходу між агрегатами.

Ширина насосної камери

$$B_{нк} = b_{\phi} + b_1 + b_2, \text{ м}, \quad (16.38)$$

де $b_1 = (0,7 \div 1,2) \text{ м}$ – ширина проходу між фундаментом і стінкою насосної камери з боку підводячих колодязів; $b_2 = (1,4 \div 2,2) \text{ м}$ – ширина

проходу з боку колії, яка утоплена в підлогу для доставки устаткування в камеру.

При робочій подачі установки більше $100 \text{ м}^3/\text{год}$ для кожного насоса в насосній камері передбачається окремий підводячий колодезь. В установках меншої подачі можливий один спільний підводячий колодезь.

Підводячі колодезі з'єднані з приймальним колодезем, який в свою чергу через зливну трубу і засувку з'єднаний з водозбірником, (рис.12.4). Ручне керування засувками здійснюється з ніші приймального колодезя за допомогою шпindelного подовжувача з маховиком на випадок несподіваного прориву води. Умовний прохід зливної труби і засувки визначається:

$$D_3 = 26,8\sqrt{Q'_p}, \text{ мм} , \quad (16.39)$$

де Q'_p – максимальна подача насоса, $\text{м}^3/\text{год}$.

Ємність водозбірника згідно “правил безпеки” обирається з умови забезпечення збору припливу води, як мінімум за 4 години:

$$V_{\text{вз}} = 4 Q, \text{ м}^3 . \quad (16.40)$$

Довжина крила водозбірника (двосекційного): $L_{\text{вз}} = \frac{V_{\text{вз}}}{2S_{\text{вз}}}, \text{ м} ,$

де $S_{\text{вз}}$ – середній переріз водозбірника, м^2 .

16.1.5. Оцінка енергетичної ефективності спроектованої установки

Добова тривалість роботи насосної установки:

$$T'_p = 24 \cdot Q / Q'_p, \text{ год}. \quad (16.41)$$

Річні витрати електроенергії:

$$W'_p = 365 \cdot T'_p \cdot N'_p / \eta_\partial, \text{ Вт} \cdot \text{ год}, \quad (16.42)$$

де η_∂ – ККД двигуна насоса.

Питомі енерговитрати на підйом 1 м^3 води на висоту 1 м :

$$\omega' = W'_p / (Q \cdot 24 \cdot 365 \cdot H_z), \frac{\text{Вт} \cdot \text{ год}}{\text{м}^3 \cdot \text{м}}. \quad (16.43)$$

Отримане значення питомих енерговитрат найбільш узагальнено і об'єктивно характеризує ефективність використання вибраного обладнання насосної установки та прийнятих рішень при її проектуванні. При цьому критерієм можуть слугувати середньостатистичні значення питомих енерговитрат в $5,2 \text{ Вт} \cdot \text{ год} / \text{м}^3 \cdot \text{м}$ для насосних установок, що експлуатуються. З іншої сторони фізика явища підйому води обмежує мінімально можливе значення цього параметра в $2,723 \text{ Вт} \cdot \text{ год} / \text{м}^3 \cdot \text{м}$ на подолання сили земного тяжіння ($2,723 \text{ Вт} \cdot \text{ год} / \text{м}^3 \cdot \text{м} = 2,723 \cdot 3600 \text{ Дж} / \text{м}^3 \cdot \text{м} = g \cdot \rho_{\text{води}}$). Таким чином, доцільно виконання умови:

$$5,2 > \omega' > 2,723, \frac{\text{Вт} \cdot \text{ год}}{\text{м}^3 \cdot \text{м}}. \quad (16.44)$$

При невиконанні умови (16.44) слід проаналізувати причини, що призводять до прийняття неефективних рішень, і обґрунтувати заходи по підвищенню енергоефективності, а ймовірніше – знайти помилку в розрахунках.

16.2. Розрахунок водопониження та осушення

При будівництві міських підземних споруд, метрополітену та при видобутку корисних копалин і будівельних матеріалів *відкритим способом* широко застосовується захист промислової зони від підземних вод шляхом водопониження (осушення).

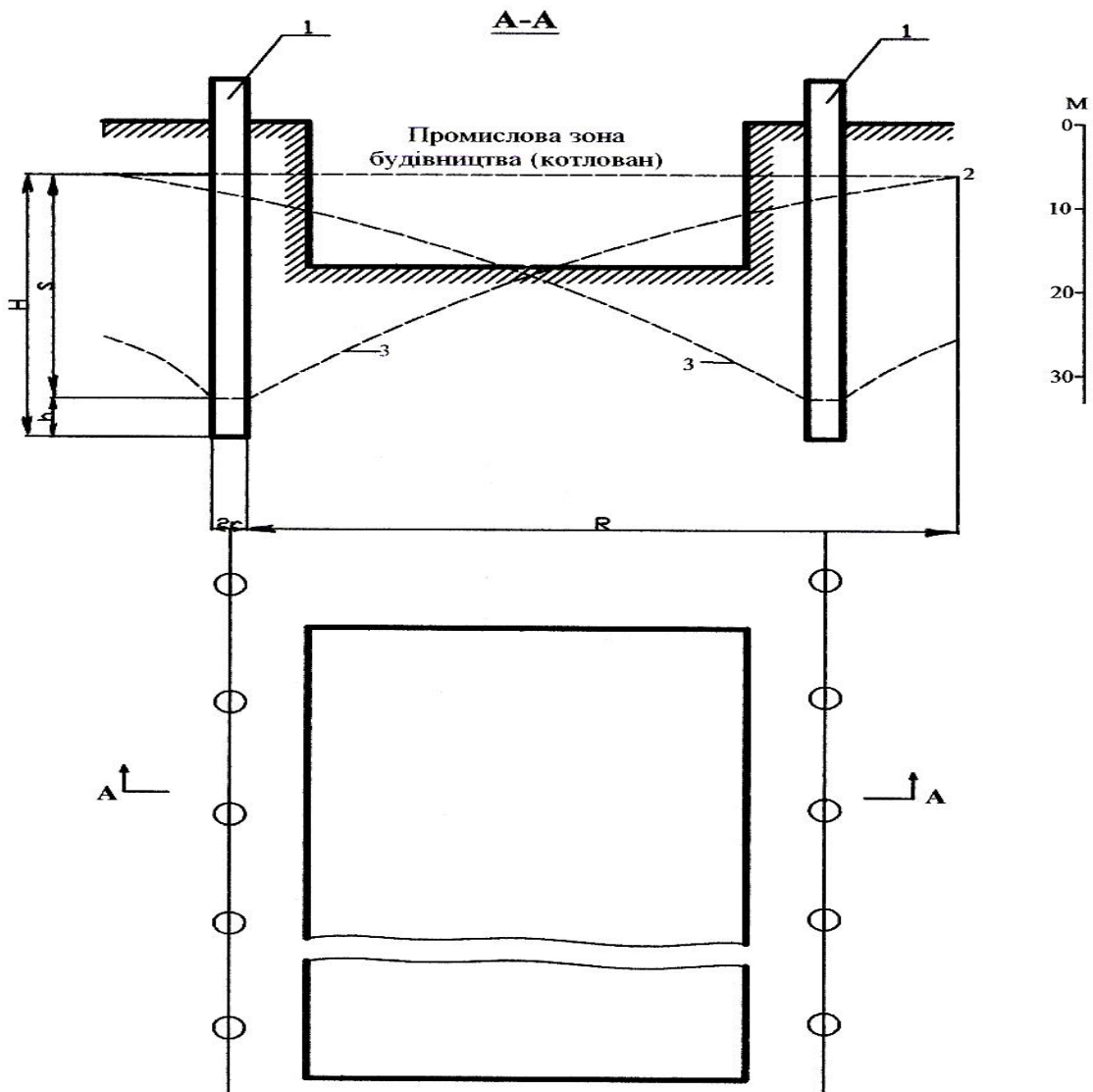


Рис.16.5. Схема водопониження промислової зони за допомогою двох рядів свердловин: 1 – водопонижуючі свердловини; 2 – статичний рівень води; 3 – понижений рівень води.

При цьому найбільш розповсюдженим є водопониження за допомогою свердловин, що облаштовуються зануреними насосними агрегатами (рис.16.5).

В результаті дії водопонижуючих свердловин 1 статичний рівень підземних вод 2 знижується, створюється депресійна воронка 3, чим забезпечується осушення котловану.

Враховуючи водопроникність вміщуючих порід, визначається радіус впливу R депресійної воронки кожної із свердловин та глибина їх закладання за умови взаємоперекриття депресійних воронок двох рядів свердловин нижче рівня дна котловану. За таких же умов визначається крок l розташування свердловин та їх кількість n по довжині L контуру водопониження.

Радіус впливу свердловини визначається за формулою І.П.Кусаніна

$$R = 2S\sqrt{KH}, \text{ м}, \quad (16.45)$$

де S – величина зниження рівня води в свердловині, м; K – коефіцієнт фільтрації порід, м/добу; H – глибина свердловини від статичного рівня води, м. Значення коефіцієнтів фільтрації для різних порід наведені в табл.16.2.

Таблиця 16.2 Коефіцієнти фільтрації для різних порід

Назва порід	K , м/добу
Глина	$10^{-8} \div 10^{-6}$
Пісок пиловидний	$0,01 \div 1,0$
Пісок мілкозернистий глинистий	$0,5 \div 1,0$
Пісок мілкозернистий	$10 \div 25$
Пісок середньозернистий	$0,01 \div 1,0$
Пісок крупнозернистий	$25 \div 75$
Пісок гравелистий	$75 \div 150$
Гравій	$50 \div 100$
Гравій, щебінь з піском	$100 \div 200$

Із умови перекриття депресійних воронок в ряду крок між свердловинами складає:

$$l = 2R \quad (16.46)$$

При цьому кількість свердловин становить:

$$n = 2 (1,2L/2R + 2) \quad (16.47)$$

В умовах взаємодії свердловин, розташованих в один ряд (формула А.В. Романова), приплив води складає:

$$Q = \frac{\pi K S(2H - S)}{2,31g(l/2\pi r + \pi R/l)}, \text{ м}^3 / \text{добу} \quad (16.48)$$

де r – радіус свердловини, м.

Надалі можливий більш детальний розрахунок дебіту кожної із свердловин на момент дії водопониження: 20 та 40 діб. Виходячи з уточнених значень припливу води Q та величини зниження рівня води в свердловині S обираються занурені насосні агрегати, наприклад, типу ЕЦВ, в кількості, що відповідає кількості свердловин.

Крім того, здійснюється типовий розрахунок та вибір зовнішньої трубопровідної мережі насоса, визначається його робочий режим з перевіркою задоволення вихідних умов подачі і напору та потужності двигуна, а також визначається оцінка енергетичної ефективності спроектованої системи водопониження.

16.3. Енергоефективність насосних установок

В загальних рисах визначення енергоефективності насосних установок здійснюється подібно до вентиляторних (розділ 11). Тому нижче зупинимось лише на існуючих відмінностях.

Коефіцієнт корисної дії перетворювальної частини електромеханічної системи водопостачання або водовідведення (ЕМСВ)

треба визначати з урахуванням мети переміщення рідини. Якщо накопичується потенційна енергія, як в випадку гідроакumuлюючих електростанцій та водонапірних башт, то цикловий (середній еквівалентний за певний проміжок часу) ККД ЕМСВ визначається відношенням накопиченої потенційної енергії рідини до енергії, яка спожита системою від джерела енергопостачання (енергомережі):

$$\eta_{емсв}^m = \eta_m \eta_z \eta_n \eta_d \eta_n \eta_m = \rho g H_{г.ср} Q_{ср.ф} / N_{ср.ф}, \quad (16.49)$$

де η_n, η_m – ККД насоса та трубопроводу, (16.27); $H_{г.ср}$, $Q_{ср.ф}$, $N_{ср.ф}$ – фактичні середні, за цикл накопичення потенційної енергії води, значення геодезичної висоти, подачі та потужності споживання енергії від енергомережі. Середні величини розглядаються внаслідок зміни геодезичної висоти за період накопичення. В розглянутому випадку уся ЕМСВ працює в якості перетворювача енергії, тому її енергоефективність однозначно характеризується величиною $\eta_{емсв}^m$.

Якщо метою роботи системи є водопостачання чи водовідведення, то із складу перетворювальної частини ЕМСВ треба вилучити трубопровід і її ККД буде подібний до (11.3):

$$\eta_{емсв} = \eta_m \eta_z \eta_n \eta_d \eta_n. \quad (16.50)$$

В даному випадку, також, мова йде про інтегральні (циклові) величини (за досліджує мий проміжок часу, подібно до визначення ККД регулювання в розділі 9).

Енергоємність водопостачання (питомі витрати електроенергії) визначає кількість енергії, яка витрачається при виробництві одиниці

продукції, наприклад: при переміщення 1 м³ води. Визначається для рідини за виразом (11.4).

Питомі енерговитрати на підйом 1м³ води на висоту l_m отримаємо при застосуванні перетворень, як при виводі виразів (16.43), (11.4):

$$\omega_h' = \frac{W_p'}{V H_z} = \frac{3600 g \rho}{\eta_{емсв}^m}, \quad (16.51)$$

де $g = 9/81$ м/с²; $\rho = 1020$ кг/м³; $\eta_{емсв}^m = \eta_m \eta_z \eta_n \eta_d \eta_h \eta_m$.

Питомі енерговитрати на переміщення 1м³ води на довжину l_m трубопроводу дозволяють порівнювати системи суто транспортування рідини, безвідносно до кута нахилу трубопроводу і пов'язаною з цим зміною потенціальної енергії рідини. Для цього величину енерговитрат треба зменшити на величину накопиченої потенційної енергії ($W_n = \rho V g H_z$, кінетична енергія вихідного потоку вже врахована при задаванні виходу серед коефіцієнтів місцевих опорів трубопроводної мережі, розділ 16.1.2):

$$\omega_L' = \frac{W_p' - \rho V g H_z}{V L}.$$

Враховуючи, що $\frac{W_p'}{V} = \frac{W_k'}{V} = \frac{H_p' g \rho}{\eta_{емсв}}$, де W_k' – гідравлічна

корисна енергія насосу за досліджуємий період часу; W_k'/V – робочий тиск насосу, після перетворень отримуємо:

$$\omega_L' = \frac{\rho g H_p'}{L} \frac{1}{\eta_{емсв}'} - \eta_m', \quad (16.52)$$

де $L = L_n + L_p$ – довжина трубопроводу; $\eta_{емсв} = \eta_m \eta_z \eta_n \eta_d \eta_n$.

Вираз (16.52) отримано для сталого режиму, якщо за досліджуємих період режим змінюється – треба використовувати середні значення змінних.

Енергоефективність ЕМСВ оцінюється співвідношенням витрат енергії системою і потрібних, за технологічними умовами, обсягів води, що переміщуються на потрібну відстань. **Енергоефективність ЕМСВ при переміщенні** води можна оцінити **зведеними питомими енерговитратами при переміщенні** $1 м^3$ води на відстань $1 м$. Приведення питомих енерговитрат до одиниці відстані, а не довжини трубопроводу, дозволяє давати порівняльну оцінку ефективності функціонування даних установок на різних об'єктах з урахуванням раціональності проєктування траси трубопроводу і дозволяє не тільки оцінити якість процесів перетворення енергії, але й визначити потенційні можливості енергозбереження. Зведені питомі енерговитрати можна визначити наступним чином:

$$\omega_l' = \frac{\rho g H_p'}{l} \frac{1}{\eta_{емсв}} - \eta_m', \quad (16.53)$$

де l – геометрична відстань між точками забору і доставки рідини.

Зведені питомі енерговитрати, з урахуванням ресурсів низькопотенційної теплової енергії вихідного потоку рідини можна визначити за допомогою виразу:

$$\omega_l' = \frac{\rho g H_p'}{l} \frac{1}{\eta_{емсв}} - \eta_m' - \frac{W_m \eta_{теп}}{W_k'}, \quad (16.54)$$

де W_m – середня, за досліджуємий період часу, теплова ексергія вихідного потоку рідини, (11.2); $\eta_{мен}$ – ККД перетворення низькопотенційної теплової енергії.

Можливості енергозбереження при використанні теплових ресурсів води шахтного водовідливу оцінимо на прикладі насоса з подачею 300 м³/год, ККД – 0,7, який видає воду на висоту 300 м, крізь трубопровід з ККД – 0,95. Потужність, яку споживає насос становить:

$$N_n = \frac{Q \rho g H_2}{3600 \cdot 1000 \eta_n \eta_m} = \frac{300 \frac{м^3}{с} \cdot 1020 \frac{кг}{м^3} \cdot 9,81 \frac{м}{с^2} \cdot 300 м}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,7 \cdot 0,95} = 376 \text{ кВт}.$$

З використанням (11.2) визначимо потужність низькопотенційного теплового джерела при умові, що $\Delta T = 20^\circ C$, а $\rho_v = 1020 \text{ кг/м}^3$; $c_v = 4180 \text{ Дж/(кг}^\circ)$:

$$N_m = \frac{Q \rho_v c_v \Delta T}{1000} = \frac{300 \frac{м^3}{с} \cdot 1020 \frac{кг}{м^3} \cdot 4180 \frac{Дж}{кг^\circ} \cdot 20^\circ C}{3600 \cdot 1000} = 7106 \text{ кВт}.$$

Тобто, в розглянутому прикладі **при утилізації низькопотенційної теплової енергії з ККД $\eta_{мен} = 5,3\%$, її вистачить для потреб водовідливу.** Застосуванню на практиці такої утилізації (перетворенню низькопотенційної теплової енергії в електричну) заважає висока вартість потрібного обладнання. Економічно доцільніше піднімати потенціал низькопотенційного теплового джерела за допомогою теплового насосу і направляти енергію для потреб теплопостачання.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Що враховує ККД трубопровідної мережі?
2. Чому геодезичний напір повинен бути меншим напору насоса при нульовій подачі?
3. Чим треба задатись при визначенні діаметру трубопроводу?
4. Яка вимога до експлуатації насоса не виконується при величині фактичних втрат напору в трубопроводі менших за допустимі?
5. Які негативні наслідки виходу робочого режиму насоса за допустимі межі зміни подачі?
6. Які показники визначення енергоефективності насосних установок?

ЧАСТИНА IV ПНЕВМАТИЧНІ УСТАНОВКИ

Енергія стисненого повітря використовується в геотехнічних виробництвах для приводу в дію відбійних та бурильних молотків, розчино - та бетононагнітачів, ерліфтних та ежекторних установок, для ряду приймачів шахт із крутим падінням пластів – прохідницьких та навантажувальних машин, лебідок, транспорту, вентиляторів місцевого провітрювання та ін- ше. Перевагами застосування пневматичної енергії є простота конструкції та компактність пневматичних машин, їх висока надійність та безпечність, що особливе значення має для шахт небезпечних з умов газопилового режиму. Недолік полягає в високій вартості пневматичної енергії в порівнянні, наприклад, з електричною енергією.

Пневматична установка складається із компресорної станції, пневматичної мережі та приймачів стисненого повітря. Більшість пневмоприймачів геотехнічних виробництв розраховані на тиск 0,4-0,8 МН/м². Для ерліфтних установок газліфтних систем нафтогазових виробництв необхідний тиск стисненого повітря може складати 2-5 МН/м². В якості компресорів в геотехнічних виробництвах найбільше застосування мають поршневі та відцентрові компресори, турбокомпресори, а також ротаційні та гвинтові компресори. При цьому постачання стисненого повітря може здійснюватися як від стаціонарних так і пересувних компресорних станцій. Останні часто застосовуються при будівельних і прохідницьких роботах геотехнічних виробництв з їх встановленням поблизу пунктів споживання стисненого повітря.

Головною складовою пневматичної установки є компресорна станція, яка в свою чергу може включати декілька компресорних установок, що працюють на загальну пневматичну мережу. Компресорна установка включає компресор, його привід, допоміжне обладнання, а також засоби контролю і автоматизації. До допоміжного обладнання відносяться системи змащення та охолодження компресорів, ресивери, фільтри, вологомастиловідокремлювачі

та ін. На рис. 17.1 наведена схема компресорної установки з поршневими компресорами. Атмосферне повітря через фільтр 1 підводиться до компресора 2. Стиснене повітря через кінцевий холодильник 4, вологомастиловідокремлювач 5 та ресивер 6 видається в пневматичну мережу.

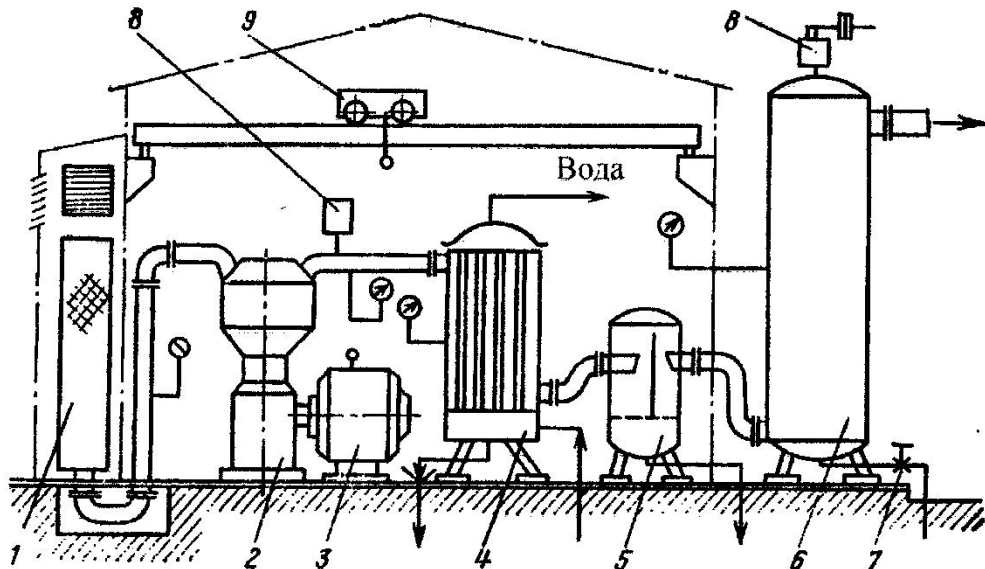


Рис. 17.1. Схема компресорної установки з поршневими компресорами: 1 - фільтр; 2 - компресор; 3 - електродвигун; 4 - кінцевий холодильник; 5 - вологомастиловідокремлювач; 6 - ресивер; 7 - кран; 8 - запобіжний клапан; 9 - підйомний механізм

РОЗДІЛ 17. ПОРШНЕВІ КОМПРЕСОРИ

17.1. Теоретичний робочий процес одноступеневого компресора

Ідеалізація теоретичного процесу стиснення повітря в компресорі полягає в відсутності втрат енергії на тертя в клапанах і поршня, у відсутності шкідливого простору та змін стану повітря при його стисненні.

Діаграма роботи ідеального поршневого компресора наведена на рис. 17.2, де 1-2 – лінія всмоктування, 2-3 – лінія стиснення, 3-4 – лінія нагнітання,

V_1 – об’єм повітря, що всмоктується при тискові P_1 ; V_2 – об’єм повітря, що нагнітається при тискові P_2 , L - робота стиснення.

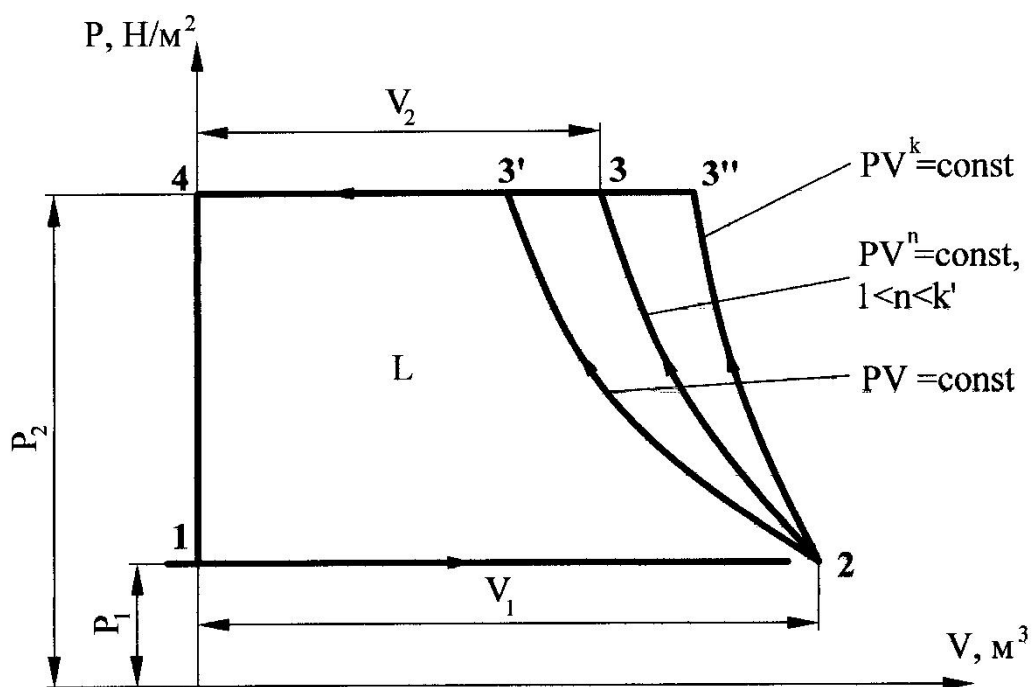


Рис.17.2. Діаграма теоретичного одноступеневого стиснення

в компресорі супроводжується нагріванням повітря і суттєво залежить від умов його охолодження. При ізотермічному стисненні (крива 2-3) передбачається, що все тепло, яке виникає в процесі стиснення, відводиться, і температура стискаємого повітря залишається постійною, $PV = const$.

При адіабатному стисненні (крива 2- 3) – повністю відсутній теплообмін з навколишнім середовищем, $PV^k = const$.

Політропне стиснення (крива 2-3) супроводжується частковим відводом тепла, $PV^n = const$. Показник політропи n залежить від інтенсивності охолодження стискаємого повітря і має проміжне значення між показником ізотерми ($n = 1$) і адиабати ($n = k$), тобто $1 < n < k$.

Робота стиснення повітря L являє собою площу, замкнену циклом роботи компресора, наприклад 1-2-3-4-1 – для політропного процесу. Як видно із діаграми (рис. 17.2), мінімальна робота (площа) відповідає

ізотермічному процесу стиснення 1-2-3 -4-1, тобто примусове охолодження компресора сприяє зниженню енергоємності процесу стиснення повітря.

Теоретична питома робота стиснення, що витрачається на стиснення одиниці маси повітря, визначається:

- при ізотермічному стисненні

$$L_{із} = 2,303 \cdot 10^6 P_1 V_1 \lg \frac{P_2}{P_1} = 2,303 R T_1 \lg \frac{P_2}{P_1}, \text{Дж/кг}; \quad (17.1)$$

- при адіабатному стисненні

$$L_{ад} = \frac{k}{k-1} 10^6 P_1 V_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 = \frac{k}{k-1}, \text{Дж/кг}; \quad (17.2)$$

- при політропному стисненні

$$L_{пол} = \frac{n}{n-1} 10^6 P_1 V_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 = \frac{n}{n-1} R (T_2 - T_1), \text{Дж/кг}; \quad (17.3)$$

де, P_1, P_2 – тиски повітря при всмоктуванні і нагнітанні, МН/м²;

V_1 – об’єм одиниці маси повітря м³/кг; R – газова постійна повітря ($R = 283$ Дж/ кг град); T_1, T_2 – абсолютна температура повітря на початку і в кінці процесу стиснення, °K .

Робота стиснення в адіабатному режимі в 1,5 – 2 рази більше роботи стиснення в ізотермічному режимі.

17.2. Дійсний процес одноступеневого стиснення

Дійсність процесу стиснення повітря в циліндрі компресора полягає в урахуванні впливу шкідливого простору, втрат енергії на відкриття і закриття клапанів, вологості повітря та нещільностей.

Шкідливим вважається простір, що знаходиться між поршнем при крайньому його положенні нагнітання та кришкою циліндра, а також простір клапанних пластин. Після закінчення процесу нагнітання в шкідливому

просторі
залишається
стисненого
при
всмоктуючому
поршня
циліндр
повітря.

На рис. 17.3.
наведена діаграма роботи
компресора із врахуванням
дії шкідливого простору.
Геометричний об'єм
циліндра, що
забезпечується ходом
поршня S , позначено V ,
а шкідливий простір між
кришкою циліндра і
поршнем в крайньому
лівому його положенні нагнітання позначено як частка mV .

Процес нагнітання, що відповідає лінії 3-4, із-за шкідливого простору фактично завершується в точці 4. При подальшому зворотному ході поршня об'єм стисненого повітря mV , що залишився в циліндрі, розширюється, цей процес зображено політропою 4-1'. Наступний цикл всмоктування атмосферного повітря при цьому настає не в точці 1, а в точці 1', що призводить до зменшення об'єму повітря всмоктування до величини V_0 , меншої фактичного об'єму циліндра V . Зменшення об'єму повітря, що засмоктує компресор, враховується об'ємним коефіцієнтом компресора:

$$\lambda_0 = \frac{V_0}{V}. \quad (17.4)$$

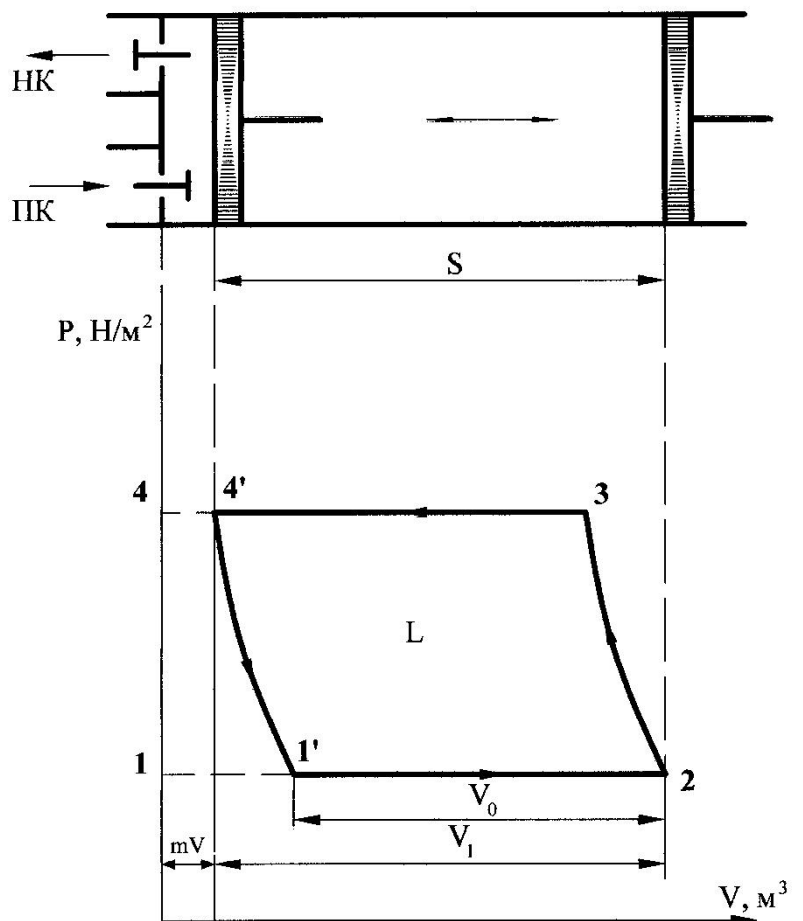


Рис. 17.3. Діаграма одноступеневого стиснення із врахуванням дії шкідливого простору (ПК, НК - підводячий та нагнітальний клапани)

Величина об'ємного коефіцієнта компресора λ_0 залежить від відносної величини шкідливого простору m , ступеня стиснення повітря ε та показника політропи n

$$\lambda_0 = 1 - m \varepsilon^{\frac{1}{n}} - 1, \quad (17.5)$$

де $\varepsilon = \frac{P_2}{P_1}$ – ступінь стиснення повітря.

Втрати енергії на відкриття та закриття клапанів полягає в необхідності подолання протидії пружин клапанів та тертя спокою, а також опору проходження повітря через фільтр і інерції повітря. Тому фактично процес всмоктування здійснюється при тискові P_1 , який нижче атмосферного P_a , а процес нагнітання при P_2 , який вище тиску в нагнітальному патрубку. Дані процеси відображені на діаграмі рис. 18.4, де втрати енергії позначені заштрихованими площами. В результаті об'єм повітря, що всмоктується компресором, зменшується до величини V_0 . При цьому зниження продуктивності компресора із-за зниження тиску всмоктування та підвищення тиску нагнітання оцінюється коефіцієнтом

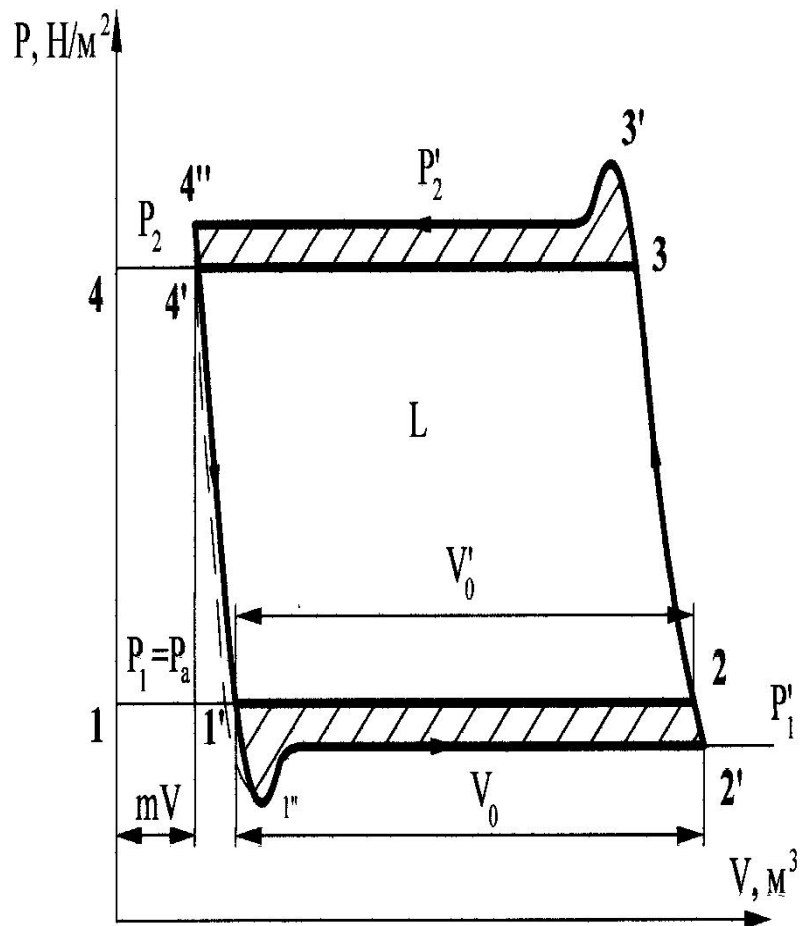


Рис. 17.4. Діаграма дійсного одноступеневого стиснення (індикаторна діаграма)

$$\lambda_1 = \frac{V_0}{V_0}. \quad (17.6)$$

Крім зниження корисної продуктивності компресора, відбувається підвищення ступеня стиснення повітря

$$\varepsilon = \frac{P_2}{P_1} \quad (17.7)$$

і, як наслідок, погіршення питомих енергопоказників із-за збільшення роботи стиснення (площа 1 – 2 – 3 – 4) при одночасному зменшенні продуктивності.

17.3. Фактори обмеження ступеня стиснення

Обмежувачими факторами ступеня стиснення виступають шкідливий простір та температура нагрівання повітря.

При збільшенні ступеня стиснення зменшується продуктивність компресора, тобто частка повітря V_0 , що всмоктується на кожному циклі роботи, зменшується об'ємний коефіцієнт продуктивності компресора λ_0 (рис. 17.5.). Гранична ступінь стиснення настає при $\lambda_0 = 0$, тобто компресор зовсім не всмоктує повітря із атмосфери

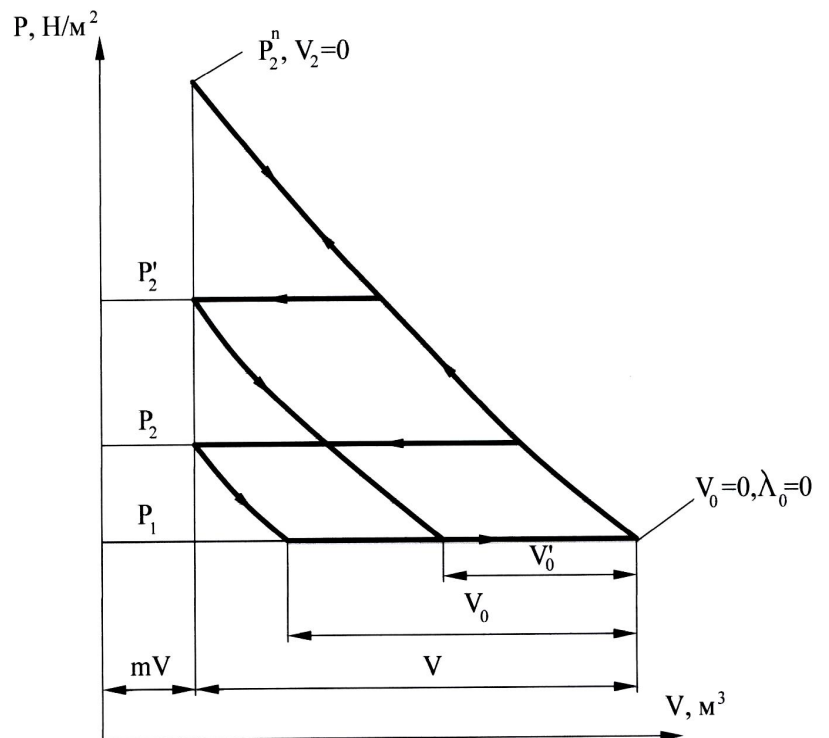


Рис. 17.5. Діаграма граничного ступеня стиснення

$V_0 = 0$ і не нагнітає $V_2 = 0$ при граничному тиску P_2^n .

На цій підставі, прирівнявши рівняння (17.5) до нуля, отримаємо:

$$1 - m \varepsilon^{\frac{1}{n}} - 1 = 0 \quad (17.8)$$

Із рівняння (17.8) визначається гранично можлива ступінь стиснення

$$\varepsilon_{sp} = \frac{1}{m} + 1^n \quad (17.9)$$

Так, при ізотермічному стисненні ($n = 1$), якщо $m = 0,05$, то гранична ступінь стиснення згідно (17.9) складе 21, а при адіабатному процесі ($n = k = 1,4$) відповідно 71. При політропному процесі ε_{sp} займе проміжне значення

$$\varepsilon_{sp} = 21 \quad 71. \quad (17.10)$$

Другим обмежуючим фактором ступеня стиснення є температура нагрівання повітря при його стисненні

$$T_2 = T_1 \frac{P_2}{P_1}^{\frac{n-1}{n}} \quad (17.11)$$

При цьому обмеженням виступає температура горіння парів мастила, що змащує циліндр компресора, яка для стандартних мастил складає $491 \text{ }^\circ\text{K}$. Відповідно температура повітря в циліндрі компресора обмежується до $450 \text{ }^\circ\text{K}$. Граничне значення ступеня стиснення із умов обмеження температури повітря в циліндрі визначається із (17.11):

$$\varepsilon_{zp} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_{2zp}}{T_1}^{\frac{n}{n-1}}. \quad (17.12)$$

Наприклад, при адіабатному стисненні ($n = k = 1,4$) і початковій температурі $T_1 = 300^\circ K$, граничне значення ступеня стиснення складає

$$\varepsilon_{zp} = \frac{450}{300}^{3,5} = 4,22. \quad (17.13)$$

Як видно із порівняння (17.10) і (17.13), більш жорсткі обмеження ступеня стиснення зумовлені можливими температурними режимами. В реальних конструкціях компресорів ступінь стиснення не перевищує 3–3,5.

17.4 Дво- та багатоступеневе стиснення

Оскільки ступінь стиснення однієї ступені компресора обмежена, а вихідний тиск при цьому недостатній для більшості споживачів пневмоенергії, то застосовують дво- та багатоступеневе стиснення. При цьому передбачається можливість охолодження стисненого повітря в проміжному холодильнику (після першого циліндра) та в кінцевому холодильнику на виході компресора, що дає можливість крім підвищення тиску, ще й знизити температуру стисненого повітря, підвищити об'ємний коефіцієнт λ_0 та питомі енергетичні показники компресора.

На рис. 17.6. наведена діаграма двоступеневого стиснення. В першій ступені повітря стискається від вхідного тиску P_1 до проміжного тиску P_x (лінія 2-3) по політропному закону. Після стиснення на першому ступені повітря поступає в проміжний холодильник, процес охолодження відображено лінією 3-4. Точка 4 лежить на ізотермі 2–3 $T_1 = const$. Від точки 4 продовжується процес стиснення в другій ступені по політропі 4-5.

Повний процес стиснення і проміжного охолодження здійснюється по ломаній лінії 2-3-4-5. При відсутності проміжного охолодження процес здійснювався б по лінії 2-3' .

Заштрихована площа 3-4-5-3'' являє собою економію роботи компресора двохступеневого стиснення при наявності проміжного охолодження.

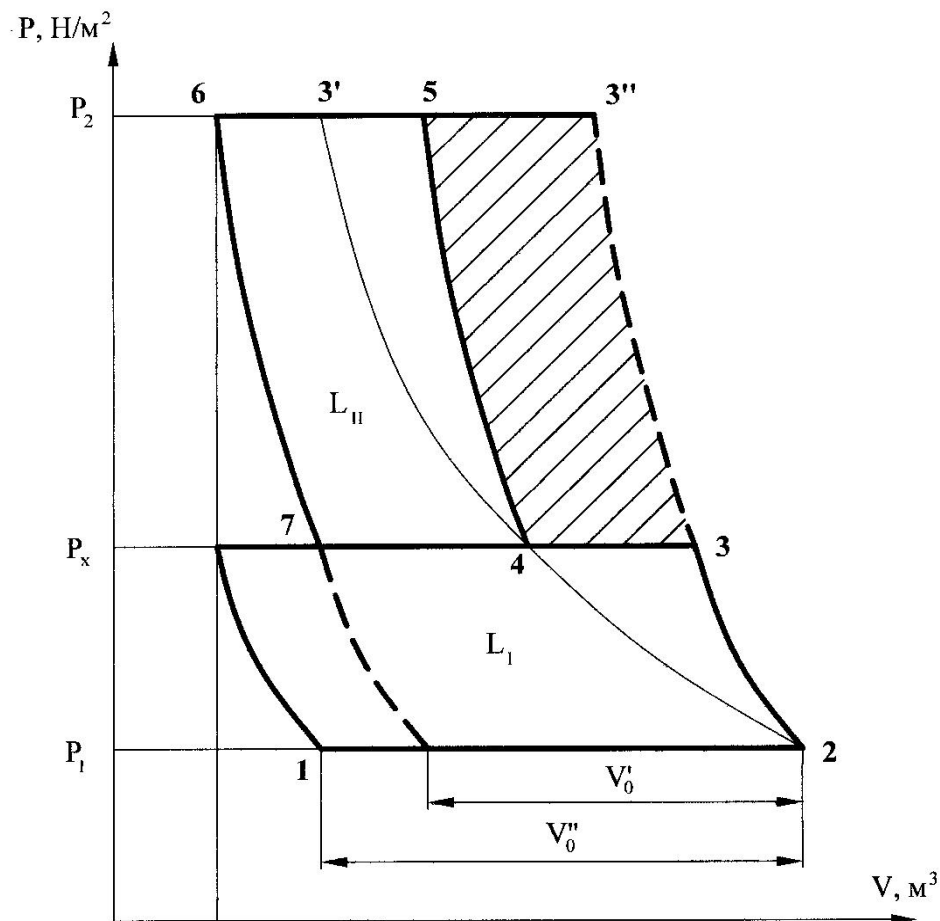


Рис. 17.6. Діаграма двохступеневого стиснення

У зв'язку з вище наведеним актуальною є задача визначення проміжного тиску P_x , при якому повна робота компресора мінімізується. Робота першого ступеня компресора при політропному стисненні 1 кг повітря складає

$$L_I = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left(\frac{P_x}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1, \text{ Дж/кг} \quad (17.14)$$

Робота другого ступеня

$$L_{II} = \frac{n}{n-1} P_x V_x \left(\frac{P_2}{P_x} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1, \text{ Дж/кг} \quad (17.15)$$

Точки 2 і 4 лежать на ізотермі $T_1 = \text{const}$ ($PV = \text{const}$), тоді $P_1 V_1 = P_x V_x$, а сумарна робота компресора складає

$$L = L_I + L_{II} = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left(\frac{P_x}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \frac{P_2}{P_x} \left(\frac{P_x}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 2, \quad (17.16)$$

Для заданих значень P_1, P_2, V_1, n величина L є функцією тільки від P_x .

$$L = f(P_x), \quad (17.17)$$

Для визначення мінімального значення сумарної роботи (17.16) слід дослідити функцію (17.17) на екстремум. В результаті отримаємо

$$P_x = \sqrt{P_1 P_2}. \quad (17.18)$$

Вираз (17.18) можна представити

$$\frac{P_x}{P_1} = \frac{P_2}{P_x}, \quad \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_x}{P_1} \frac{P_2}{P_x} \quad (17.19)$$

Якщо врахувати визначення ступеня стиснення повітря (17.7), то ступені стиснення на першій ε_1 і другій ε_2 ступені, та загальний ступінь стиснення компресора ε складуть

$$\varepsilon_1 = \frac{P_x}{P_1}, \quad \varepsilon_2 = \frac{P_2}{P_x}, \quad \varepsilon = \frac{P_2}{P_1}. \quad (17.20)$$

Із врахуванням (18.19), (18.20) отримаємо

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2, \quad \varepsilon = \varepsilon_1 \varepsilon_2 = \varepsilon_1^2 = \varepsilon_2^2, \quad (17.21)$$

Або

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \sqrt{\varepsilon}. \quad (17.22)$$

Таким чином, мінімальна робота стиснення двохступеневого компресора (17.16) досягається при умові рівності ступенів стиснення ε_1 і ε_2 на кожному ступені компресора. Аналогічно (17.22) для числа ступенів z при багатоступеневому стисненні отримаємо

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \dots = \varepsilon_z = \sqrt[z]{\varepsilon}, \quad \varepsilon = \varepsilon_1^z. \quad (17.23)$$

Як наслідок, із (17.14) і (17.15) та із врахуванням (17.19) і (17.21) мінімальна загальна робота стиснення компресора (17.16) досягається при рівності робіт стиснення на кожній ступені компресора

$$L_I = L_{II}, \quad L = 2 L_I = 2 L_{II}. \quad (17.24)$$

17.5. Основні параметри компресорів

Основними параметрами, що характеризують роботу компресора є: об'ємна продуктивність Q_V ($\text{м}^3/\text{с}$, або $\text{м}^3/\text{хв}$), яка приведена до умов всмоктування; початковий P_1 та кінцевий P_2 тиски стиснення (Па, кПа, МПа); початкова T_1 та кінцева T_2 температури стиснення ($^\circ\text{K}$); потужність N (Вт, кВт) та ККД компресора.

Найбільше застосування в геотехнічних виробництвах отримали компресори: двохступеневі поршневі продуктивністю 10,20,30,50, 100 $\text{м}^3/\text{хв}$.; відцентрові – 115, 250, 500 $\text{м}^3/\text{хв}$.; гвинтові – 5,12,5, 25 $\text{м}^3/\text{хв}$ та осьові турбокомпресори. Продуктивність поршневого компресора (приведена до умов всмоктування) може визначатись по розмірах його циліндра першого ступеня стиснення

$$V = \lambda_0 \lambda_1 \frac{\pi D^2}{4} S n, \text{ м}^3/\text{хв} \quad (17.25)$$

де D , S – діаметр та хід поршня, м; число обертів приводного двигуна, об./хв.

Теоретична потужність компресора

$$N_T = \frac{V}{60} \frac{L_{iz} + L_{ad}}{2} \frac{1}{102}, \text{ кВт} \quad (17.26)$$

Потужність на валу компресора

$$N_B = N_T / \eta_i \eta_m, \quad (17.27)$$

де η_i – ККД індикаторної діаграми ($\eta_i = 0,85 \text{ } 0,9$); η_m – механічний ККД ($\eta_m = 0,8 \text{ } 0,9$).

17.6. Регулювання продуктивності

Регулювання продуктивності компресорів необхідно здійснювати в зв'язку зі змінними витратами стисненого повітря в пневматичній мережі. Невідповідність виробництва об'єму стисненого повітря його потребам з боку пневмоприймачів призводить до падіння або збільшення тиску в пневматичній мережі, що є небажаним. Задача регулювання полягає в приведенні продуктивності компресора до витрат стисненого повітря, завдяки чому підтримується задана величина тиску в пневматичній мережі.

Регулювання віджимом підводячих клапанів. Підводячий клапан ПК циліндра поршневого компресора протягом циклу роботи відкритий при фазі всмоктування повітря і закритий на етапах фаз стиснення повітря в циліндрі і його виштовхування через напірний клапан НК (рис. 17.3.) в пневматичну мережу. Якщо підводячий клапан примусово відкривати частково на початку фази стиснення, то частина повітря із циліндра викидається в атмосферу, зменшуючи продуктивність компресора. Віджим клапанів може здійснюватися вручну – для розвантаження компресора і полегшення його запуску, або автоматично – для регулювання продуктивності компресора в функції тиску повітря в пневмомережі. При цьому регулювання продуктивності компресора здійснюється з допомогою автоматичного регулятора, що складається з датчику тиску повітря та пристрою віджиму пластин підводячого клапана.

В двохступеновому компресорі віджимаються пластини клапанів обох ступенів стиснення, при цьому із циліндра другого ступеня стиснення повітря виштовхується в проміжний холодильник.

З метою удосконалення процесу регулювання продуктивності поршневого компресора шляхом віджиму підводячого клапана розроблені електродинамічні всисні клапани, управління якими здійснюється періодичною подачею струму з допомогою реле тиску, чим забезпечується люба середня продуктивність компресора від нуля до 100%..

Даний спосіб регулювання технічно простий і економічний, оскільки на повітря, що виштовхується при віджимі клапана не витрачається енергія стиснення.

Регулювання включенням додаткового шкідливого простору циліндра.
Як показано в п.17.2, природний шкідливий простір mV призводить до зменшення продуктивності компресора порівняно з його теоретичним значенням згідно (17.4) та (17.25). Якщо в циліндрі компресора передбачити додатковий шкідливий простір V_{δ} , підключення якого до робочого об'єму циліндра здійснюється через допоміжний клапан, що вводиться в дію реле тиску, то можна отримати зменшення фактичної продуктивності компресора.

Фізично регулювання компресора пояснюється діаграмою на рис. 17.7, де пунктирною лінією зображено природний цикл 1-2-3-4 з продуктивністю компресора за цикл V_0 та цикл роботи циліндра 1-2-3-4 при включенні додаткового шкідливого простору V_{δ} , що призводить до зменшення продуктивності до значення V_{δ} .

В результаті зменшення продуктивності компресора, тиск в пневмережі знижується, реле тиску через допоміжний клапан відключає від робочого об'єму циліндра додатковий шкідливий простір, що призводить до збільшення продуктивності. Таким чином, шляхом періодичного включення додаткового шкідливого простору регулюється середнє значення продуктивності компресора в функції підтримання заданого значення тиску в пневмережі. Як і в попередньому випадку, даний спосіб регулювання відрізняється технічною простотою та відносною економічністю.

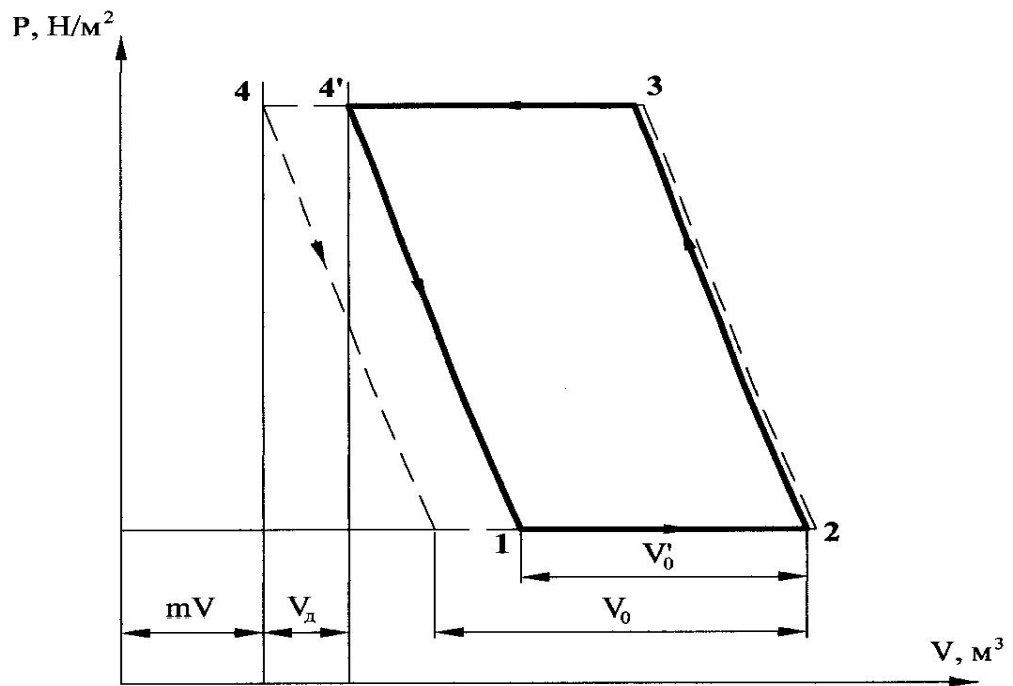


Рис. 17.7. Діаграма регулювання включенням додаткового шкідливого простору

Об'ємний коефіцієнт компресора (17.4) зменшується що призводить до зменшення продуктивності компресора (17.25).

$$\lambda_0 = V_0 / V, \quad \lambda_0 = V_0' / V, \quad (17.28)$$

Регулювання дроселюванням всмоктування. Пристроєм регулювання може бути засувка, що розташовується перед підводячим клапаном циліндра компресора. Зменшення прохідного перерізу дроселя (засувки) призводить до збільшення його опору руху повітря і відповідно до зниження тиску повітря на вході в циліндр. Чим більше дроселювання, тим нижче розташовані лінії всмоктування на індикаторній діаграмі (рис. 17.8).

При цьому лінія нагнітання не змінюється, внаслідок чого збільшується ступінь стиснення і відповідно збільшується температура в кінці стиснення, а також питомі енерговитрати. Даний спосіб регулювання має обмежену область застосування недопустимим ростом температури.

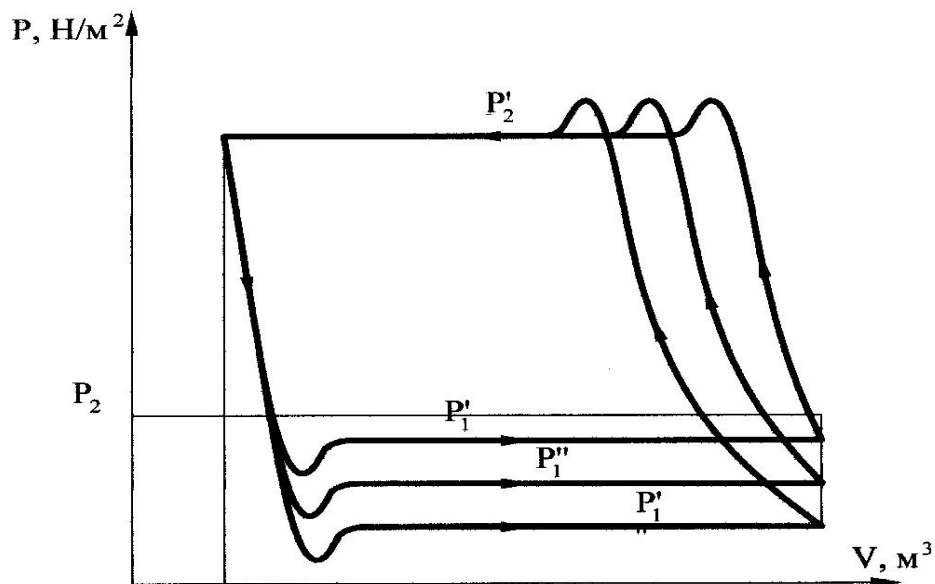


Рис. 17.8. Регулювання дроселюванням

Регулювання зміною швидкості обертання привідного двигуна. При даному способі регулювання конструкція компресора не обмежується додатковими пристроями регулювання, а зменшення швидкості обертання і відповідно продуктивності компресора (17.25) сприяє зменшенню тертя в рухомих частинах компресора, зниженню швидкості руху повітря в клапанах і втрат тиску, поліпшується охолодження повітря, що в кінцевому результаті призводить до зменшення площі індикаторної діаграми одного оберту, енерговитрат та питомих енерговитрат. Більш того, регулювання здійснюється без змін ступеня стиснення ε і температури, що надає можливість здійснювати регулювання в самих широких межах. Тому даний спосіб регулювання є найбільш економічним, хоча передбачає застосування більш дорогого регульованого привідного двигуна.

Регулювання почергово-короткочасним включенням компресорної установки. Спосіб передбачає декілька хвилинну зупинку компресорної установки шляхом відключення привідного двигуна, або від'єднання муфтою вала компресора від електродвигуна. При цьому використовуються об'ємні акумуляційні можливості пневматичної мережі, повітрязбірників, кінцевого

холодильника і т.п. для тимчасового згладжування коливань тиску в пневматичній мережі при включеному і відключеному стані компресора.

Спосіб є найбільш економічним при регулюванні продуктивності компресора в межах 0 100 %, але рекомендується для застосування в компресорних установках невеликої потужності з врахуванням шкідливості динамічних навантажень в пускових режимах великих махових мас.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Скільки ступенів поршневого компресору потрібно для створення тиску 9 МПа, якщо ступінь стиснення повітря одноступеневого стиснення дорівнює трьом?
2. Які переваги багатоступеневого стиснення?
3. Які застосовують способи плавного регулювання поршневих компресорів?
4. Чому при регулюванні поршневих компресорів застосовується дроселювання лише на лінії всмоктування?

РОЗДІЛ 18. РІЗНОВИДИ ТА КОНСТРУКЦІЇ КОМПРЕСОРІВ

18.1. Різновиди компресорів

По конструктивному влаштуванню робочих органів розрізняють компресори: поршневі, лопастні (турбокомпресори), гвинтові, ротаційні та ін.

По способу стиснення газового середовища компресори підрозділяються на дві групи:

- об'ємного стиснення (поршневі, гвинтові, ротаційні);
- кінетичного стиснення (турбокомпресори – відцентрові та осьові).

По величині створюваного тиску розрізняють:

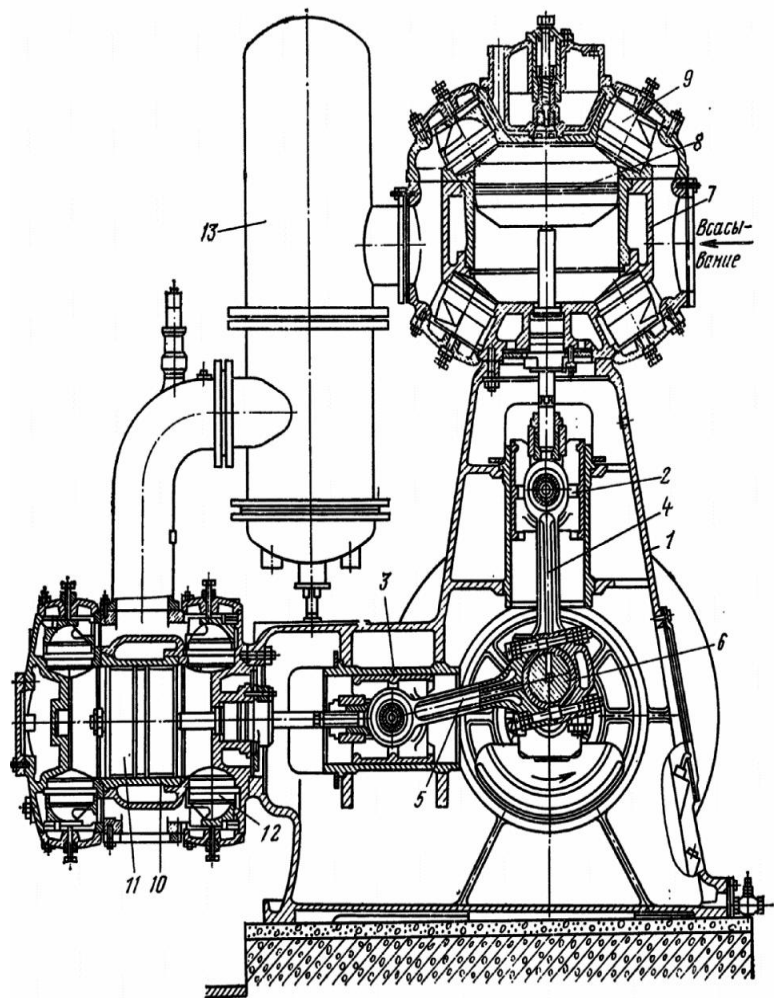
- компресори низького тиску (0,3 – 1,0 МПа);
- компресори середнього тиску (1,0 – 10,0 МПа);
- компресори високого тиску (10 – 250 МПа).

В геотехнічних виробництвах переважно використовуються компресори низького та середнього тиску.

18.2. Конструкція поршневих компресорів

В геотехнічних виробництвах в якості поршневих застосовуються повітряні кутові компресори типу П (302ВП-10/8, 202ВП-20/8, 305ВП-30/8) та повітряні багаторядні компресори з горизонтальним розташуванням циліндрів типу М (4М10-100/8, 2М10-50/8). Умовне позначення компресорів: ВП – повітряний прямокутний, М – багаторядна база, після тире дрібно показуються дані продуктивності (чисельник) та тиску (знаменник) [5].

На рис. 18.1. наведено загальний вигляд компресора 305ВП-30/8. Компресор змонтовано на рамі 1. Головними елементами є вертикальний 7 та горизонтальний 10 циліндри, в яких рухаються поршні 8 та 11. Привід поршнів здійснюється через крейцкопфи 2, 3 і шатуни 4, 5 від колінчатого вала 6. Зв'язок між циліндрами 7, 10 здійснюється через проміжний холодильник 13.



Поршневі компресори типу ВП та М знайшли найбільше застосування в гірничодобувній промисловості, частково при спорудженні міських підземних споруд, метробудуванні.

Рис 18.1. Загальний вигляд компресора 305ВП-30/8: 1 – рама; 2,3 – крейцкопфи; 4,5 – шатуни; 6 – колінчатий вал; 7,10 – вертикальний та горизонтальний циліндри; 8,11 – поршні; 9,12 – клапани; 13 – проміжний холодильник.

18.3. Відцентрові компресори

По принципу дії відцентрові компресори не відрізняються від відцентрових вентиляторів і насосів, відносяться до класу лопатних машин і на них розповсюджуються всі положення загальної теорії турбомашин. Стиснення повітря у відцентрових компресорах досягається аеродинамічними силами взаємодії робочого колеса з потоком повітря. Оскільки ступінь стиснення в одному робочому колесі невелика, то

застосовується багатоступеневе стиснення. По мірі підвищення тиску від ступеня до ступеня підвищується температура повітря та зменшується його об'єм. Тому ширина і діаметр наступних коліс відцентрового компресора зменшуються.

Підвищення температури стисненого повітря відбувається не тільки в результаті процесу стиснення під дією робочого колеса, а й в результаті наступного проходження повітря через дифузори, де кінетична енергія потоку перетворюється в потенційну енергію тиску. При цьому здійснюється додаткове підвищення температури стисненого повітря. Тому наявність пристроїв для охолодження стисненого повітря є однією із конструктивних відмінностей відцентрових компресорів від аналогічних вентиляторів і насосів.

Для охолодження компресорів можуть застосовуватися наступні способи:

- внутрішнє охолодження;
- зовнішнє охолодження;
- комбіноване або змішане охолодження.

В першому випадку охолодження здійснюється подачею води в полості компресора, що призводить до ускладнення конструкції компресора. Спосіб дорогий і водночас малоефективний.

Зовнішнє охолодження здійснюється в винесених проміжних холодильниках після кожної секції компресора, що включає декілька робочих коліс.

Змішане охолодження досягається комбінацією перших двох способів. Спосіб конструктивно складний і дорогий, але найбільш ефективний.

В геотехнічних виробництвах застосовуються відцентрові турбокомпресори типу К (К-500-61-1, К250-61-2) та типу ЦК (ЦК-135/8, ЦК-115/9).

На рис. 18.2. наведено повздовжний розріз компресора К-500-61-1. Компресори даного типу мають шість ступенів стиснення, їх робочі колеса 1 об'єднані в три секції. З допомогою діафрагми 6 внутрішня камера корпуса розділяється на ступені тиску. Кожна діафрагма обладнана каналним дифузorzом і зворотним направляючим апаратом.

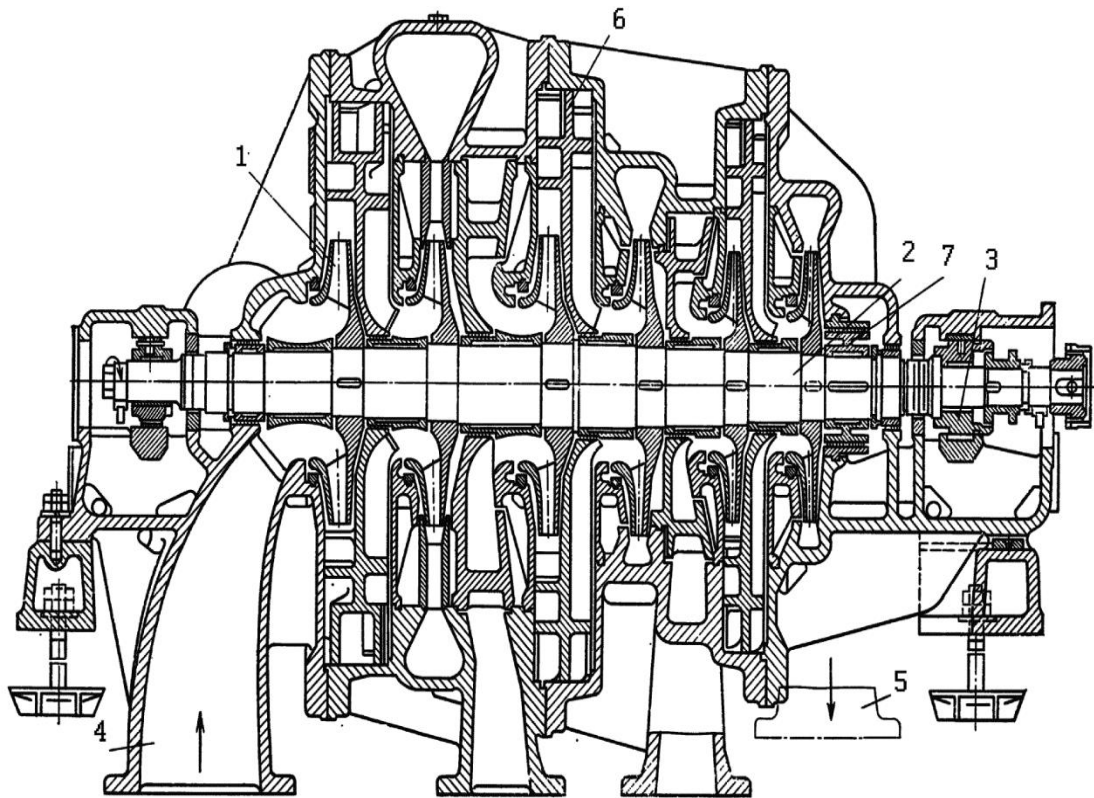


Рис. 18.2. Повздовжній розріз компресора К-500-61-1: 1 – робочі колеса; 2- вал ротора; 3 – підшипники; 4 і 5 – відповідно підводячий і напірний патрубки; 6 – діафрагма; 7 – думміс.

Осьове зусилля, що діє на робочі колеса ротора, урівноважується тиском стисненого повітря на розвантажувальний поршень (думміс) 7, який закріплено на валу 2. Незрівноважена частина осьового зусилля сприймається упорним підшипником 3. Корпус компресора К-500-61-1 виконаний з горизонтальними і вертикальними роз'ємами. Компресор обладнаний примусовою системою змащення та автоматичним пристроєм регулювання продуктивності з допомогою засувки в підводячому

трубопроводі, а також регулятором про-типомпажного захисту, який забезпечує автоматичний випуск в атмосферу надлишкової кількості повітря.

Компресори типу ЦК конструктивно влаштовані аналогічно і відрізняються передаточним числом редуктора. В компресорах типу К і ЦК застосовуються одноступеневі редуктори для підвищення частоти їх обертання до 800-900 рад/с з підшипниками ковзання.

В проміжних холодильниках відцентрових компресорів охолодження стисненого повітря здійснюється шляхом його перепуску через пучки трубок міжтрубного простору холодильника, по яких циркулює охолоджуюча вода.

Переваги відцентрових турбокомпресорів в порівнянні з поршневыми наступні: надійність в роботі із-зі відсутності клапанів; рівномірність і безперервність подачі стисненого повітря, завдяки чому відсутня необхідність в застосуванні повітрозбірників; відсутність в стисненому повітрі продуктів змащення, як це має місце в поршневих компресорах; відсутність інерційних зусиль, що дозволяє влаштування більш легких фундаментів; швидкохідність, що забезпечує більшу компактність установки однакової продуктивності.

18.4. Ротаційні компресори

До ротаційних відносяться компресорні машини з круговим рухом поршня, а робочим органом є один або два ротора. Процес стиснення в таких компресорах відбувається в замкнутому об'ємі, що безперервно зменшується і знаходиться між ротором і корпусом, або між двома роторами. Ротаційні компресори відносяться до машин об'ємної дії і по принципу стиснення не відрізняються від поршневих. Серед ротаційних розрізняють гвинтові компресори, ротаційно-пластинчасті, водокільцеві та двороторні.

Переваги ротаційних компресорів полягають в їх швидкохідності і конструктивній компактності при відносно високих продуктивностях, відсутності робочих клапанів, рівномірності подачі та динамічної

зрівноваженості. У зв'язку з цим ротаційні компресори часто застосовуються в геотехнічних виробництвах в якості пересувних установок.

Недоліки полягають у більш низьких ККД та високій вартості із-за високого класу точності обробки профілів гвинтів.

Серед гвинтових компресорів розрізняють два їх підтипи: сухого стиснення і мастилонаповнені, де мастило використовується в якості охолоджуючої та ущільнюючої рідини між робочими органами з наступною його сепарацією із стисненого повітря.

Гвинтові компресори (рис. 18.3) відносяться до класу машин об'ємної дії, в яких повітря

стискається за рахунок зменшення його об'єму в робочій порожнині, що створюється зубцями і впадинами

двох паралельно розташованих гвинтів-роторів 2 і 3.

Повітря із підводячого патрубка надходить у гвинтові канали між роторами 2, 3 і корпусом 1.

Після повороту роторів на деякий кут цей об'єм повітря ізолюється від підводячого патрубка і в

подальшому повороті стискається при поступовому заповненні зубцями одного ротора впадин другого. При цьому стиснення здійснюється до підходу рухомого об'єму порожнин до вікна нагнітання з подальшим виштовхуванням стисненого повітря в пневмережу.

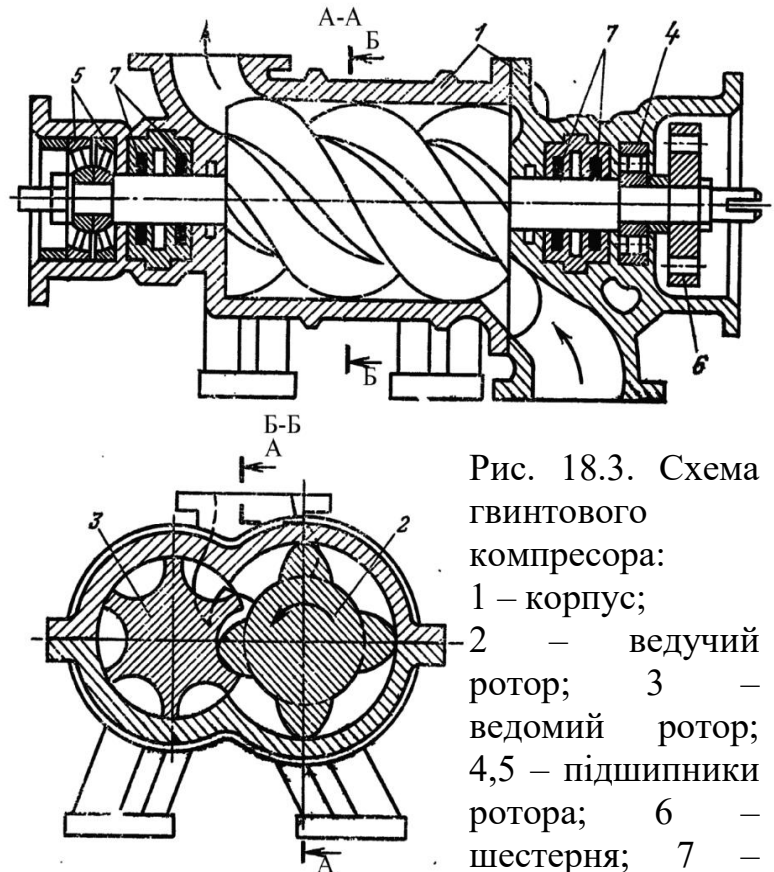


Рис. 18.3. Схема гвинтового компресора:

- 1 – корпус;
- 2 – ведучий ротор;
- 3 – ведомий ротор;
- 4,5 – підшипники ротора;
- 6 – шестерня;
- 7 – ущільнення.

Ротори 2 і 3 мають різну кількість зубців (чотири – на ведучому і шість – на ведомому). Частота обертання ротора 2 в півтора рази більша частоти обертання ротора 3. Ротор 2 має випуклі зубці, а ротор 3 – ввігнуті. Між роторами 2 і 3 забезпечується жорсткий кінематичний зв'язок через зубчасті шестерні 6.

Робочий процес стиснення в гвинтовому компресорі тотожний поршневому (всмоктування, стиснення і нагнітання) і аналогічний теоретичній діаграмі (рис. 18.2) при практично відсутньому шкідливому просторі. Особливість полягає в тому, що тиск на виході компресора постійний і не залежить від тиску стисненого повітря в пневматичній мережі. Крім того, процес стиснення при високих обертах роторів здійснюється за короткий проміжок часу (менше 0,01 с), і теплообмін між стінками компресора і стисненим повітрям практично відсутній. Тому процес стиснення в сухих компресорах є практично адіабатним, але з врахуванням теплоти тертя – практично політропним з показником політропи $n = 1,4 \text{--} 1,6$. Для мастилонаповнених компресорів показник політропи знижується $n = 1,1 \text{--} 1,4$. Найбільш економічна ступінь підвищення тиску складає $\varepsilon = 4 \text{--} 5$, при цьому охолодження стисненого повітря здійснюється в винесених кінцевих холодильниках. В геотехнічних виробництвах отримали розповсюдження пересувні установки 6ВКМ-25/8, 6ВК-13/8, 3НФ-ШВ-5.

Маса гвинтових компресорів в 10-15 раз менше поршневих і в 3-4 рази менше відцентрових при тій же продуктивності.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Які переваги і недоліки поршневих компресорів?
2. Які переваги і недоліки відцентрових компресорів?
3. Які переваги і недоліки ротаційних компресорів?
4. Як класифікуються компресори по тиску?

РОЗДІЛ 19. ДОПОМІЖНЕ ОБЛАДНАННЯ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ

До допоміжного обладнання компресорних станцій відносяться системи охолодження та змащування, фільтри очищення повітря, повітрязбірники (ресивери), шумозахисні пристрої та ін.

19.1. Система охолодження

Кількість води, що необхідна для охолодження компресора, в середньому складає:

- для поршневих компресорів середньої і великої продуктивності – 10 - 28 м³/год;
- для турбокомпресорів – 120 - 300 м³/год.

Орієнтовно визначається необхідність подачі охолодженої води в 3,5 - 5 м³/год на продуктивність 1000 м³/год повітря, що підводиться до компресора.

Система охолодження стаціонарних компресорів виконується циркуляційною, тобто оборотною з багаторазовим використанням охолоджуючої води, і може бути розімкнутою або замкнутою. При розімкнутій системі охолодження (рис. 19.1) вода після проходження через частини компресорної установки 7, що охолоджуються (проміжні та кінцевий холодильники, рубашки циліндрів), вільно зтікає через зливні воронки 8 до баку гарячої води 2. З баку 2 вода подається насосом 6 через розприскувач 4 в градирню 3 для охолодження. Охолодження здійснюється шляхом вільного падіння краплин води в потоці повітря, що рухається назустріч (знизу – вверх) природньою тягою або під дією вентиляторної установки 5. Охолоджена вода збирається в бак холодної води 1, звідки насосом подається на технологічне обладнання охолодження компресора 7.

Система охолодження включає декілька градирень, вентилятор кожної градирні має декілька ступенів регулювання швидкості обертів, що забезпечує можливість регулювання інтенсивності охолодження за енергетичним критерієм (температуру і швидкість циркуляції води) в залежності від температури навколишнього середовища

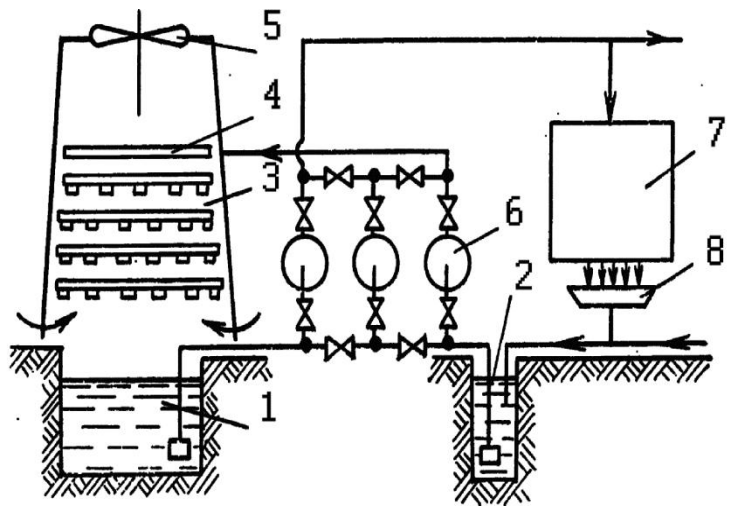


Рис. 19.1. Схема розімкнутої системи охолодження компресорної установки: 1 – басейн холодної води; 2 – басейн гарячої води; 3 – градирня; 4 – розприскувач; 5 – вентилятор; 6 – насос; 7 – компресор; 8 – зливна воронка.

та змінних потреб у виробі стисненого повітря. При цьому охолодження повітря, що стискається, на кожні 3°C призводить до зниження питомих енерговитрат стиснення на 1%.

При замкнутій системі охолодження охолоджена вода під напором насоса проходить систему охолодження компресора і далі по трубопроводу під тим же напором подається в градирню або ж в бризкальний басейн.

Для компресорних станцій з витратами охолоджуючої води до $150 \text{ м}^3/\text{год}$ застосовують: при відкритій системі охолодження – не менше трьох насосів (холодної і теплої води та резервний, рис. 19.1), при замкнутій системі – два насоса (холодної води і резервний). При більшій потребі в охоложеній воді для потужних компресорних станцій, в особливості для турбокомпресорів, передбачається індивідуальне обслуговування кожного компресора циркуляційним насосом охолодження і резервом в цілому на компресорну станцію.

Для охолодження води застосовуються градирні і бризкальні басейни, при невеликій потужності можливе і повітряне охолодження. Вода, що застосовується в системах охолодження, не повинна вмщати механічних

включень більше 40 мг/л та мінеральних солей більше 4 мг-екв/л для попередження накипу на теплообмінних поверхнях холодильників та зниження ККД компресора.

19.2. Система змащення

Для змащення компресорів застосовуються компресорні мастила у відповідності з рекомендаціями заводів виробників компресорів. Невиконання режимів змащення, невірний вибір мастила призводить не тільки до передчасного зносу обладнання, а навіть можуть призводити до аварій (вибухи, пожежі).

Важливою характеристикою компресорного мастила є незмінність його властивостей при високих температурах та мінімальних витрат мастила – до 1 г на 400 - 500 м² поверхні змащення.

Система змащення поршневих компресорів складається з двох підсистем змащення: механізму руху і циліндрів та сальників. Підсистема змащення механізму руху включає шестеренчастий насос, фільтри очистки, холодильник, мастилозбірник і трубопроводи. Підсистема змащення циліндрів і сальників працює від лубрикаторів, кожний з яких подає мастило по окремому мастилопроводу тільки в одну точку змащення.

В турбокомпресорах система змащення подає мастило до підшипників, зубчатих муфт, до редукторів, а також до пристроїв захисту від помпажу та регулювання продуктивності турбокомпресора. Мастило подається пластинчатим насосом, що приводиться в рух від вала редуктора компресора. Крім насоса система включає фільтри, охолоджувач, редукційні і запобіжні клапани та інше. Кількість мастила, що передається до окремих елементів змащення, регулюється дросельними шайбами, що встановлюються в підводячих мастилопроводах.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Який склад системи охолодження компресорної установки?
2. Який склад системи змащення поршневих компресорів?
3. Які відомі системи оборотного водяного охолодження?
4. Які особливості улаштування вентиляторної установки градирні?

РОЗДІЛ 20. ПНЕВМАТИЧНІ МЕРЕЖІ

Через пневматичну мережу здійснюється транспортування і розподіл пневматичної енергії до споживачів стисненого повітря (пневмодвигунів, пневмомолотків, розчино-, бетононагнітачів та ін.). Пневматична мережа складається із сталевих труб, фасонних елементів (колін, переходів, трійників і т. п.) і арматури. Головною складовою є сталеві труби: безшовні загального призначення, зварні та газові. Всі труби і арматура характеризуються діаметром умовного проходу, що відповідає внутрішньому діаметру в міліметрах по кінцях приєднання. Для пневмомереж застосовують труби з умовним проходом від 80 до 500 мм.

Труби між собою та арматурою з'єднують флянцями. На магістральній частині пневмомережі встановлюються вологомастиловідокремлювачі та компенсатори довжини при зміні температури. Для регулювання кількості стисненого повітря та включення – відключення приєднань на трубопроводах встановлюється арматура: засувки, зворотні клапани.

Споживачі стисненого повітря з'єднуються з магістральним металевим трубопроводом гнучкими резиновими шлангами діаметром 10 - 15 мм і довжиною не більше 20 м. Стиснене повітря, що надходить від поршневих компресорів, включає пари вологи і мастила, що запобігає корозії трубопроводів. В стисненому повітрі від турбокомпресорів відсутні пари мастила, а пари вологи при їх охолодженні в пневмомережі конденсуються і викликають корозію трубопроводів. Тому такі трубопроводи потребують антикорозійних покриттів. Внаслідок конденсації вологи, трубопроводи, що прокладаються на денній поверхні, потребують захисту від обмерзання.

Внаслідок нещільності з'єднань трубопроводу існують втрати стислого повітря, які не повинні перевищувати 20%, при цьому втрати тиску не повинні складати більше 0,15 – 0,20 МН/м².

Проектування пневматичної мережі полягає в розробці топології її схеми та у визначенні діаметрів повітропроводів, виходячи із заданих втрат тиску на окремих ділянках мережі. При цьому задані втрати тиску визначаються із-за умови забезпечення достатнього кінцевого тиску у споживача і загального нормативного падіння тиску не більше 0,15 - 0,20 МН/м².

Така спрощена методика розрахунку пневматичних мереж передбачає можливість використання номограм (рис. 20.1), при розрахунку яких передбачалось, що економічно і технічно доцільною є середня швидкість руху повітря в трубопроводах 6 - 8 м/с. Згідно рис. 21.1 орієнтовно визначаються діаметр трубопроводу і величина питомих втрат тиску.

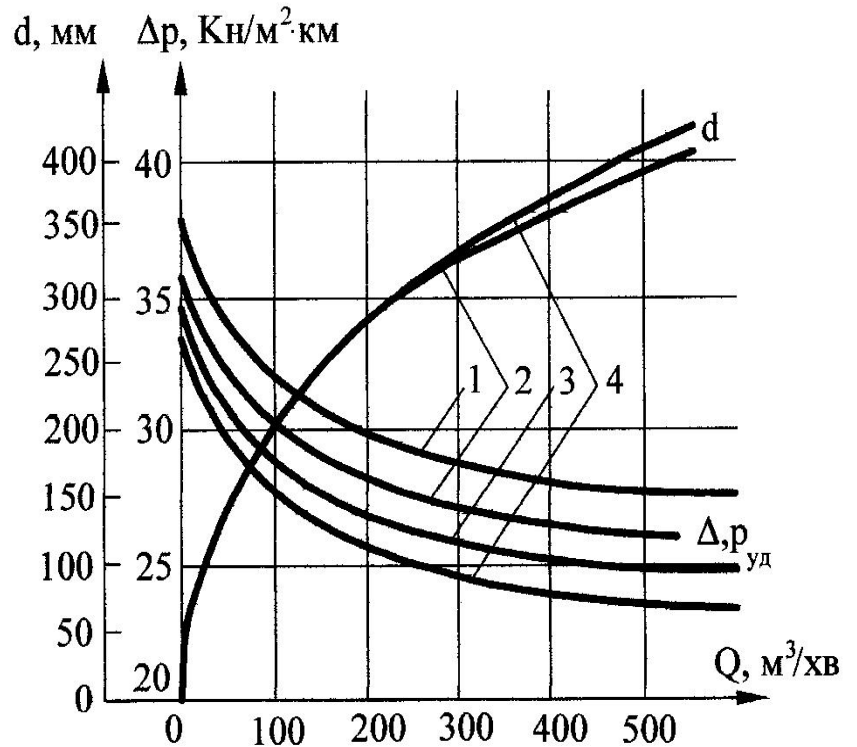


Рис. 20.1. Оптимальні втрати тиску Δp і діаметр трубопроводу d повітропровідної мережі: 1, 2, 3, 4 - при початкових тисках відповідно 0,4; 0,5; 0,6; 0,7 МПа

Наступним етапом розрахунку є прийняття стандартних значень діаметрів труб і визначення фактичних втрат тиску

$$\Delta p = \frac{\xi l}{2d} \rho V_{cp}^2 \quad (20.1)$$

де ξ - коефіцієнт опору;

l - довжина ділянки трубопроводу, м;

ρ - щільність стисненого повітря, кг/м³;

V_{cp} - середня швидкість руху повітря в трубопроводі, м/с ($V_{cp} = 6-8$ м/с).

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Який склад пневматичної мережі?
2. Яка середня швидкість руху повітря в трубопроводах приймається при їх розрахунках?
3. Які нормативні значення тиску та витрат стисненого повітря в пневмомережах?
4. Яка типова структура топології пневмомережі?

РОЗДІЛ 21. МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ПНЕВМАТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

Вихідними даними для проєктування пневматичних установок є: кількість, технічні характеристики та розташування споживачів стисненого повітря, графіки їх роботи по змінах. Головним завданням розрахунків є вибір компресорної станції та трубопровідної мережі.

Компресорна станція вибирається виходячи з вимог до її параметрів – продуктивності та тиску стисненого повітря.

Необхідна продуктивність компресорної станції V_k розраховується виходячи з потреб в стисненому повітрі всіх споживачів пневмоенергії V_{cn} , які працюють в зміну з найбільшими витратами повітря. При цьому слід враховувати також і втрати стисненого повітря $V_{вт}$ в пневмомережі через її нещільності

$$V_k = V_{cn} + V_{вт}, \text{ м}^3/\text{хв} \quad (21.1)$$

Об'єм стисненого повітря, що споживається споживачами пневмоенергії

$$V_{cn} = \sum_{i=1}^n g_i n_i k_i \psi_i, \text{ м}^3/\text{хв} \quad (21.2)$$

де g_i - номінальні втрати повітря на один споживач даного типу;

n_i - кількість споживачів повітря окремих типів;

k_i - коефіцієнти одночасної роботи для кожної групи споживачів даного типу;

ψ_i - коефіцієнти, що враховують збільшення витрат повітря споживачами внаслідок їх зносу;

m - кількість типів споживачів стисненого повітря.

Втрати системного повітря в пневмережі через її нещільність

$$V_{em} = \frac{a}{60} l, \text{ м}^3/\text{хв} \quad (21.3)$$

де $a = 200 - 300 \text{ м}^3/\text{год км}$ - нормативна питома величина втрат повітря через нещільності на 1 км пневмережі при тиску $0,5 \text{ МН}/\text{м}^2$;

l - загальна протяжність пневмережі, км.

Необхідний тиск повітря на виході з компресора P_k визначається з умови забезпечення робочого тиску P_{cn} у найбільш віддаленого споживача пневмоенергії і допустимих втрат тиску ΔP_{max} мережі

$$P_k = P_{cn} + \Delta P_{max} = P_{cn} + \Delta p L, \text{ м}^3/\text{хв} \quad (21.4)$$

де $\Delta p = 30 - 60 \text{ КН}/\text{м}^2 \text{ км}$ - питомі втрати тиску на 1 км трубопроводу згідно рис. 20.1; L - відстань до найбільш віддаленого споживача, км.

При розрахунках слід орієнтовно керуватись, що при робочих тисках споживачів $P_{cn} = 0,5 - 0,65 \text{ МН}/\text{м}^2$, допустимі втрати тиску становлять $\Delta P_{max} = 0,15 - 0,20 \text{ МН}/\text{м}^2$.

По розрахунковим даним V_k, P_k вибирається тип компресора та їх кількість. При цьому передбачається доцільність застосування поршневих компресорів, якщо необхідна продуктивність до $500 \text{ м}^3/\text{хв}$. При більших продуктивностях застосовуються турбокомпресори. В експлуатації найбільш зручні два працюючих компресори, один з яких забезпечує необхідну продуктивність станції, і один – резервний.

Потужність на валу поршневого компресора

$$N_{\kappa} = \frac{V_{\kappa}}{60} \frac{L_a - L_i}{2 \eta_i \eta_m}, \text{ Вт} \quad (21.5)$$

де L_a, L_i - теоретична питома робота адіабатного і ізотермічного стиснення 1 м³ атмосферного повітря до відповідного тиску p_2 , Дж/м³ (знаходиться за таблицею 21.1);

$\eta_i = 0,6 \text{ } 0,8$ - індикаторний ККД компресора, що враховує реальний процес стиснення повітря;

$\eta_m = 0,9 \text{ } 0,95$ - ККД механічної передачі між компресором і електродвигуном.

Таблиця 21. 1 Теоретична питома робота адіабатного і ізотермічного стиснення 1 м³ атмосферного повітря до відповідного вихідного тиску p , КДж/м³.

Робота	Вихідний тиск p_2 , Мн/м ²								
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
L_a	77	129	170	205	235	261	286	307	327
L_i	69	110	139	161	179	195	208	220	230

Потужність на валу турбокомпресора

$$N_{mk} = \frac{2,303 p_1 V_{\kappa} \lg \frac{p_2}{p_1}}{60 \eta_{iz n}}, \text{ Вт} \quad (21.6)$$

де p_1, p_2 - тиск на вході і на виході турбокомпресора;

$\eta_{iz n}$ - повний ізотермічний ККД турбокомпресора, що враховує об'ємні і механічні втрати.

За розрахунковими даними потужності за каталогами вибирається електродвигун з урахуванням необхідної кількості обертів. При потужностях більше 100 кВт рекомендується застосовувати синхронні двигуни.

Розрахунок пневматичної мережі зводиться до визначення діаметрів труб по заданим витратам тиску на окремих ділянках мережі згідно рис.20.1 і визначенню фактичних втрат напору при прийнятих стандартних діаметрах труб. Важливим технічним показником пневматичної установки є її ККД

$$\eta_{\text{ПУ}} = \eta_{\text{КУ}} \eta_{\text{ПМ}} \eta_{\text{ПП}}, \quad (21.7)$$

де $\eta_{\text{КУ}} = 0,45 \text{--} 0,6$ - повний ККД компресорної установки, що враховує ККД компресора і його привідного двигуна, а також витрати енергії в системі змащення компресорної установки;

$\eta_{\text{ПМ}} = 0,4 \text{--} 0,5$ - загальний ККД пневматичної мережі, який враховує втрати енергії внаслідок нещільності мережі, теплообміну та гідравлічного опору;

$\eta_{\text{ПП}} = 0,2 \text{--} 0,4$ - повний ККД пневмоприймачів.

Загальний ККД пневматичної установки $\eta_{\text{ПУ}}$ (21.7) є доволі низьким і складає $\eta_{\text{ПУ}} = 0,06 \text{--} 0,10$.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Що є вихідною інформацією при проектуванні пневматичної установки?
2. Як визначається і чому дорівнює загальний ККД пневматичної установки?
3. Яка фізична суть теоретичних питомих робіт адіабативного і ізометричних процесів стиснення повітря?
4. Які типи електричних двигунів застосовуються для приводу компресорів?

ЧАСТИНА V ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНІ ТА ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНІ СКЛАДОВІ СИСТЕМ ПЕРЕМІЩЕННЯ РІДИН ТА ГАЗІВ

РОЗДІЛ 22. ЕФЕКТИВНІСТЬ ТРАНСПОРТУВАННЯ ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЇ

22.1. Електричні мережі

Режими роботи споживачів електричної енергії залежать від параметрів електричних мереж. Як характеристики трубопроводів визначають точки робочих режимів насосів, так і характеристики мереж впливають на величину напруги споживача, особливо за пускових режимів асинхронних двигунів.

Електричні мережі застосовують наступного конструктивного виконання: повітряні лінії, кабельні лінії, струмопроводи та проводки.

Розглянемо параметри електричної мережі, які впливають на режими роботи складових системи і її комплексні показники ефективності. Це, в першу чергу, опір мережі і вартість струмопроводів, яка обумовлюється їх масою. Ці параметри змінюються за комплексного проектування при варіюванні перетином струмопроводів за відомої величини потужності навантаження, параметрів його живлення, довжини мережі.

Обмежуючими чинниками при виборі величини параметрів електричної мережі є умови експлуатації, допустима температура нагріву, вартість спорудження та експлуатації.

Спираючись на існуючі проектні методики можна визначити величини параметрів мережі у якості початкових для оптимізаційних досліджень. У якості прикладу визначимо конструктивні і режимні параметри трифазної електричної мережі з мідними проводами. При цьому враховуємо, що щільність міді $\rho_{\text{Cu}} = 8890 \text{ кг/м}^3$; питома електрична провідність фази кабелю $\gamma_{\text{м}} = 0,05 \text{ См} \cdot \text{км/мм}^2$. Опір мережі визначимо двома способами:

- 1) за економічною густиною струму ($j = 2 \text{ А/мм}^2$):

$$r_{mj} = L_M \cdot j / (I_f \cdot \gamma_M), \quad (22.1)$$

де L_M – довжина мережі, км; $I_f = P_{\text{наб}} / (n_\phi \cdot U_f \cdot \cos\phi)$ – фазний струм, А; n_ϕ – кількість фаз мережі

2) за допустимою величиною падіння напруги у мережі ($dU = 0,05 \cdot U_f \cdot n_\phi$):

$$r_{md} = dU / I_f. \quad (22.2)$$

За контролю допустимого падіння напруги мережі у 5%, приймаємо меншу величину опору:

$$r_M = \min\{r_{mj}, r_{md}\}. \quad (22.3)$$

Маса міді і ККД трифазної мережі визначаються виразами:

$$\begin{aligned} M_{\text{Cu}} &= 3 \cdot 10^{-3} \cdot \rho_{\text{Cu}} \cdot L_M^2 / (r_M \cdot \gamma_M), \text{ кг.}; \\ \eta_M &= 1 - 3 \cdot r_M \cdot I_f^2 / P_{\text{наб}}. \end{aligned} \quad (22.4)$$

22.2. Коефіцієнт потужності, як показник можливого ступеня зменшення втрат енергії в електричній мережі.

Для оцінки енергетичної ефективності ЕМС використовують енергетичні коефіцієнти: коефіцієнт корисної дії (ККД) і коефіцієнт потужності (за синусоїдності процесів – $\cos\phi$). Величина ККД (η) дозволяє оцінити частку втрат енергії в пристрої ($\Delta W = W_1 - W_2$), порівняно з енергією, яка споживається пристроєм (W_1) або є на його виході (W_2):

$$\eta = W_2 / W_1; \quad \Delta W = W_1(1 - \eta) = W_2(1/\eta - 1).$$

Якщо процеси енергоперетворення оцінюють за одиницю часу, то ККД пов'язує потужності (P) на вході і виході пристрою і потужність втрат енергії у ньому:

$$\eta = P_2/P_1; \quad \Delta P = P_1(1 - \eta) = P_2 (1/\eta - 1).$$

У загальному випадку (коли потужності змінюються у часі) оцінку проводять з усередненням за інтервал часу T :

$$P = \frac{1}{T} \int_0^T p(t) dt,$$

де p – миттєва потужність.

Таким чином, ККД оцінює втрати в середині пристрою. Які втрати оцінює $\cos\varphi$ і яким чином? Для обґрунтованої відповіді на таке питання згадаємо відомості з курсу ТОЕ стосовно особливостей процесів енергоперетворення на змінному струмі за синусоїдності процесів. При цьому, миттєві значення напруги u , струму i та потужності p визначаються за виразами:

$$u = U_m \sin(\omega_0 t); \quad i = I_m \sin(\omega_0 t - \varphi); \quad p = ui;$$

де U_m, I_m – амплітудні значення синусоїдних напруги та струму; φ – кут зсуву фази часової синусоїдної залежності миттєвого значення струму i відносно фази залежності напруги u ; ω_0 – кутова частота мережі. Ці графічні залежності показано на рис.22.1.

З рис.22.1 видно, що миттєва потужність з подвійною частотою мережі змінює свій знак. Знаки струму і напруги збігаються – потужність позитивна (енергія споживається з електричної мережі), знаки протилежні – потужність негативна і електрична енергія від споживача (який у даних часових

інтервалах стає джерелом) іде до мережі. Для забезпечення такого енергообміну при синусоїдних процесах струм у мережі збільшується (порівняно із мінімально можливим, що може передати дану активну потужність), з'являється реактивна складова струму.

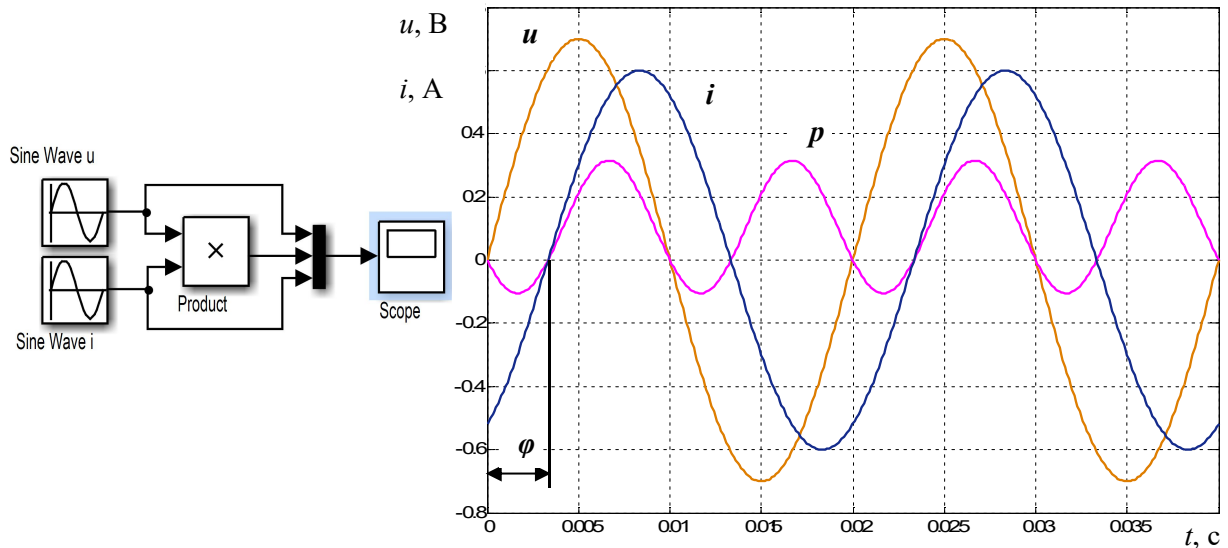


Рис. 22.1. Струм, напруга, миттєва потужність за частоти 50 Гц.

Виникнення часового зсуву синусоїдної хвилі струму відносно напруги обумовлено процесами накопичення енергії в елементах структури споживача. За наявності конденсаторів енергія накопичується у електростатичному полі (струм випереджає напругу), за наявності індуктивностей енергія накопичується у магнітному полі (напруга випереджає струм). При однаковому знаку струму і напруги енергія з мережі іде на корисну роботу, втрати у споживачі і на акумулювання енергії у ньому. Коли знаки стають різні – створений запас енергії витрачається на корисну роботу, втрати у споживачі і на енергопередачу до мережі.

Збільшення струму у мережі призводить до додаткових втрат у ній. Якщо споживач електричної енергії платить тільки за активну потужність, то такі додаткові втрати знижують рентабельність підприємства - енергопостачальника. Для кількісної оцінки такого енергообміну (а також для спрощення розрахунків синусоїдних процесів у електричних колах) використовують математичний апарат комплексного методу.

Якщо записати вираз середньої за період T потужності P (**активної потужності**), яка споживається споживачем з однофазної мережі, та підставити вирази миттєвих струму і напруги і провести математичні перетворення, то можна отримати:

$$P = \frac{1}{T} \int_0^T u i dt = \frac{1}{T} \int_0^T U_m \sin(\omega_0 t) I_m \sin(\omega_0 t - \varphi) dt = UI \cos \varphi = S \cos \varphi,$$

де $S = UI$ – **повна потужність** (максимальна можлива активна потужність при поточних амплітудах струму і напруги); U, I – діючі значення синусоїдних напруги та струму. Діюче значення синусоїдного струму відповідає такій величині постійного струму (середньоквадратичному, гріючому струму) при якій втрати в активному опорі будуть дорівнювати втратам при синусоїдному струмі:

$$I = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T i^2(t) dt} = I_m / \sqrt{2}.$$

Коефіцієнт потужності $\cos \varphi$ за наведеним (передостаннім) виразом є відношення активної потужності до повної. Для визначення його величини використовують інформацію про виміряну або розраховану величину реактивної потужності:

$$\cos \varphi = P / \sqrt{P^2 + Q^2},$$

де $Q = \sqrt{S^2 - P^2} = UI \sin \varphi$ – **реактивна потужність**, яка доповнює активну потужність до повної.

Повертаємось до питання: які втрати оцінює $\cos\varphi$ і яким чином?

Наявність реактивних струмів збільшує втрати у мережі, які визначаються за квадратом діючого струму і величиною опору мережі: $\Delta P_m = r_m I^2$. Струм можна визначити: $I = P / (U \cos\varphi)$. Із співставлення двох останніх виразів видно: якщо $\cos\varphi$ споживача зменшиться, наприклад у 2 рази, то втрати у мережі збільшаться у 4 рази (пропорційно квадрату зміни $\cos\varphi$).

Тобто, $\cos\varphi$ дорівнює зворотній величині кореня квадратного від можливого ступеня зменшення втрат у мережі, порівняно з поточним станом, за забезпечення оптимальних умов передачі енергії (симетрія, збіг струму і напруги за фазою). Наприклад, при $\cos\varphi = 0,5$ повна компенсація реактивної потужності підніме $\cos\varphi$ до 1 і знизить втрати у мережі у 4 рази ($0,5 = 1/\sqrt{4}$). Це положення є першим обґрунтуванням заходів по компенсації реактивної потужності споживача (для зменшення втрат у мережі). Важливим обґрунтуванням, але не єдиним і навіть не основним.

22.3. Забезпечення найбільш економічним чином потрібного балансу реактивної потужності у мережі.

Ця ціль є другою причиною заходів з компенсації реактивної потужності споживача. Для осмислення цього положення треба ознайомитись з чотирма поняттями.

Поняття 1. Статичні характеристики споживача за напругою. Ці характеристики можна отримати, якщо змінювати напругу живлення вузла навантаження (наприклад, цех) і вимірювати спожиту ним активну і реактивну потужності. Отримані залежності показано на рис.22.2. Активна потужність змінюється пропорційно квадрату напруги, а реактивна змінюється за параболічним законом з екстремумом при критичній напрузі $U_{кр} = (0,75 \dots 0,85) U_n$ (для промислових мереж). За зменшення напруги в діапазоні $U > U_{кр}$ активна і реактивна потужності також зменшуються,

причому реактивна потужність зменшується більш інтенсивно. При $U < U_{кр}$ активна потужність продовжує зменшуватись, а реактивна починає зростати.

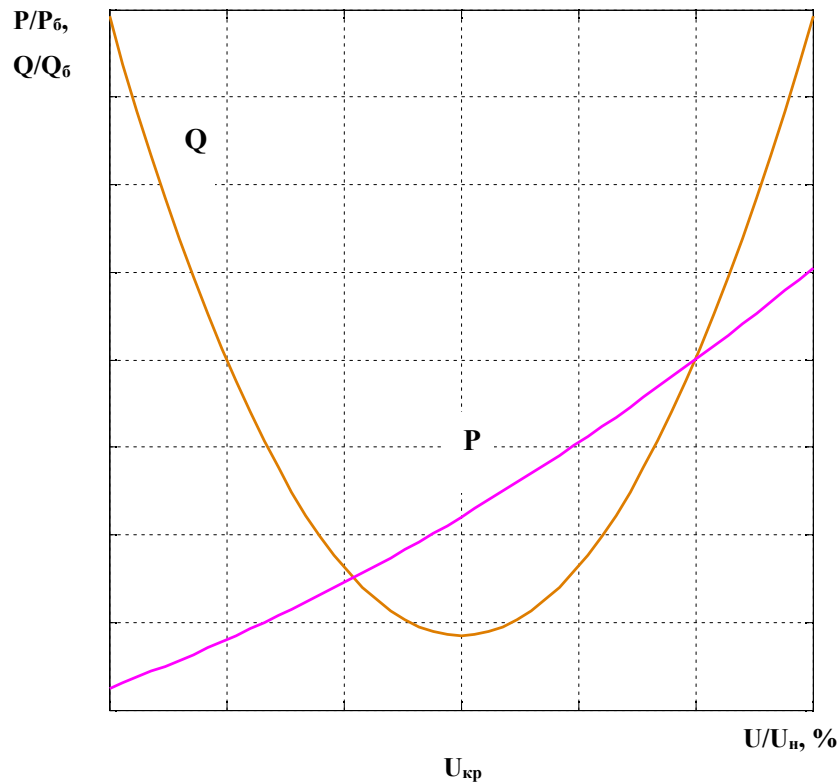


Рис. 22.2. Статичні характеристики споживача за напругою

Така закономірність процесів пов'язана з режимами роботи асинхронних двигунів (АД), які є основними споживачами електричної енергії (вони споживають приблизно 50 % всієї виробленої електроенергії): за зменшення напруги момент АД зменшується пропорційно квадрату напруги, рис.22.3; ковзання збільшується; коли максимальний момент АД стає меншим ніж момент опору робочого механізму M_0 , робоча точка переходить на нестійку ділянку механічної характеристики АД; швидкість зменшується до нуля, що супроводжується зростанням струмів і реактивної потужності.

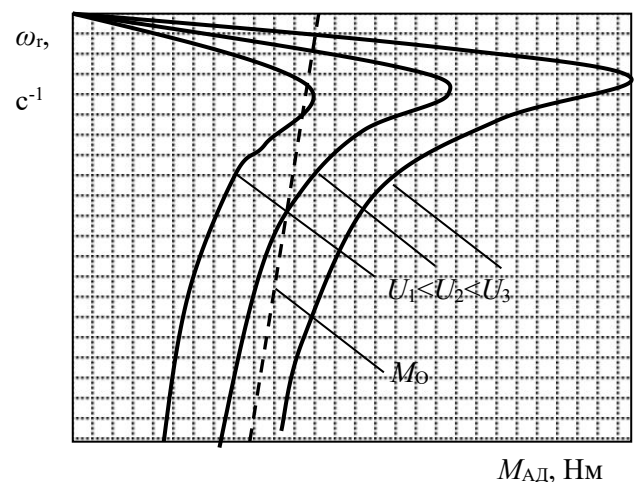


Рис. 22.3. Механічні характеристики асинхронного двигуна

Поняття 2. Властивості стійкості споживача за напругою.

Розглянемо систему: генератор, мережа, шини споживача, рис.22.4.

Напруга споживача $U_{\text{сп}}$ пов'язана з напругою генератора $U_{\text{Г}}$ і падінням напруги у мережі з опором $R_{\text{М}}$ виразом: $U_{\text{сп}} = U_{\text{Г}} - R_{\text{М}} I_{\text{М}}$, де $I_{\text{М}}$ – струм мережі.

Режим роботи системи буде стійким, якщо він самостійно повертається до попереднього стану після збурень у системі, які його змінили. У якості збурення режиму роботи основного споживача з характеристиками рис.22.2 у системі рис.22.4 розглянемо підключення до його шин додаткового потужного споживача, наприклад, пуск потужного АД.

Великі пускові струми додаткового потужного АД збільшать струм мережі $I_{\text{М}}$, збільшать падіння напруги у мережі $R_{\text{М}} \cdot I_{\text{М}}$, **зменшать напругу на шинах споживача**. У цьому випадку, відповідно до статичних характеристик рис.22.2 основного споживача: знизяться активна і реактивна потужності споживання ним електричної енергії з мережі і, як наслідок, знизиться струм основного споживача; зменшиться струм мережі; зменшиться величина падіння напруги у ній; **зросте напруга на шинах споживача**. Напруга відновилася завдяки властивостям стійкості споживача за напругою. Реактивна потужність (Рис.22.2) знижується більш інтенсивно і її вклад у властивості стійкості буде більший ніж активної потужності.

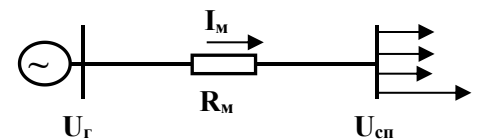


Рис. 22.4 Система «Генератор – Мережа - Споживач»

Стійкість системи буде зберігатись, якщо при збуреннях напруга не стала меншою за $U_{\text{кр}}$. Інакше стабілізаційний вплив зміни реактивної потужності зникне. **Якщо напруга стала меншою за $U_{\text{кр}}$: зменшення величини напруги** супроводжується зростанням споживання реактивної потужності, збільшенням струму мережі, збільшенням падіння напруги у ній і подальшим зниженням напруги. Негативний зворотній зв'язок змінився на позитивний. Режим роботи стає нестійким.

Такий **нестійкий режим називають ЛАВИНОЮ НАПРУГИ**. Він є аварійним: напруга лавиноподібно падає, АД переходять у режим короткого замикання (зупиняються), внаслідок великих пускових струмів спрацьовує захист і АД відключаються від живлення. Таке відключення споживачів відбувається на всіх шинах, де напруга лавиноподібно знижувалась. Відбувається припинення виробничих процесів, що **супроводжується великими економічними втратами**. Після відключень АД напруга відновлюється, але одночасне включення двигунів неможливе: мережі не витримають їх одночасних пускових струмів. Пуски здійснюють по чергово, процес розтягується у часі, економічні втрати зростають. Негативні економічні наслідки аварійного режиму «лавина напруги» можуть значно перебільшувати негативний ефект транспортування реактивної потужності мережею.

Поняття 3. Умови вибору потужності генератора.

Відповідно до заданих величин активної і реактивної потужностей, генератор можна було би обирати за повною потужністю. Але, при цьому його реактивну потужність треба було би транспортувати до споживача мережею, що економічно не вигідно. Суттєво вигідніше виробляти потрібну реактивну потужність у споживачів за допомогою компенсуючих пристроїв: конденсаторних батарей (статичних компенсаторів) і синхронних компенсаторів (спеціальних обертаючихся синхронних машин, зміна величини струму збудження яких регулює вироблення реактивної енергії).

За вказаних причин, **генератори обирають за умовами балансу активної потужності**. Номінальна величина коефіцієнта потужності генератора приблизно становить: $\cos \varphi_{гн} = 0,8$. Якщо $\cos \varphi$ споживача не нижчий, йому вистачає реактивної енергії від генератора. Якщо $\cos \varphi$ споживача нижче ніж 0,8 то його стимулюють самостійно компенсувати споживання реактивної потужності. Для цього вводиться збільшення вартості активної електричної енергії з урахуванням рівня споживання реактивної енергії.

Поняття 4. Вплив величини $\cos\phi$ споживача на ймовірність виникнення аварійного режиму «лавина напруги».

Для встановлення зв'язку між величиною коефіцієнта потужності споживача і даним аварійним режимом розглянемо баланс реактивної потужності у мережі: скільки реактивної енергії вироблено, стільки і спожито.

Згадаємо, що генератор обрано за умови балансу активної потужності. Тобто, якщо $\cos\phi$ споживача більший ніж у генератора, то баланс реактивної потужності встановиться при номінальних рівнях напруги.

Оцінимо, що буде, коли споживач має малий $\cos\phi$ і не застосовує засоби з компенсації реактивної потужності. За вказаної умови вибору генератора, активної потужності споживачу вистачає, а реактивної потужності, у даному разі, генератор виробляє менше, ніж треба споживачу. Тобто, баланс реактивної потужності буде при неномінальних умовах роботи: споживач зможе спожити стільки, скільки дає генератор, а це (згідно рис.22.2) може бути за зниження напруги. Покажемо це: Статичні характеристики, рис.22.2, відображають властивості споживача. Потрібної споживачу реактивної потужності генератор не виробляє, а, наприклад, забезпечує лише половину потреби. Горизонталь з цією величиною 0,5 на осі відносної величини Q , перетинає графік реактивної потужності при нарузі, що дорівнює 90 % від номіналу. Тобто, баланс встановиться на такому неномінальному рівні. Негативні наслідки: режим роботи за напругою наближається до небезпечного рівня критичної напруги і значно збільшується ймовірність виникнення аварійного режиму «лавини напруги» при перехідних процесах, обумовлених збуреннями зовнішніх впливів на систему. Відповідно, збільшується ймовірність великих економічних і енергетичних втрат у цьому аварійному режимі.

На основі наведених тверджень можна зробити висновки про те, що **Коефіцієнт потужності** (який є відношенням активної і повної потужностей) є показником для оцінки впливу споживача на:

- 1) енергетичну ефективність електричної мережі (показує, як можна знизити втрати у мережі за повної компенсації реактивної потужності);
- 2) стан балансу реактивної потужності у мережі і, відповідно, на ймовірність виникнення аварійного режиму «лавина напруги».

22.4. Визначення коефіцієнту потужності, за несинусоїдності і несиметрії процесів системи.

При симетричних синусоїдних процесах величина $\cos\varphi$ надає достатньо інформації для визначення впливу споживача на ефективність передачі енергії змінним струмом. Відхилення процесів від симетричних, синусоїдних, що зокрема притаманно ЕМС з напівпровідниковими джерелами живлення, МТС ускладнює аналіз впливу на енергоефективність електромережі. Особливості режимів роботи ЕМС, які призводять до відхилення часової залежності струму від часової залежності напруги і ускладнюють аналіз енергоефективності електромережі, пов'язані із:

1. Спотворенням синусоїдної форми струму напівпровідниковими перетворювачами та індуктивними елементами із насиченими магнітопроводами;
2. Можливою несиметрією параметрів за фазами;
3. Значним часом роботи в динамічних режимах.

Наявність динамічних режимів роботи також спотворює форму струму, порівняно із синусоїдною, і призводить до збільшення втрат у мережі, порівняно із мінімально можливими при постачанні активної потужності динамічного режиму. Період спотворення обумовлений періодом збурень, які викликають періодичні перехідні режими (квазісталі режими), або дорівнює часу неперіодичного перехідного режиму, наприклад, часу пуску АД.

Інформація про величину коефіцієнта потужності забезпечує здійснення:

1. розрахунків за спожиту електричну енергію;

2. заходів з компенсації реактивної потужності (визначення величини компенсуючої ємності);

3. оптимального проектування складових МТС та ЕМС за комплексними критеріями ефективності, які враховують споживання реактивної потужності.

При симетричних синусоїдних процесах величина $\cos \varphi$ (яку визначають за величинами активної і реактивної потужностей, $\cos \varphi = P / \sqrt{P^2 + Q^2}$) надає достатньо інформації для визначення впливу споживача на ефективність передачі енергії змінним струмом. Відхилення процесів від симетричних, синусоїдних ускладнює аналіз. Це ускладнення обумовлено проблематикою визначення реактивної потужності при відсутності синусоїдності: поняття реактивної потужності сформульовано для синусоїдних режимів, що ускладнює його застосування у загальному випадку процесів.

При частковому випадку однофазних періодичних несинусоїдних струмів і напруг використовують поняття коефіцієнту потужності α , який розраховують за їх миттєвими значеннями (при синусоїдності і симетрії $\alpha = \cos \varphi$). При цьому активна потужність визначається як середня за період миттєва потужність:

$$\alpha = \frac{P}{UI} = \frac{1}{T} \int_0^T u(t)i(t)dt \Big/ \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T u^2(t)dt} \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T i^2(t)dt} , \quad (22.5)$$

де u, i – миттєві значення напруги і струму.

Режими роботи із відхиленнями від симетричних синусоїдних часто оцінюють із введенням до розгляду додаткових потужностей: пов'язаних з

прямою та зворотною послідовністю електричних змінних, потужностями несиметрії H та спотворення T :

$$\alpha = P / \sqrt{P^2 + Q^2 + T^2 + H^2},$$

Визначення величини коефіцієнта потужності за цим виразом потребує інформації про величини складових потужностей. Розв'язок цієї задачі широко застосовують у часткових випадках. Так, для умов синусоїдності і симетрії напруги багатофазної мережі, відсутності нульового проводу, симетрії параметрів навантаження, діюче значення несинусоїдних струмів мережі I_f пов'язують із струмом за першою гармонікою I_1 із використанням показника THD (*total harmonic distortion*) наступним виразом:

$$I_f = I_1 \sqrt{1 + THD_i^2}, \quad (22.6)$$

де $THD_i = \sqrt{\sum_{\mu=2} I_{\mu}^2} / I_1$ – коефіцієнт частки вищих часових гармонік струму (для першої гармоніки $\mu=1$).

Отримаємо співвідношення між коефіцієнтом потужності (22.5), $\alpha = P / (U I_f)$ і коефіцієнтом потужності за першою гармонікою $\cos \varphi_1 = P_1 / (U_1 I_1)$. При використанні гармонічного аналізу, ненульові складові потужності є добутками гармонічних складових струмів і напруг одного порядку. Оскільки, відповідно зробленого припущення, вищі гармоніки напруги є нульовими ($U = U_1$), то $P = P_1 = U_1 I_1 \cos \varphi_1$ і із врахуванням виразу (22.6) можна отримати:

$$\alpha = \cos \varphi_1 / \sqrt{1 + THD_i^2}; \quad \alpha = k_v \cos \varphi_1,$$

де $k_v = 1/\sqrt{1 + THD_i^2}$ – коефіцієнт спотворення.

Оскільки коефіцієнт потужності характеризує можливість зменшити втрати у електричній мережі, проілюструємо на прикладі, як змінюються ці втрати за відхилення процесів від синусоїдних, симетричних.

Порівняння втрат енергії у живлячій електричній мережі підприємства за однозмінного і тризмінного режиму роботи.

За однозмінного режиму споживану потужність, струм мережі і час роботи позначимо: P_1, I_1, T_1 , аналогічно для тризмінного режиму роботи: P_3, I_3, T_3 . Потужність втрат у трифазній мережі також позначимо: $\Delta P_{m1} = 3r_m I_1^2$; $\Delta P_{m3} = 3r_m I_3^2$. Із урахуванням, що добовий обсяг роботи є сталим ($P_1 T_1 = P_3 T_3$) і напруга мережі стала, запишемо співвідношення між параметрами робочих режимів:

$$T_3 = 3T_1; \quad P_1 = 3P_3; \quad I_1 = 3I_3.$$

З їх урахуванням запишемо співвідношення втрат енергії в мережі:

$$\frac{\Delta W_{m1}}{\Delta W_{m3}} = \frac{\Delta P_{m1} T_1}{\Delta P_{m3} T_3} = \frac{I_1^2 T_1}{I_3^2 T_3} = \frac{(3I_3)^2 T_1}{I_3^2 3T_1} = 3.$$

За тризмінної роботи енергетичні втрати у мережі будуть у три рази меншими, ніж за однозмінної роботи. Це обумовлено квадратичною залежністю втрат від струму. Тобто, для мінімізації втрат роботу треба максимально рівномірно розподілити у часі.

Даний висновок пояснює чому, при живленні активного опору від регульованого тиристорного регулятора напруги, зменшується величина коефіцієнту потужності (який, у даному випадку збігається з коефіцієнтом спотворення). Аналогічну логіку пояснення можна застосувати у випадку несиметричних процесів: за однакової потужності втрати будуть мінімальні,

якщо струм максимально рівномірно розподілити по дротах мережі (симетричний режим). За несиметрії зменшується величина коефіцієнту потужності (у даному випадку збігається з коефіцієнтом несиметрії).

22.5. Визначення коефіцієнту потужності в загальному випадку несинусоїдності і несиметрії процесів.

Загальний вираз для визначення коефіцієнту потужності з урахуванням можливої специфіки режимів роботи ЕМС отримаємо спираючись на сутність коефіцієнта потужності як показника ефективності транспортування електричної енергії мережею. Такий підхід використано при аналізі енергетичних процесів і визначенні реактивної потужності за Фризе. При цьому показано, що у випадку однофазної мережі, мінімальні втрати будуть мати місце при повторенні струмом відносної часової залежності напруги джерела електроенергії із передачею при цьому заданої величини енергії. Такі співвідношення відповідають, як чисто активному навантаженню, так і розповсюджуються на більш загальні випадки.

При передачі електричної енергії багатофазною мережею, крім вказаного, мінімізація втрат потребує рівномірного розподілу струмів за дротами мережі. Величину активної потужності можна представити: $P = UI_{\min}$, де $I_{\min} = I_a$ – мінімальне діюче значення струму (активний струм), що може передати потужність P при напрузі U . Враховуючи, що струм мережі пропорційний квадратному кореню від втрат у ній, можна записати:

$$\cos \varphi = \frac{P}{S} = \frac{I_{\min}}{I} = \sqrt{\frac{\Delta P_{\min}}{\Delta P}}, \quad (22.7)$$

де ΔP_{\min} , ΔP – втрати в мережі при передачі активної потужності мінімальним струмом та поточним його значенням.

Таким чином, як вже було сказано раніше, $\cos\varphi$ є зворотною величиною кореня квадратного від ступеня збільшення втрат у мережі порівняно із мінімально можливими втратами при передачі даної активної потужності і оцінюється відношенням мінімально можливих діючих струмів до поточних їх значень.

Розповсюдимо такий підхід на загальний випадок, замінимо $\cos\varphi$ на коефіцієнт потужності і отримаємо: $\alpha = I_{\min}/I$. Для однофазної мережі діючий, еквівалентний за тепловою дією струм визначають за виразом:

$$I = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T i^2(t) dt}.$$

Сумарне еквівалентне поточне значення діючих струмів багатofазної мережі характеризує сумарні втрати потужності в мережі і при симетрії її параметрів є середньоквадратичним значенням діючих струмів фаз:

$$I_{\Sigma} = \sqrt{\sum_{j=1}^{n_M} \frac{1}{T} \int_0^T i_j^2(t) dt} = \sqrt{\sum_{j=1}^{n_M} I_j^2}, \quad (22.8)$$

де j – номер проводу симетричної живлячої мережі; n_M – їх кількість.

У випадку ЕМС, відповідно до застосованої системи припущень, аналіз проводиться для багатofазної симетричної системи синусоїдних напруг. При цьому мінімальні діючі струми фаз, які спроможні передати задану активну потужність P будуть однакові і дорівнюють: $I_{j \min} = P/(n_M U_f)$, а сумарне еквівалентне значення мінімальних струмів симетричної мережі становить:

$$I_{\Sigma \min} = \sqrt{n_M} I_{j \min} = P/(\sqrt{n_M} U_f).$$

Останні співвідношення дозволяють отримати вираз для визначення величини коефіцієнту потужності багатозазної ЕМС за умови симетричної системи живлення:

$$\alpha = \frac{I_{\Sigma \min}}{I_{\Sigma}} = \frac{2 \sin(\pi/n_M)}{\sqrt{n_M}} P / U_L \sqrt{\sum_{j=1}^{n_M} I_j^2}, \quad (22.9)$$

де $U_L = U_f 2 \sin(\pi/n_M)$ – лінійна напруга багатозазної симетричної системи живлення.

Для трифазної симетричної мережі без нульового проводу (фази А, В, С) вираз коефіцієнту потужності ЕМС спрощується:

$$\alpha = \frac{P/U_L}{\sqrt{I_A^2 + I_B^2 + I_C^2}}. \quad (22.10)$$

За наявності нульового проводу при отриманні виразу коефіцієнту потужності треба враховувати, що даний коефіцієнт призначено для оцінки зміни втрат у мережі порівняно із мінімально можливими при даній активній потужності. З урахуванням цього, вираз сумарного еквівалентного поточного значення діючих струмів багатозазної мережі I_{Σ} включає струм нульового проводу і відносну величину опору в ньому. Сумарне еквівалентне значення мінімальних струмів симетричної мережі з нульовим проводом не включає його струм. Він дорівнює нулю у випадку симетрії параметрів багатозазної мережі і рівномірного розподілу струмів за фазами мережі для мінімізації втрат. Для трифазної симетричної мережі з нульовим проводом довільного перетину вираз коефіцієнту потужності ЕМС набуває вигляду:

$$\alpha = \frac{P/U_{\text{л}}}{\sqrt{I_A^2 + I_B^2 + I_C^2 + I_0^2 r_0 / r_m}}, \quad (22.11)$$

де $I_0 = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T (i_A + i_B + i_C)^2 dt}$ – діюче значення струму у нульовому проводі;

r_0, r_m – опори нульового та фазного проводів мережі.

Вираз для визначення коефіцієнту потужності навантаження при трифазному симетричному живленні (22.10) дозволяє оцінити вплив ЕМС на енергоефективність електромережі з урахуванням несинусоїдності і несиметрії процесів у навантаженні. Вихідною інформацією є активна потужність, лінійна напруга і діючі значення струмів мережі. Ефективність наведеного підходу [6] до отримання виразу коефіцієнту потужності досягнута завдяки відсутності потреби у визначенні величини реактивної потужності. В деяких випадках, наприклад при економічних розрахунках, така інформація потрібна. В даних застосуваннях можна визначити еквівалентні величини реактивної потужності Q_e , за умови що $\alpha = P / \sqrt{P^2 + Q_e^2}$, а також еквівалентний $\text{tg}\varphi$:

$$(\text{tg}\varphi)_e = Q_e / P = \sqrt{1/\alpha^2 - 1}; \quad Q_e = P\sqrt{1/\alpha^2 - 1}.$$

При симетрії і синусоїдності процесів величина реактивної потужності споживача дозволяє визначити величину параметрів компенсуючих пристроїв для підвищення величини $\cos\varphi$ (при оптимальних параметрах до одиниці).

При несинусоїдності процесів отримання одиничного значення коефіцієнта потужності можливо лише при застосуванні ідеального компенсуючого пристрою, який здійснює енергообмін з мережею і забезпечує часову залежність струму мережі відповідно до залежності напруги. При застосуванні існуючих компенсаторів, наприклад статичних

конденсаторних установок, коефіцієнт потужності можна підвищити лише до деякого технічно досяжного рівня. Потрібна величина параметрів компенсуючих пристроїв визначається їх варіюванням в процесі чисельного експерименту за критерієм максимуму коефіцієнта потужності.

Застосування отриманих виразів визначення величини коефіцієнтів потужності (22.9), (22.10), (22.11) здійснюється за результатами аналізу режиму роботи, який обумовлює особливості розрахунку потрібних величин активної потужності і діючих значень струмів. Потужність споживача, який живиться від трифазної мережі з нульовим проводом визначається відомим виразом:

$$P = \frac{1}{T} \int_0^T (u_{A0}i_A + u_{B0}i_B + u_{C0}i_C) dt, \quad (22.12)$$

де u, i – миттєві значення напруг фаза-нуль та струмів за фазами.

При відсутності нульового проводу і з'єднанні фаз навантаження за схемою «зірка», вираз (22.12) перетворюють з урахуванням наступних умов для струмів і співвідношень лінійних і фазних напруг: $i_C = -i_A - i_B$; $u_{AC} = u_A - u_C$; $u_{BC} = u_B - u_C$. Вираз для визначення потужності, який отримується відповідає методу двох ватметрів:

$$P = \frac{1}{T} \int_0^T (u_{AC} i_A + u_{BC} i_B) dt. \quad (22.13)$$

Аналогічний вираз отримують при перетворенні миттєвої потужності для схеми «трикутник»: $p = u_{AB}i_{AB} + u_{BC}i_{BC} + u_{CA}i_{CA}$, з урахуванням умови для напруг і співвідношень струмів: $u_{AB} = -u_{BC} - u_{CA}$; $i_B = i_{BC} - i_{AB}$; $i_A = i_{AB} - i_{CA}$.

У виразах визначення потужності (22.12), (22.13) та діючих струмів (22.8) присутня величина періоду T . Періодичність процесів, що досліджуються обумовлює величину T . При неперіодичних процесах, наприклад пуск АД, величина T у виразах потужності та діючих струмів дорівнює часу динамічного режиму за який інтегруються енерговитрати для оцінки впливу на енергоефективність електромережі.

22.6. Проблеми ефективності ланок електромеханічного перетворення енергії з асинхронними двигунами

Для надійного, дешевого та найменш екологічно шкідливого забезпечення людства енергоресурсами треба мати ефективні системи генерації і розподілу електричної енергії. Але, крім цього, треба забезпечити ефективність використання енергії у споживача, що значною мірою визначається ефективністю асинхронних приводів, які споживають приблизно половину виробленої електричної енергії. Це стосується, як активної, так і реактивної енергії.

Приблизна частка у загальному балансі реактивної потужності на промисловому підприємстві становить:

1. Асинхронні двигуни 60%;
2. Трансформатори 20%;
3. Перетворювачі, реактори, електричні мережі та інше – 20%.

Заходи і засоби зниження споживання реактивної потужності можна розподілити на дві групи: 1) ті, що потребують суттєвих додаткових капітальних вкладень; 2) організаційно-технічні, які забезпечують що найменше 10% економії з мінімальними термінами окупності вкладень. До останніх, стосовно АД, відносять:

1. Раціональний вибір АД за потужністю і типом;
2. Заміна недовантажених АД двигунами меншої потужності;
3. Зниження напруги живлення мало завантажених АД;
4. Обмеження неробочих ходів АД;

5. Підвищення якості ремонту.

22.6.1. Рациональний вибір асинхронного двигуна за типом (Вибір модифікацій)

Умови роботи АД суттєво різняться і, відповідно до них, змінюються вимоги до конструктивного забезпечення максимальної ефективності АД. Промисловість випускає ряд серійних модифікацій АД. Інформація про особливості конкретного виконання АД закладена у його типорозмірі. Розглянемо варіації позначень у типорозмірі за допомогою схеми рис.22.5.

Серія АД	Виконання за ступенем захисту (International Protection)	Матеріал станин, підшипникових штирів	модифікація	Висота осі обертання (мм)	Установочний розмір за довжиною станин (для пакету магнітопроводу)	Довжина пакету статора за збереження установочного розміру	Число полюсів	Модифікація по умовам навколишнього середовища	Кліматичне виконання	Категорія розміщення
4A	-	-	-	160	S	-	4	-	У	1
	(IP44)	(сталь, чавун)	(основне виконання)		(короткий)	(немає варіацій)	(одношвидкісний АД)		(помірний клімат)	(відкрите повітря)
АІР	Н (IP23)	А (алюміній)	Р (підвищений пусковий момент)		М (середній)	А (короткий)	...	Е (електромагнітне гальмо)	Т (тропічне виконання)	2 (під навісом)
...	перша цифра – ступінь захисту від потрапляння предметів всередину (2 – палець, довжина < 80 мм; діаметр > 12 мм; 4 – тла з розміром > 1 мм); друга цифра – ступінь захисту від проникнення води (3 – дощ з кутком від 60° до вертикального; 4 – бризки у довільному напрямі)	Х (варіації чавуну та алюмінію)	С (підвищене ковзання)		Л (довгий)	В (довгий)	8/6/4 (перемикання полюсів)	Х (хімічна стійкість)	ХЛ (холодний клімат)	3 (закрите приміщення без регулювання клімату)
			К (фазний ротор)				...	СХ (сільськогосподарське призначення)		4 (закрите приміщення з регулюванням клімату)
			Т (однофазний з робочим конденсатором)							5 (приміщення без опалення з великою вологістю)

Рис.22.5 Схема типорозмірів

Перший рядок таблиці заповнений на прикладі АД серії 4А потужністю 15 кВт із синхронною швидкістю обертання 1500 об/хв.: 4A160S4У1. Ряд

позицій даного типорозміру відсутні (у таблиці - прочерки). Можливі варіації заповнення позицій пояснено схемою. Зверху кожного стовпчика наведено пояснення стосовно інформації у ньому. Можливі варіанти цієї інформації пояснено у елементах стовпчика.

У першому стовпчику наведено два варіанта серій, хоча їх суттєво більше. Особливістю серії 4А є легка доступність вичерпної інформації про конструктивне виконання і про технічні характеристики АД. Завдяки цьому, серія 4А є зручним прикладом для вивчення методології проектування ЕМС з АД і для тестування їх математичних моделей.

Другий стовпчик вказує на схему вентиляції (АД захищеного виконання (IP23) – використовує зовнішнє повітря для охолодження внутрішнього об'єму; закритий АД (IP44) – ні). Двигуни закритого типу мають гірші енергетичні показники, ніж захищені АД тієї ж потужності і частоти обертання, якщо вони виконані у однаковому габариті. Тому захищені АД слід використовувати у першу чергу, якщо дозволяють умови навколишнього середовища. При виконанні у різних габаритах, за однакових енергетичних показниках захищені АД мають меншу вартість завдяки економії матеріалів.

Подібно до схеми вентиляції, використання матеріалу корпусу з кращою теплопровідністю (алюмінію, третій стовпчик таблиці) забезпечує інтенсифікацію тепловідводу і створює умови для покращення енергоефективності.

У четвертому стовпчику позначено модифікацію АД. Двигуни з фазним ротором (К) при порівнянні з короткозамкненими (основне виконання, Р, С), за однакових потужностях, швидкостях, виконанні, мають гіршу енергоефективність. Якщо дозволяють умови пуску, у першу чергу слід

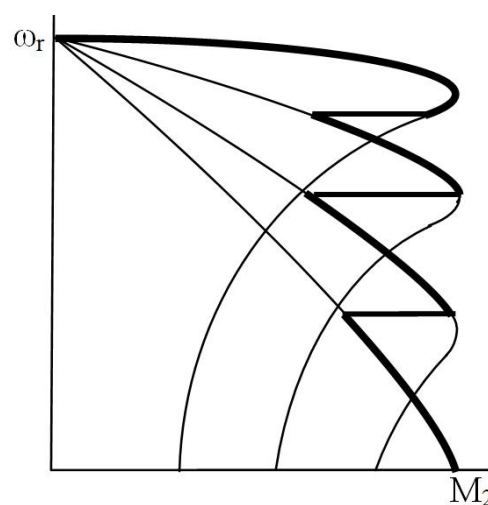


Рис.22.6. Характеристики АД з фазним ротором і пусковим реостатом

використовувати АД з короткозамкненим ротором.

Двигуни з фазним ротором забезпечують можливість зміни механічної характеристики відповідно до величини опору реостату, який підключено до вивідних кінців обмотки фазного ротора (через кільця ковзання). Ці АД використовують при важких умовах пуску. На рис.22.6 наведено приклад формування пускової характеристики із чотиріступеневим пусковим реостатом (четверта ступінь - закортка). Ступенева зміна опору у колі ротора забезпечує високий середній пусковий момент, знижує пускові струми. Недоліки АД з фазним ротором пов'язані із складністю його виготовлення, збільшенням вартості, зниженням надійності, енергоефективності, потужності у габариті.

Двигуни з підвищеним пусковим моментом, глибокопазні (Р) відрізняють від АД основного виконання формою пазів ротора – довгими та вузькими. При цьому є інтенсивне витіснення струму до поверхні ротора (поверхневий ефект) за великих частот при режимі пуску. Нерівномірний розподіл струму за пазом призводить до збільшення опору ротора і до збільшення пускового моменту, подібно як у двигунів з фазним ротором і пусковим реостатом. За збільшення швидкості ротора частота струму у ньому падає (у номінальному режимі – до кількох Гц), ефект витіснення зменшується, опір ротора зменшується, жорсткість робочої частини механічної характеристики АД збільшується. Автоматично отримується механічна характеристика, як при регулюванні опору пускового реостату АД з фазним ротором (отримується «екскаваторна» форма механічної характеристики, рис.22.7).

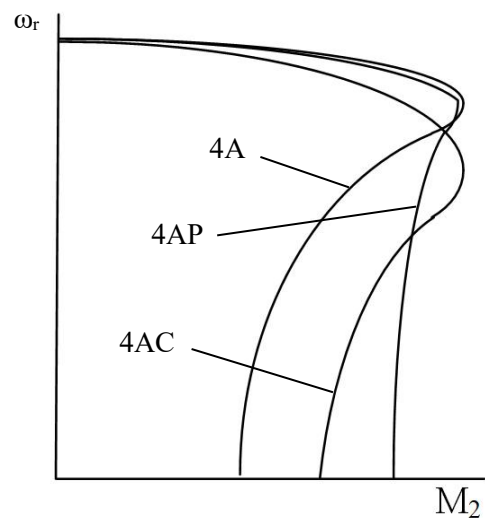


Рис.22.7. Характеристики АД з короткозамкненим ротором

Фізика процесів витіснення струму обумовлена більшим потоком пазового розсіювання ротора, який охоплює нижні шари пазу і, відповідно, більшою наведеною ЕРС, яка знижує струм у цих нижніх шарах (потік розсіювання – це магнітний потік, який зчіплюється тільки з провідниками ротора, або статора, на відміну від потоку взаємної індуктивності, який пов'язаний з обома електричними контурами).

Перевагами глибокопазних АД є збільшення пускового моменту при забезпеченні номінального ковзання і енергетичних показників на рівні АД основного виконання. Недоліком є збільшення вартості конструкції, складність виготовлення (внаслідок проблем із забезпеченням цілісності довгих і вузьких зубців ротора при штампуванні магнітопроводу, глибокопазні АД потужністю менше 15 кВт не виготовляють). Пускові струми не зменшуються, залишаються на рівні АД основного виконання.

Двигуни з підвищеним ковзанням (С) мають геометрію ротора, як у АД основного виконання, але обмотка ротора виконана із матеріалу з підвищеним питомим опором. Це, як видно на рис.22.7, збільшує пусковий момент, зменшує пусковий струм, але погіршує показники номінального режиму: зменшує жорсткість робочої частини механічної характеристики, номінальний момент, збільшує ковзання, знижує енергетичні показники. Двигуни використовують у повторно-короткочасних та інтенсивних динамічних режимах роботи (часті та важкі пуски, реверси, ...).

Шостий і сьомий стовпчики стосуються інформації про довжину магнітопроводу. Відповідно до позначень шостого стовпчика змінюється довжина статора і проточеної внутрішньої частини корпусу для за-пресовування магнітопроводу статора. Випадок зміни довжини магнітопроводу без зміни величини проточеної частини корпусу, позначається символами сьомого стовпчика.

П'ятий та восьмий стовпчики надають інформацію про габарит машини і кількість магнітних полюсів обмотки статора.

Останні три стовпчика стосуються особливостей: виконання конструкції (стовпчик 9), матеріалів (стовпчик 10; при тропічному виконанні використовують матеріали ізоляції і просочення із антитермітними властивостями; для холодного клімату застосовують сталі із збереженням механічних властивостей при низьких температурах), захисного покриття (стовпчик 11). Відхилення від основного виконання супроводжуються збільшенням вартості АД.

22.6.2. Раціональний вибір асинхронного двигуна за потужністю

Потужність електродвигуна треба обирати відповідно з режимом роботи робочого механізму, без зайвих запасів потужності. Крім зменшення капітальних вкладень, це ґрунтується на факті, що найкращі енергетичні показники АД мають при 75...100 % своєї номінальної потужності. На рис.22.8 наведено приклад для дво полюсного АД, з номінальною потужністю 1,5 кВт. Проектування серій АД із максимальною ефективністю при потужностях менших за номінальну обумовлено статистичними даними про середню величину ступеня завантаження АД, яка складає приблизно 40 %.

При виборі АД для певних умов робочого режиму треба:

1. Співставити потужність робочого механізму, який приєднано до валу АД і номінальні потужності АД у цьому режимі за довідниковими даними;
2. Обрати АД з найближчою більшою номінальною потужністю;
3. Здійснити перевірку на перевантажувальну здатність (за величиною кратності максимального моменту) і пускову спроможність (за кратностями пускових моменту та струму). За невиконання умов перевірки треба збільшити потужність АД, або змінити його тип.

Методика вибору АД ґрунтується на понятті номінальної потужності, яка є максимальною, допустимою за нагрівом потужністю, за якої забезпечується потрібний рівень заданих параметрів: ККД, $\cos \varphi$, кратності максимального і пускового моментів, струму тощо.

Якщо завантаження АД суттєво менше за номінальне то, як видно з рис.22.8, падає енергетична ефективність. Якщо потужність на валу АД більша за номінальну то температура найбільш вразливої частини АД – ізоляції проводу статорної обмотки стає більшою за допустиму (найбільш нагрітою є лобова частина обмотки), іде прискорене старіння ізоляції, вона втрачає свої еластичні властивості і, внаслідок динамічних зусиль та обмотку за пускових режимів (значні динамічні зусилля на лобову частину обмотки виникають за взаємодії 6-7 кратних пускових струмів із полями лобового розсіювання статора), тріскається і втрачає електричну міцність. Створюються умови для короткого замикання (міжвиткового та міжфазного). Таким чином, двигун перегрівається при перевантаженні у робочих режимах, а виходить із ладу – під час пуску.

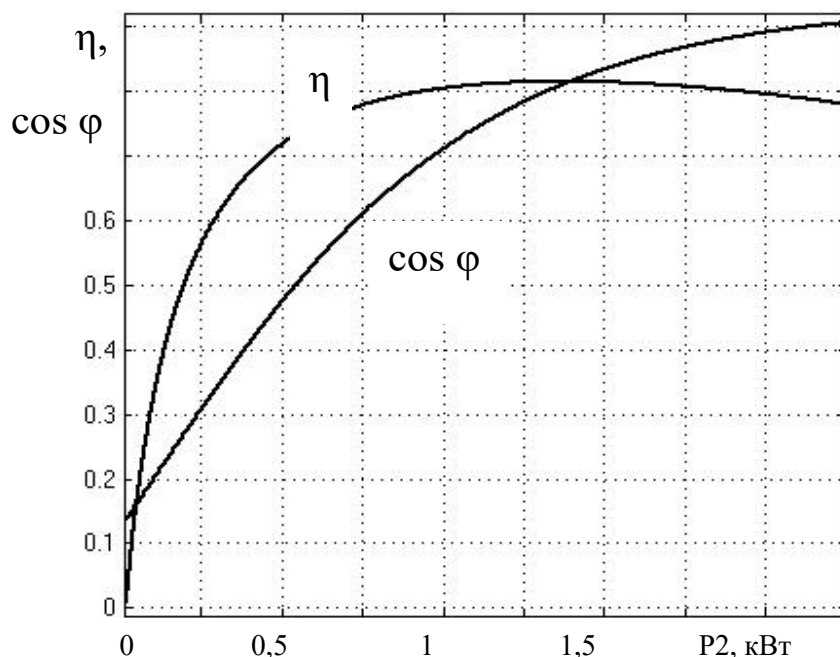


Рис.22.8. Залежності від ступеня завантаження коефіцієнтів енергетичної ефективності АД 4А80А2, потужністю 1,5 кВт

Обов'язковою умовою для вибору АД є інформація про його номінальну потужність. Але, режими роботи можуть різнитися і, відповідно до них, різняться умови охолодження і нагріву. Це змінює величину допустимої за нагрівом потужності. Для створення узагальнених підходів до вибору двигуна можливі режими роботи розподілені на 8 основних режимів, для

кожного з яких існують особливості вибору АД. Ідентифікація режиму відбувається при співставленні температури АД із усталеною температурою (за якої є баланс між потужностями тепловідводу і нагріву) і температурою навколишнього середовища.

Тривалий режим роботи (S1). За час роботи АД (t_H) із сталим навантаженням (P) температура (Θ) досягає практично усталеної величини (Θ_{max}). Графік залежностей потужності і температури АД наведено на рис.22.9. Де Θ_C – температура навколишнього середовища.

Якщо за час навантаження t_H температура досягла усталеного рівня, режим роботи є S1 і для вибору АД треба спиратись на довідникову інформацію про номінальні моменти в усталеному режимі роботи. Умови вибору АД:

$$M_{нав} \quad M_n ; P_{нав} \quad P_n , \quad (22.14)$$

де $M_{нав}, M_n$, $P_{нав}, P_n$ – моменти і потужності навантаження і номінальні АД.

До режиму S1 відносять також циклічні навантаження, якщо час циклу ТЦ > 10 хв.

Якщо температура АД досягла усталеного рівня, а величина

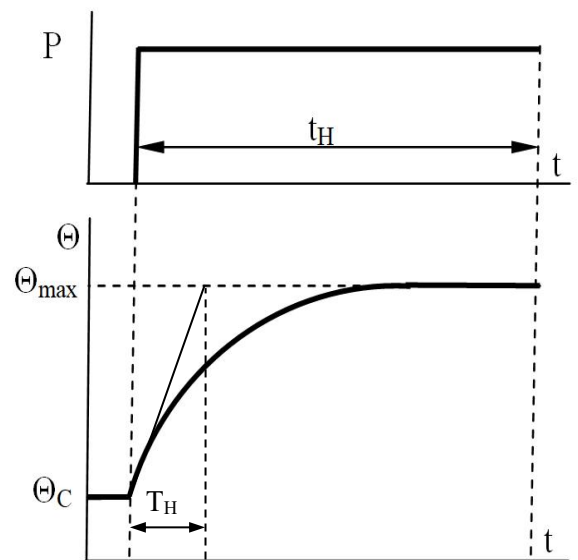


Рис.22.9.Графік нагріву АД

навантаження циклічно змінюється в інтервалах із тривалістю суттєво меншою ніж стала часу нагріву T_H (рис.22.9, за цієї умови температура буде змінюватись мало), то для користування умовами вибору АД (22.14) треба еквівалентувати змінне навантаження за заданою циклограмою до сталого еквівалентного. Оскільки АД обирається за теплом, то умовою еквівалентування є сталість теплових втрат у АД при заданій циклограмі роботи і при еквівалентному сталому навантаженні. В робочому режимі АД

вважаємо, що втрати пропорційні квадрату струму, а момент і потужність є пропорційними струму. В даному випадку еквівалентні параметри навантаження і умови вибору АД наступні:

$$M_{нав.ек} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n_{\psi}} M_{ni}^2 t_{ni}}{\sum_{i=1}^{n_{\psi}} t_{ni}}} M_n \quad ;$$

$$P_{нав.ек} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n_{\psi}} P_{ni}^2 t_{ni}}{\sum_{i=1}^{n_{\psi}} t_{ni}}} P_n,$$

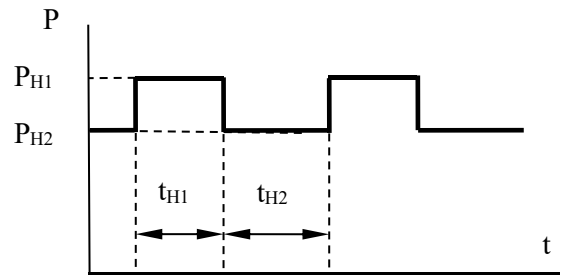


Рис.22.10. Циклограма АД

де n_{ψ}, t_{ni} – кількість етапів циклограми і тривалість і-го етапу циклограми навантаження; M_{ni}, P_{ni} – момент і потужність і-го етапу циклограми навантаження. Для прикладу на рис.22.10 показано циклограму навантаження з $n_{\psi} = 2$.

Короткочасний режим роботи (S2). За час роботи двигун не встигає нагрітися до усталеної температури, а за час зупинки встигає охолонути практично до температури навколишнього середовища. Графік залежностей наведено на рис.22.11.

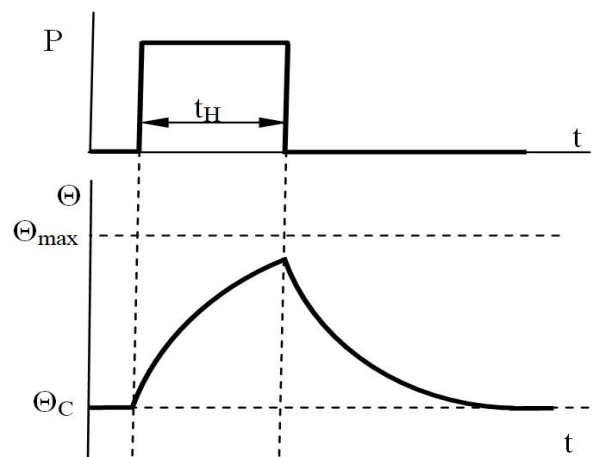


Рис.22.11. Циклограма короткочасного режиму

Якщо для роботи в такому режимі обрати двигун за потужністю, призначений для режиму S1, то не буде повного використання двигуна за нагрівом (він не встигне нагрітися, а використати двигун меншого габариту заважає обмежена величина перевантажувальної здатності двигунів

основного виконання). Внаслідок цього, для зменшення капітальних вкладень доцільно застосовувати спеціальні АД для режиму S2 з великою перевантажувальною здатністю. ДСТУ встановлює стандартний час тривалості короткочасної роботи (у режимі S2): $t_{p.cm} = 10, 30, 60, 90$ хв.

Даний час вказано у номінальних даних двигуна.

Якщо реальний час навантаження у режимі S2 не збігається із стандартним, то навантаження треба еквівалентувати до $t_{p.cm}$ і обрати двигун за умови:

$$M_{нав.ек.тp.см} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n_c} M_{ni}^2 t_{ni}}{t_{p.см}}} M_{ном.тp.см}; P_{нав.ек.тp.см} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n_c} P_{ni}^2 t_{ni}}{t_{p.см}}} P_{ном.тp.см}.$$

За сталості навантаження вибір АД здійснюється за умов:

$$M_{нав.ек.тp.см} = M_{нав} \sqrt{\frac{t_H}{t_{p.см}}} M_{ном.тp.с};$$

;

$$P_{нав.ек.тp.см} = P_{нав} \sqrt{\frac{t_H}{t_{p.см}}} P_{ном.тp.с}.$$

Повторно-короткочасний режим роботи (S3). За час робочого режиму, який складається з послідовності однакових циклів: робота із сталим навантаженням –

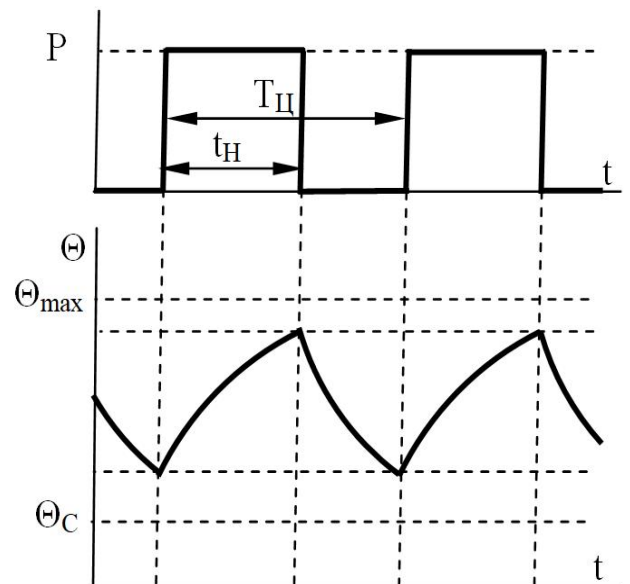


Рис.22.12. Циклограма режиму S3

зупинка, двигун не встигає нагрітися до усталеної температури, а за час зупинки не встигає охолонути до температури навколишнього середовища.

При цьому пускові втрати є незначними і не впливають на температурний стан. Графік залежностей наведено на рис.22.12.

Характеристикою повторно-короткочасного режиму роботи є тривалість включення:

$$TB = 100 \frac{\prod_{i=1}^{n_{\text{ц}}} t_{\text{ні}}}{T_{\text{ц}}}.$$

ДСТУ встановлює наступні стандартні значення тривалості включення у режимі S3: $TB_{\text{см}} = 15, 25, 40, 60 \%$. Даний параметр вказано у номінальних даних двигуна, відповідно до якого вказано номінальну потужність, енергетичні коефіцієнти і інші параметри робочих режимів. У режимі S3 тривалість циклу встановлена до 10 хвилин.

Якщо реальна тривалість циклу не збігається із стандартною, то навантаження треба еквівалентувати до $TB_{\text{см}}$ і обрати двигун за умови:

$$M_{\text{нав.ек.}TB_{\text{см}}} = \sqrt{\frac{\prod_{i=1}^{n_{\text{ц}}} M_{\text{ні}}^2 t_{\text{ні}}}{TB_{\text{см}} \prod_{i=1}^{n_{\text{ц}}} t_{\text{ні}}}} M_{\text{ном.}TB_{\text{см}}};$$

$$P_{\text{нав.ек.}TB_{\text{см}}} = \sqrt{\frac{\prod_{i=1}^{n_{\text{ц}}} P_{\text{ні}}^2 t_{\text{ні}}}{TB_{\text{см}} \prod_{i=1}^{n_{\text{ц}}} t_{\text{ні}}}} P_{\text{ном.}TB_{\text{см}}}.$$

Якщо тривалість включення $TB > 70...80 \%$ можливий вибір АД призначених для режиму S3, коли $TB = 100 \%$. При цьому попередні вирази набувають виду:

$$M_{\text{нав.ек.}} = \sqrt{\frac{1}{T_{\text{ц}}} \prod_{i=1}^{n_{\text{ц}}} M_{\text{ні}}^2 t_{\text{ні}}} M_{\text{н}};$$

$$P_{\text{нав.ек.ТВст}} = \sqrt{\frac{1}{T_{\text{ц}}} \sum_{i=1}^{n_{\text{ц}}} P_{\text{ні}i}^2 t_{\text{ні}i}} P_{\text{н}}.$$

За ідентичних циклів з постійним навантаженням маємо:

$$M_{\text{нав.ек.ТВст}} = M_{\text{нав}} \sqrt{\frac{TB}{TB_{\text{ст}}}} M_{\text{ном.ТВст}};$$

$$P_{\text{нав.ек.ТВст}} = P_{\text{нав}} \sqrt{\frac{TB}{TB_{\text{ст}}}} P_{\text{ном.ТВст}}.$$

Режим S4 – повторно-короткочасний режим роботи з впливом пускових процесів. Пускові втрати є значними і враховуються при визначенні допустимого за нагрівом моменту АД.

Режим S5 – відрізняється від режиму S4 впливом теплових втрат при електричному гальмуванні.

Режим S6 – режим перемежовування роботи із сталим навантаженням і роботи на неробочому ході. Подібний до режиму S3 за заміни періоду зупинки двигуна його неробочим ходом.

Режим S7 – режим перемежовування роботи із сталим навантаженням, пуску і електричного гальмування (без пауз).

Режим S8 – режим перемежовування роботи із періодичною зміною частоти обертання (без пауз, наприклад із використанням багатошвидкісних АД).

Методика вибору АД з підвищеним ковзанням (4АС).

Дані двигуни призначено для приводу механізмів з пульсуючим навантаженням, частими та важкими пусками, реверсами. Номінальний режим роботи АД з підвищеним ковзанням – повторно-короткочасний (S3). Номінальна потужність задана для тривалості включення $TB = 40\%$. Крім

цього, у довіднику наведено величини потужностей для інших стандартних величин TB , а також для $TB = 100\%$ у режимі S1.

Допустимі за нагрівом потужності двигунів 4АС у режимі S3 наведено у довіднику. Дані двигуни також можуть працювати у режимах S2, S4, S6. Для визначення відносного значення (відносно до їх потужності у режимі S1) допустимих потужностей двигунів 4АС у режимах S2, S6 можна скористатися даними таблиці 22.1:

Таблиця 22.1. Допустимі потужності двигунів 4АС

Висота осі обертання, мм	P / P _{S1}							
	тривалість циклу у режимі S2, хв.				TB у режимі S6, %.			
	10	30	60	90	15	25	40	60
71 - 132	1,5	1,2	1,1	1,05	1,8	1,5	1,25	1,15
160 - 250	1,7	1,3	1,1	1,05	2	1,7	1,45	1,2

22.7. Модифікації асинхронних двигунів для спеціальних умов роботи

Проектування електродвигунів ЕМС та МТС за комплексними критеріями ефективності потребує вибору найбільш ефективних (для розглядаємого випадку) конструктивних схем. Крім серійних модифікацій АД, розроблено ряд ефективних конструкцій для спеціальних умов експлуатації.

22.7.1. Асинхронні двигуни з частотозалежними параметрами ротора для частих та важких пусків

Велика частота пусків призводить до значної частки робочого часу, коли двигун знаходиться під дією пускових струмів. Це збільшує його нагрів, зменшує допустимий за нагрівом момент АД.

Важки пуски мають місце при розгоні великих інерційних мас (центрифуги, ескалатор метро). У цьому випадку збільшується час розгону і тепловиділення внаслідок великих пускових струмів, температура обмотки

може перевищити допустимий рівень. Час пуску можна зменшити, якщо збільшити номінальну потужність АД, але при цьому знижується ступінь завантаження двигуна у робочих режимах і, відповідно, зменшується його ККД і коефіцієнт потужності. Крім того, збільшуються пускові струми, просадка напруги під час пуску, може виникнути потреба у збільшенні площі перетину кабелю.

Тобто, у випадку частих та важких пусків важливо, як збільшити пусковий момент, так і зменшити пусковий струм. Серійні модифікації для такої специфіки роботи – це АД з підвищеним пусковим моментом (4АР). У таких АД зміна частоти струму ротора, яка відбувається у процесі розгону (від 50 Гц до номінальних 1...2 Гц), впливає на зміну величини електромагнітних параметрів ротора (параметрів заступної схеми). Це відбувається завдяки процесам витіснення струму у пазу ротора у напрямку до повітряного проміжку. Витіснення відбувається завдяки впливу ЕРС самоіндукції, обумовленої зміною потоку пазового розсіювання ротора. У верхніх шарах пазу ця ЕРС мінімальна, у нижніх – максимальна. Закономірність зміни струмів у пазу є зворотною. Такі глибокопазні ротори забезпечують високі пускові моменти, але пускові струми залишаються значними, практично на рівні АД основного виконання. Застосування АД з фазним ротором з пусковим реостатом збільшує момент і зменшує струм, але ускладнюється конструкція ротора (фазна обмотка), з'являється ковзаючий контакт, що знижує надійність, є потреба у системі регулювання реостата при пуску, збільшується ймовірність «опрокидування» АД при перевантаженнях і виходу його з ладу.

Для подолання вказаних проблем застосовують АД з масивними елементами магнітопроводу (МЕМ) ротора.

АД з індукційними реостатами (ІР). В коло обмотки фазного ротора через кільця ковзання підключають обмотки індукційного реостата, який являє собою трифазний дросель з масивним осердям (наприклад, трифазний магнітопровід утворюється сталевими трубами і двома швелерами, які є

ярмами). У осерді наводяться вихрові струми, як у вторинній обмотці трансформатора. Зменшення частоти струму ротора у процесі пуску зменшує струми у масивному осерді, тепловиділення у ньому, зменшує зведену величину опору індукційного реостата. Опір ротора автоматично змінюється (як у глибокопазного АД), формується відповідна механічна характеристика. Збільшується пусковий момент, зменшується струм. Недоліком залишається контакт ковзання і, якщо не закорочувати ІР після розгону, зниження ККД у робочому режимі.

АД з індукційними опорами (ІО). Контакт ковзання позбуваються при розміщенні ІР на валу фазного ротора АД, замість кілець ковзання. При цьому, ІО ефективно охолоджується при обертанні ротора АД, втрати ковзання виділяються за межами робочого об'єму АД, не нагрівають обмотку статора. Це збільшує допустимий за нагрівом момент АД. Недолік – збільшення моменту інерції ротора.

Критерії порівняльної оцінки АД з частотозалежними параметрами ротора. Це: добротність пуску – відношення величин пускових моменту і струму; ступінь використання габаритної потужності – відношення допустимої за нагрівом потужності модифікації до номінальної потужності базового АД. В обох останніх конструкціях застосовано дорогий і не надійний фазний ротор. Його недоліків не мають конструкції АД з МЕМ роторів.

АД з ротором у вигляді масивного феромагнітного циліндру. Забезпечує найкращу добротність пуску, але має дуже м'яку механічну характеристику і низьку ступінь використання габаритної потужності.

Для наближення форми механічної характеристики до «екскаваторної» (велика жорсткість при робочих ковзаннях і стабільний момент при розгоні), збільшення ступеня використання габаритної потужності і підтримання високої добротності пуску застосовують конструкції:

Масивний ротор з торцевими мідними кільцями;

Масивний ротор з пазами;

Масивний ротор з короткозамкненою обмоткою;

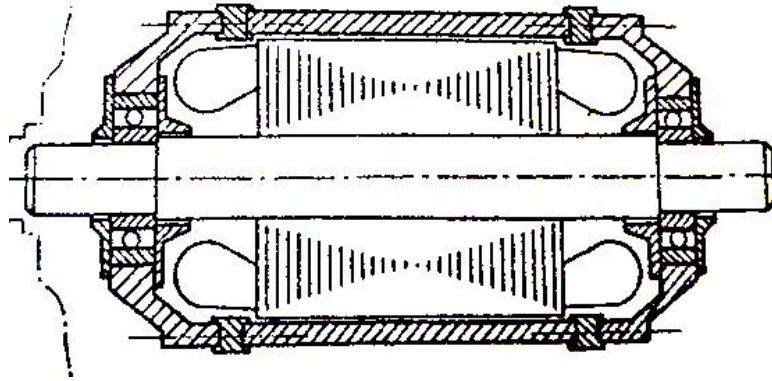


Рис. 22.13. АД із зовнішнім масивним ротором

Двопакетний ротор – являє собою комбінацію роторів: к/з і масивного (АД більшої довжини: М, або L облаштовують ротором АД меншої довжини, який доповнюють до потрібної довжини масивним феромагнітним диском);

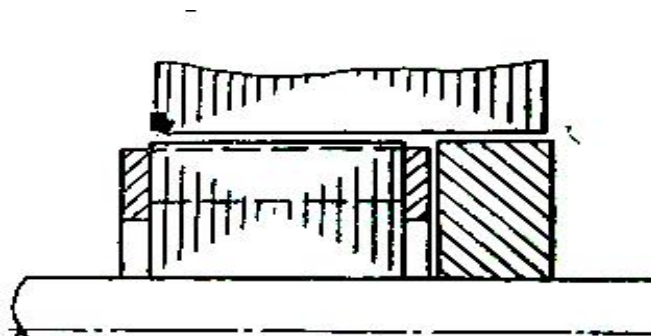


Рис. 22.14. Двопакетний ротор АД

Дво- або тришаровий ротор – на шихтований к/з ротор із сточеною зубцевою зоною жорстко встановлюють масивну втулку із феромагнітного матеріалу, або сплаву сталь-мідь у різних їх співвідношеннях, відповідно до вимог конкретного застосування. У тришаровому виконанні – масивну втулку покривають шаром матеріалу з іншою електропровідністю.

Застосовують, також, варіації і комбінації перелічених конструкції, які різняться властивостями пускових і робочих характеристик та технологічністю виготовлення. Проектування АД з МЕМ потребує

застосування математичних моделей на базі чисельних методів дослідження характеристик електромагнітного поля.

22.7.2. Асинхронний двигун з інтенсифікацією відводу або поглинанням тепла

АД з порожнистими роторами, заповненими легкоплавкими речовинами (парафін). Під час пуску пускові втрати йдуть на плавлення парафіну, що захищає обмотку статора від перегріву.

АД з тепловими трубами у роторі (Рис. 22.15), та (або) статорі (з використанням термосифонів). Збільшується інтенсивність тепловідводу до навколишнього середовища від найбільш нагрітих частин машин, що знижує температуру, збільшує ККД, допустимий за нагрівом момент та надійність. Теплова трубка являє собою полий циліндр із рідиною, яка перетворюється у пару при робочих температурах у нагрітій частині трубки. Ця пара конденсується у області охолодження, що забезпечує інтенсивний теплопереток. Наприклад, трубка, яка частково заповнена водою, в умовах зниженого тиску, і розміщена в каналах охолодження ротора, забезпечує інтенсивний тепловідвід від середини ротора до радіаторів на торцях трубки за межами бочки ротора.

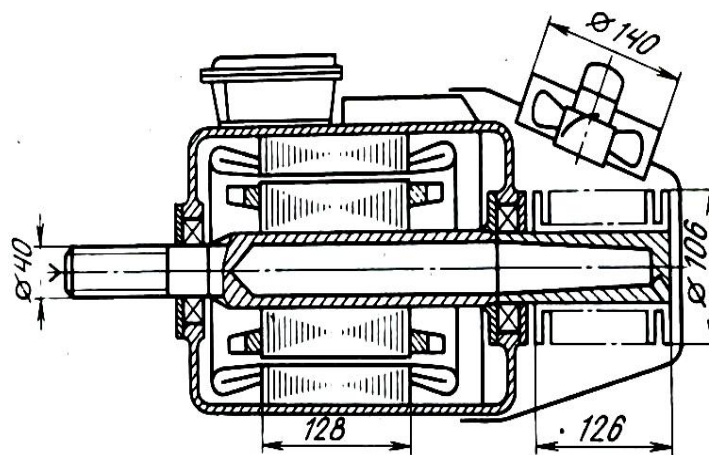


Рис. 22.15 Електродвигун 4А112В6 з тепловою трубою

22.7.3. Асинхронний двигун трансформаторно-асинхронної системи

Застосовують в умовах високих температур, агресивних середовищ. Найбільш вразлива частина АД – багатовиткова обмотка статора виноситься з небезпечної зони завдяки наявності двох магнітопроводів. Перший відноситься до трансформатора з обертовим магнітним полем у герметичному виконанні, у якому первинна трифазна багатовиткова обмотка передає енергію до вторинної багатофазної (за кількістю пазів) одновиткової обмотки. Її стрижні проходять через гермовводи до АД у небезпечній зоні, де вони виконують функцію первинної обмотки.

У якості прикладу розглянемо герметичний аксіальний мотор-насос двостороннього входу. Сутність конструкції пояснюється кресленням, де на рис. 22.16 зображений повздовжній переріз герметичного аксіального мотор-насосу двостороннього входу.

Герметичний аксіальний мотор-насос двостороннього входу, що містить корпус 1 з патрубками 2 і 3 всмоктування і нагнітання та відводами 4, радіально-упорні підшипники 5 ковзання, два електродвигуни, кожен з яких містить статор 6 з низьковольтною стержневою обмоткою 7 та ротор 8 з короткозамкненою обмоткою.

Мотор-насос додатково містить трансформатор з обертовим магнітним полем, що включає магнітопровід 9, багатовиткову трифазну первинну обмотку 10 намотану навколо внутрішнього ярма 11 магнітопроводу 9 та низьковольтну стержневу вторинну обмотку 12.

Низьковольтна стержнева вторинна обмотка 12 та низьковольтні стержневі обмотки 7 статорів 6 з однієї сторони послідовно з'єднані між собою, а з другої сторони низьковольтні стержневі обмотки 7 статорів 6 замкнені короткозамкненими кільцями 13. Ротори 8 з короткозамкненими обмотками вбудовані в бокові стінки робочих коліс 14, що містять шпоночний паз 15, які встановлені на вал 16, котрий обертається в підшипниках 5 ковзання і містить пази 17 для встановлення шпонок 18.

Корпус 1 також містить станину 19 із гермовводами 20. Кожна гідроп'ятата утворена порожниною 21, зазором 22 між конусними поверхнями робочого колеса 14 і корпусу 1 та щілиною 23 між ротором 8 з короткозамкненими обмотками і статором 6, розташованим на станині 19. Вал 16 містить отвори 24 для проходження рідини.

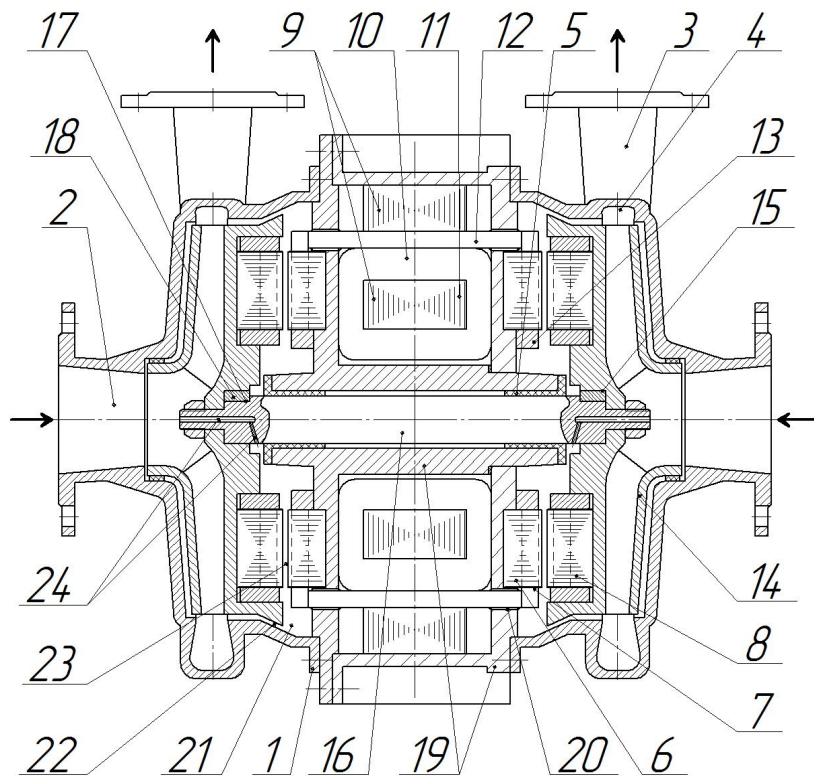


Рис. 22.16. Герметичний аксіальний мотор-насос двостороннього входу

Радіально-упорні підшипники 5 ковзання, статори 6, ротори 8 з короткозамкненими обмотками, робочі колеса 14 та гермовводи 20 можуть бути виготовлені з матеріалів або покриті матеріалами, що хімічно стійкі до впливу агресивного середовища, яке перекачується. Відвід 4 може містити направляючий апарат. Низьковольтна стержнева вторинна обмотка 12 та низьковольтні стержневі обмотки 7 статорів 6 можуть бути виконані суцільними.

Герметичний аксіальний мотор-насос двостороннього входу працює наступним чином. Рідина, що перекачується, надходить в патрубок 2 всмоктування і поступає до робочого колеса 14, що обертається. Потік в

каналах робочого колеса 14 має радіальний напрямок і переміщується в полі дій відцентрових сил, потім через відвід 4 спрямовується в патрубок 3 нагнітання. Частина рідини після робочого колеса 14 надходить до зазору 22 між конусними поверхнями робочого колеса 14 і корпусу 1, потім в порожнину 21, де частково омиває статор 6 з низьковольтною стрижневою обмоткою 7 і ротор 8 з короткозамкненою обмоткою, та поступає в щілину 23 між ними, де дроселюється та охолоджує їх. Далі одна частина цієї рідини поступає в радіально-упорні підшипники 5 ковзання, змащуючи та охолоджуючи їх, а інша частина повертається на всмоктування в робоче колесо 14 через отвір 24.

Гідроп'ята сприймає залишкові осьові сили завдяки зміні розподілу тисків в порожнині 21. Коли робочі колеса 13 зміщується вправо, то зліва зазор 22 збільшується, щілини 23 зменшується, а справа навпаки. Це спричиняє зниження гідравлічного опору зазору 22 та зростання гідравлічного опору щілини 23 зліва, а справа навпаки. Як наслідок, ліворуч в порожнині 21 збільшується тиск на поверхні робочого колеса 14 та ротору 8, а праворуч – зменшується. В результаті виникає додаткова осьова сила, що зміщує робочі колеса 14 вліво до досягнення однакового тиску в порожнинах 21. При зміщенні робочого колеса вліво, процес сприйняття осьових сил відбувається аналогічно.

Електрична енергія підводиться до багатовиткової трифазної первинної обмотки 10 намотаної навколо внутрішнього ярма 11 магнітопроводу 9 трансформатора з обертовим магнітним полем, де відбувається трансформація трифазної напруги мережі в багатофазну низьковольтну напругу, що подається через низьковольтну стержневу вторинну обмотку 12 до низьковольтної стержневої обмотки 7 статора 6, де створюється обертове магнітне поле, що наводить в короткозамкненій обмотці ротора 8 струми і створює електромагнітні моменти, що змушують обертатися ротор 8 з короткозамкненою обмоткою.

Конструкція характеризується низьким рівнем шуму, так як всі елементи, що обертаються, знаходяться в рідині, простою технологією складання та надійністю в експлуатації.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Що оцінюють енергетичні коефіцієнти?
2. Яка причина заходів з компенсації реактивної потужності.
3. Як визначити величину коефіцієнта потужності за відомими значеннями THD і косинуса φ за першою гармонікою?
4. Що таке номінальний момент двигуна, за якими критеріями визначається ця величина?
5. Чому при визначенні потужності двигуна використовується саме середньоквадратичне значення моменту навантаження?
6. Для яких робочих режимів доцільно застосовувати двигуни із інтенсифікацією поглинання тепла?

ЧАСТИНА VI МЕТОДИ ТА ЗАСОБИ КОМПЛЕКСНОГО ПРОЄКТУВАННЯ

РОЗДІЛ 23. ДОЦІЛЬНІСТЬ, ПЕРЕВАГИ ТА ЕТАПИ КОМПЛЕКСНОГО ПРОЄКТУВАННЯ

23.1. Актуальність і мета комплексного проєктування

Комплексні підходи до усіх сфер діяльності людства є закономірним кроком на шляху до мінімізації негативних впливів технічної цивілізації на навколишнє середовище. Комплексні підходи є передумовою безвідходного виробництва, вони можуть забезпечити максимум корисного результату за мінімального споживання енергетичних і матеріальних ресурсів. Існує дві тенденції стратегії наукового пошуку при конструюванні і проєктуванні систем технічного обладнання:

1) Застосування універсальних технічних рішень, які виготовляються крупними серіями;

2) розробка спеціалізованого обладнання щодо конкретних умов застосування, яке потребує розвитку систем гнучкого виробництва (гнучке виробництво дозволяє змінювати конструктивні параметри продукції без перебудови і зупинки процесу виробництва завдяки застосуванню універсальних верстатного обладнання і систем проєктування, потребує наявності високого рівня автоматизації і комп'ютеризації).

Перша тенденція спирається на наявну інформацію про техніко-економічні характеристики складових системи, які створено при виробництві (часто крупносерійному) цих складових для деяких усереднених умов роботи. Друга тенденція орієнтована на гнучке виробництво складових системи відповідно до оптимальних їх параметрів для кожного конкретного випадку. За визначенням, друга тенденція дає більшу ефективність системи обладнання на етапі експлуатації, але на етапі розробки і створення може поступатися першій тенденції.

Історично, в умовах слабого розвитку засобів комп'ютеризації та автоматизації проєктування і виготовлення, тенденція крупносерійного виробництва була переважаючою. На сучасному етапі, в рамках цієї тенденції, для забезпечення найбільш широкого кола споживачів, обладнання намагаються зробити універсальним, але це часто призводить до погіршення економічних показників внаслідок більшої вартості універсального обладнання і надлишковості його можливостей у конкретних випадках експлуатації. Крім того, не врахування особливостей конкретного застосування систем обладнання не використовує **переваги комплексного проєктування**, які пов'язані із отриманням **синергетичних ефектів**, коли **складові системи є взаємно пристосованими і результуюча ефективність системи є більшою, ніж при застосуванні обладнання, яке оптимально спроектовано для усереднених умов роботи**. На сучасному етапі, розвиток засобів комп'ютеризації та автоматизації проєктування і виробництва забезпечує універсальність цих процесів створення обладнання і відкриває шлях до комплексного проєктування.

Рішення з вибору універсального чи спеціалізованого технічного рішення здійснюється за результатами техніко-економічного порівняння цих варіантів проєктування за кінцевим результатом отримання корисного продукту. При цьому здійснюється співставлення витрат на:

- 1) розробку обладнання (проєктні дослідження);
- 2) виробництво обладнання (крупносерійне - гнучке);
- 3) монтаж-наладку (з урахуванням кваліфікації та універсальності фахівців);
- 4) експлуатацію та ремонт обладнання (вартість споживаних енергетичних, матеріальних та трудових ресурсів тощо);
- 5) зберігання та транспортування виробленої продукції до споживача.

Засобами комплексного проєктування здійснюються проєктні процедури щодо складових складних систем обладнання. При цьому у якості проєктних критеріїв приймаються показники ефективності системи в цілому,

що забезпечує врахування конкретики умов експлуатації і інтеграцію складових до єдиного цілого.

Особливості комплексного проєктування обумовлені його метою: пошуком такого оптимального набору конструктивних та режимних параметрів розроблюваного об'єкта (значення цих параметрів змінюються під час проєктування, щоб знайти їх оптимальну комбінацію), що забезпечить максимальну ефективність системи при мінімальному споживанні ресурсів.

У якості конструктивних параметрів слід розглядати геометричні розміри, параметри технологічної обробки деталей, властивості матеріалів їх виготовлення, властивості регуляторів системи керування та інше. До режимних параметрів відносяться параметри (показники) робочих режимів, які можуть змінюватись регуляторами: робочі температури в усталених і перехідних режимах, налаштування системи керування, циклічність та тривалість робочих процесів і пауз, величини швидкостей, прискорень, навантажень, напруги живлення та інше.

23.2. Різновиди та напрями комплексного проєктування

Комплексність проєктування складової частини системи передбачає визначення значень набору конструктивних і режимних параметрів (проєктних параметрів) об'єкту, що досліджується, які забезпечать максимальну ефективність системи при мінімальному споживанні ресурсів.

Комплексне проєктування може класифікуватись за трьома рівнями повноти виконання:

1. Окреме проєктування кожного з компонентів системи з використанням критеріїв ефективності і обмежень даної системи (системне проєктування).

Наприклад, при проєктуванні АД систем частотного регулювання нема потреби регламентувати величини кратності струмів і моментів у пускових

режимах і за критичного ковзання (перевантажувальна здатність), оскільки дані режими формуються системою регулювання. Зняття обмежень такого регламентування створює умови проєктування АД з покращенням енергетичних та масо-габаритних показників у основних експлуатаційних режимах.

2. Проєктування за п.1, але за уточненими математичними моделями комплексного проєктування, які враховують взаємний вплив складових системи і відповідну зміну параметрів робочих режимів.

Наприклад, якщо спроектувати асинхронний двигун приводу поршневого компресора за методиками для усталених режимів роботи і з високою ефективністю у цих режимах, то при реальних експлуатаційних режимах з пульсуючим навантаженням ефективність може значно падати (до 10 % і більше). Причиною є пульсації величин швидкості і струмів. Використання комплексних математичних моделей динамічних режимів системи двигун-компресор у процесі оптимального проєктування дозволяє наблизити показники ефективності до максимальних (щонайменше, удвічі знижується падіння ефективності, порівняно з усталеними режимами).

3. Проєктування складових системи за п.2 і з урахуванням можливості їх функціонального суміщення, коли один суміщений елемент системи виконує кілька функцій.

Наприклад, у випадку мотор-насосу ротор асинхронного двигуна може бути обладнаний лопатями і виконувати функції гідравлічного колеса насосу.

До найпростішого випадку функціонального суміщення складових системи можна віднести моноблочні конструкції (в одному блоці, корпусі розміщено кілька механізмів). На рис. 14.12 показано конструктивну схему моноблочного мотор-насосу з пристроєм для заливки і збільшеною глибиною всмоктування. Робоче колесо відцентрового насосу розміщене безпосередньо на валу асинхронного двигуна. Між всисним патрубком і входом робочого колеса знаходиться ємність з запасом води, який забезпечує заливку насосу під час пуску і, завдяки наявності ежектору, збільшення всмоктувальної

спроможності насосу (вода з ємності подається до входу робочого колеса через ежектор, де завдяки великій швидкості потоку збільшується розрідження і, відповідно, глибина всмоктування). У даній моноблочній конструкції одна і та сама підшипникова опора відноситься, як до АД, так і до насосу. Це спрощує конструкцію, покращує масо-габаритні показники, зменшує втрати на тертя (**синергетичний ефект** зменшення втрат на тертя, порівняно із з'єднаними муфтою валами окремих АД і насосу, обумовлений відсутністю перекосів за неспіввісності валів).

У результаті застосування комплексного проєктування з'явилися нові напрямки науки і техніки. В області електромеханічних систем це **мехатроніка або електромеханотроніка**. Існує деяка розбіжність в тлумаченні цих термінів у вітчизняній і закордонній технічній літературі. У вітчизняній літературі електромеханотроніка традиційно вивчає інтегровані системи з електромеханічної і напівпровідникової перетворювальної частин, а термін мехатроніка часто відносять до механічних, гідравлічних силових виконавчих елементів з електромеханічною керуючою частиною. У закордонній літературі мехатроніка є поняття, що часто об'єднує обидва наведених вище терміни.

Ще одним напрямом розвитку науки, який ґрунтується на принципах комплексного проєктування, є **розробка поліфункціональних електричних машин** (наприклад, для одночасного виконання механічної роботи з переміщення рідких або сипучих середовищ і їх нагріву). При цьому синергетичний ефект полягає у корисному використанні втрат у електричних машинах і інтенсифікації їх охолодження.

23.3. Етапи комплексного проєктування

В рамках даного курсу принципи комплексного проєктування будуть використані для комплексної порівняльної оцінки об'єкту проєктування за темою дослідження, а також для формування комплексного критерію

ефективності (частіше енергетичної) у тому числі, як критерію оптимального проєктування. При цьому розглядаються етапи комплексного проєктування: розробка комплексних критеріїв ефективності систем; розробка їх комплексних математичних моделей для знаходження оптимальних конструктивних і режимних параметрів складових систем.

Процедура комплексного проєктування починається з визначення предмета варіювання і показника кількісної оцінки корисної дії системи за кінцевим результатом (у споживача).

Предмет варіювання обумовлений метою дослідження. Розглянемо три варіанти цієї мети:

1) Порівняльне дослідження кількох конкуруючих структур об'єкту проєктування (із заданими величинами конструктивних параметрів) за комплексними критеріями ефективності;

2) Визначення найкращого (оптимального) співвідношення конструктивних параметрів, яке забезпечує максимальну ефективність системи;

3) Порівняльне дослідження конкуруючих структур із оптимальними співвідношеннями конструктивних параметрів за комплексними критеріями ефективності.

За наявності кількох конкуруючих структур третій варіант найбільш повно враховує всі впливові чинники і може забезпечити максимальну ефективність технічного рішення. Перший варіант постановки задачі є доцільним при обґрунтуванні нового технічного рішення порівняно із відомим. Визначеність із метою дослідження дозволяє окреслити **вихідні дані**, варіювання якими забезпечує пошук найбільш ефективного варіанта системи, а також визначити **характер споживаних ресурсів**.

Визначення показника корисної дії системи і його кількісна оцінка може ускладнюватись одночасною наявністю кількох корисних результатів роботи системи. У такому випадку їх доцільно зводити «до загального знаменника», що дозволить отримати однозначний вираз критерію

оптимізації. Визначення показника корисної дії системи потребує аналізу процесів енергетичних перетворень у системі, режимів її роботи.

Комплексний коефіцієнт ефективності системи визначається як співвідношення величини показника її корисної дії, який визначено за певний цикл роботи, із обсягом спожитих ресурсів за той же період. Засоби визначення величини коефіцієнта ефективності (аналітичні вирази або комплексні математичні моделі) повинні враховувати зміну величини вхідних варійованих параметрів. Враховуючи на вимоги до точності аналізу і повноти врахування впливових чинників, основним інструментом розрахунку величини коефіцієнта ефективності є математичне моделювання в середовищі імітаційного моделювання (наприклад, система МАТЛАБ).

Комплексні математичні моделі для розрахунку величини коефіцієнта ефективності системи складаються з математичних моделей її складових, які забезпечують дослідження робочих режимів з урахуванням впливів інших складових системи. Сучасні програмні середовища дослідження складних технічних систем мають розвинуті бібліотеки блоків імітаційних моделей технічних пристроїв. Їх можна ефективно інтегрувати до єдиної комплексної моделі за допомогою такої системи вхідних-вихідних сигналів блоків, яка імітує фізичну природу зв'язків між різними пристроями. Якщо властивості стандартного блоку не задовольняють вимогам конкретного дослідження, система імітаційного моделювання надає можливість створити новий блок і інтегрувати його до загальної моделі.

Чисельний експеримент за допомогою комплексних моделей забезпечує дослідження закономірностей зміни параметрів робочих режимів системи протягом робочого циклу і визначення інтегральної величини коефіцієнта ефективності системи за певної величини вхідних варійованих параметрів. Алгоритми оптимізаційних досліджень дозволяють, за зміни вхідних параметрів, проектувати складові системи за критерієм максимуму комплексної ефективності.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Які мета і задачі комплексного проектування?
2. Що таке синергетичні ефекти комплексного проектування?
3. Вимоги до математичних моделей комплексного проектування.
4. Наведіть приклад елемента комплексно спроектованої системи із властивостями інтеграції функцій різних елементів.
5. Які системи досліджує електромеханотроніка?

РОЗДІЛ 24. КОМПЛЕКСНІ КРИТЕРІЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

Комплексні критерії ефективності можуть виступати у якості критеріїв оптимального проектування, їх призначено для кількісної оцінки ефективності роботи системи обладнання. Зокрема, така оцінка потрібна при оптимальному проектуванні для визначення напрямку зміни величини конструктивних параметрів складових системи, який веде до отримання технічного рішення з максимальною ефективністю.

24.1. Коефіцієнт енергетичної ефективності

Ефективність систем при комплексному проектуванні напряму залежить від застосованого критерію. Наприклад, якщо при виборі вентилятору головного провітрювання (із дискретним регулюванням) за заданими областями промислового використання і координатами точки заданого робочого режиму (розділ 9.8), обрати вентилятор (з кількох можливих варіантів) тільки за максимумом ККД, без урахування відстані між точками дійсного і заданого робочих режимів, то можна погіршити кінцевий результат: можна нагнітати зайві об'єми повітря, хоча і з високим ККД вентилятора (такі особливості при проектуванні вентиляторних установок враховують *коефіцієнтом регулювання*) і марно витратити енергетичні ресурси. Для даного випадку ефективним критерієм енергетичної ефективності є відношення потрібної заданої продуктивності вентилятора до потужності споживання ним енергетичних ресурсів.

Якщо режим роботи системи змінюється у часі, корисну дію системи і спожиті ресурси треба оцінювати інтегрально за певний період. Період оцінки корисної дії системи повинен охоплювати ті етапи виробничого циклу, які є характерними для об'єкту проектування і протягом яких корисна дія системи змінюється. Наприклад, врахування часу періодичних ремонтів та обслуговування при інтегральній оцінці ефективності системи сприяє оптимізації витрат з забезпечення надійності роботи обладнання.

При оцінці корисної дії системи за величиною виробленої нею енергії коефіцієнт енергетичної ефективності перетворюється до свого часткового випадку, до ККД і стає безрозмірним. В загальному випадку коефіцієнт енергетичної ефективності є розмірною величиною. Застосування ККД у якості критерію енергетичної ефективності обладнання у ряді випадків може заважати отримати найбільш ефективні технічні рішення. Наприклад, ККД перетворювальних ланок в системах відновлюваної енергетики встановлює співвідношення між енергіями на їх вході і виході. При цьому не враховуються обмеження робочого діапазону за максимальним і мінімальним рівнями потужності вхідного потоку енергії. Тобто, для прикладу комплексного проектування вітро або гідрогенераторних установок кінцевим продуктом їх функціонування є енергія, яку доставлено споживачу [7], а коефіцієнт енергетичної ефективності є співвідношення цієї енергії до енергетичного ресурсу джерела: енергії потоку повітря крізь ометаєму вітротурбіною площу, або потенційної енергії води водосховища.

24.2. Коефіцієнти ефективності з урахуванням капітальних витрат

Проектування вдосконалених систем обладнання із використанням виключно критерію енергетичної ефективності можливе лише за відсутності суттєвої зміни величин капітальних витрат за варіювання параметрів оптимізації. У загальному випадку, споживача обладнання цікавить як енергетична ефективність, так і термін окупності капітальних вкладень.

Для визначення оптимальних параметрів систем із знаходженням балансу між капітальними і експлуатаційними витратами часто використовують у якості критерію оптимізації величину E_r – **мінімум річних зведених витрат за нормативний термін експлуатації** (наприклад, $T_{sls} = 7$ років):

$$E_r = E_c / T_{sls} + E_{oa} \quad (24.1)$$

де E_c , E_{oa} – витрати капітальні (з урахуванням будівництва і монтажу) і річні експлуатаційні витрати на енергоресурси, матеріали, поточний ремонт, обслуговування, заробітну платню тощо.

Проектування за критерієм (24.1) забезпечує баланс між капітальними і експлуатаційними витратами, але не враховує особливості конкретних умов застосування системи, зокрема: врахування величини прибутку від реалізації одиниці продукції, який впливає на термін окупності вкладень.

Для підвищення якості проектування з оптимізацією величини капітальних вкладень комплексний критерій ефективності повинен враховувати конкретику технічних та економічних умов експлуатації системи, особливості конструктивних і режимних параметрів. Для цього для оптимізації параметрів системи можна застосувати **критерій максимуму прибутку** [8, 9]. Для математичного формулювання даного критерію приймаємо:

1) Одиниця корисного продукту, виробленого системою і доставленого споживачу має ціну c_p (якщо даний продукт не є самостійним товаром, то треба обумовити його частку у кінцевому товарі і тим самим визначити його ціновий еквівалент c_p);

2) Витрати на створення системи покриваються за рахунок банківського кредиту з рекурсивною річною відсотковою ставкою δ_l (відсоток за кредитом виплачується одночасно, разом з основною сумою кредиту при накопиченні потрібної величини прибутку);

3) Термін експлуатації системи без аварій та капітальних ремонтів становить T_{sl} років.

Величина прибутку до оподаткування (Pr) визначається виразом:

$$Pr = (V_{pa}c_p - \sum_{i=1}^{ni} V_{ppai}c_{ppi})T_{sl} - E_c(1 + \delta_l T_{pb}), \quad (24.2)$$

де V_{pa} – середньорічний обсяг виробленого продукту; c_{ppi}, V_{ppai} – вартість i -го спожитого продукту і його середньорічний обсяг споживання; ni – кількість первинних продуктів (енергоресурси, матеріали, послуги ...), врахованих при аналізі; T_{pb}, T_{sl} – терміни окупності первинних вкладень і експлуатації, у роках.

Для розрахунку величини прибутку до оподаткування за виразом (24.2) потрібна інформація про час окупності і ціновий еквівалент виробленого продукту. Ці величини є взаємозалежними. Їх зв'язок можна встановити з (24.2) із врахуванням, що за умови $T_{pb} = T_{sl}$ прибуток відсутній, $Pr = 0$:

$$T_{pb} = \frac{1}{(V_{pa}c_p - V_{ppa}c_{pp})/E_c - \delta_l}; \quad (24.3)$$

$$c_p = \frac{V_{ppa}c_{pp} + E_c(\delta_l + 1/T_{pb})}{V_{pa}}, \quad (24.4)$$

Перетворивши вираз (2) з урахуванням (5) отримаємо величину прибутку до оподаткування у функції часу експлуатації:

$$Pr = GP \cdot T_{sl} - E_c \cdot 1 + \frac{\delta_l}{GP/E_c - \delta_l}. \quad (24.5)$$

де $GP = V_{pa}c_p - \sum_{i=1}^{ni} V_{ppai}c_{ppi}$ – валовий прибуток за час експлуатації T_{sl} .

Для розрахунку залежності (24.5) треба мати інформацію про ціну (ціновий еквівалент) виробленої продукції c_p . Її величина визначається відповідно до конкретних умов проектування.

Потрібна величина ціни, яка забезпечить заданий термін окупності, може бути визначеною відповідно до (24.4). Приклад співставлення результатів проєктування за критеріями мінімуму зведених витрат (24.1) і максимуму прибутку (24.5) наведено у розділі 26.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Як визначити коефіцієнт енергетичної ефективності?
2. У яких випадках використання у якості проєктного критерію коефіцієнту енергетичної ефективності краще за ККД?
3. Яка вихідна інформація для оцінки за критерієм мінімуму зведених витрат?
4. Яка вихідна інформація для оцінки за критерієм максимуму прибутку?

Розділ 25. СИСТЕМИ АКУМУЛЮВАННЯ ЕНЕРГІЇ В ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ СИСТЕМАХ ВІДНОВЛЮВАНОЇ ЕНЕРГЕТИКИ

25.1. Порівняльна оцінка способів акумулювання енергії

Створення енергоефективних рішень мехатронних та ЕМС часто потребує наявності систем акумулювання енергії. Виконаємо огляд та порівняння густини накопичення енергії в основних з них.

Електрохімічні акумулятори. Знаходять застосування від систем живлення гаджетів, транспортних засобів до систем акумулювання в електричних мережах для згладжування пікових навантажень. Мають достатньо високі ККД (на рівні 80%), масо-габаритні показники, але і недоліки: обмежений допустимою кількістю циклів заряд-розряд (для автомобільних акумуляторів – на рівні тисячі), термін експлуатації; значна вартість; використання дефіцитних матеріалів; забруднення навколишнього середовища шкідливими речовинами (особливо при виробництві та утилізації обладнання, яке вичерпало свій ресурс).

Показники автомобільного акумулятора з напругою $U = 12$ В, ємністю $E = 55$ А·год, масою 10 кг приймемо за базу порівняння. **Запас енергії такого акумулятора становить:**

$$W = P \cdot T = U \cdot I \cdot T = U \cdot E = 12 \cdot 55 = 660 \text{ Вт}\cdot\text{год} = \mathbf{2400 \text{ кДж.}}$$

де W – енергія, Дж; P – потужність, Вт; T – час, с.

Акумулятори потенційної енергії (гравітаційні акумулятори).

Акумулятори потенційної енергії води (гідралічні акумулюючі електричні станції (ГАЕС)) до недавнього часу безальтернативно були основними акумулюючими потужностями електричних енергосистем. При надлишку електричної енергії у мережі, ця енергія споживається електродвигуном насоса, який перекачує воду з нижнього резервуару до верхнього. Накопичена потенційна енергія перетворюється у електричну при зворотному русі води, коли насос стає турбіною, а двигун – генератором.

Цикл енергоперетворення складається з чотирьох етапів, що обумовлює низьку енергетичну ефективність (наприклад, при ККД кожного етапу 0,85 половина енергії втрачається). Низька питома енергія обумовлює потребу у великих обсягах води, висотах її підйому. Перевагою є простота, можливість тривалого збереження енергії. Оцінімо потенційну енергію води об'ємом $V = 1 \text{ м}^3$ на висоті $H = 10 \text{ м}$:

$$W = \rho \cdot V \cdot g \cdot H = 1000 \cdot 1 \cdot 9,81 \cdot 10 = 100 \text{ кДж.}$$

де ρ – густина води, кг/ м^3 ; g – прискорення вільного падіння, м/с^2 .

Тобто, для запасу енергії, як у автомобільному акумуляторі треба 24 м^3 води на висоті 10 м .

Останнім часом розробляють і інші конструкції гравітаційних акумуляторів, наприклад: гравітаційні потяги (великовантажний потяг з електричною тягою рухається вгору залізничною колією, яку прокладено похилою місцевістю, і перетворює електричну енергію в потенційну механічну; при русі вниз із генераторним режимом приводу, енергія повертається); крани (принцип подібний, але масивні блоки піднімаються вертикально і складаються навколо башти крану один на другого), підйомні установки [10, 11] (відрізняється від попереднього випадку способом створення перепаду висот: баштовий кран замінено підйомною установкою шахтного ствола). На відміну від гідроакумуючих електростанцій, енергія перетворюється лише два рази і ККД, відповідно, збільшується.

Акумулятори кінетичної енергії обертових мас (супермаховики).

Електрична енергія перетворюється до кінетичної за збільшення швидкості обертання. Щоби мінімізувати втрати на тертя, обертову масу доцільно розміщувати в розрідженому середовищі у магнітних, або пневматичних підшипникових опорах. У випадку частото регульованого асинхронного приводу, при двигуневому режимі – енергія накопичується, за генераторного – повертається. Оцінімо кінетичну енергію диску масою 100 кг з радіусом $R = 0,5 \text{ м}$ при обертанні навколо його осі із швидкістю $\omega = 314 \text{ рад/с}$ (3000 об/хв.):

$$W = 0,5 J\omega^2 = 0,25mR^2\omega^2 = 616 \text{ кДж},$$

де J – момент інерції, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$.

Для запасу енергії, як у автомобільному акумуляторі при заданих обертах потрібен диск масою 390 кг.

Збільшення швидкості обертання до 10000 об/хв. зменшує потрібну масу на порядок, але відповідно збільшуються проблеми балансування обертової маси і забезпечення її механічної міцності. У великій енергетиці маховичні накопичувачі можуть виступати як альтернатива ГАЕС, у малій енергетиці – як резервні джерела безперебійного живлення (наприклад, для станцій мобільного зв'язку).

Пневматичні акумулятори накопичують енергію при збільшенні тиску в об'ємі газу за його зменшення (пневмоциліндр), або нагнітання додаткової порції газу. Ефективність таких систем зменшується із збільшенням ступеня стиснення газу внаслідок збільшення втрат із збільшенням нагріву. Переміщення на чверть поршня пневматичного циліндру із повітрям за тиску $p_1 = 10$ МПа, діаметром $D = 1$ м і довжиною $h = 1$ м за умови політропного процесу стиснення пов'язано з наступною роботою проти зовнішніх сил:

$$A = p_1 \pi D^2 h(1-0,75^{(1-n)})/(n-1) = 2400 \text{ кДж},$$

де n – показник політропи. Це еквівалентно енергетичним можливостям автомобільного акумулятора.

Акумулятори енергії електростатичного поля (конденсатори).

Забезпечують високі швидкості процесів заряду-розряду, але мають малі питомі енергії. Наприклад, при параметрах конденсатора К75-28 (напруга $U = 3000$ В, електрична ємність $C_e = 100$ мкФ, маса ~ 4 кг) Запас енергії складає:

$$W = 0,5C_e U^2 = 0,45 \text{ кДж}.$$

Малі питомі показники даних конденсаторів обумовлені проектуванням їх для роботи на змінному струмі. У конденсаторів для роботи на постійному струмі питомі ємності стають більшими на стільки, що є спроби застосування конденсаторів у якості акумуляторів автомобілів.

Об'ємна густина енергії електричного поля при напруженості електричного поля $E_e = 10^8$ В/м (при великому вакууму) становить $W_e' = 0,5\epsilon_0 E_e^2 = 44,3$ кДж/м³, де $\epsilon_0 = 0,885 \cdot 10^{-11}$ – електрична стала.

Акумулятори енергії магнітного поля (індуктивні накопичувачі).

Об'ємна густина енергії магнітного поля при індукції $B = 1$ Тл на порядок більше ніж електричного: $W_m' = 0,5B^2/\mu_0 = 399$ кДж/м³, де $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ – магнітна стала. В імпульсних пристроях застосовують індуктивні накопичувачі з індукціями до 10 ... 20 Тл. Тривалому зберіганню енергії у індуктивних накопичувачах (являють собою різні варіації обмоток з струмом навколо магнітопроводів) заважають електричні втрати в цих обмотках. Розв'язок проблеми очікується при застосуванні явища надпровідності. Це може бути при застосуванні криогенної техніки (робота з рідким гелієм), або при опануванні високотемпературної надпровідності.

В транспортних засобах джерела енергії на основі акумуляторів є сучасною альтернативою використання органічного палива в теплових машинах.

Енергія, акумульована у органічному паливі масою m визначається за його питомою теплотворною здатністю C , ккал/кг (1 ккал = 4,19 Дж): $W = mC$. Теплова енергія 2400 кДж може бути отриманою при спаленні, наприклад:

Таблиця 25.1 Теплотворна здатність речовин

Паливо	C , ккал/кг	m , кг
кам'яне вугілля	7000	0,08
антрацит	8600	0,067
нафта	10050	0,057
бензин	10500	0,055

Дані наведеної таблиці показують високу густину запасу енергії у органічному паливі. Ефективність перетворення отриманої при спаленні теплової енергії до інших форм (буде показано далі) залежить від умов

роботи теплової машини. Спалення органічного палива (яке накопичувалося протягом минулих епох) у короткий історичний термін призводить до великих викидів вуглекислого газу до атмосфери, катастрофічних змін клімату.

Акумулятори теплової енергії мають високі питомі показники. У якості прикладу їх застосування розглянемо систему опалення, яка використовує переваги нічного тарифу на електроенергію. В нічний час дешева електрична енергія перетворюється в теплову і акумулюється в резервуарі з теплоносієм. За потреби у обігріві, насосна система подає теплоносії до радіаторів.

Оцінимо, скільки води можна нагріти на 50°C за рахунок енергії автомобільного акумулятора:

$$m = 2400 \text{ кДж} / (c \cdot 50^{\circ}\text{C}) = 11,5 \text{ кг},$$

де $c = 1 \text{ кал/г} = 4,19 \text{ кДж/кг}$ – питома теплоємність води. Енергії вистачить для нагріву відра води на 50°C , або нагріву 575 л на 1°C .

Як видно, зміна внутрішньої енергії тіла (нагрів) є достатньо енергоємним процесом. Але, в пристроях теплоперекачування (холодильники, теплові насоси) для покращення їх характеристик частіше застосовують **процеси зміни агрегатного стану хладагенту**, тому що питома теплота пароутворення (для води – 530 кал/г) на порядки більша питомої теплоємності. Тобто, енергії акумулятора вистачить для випаровування приблизно 1 л окропу.

25.2. Визначення основних параметрів системи вітроенергетичної установки

На дане питання дамо відповідь за умови, що вітроустановка з діаметром колеса D (м) працює протягом доби при швидкості вітру v (м/с). Вироблена нею електроенергія споживається m разів за добу протягом n годин кожного разу. За умови, що потік вітру віддає половину своєї

потужності, потрібно обрати тип і визначити масогабаритні показники акумулятора енергії, що забезпечить вказаний режим енергообміну. ККД кожного з застосованих перетворювачів енергії k . Визначимо, скільки літрів пального за добу витратить альтернативний дизель-генератор, якщо ККД дизеля 0.4, генератора 0.75. Визначимо потужність електрогенераторів для прикладу варіанта завдання:

Таблиця 25.2 Вхідні умови для визначення потужності

Діаметр колеса D (м)	Швидкість вітру v (м/с)	m	N (год)	ККД перетворювача енергії k
8	8	2	1	0.7

Розв'язок. Потужність повітряного потоку (за густини повітря $\rho = 1.2 \text{ кг/м}^3$):

$$P_v = \frac{mv^2/2}{t} = \rho \frac{V}{t} \frac{v^2}{2} = \frac{\rho}{2} S v v^2 = \frac{\pi D^2}{4} \frac{\rho}{2} v^3.$$

Добова енергія для споживача: $m \ n \ P_c = 0.5 P_v \eta_{г.в} \eta_{ак} \ 24$,

де P_c – потужність споживача; $\eta_{г.в}$ – ККД електрогенератора вітряка; $\eta_{ак}$ – ККД акумулятора.

Енергобаланс із дизель-генератором: $m \ n \ P_c = m_{дн} C_{дн} \ 0.4 \ 0.75$,

де $m_{дн}$ – маса дизельного палива; $C_{дн} = 10500 \ 4.19 \ \text{кДж/кг}$ – теплотворна здатність палива.

25.3. Визначення основних параметрів електромеханічних систем з тепловими машинами

25.3.1. Електромеханічні системи з тепловими насосами

Як видно з попередніх матеріалів, тепла енергія має достатньо високу густину. Технічне обладнання для зміни її величини, взаємного перетворення з іншими видами енергії широко використовується у складі

електромеханічних систем. Від раціонального використання цього обладнання суттєво залежить ефективність використання енергії.

Електромеханічні системи є важливою складовою частиною холодильних машин (теплових насосів, холодильників). Холодильні машини – це теплові машини, які працюють у зворотному режимі з метою переносу тепла від резервуару з низьким тепловим потенціалом до резервуару з високим тепловим потенціалом.

Коли метою є виробництво холоду, це холодильник, а середовище, яке охолоджується, теплоізовано від навколишнього середовища. Коли метою є утилізація низькопотенційної теплової енергії – це тепловий насос. Запаси низькопотенційної теплової енергії в достатньо великих обсягах зберігаються в таких джерелах теплової енергії, тепловий потенціал яких не дозволяє здійснити перетворення з високим ККД в інші види енергії. Утилізація низькопотенційного тепла здійснюється тепловим насосом, який перекачує тепло, підвищує тепловий потенціал до потрібного для використання рівня. При теплових насосах середовище, яке нагрівається, теплоізовано від навколишнього середовища.

Щоб оцінити процеси енергоперетворення в холодильній машині згадаємо, що вона є тепловою машиною, яка працює в зворотному режимі. Теплова машина перетворює теплову енергію в механічну. Зараз це є основний спосіб отримання енергії людством. Першими тепловими машинами були парові машини. Завдяки ним розпочався розвиток технічної цивілізації. Їх використання при виробничій діяльності, а також на транспорті (паровози, пароплави) забезпечували потребу в енергії. І зараз більш досконалі теплові машини забезпечують умови існування сучасної людини. Це парові котли і турбіни на електростанціях, двигуни внутрішнього згоряння в автомобілях, тепловозах, теплоходах, автономних електрогенераторах.

25.3.1 Схема і коефіцієнт корисної дії теплової машини

Теплова машина працює при наявності різниці теплових потенціалів, що створює умови для виникнення теплового потоку. Частина енергії теплового потоку перетворюється в механічну енергію. Схема роботи ідеальної теплової машини наведена на рис.25.1. Частина теплової енергії Q_1 від джерела з високим тепловим потенціалом (температура T_1) перетворюється в механічну енергію W , а залишок, тепла енергія Q_2 , перетікає до резервуару з низьким тепловим потенціалом (температура T_2).

При ідеалізації процесів вважають, що всі теплові потоки проходять крізь етап перетворення в механічну роботу. В реальній машині існують паралельні потоки теплових втрат між резервуарами з тепловими потенціалами T_1 і T_2 . Напрямок потоків енергії теплової машини зображено сполосненими стрілками.

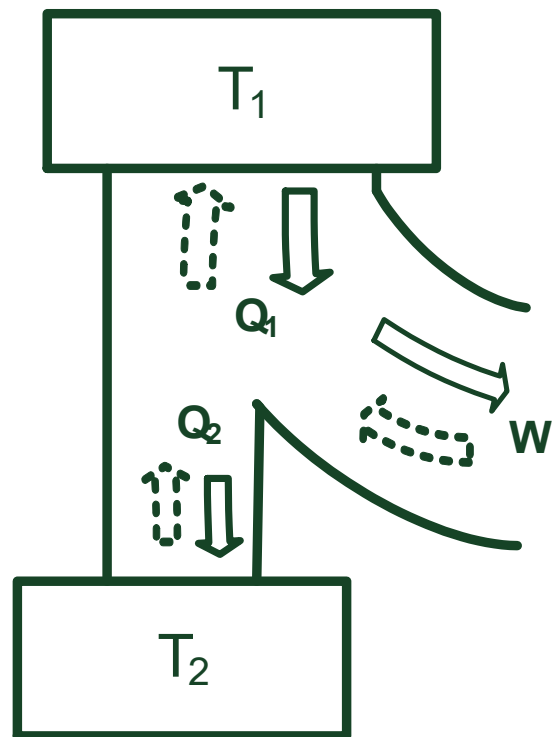


Рис.25.1. Схема ідеальної теплової машини

існують паралельні потоки теплових втрат між резервуарами з тепловими потенціалами T_1 і T_2 . Напрямок потоків енергії теплової машини зображено сполосненими стрілками.

Коли тепла машина працює в зворотному режимі, тобто є холодильною машиною, вона споживає механічну енергію і використовує її для створення потоку теплової енергії від джерела з низьким тепловим потенціалом до джерела з високим потенціалом. Такі напрямки потоків енергії на рис.2.1 позначено пунктирними стрілками.

Коефіцієнт корисної дії теплової машини визначають відношенням отриманої механічної енергії до теплової, яку отримано від

високотемпературного джерела. Жодна теплова машина не може мати ККД вищий ніж обратима (без втрат) машина Карно. Цикл Карно: ізотермічне розширення, адіабатне розширення, ізотермічне стиснення, адіабатне стиснення. Аналіз процесів при здійсненні циклу Карно дозволяє отримати вираз ККД теплової машини:

$$\eta_{т.м.} = \frac{W}{Q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1}, \quad (25.1)$$

де температури T_1 і T_2 є температурами резервуарів з високим і низьким тепловими потенціалами в градусах Кельвіна.

Холодильний коефіцієнт холодильної машини визначають відношенням теплової енергії, яку відібрано від низькотемпературного джерела до спожитої механічної роботи. Вираз холодильного коефіцієнту можна отримати з (25.1) при врахуванні, що $Q_1 = Q_2 + W$:

$$\varepsilon_{х.м.} = \frac{Q_2}{W} = \frac{T_2}{T_1 - T_2}. \quad (25.2)$$

Холодопродуктивність холодильної машини характеризує кількість теплоти, яка відбирається від охолоджуемого середовища в одиницю часу.

Аналіз процесів енергоперетворення в кондиціонері при зміні умов роботи виконаємо за допомогою отриманих виразів. Відповідно до (2.2) при сталих температурах можна отримати:

$$\frac{dW}{dt} = \frac{dQ_2}{dt} \frac{T_1 - T_2}{T_2}, \quad (25.3)$$

де $\frac{dW}{dt}, \frac{dQ_2}{dt}$ – потужність споживання механічної енергії з вала двигуна компресора холодильної машини і потужність тепловідбору від охолоджуемого середовища. При сталих умовах потужність тепловідбору пропорційна різниці теплових потенціалів до і після охолодження:

$$\frac{dQ_2}{dt} = A (T_1 - T_2), \quad (25.4)$$

де A – коефіцієнт пропорційності (теплова провідність).

При перетворенні (25.3) з урахуванням (25.4) отримаємо вираз потужності споживання механічної енергії для забезпечення потрібної різниці температур, в випадку якщо холодильна машина здійснює скид тепла в середовище з температурою повітря T_2 :

$$\frac{dW}{dt} = A \frac{(T_1 - T_2)^2}{T_2}. \quad (25.5)$$

Виконаємо аналіз процесів енергоперетворення при охолодженні повітря від 30°C до 25°C . При цьому $T_1 = 30 + 273 = 303\text{K}$; $T_2 = 25 + 273 = 298\text{K}$. Потужність споживання енергії в цьому випадку, відповідно до (2.5), становить: $dW/dt = 25 A/288$. Якщо температура повітря збільшиться до 35°C , то для зниження її до заданого рівня 25°C треба потужність в чотири рази більшу: $dW/dt = 100 A/288$.

Інший приклад: холодильник, який охолоджує продукти до -7°C . Визначимо зміну споживання енергії внаслідок переміщення холодильника з нагрітого приміщення (кухня) 27°C до прохолодного 20°C . Енергоспоживання буде меншим на 60 %.

Треба зауважити, що отримана кількісна оцінка буде справедливою при ідеалізації процесів, коли відсутнє падіння теплового потенціалу на

теплообмінниках. Врахування його фактичної величини збільшить потрібний перепад температур на вході і виході холодильної машини і, пропорційно йому, збільшить потрібну потужність приводу компресора.

25.3.2. Робота теплового насоса для опалення

Тепловим насосом називають теплову машину, яка працює в зворотному режимі і переносить теплову енергію від резервуару з низьким тепловим потенціалом до резервуару з високим тепловим потенціалом з метою її корисного використання (виробництво тепла). При цьому, середовище, яке нагрівається, теплоізолювано від навколишнього середовища. Прикладом може бути робота сучасних побутових кондиціонерів, які влітку перекачують тепло з кімнати назовні, охолоджуючі кімнату і нагріваючи навколишнє середовище, а взимку перекачують тепло з вулиці в кімнату – охолоджують вулицю, нагрівають кімнату.

Кількісну оцінку процесів енергопереносу здійснимо з використанням рівняння (2.1). Відповідно до нього, в ідеальному випадку, кількість теплової енергії, яка переноситься в резервуар з високим тепловим потенціалом може бути визначеною:

$$Q_1 = W \frac{T_1}{T_1 - T_2}. \quad (25.6)$$

Для оцінки ефективності застосування теплового насоса розглянемо приклади обігріву приміщення при використанні електричної енергії. Варіант 1: використання електричної енергії для приводу двигуна компресора теплового насоса, який здійснює підвід тепла в приміщення з навколишнього середовища, відповідно до (25.6), (при умові, що електрична енергія перетворюється в механічну W без втрат). Варіант 2: безпосереднє перетворення електричної енергії в теплову за допомогою резистивних нагрівачів, $Q_1 = W$. Якщо температура назовні 0°C ($T_2=273\text{K}$), а в приміщенні

21°C ($T_1=294K$), то відповідно до (25.6): $Q_1 = 14 \text{ W}$. Тобто, при застосуванні теплового насоса використання електричної енергії для обігріву, при зроблених припущеннях, в 14 разів ефективніше ніж при безпосередньому перетворенні електричної енергії в теплову (при однаковому нагріві, в випадку теплового насоса, плата за електроенергію в 14 разів менша). В існуючих теплових насосах **коефіцієнт теплової ефективності** менший – **становить 3...7, внаслідок:** врахування ККД перетворення електричної енергії в теплову; не ідеальності процесів в холодильній машині; падіння теплового потенціалу в теплообмінниках (температури на вході і виході холодильної машини будуть відрізнятися від T_1, T_2 в розглянутому прикладі і величина $T_1 - T_2$ буде більшою, а тепла ефективність, відповідно до (2.6) – меншою). Крім того, тепла ефективність залежить від перепаду температур $T_1 - T_2$, ефективність збільшується при зменшенні перепаду температур.

Доцільність використання теплових насосів в умовах геотехнічних виробництв пов'язана із значними обсягами низькопотенційних теплових ресурсів при більших, порівняно з навколишнім середовищем, теплових потенціалах. Для створення ефективної системи використання цих ресурсів потрібна наявність: джерел низькопотенційного тепла, споживачів теплової енергії, обладнання для здійснення циклу теплового насоса та транспортування теплоносія до споживачів теплової енергії.

25.3.3. Типи холодильних машин

В холодильних машинах використовують поглинання тепла при розширенні повітря, або при кипінні рідини. Робоче тіло, яке здійснює тепловідбір від середовища, яке охолоджується, називається **холодильним агентом (холодоагентом)**. Холодильні машини застосовують компресорного типу (повітряні, парові), або абсорбційного.

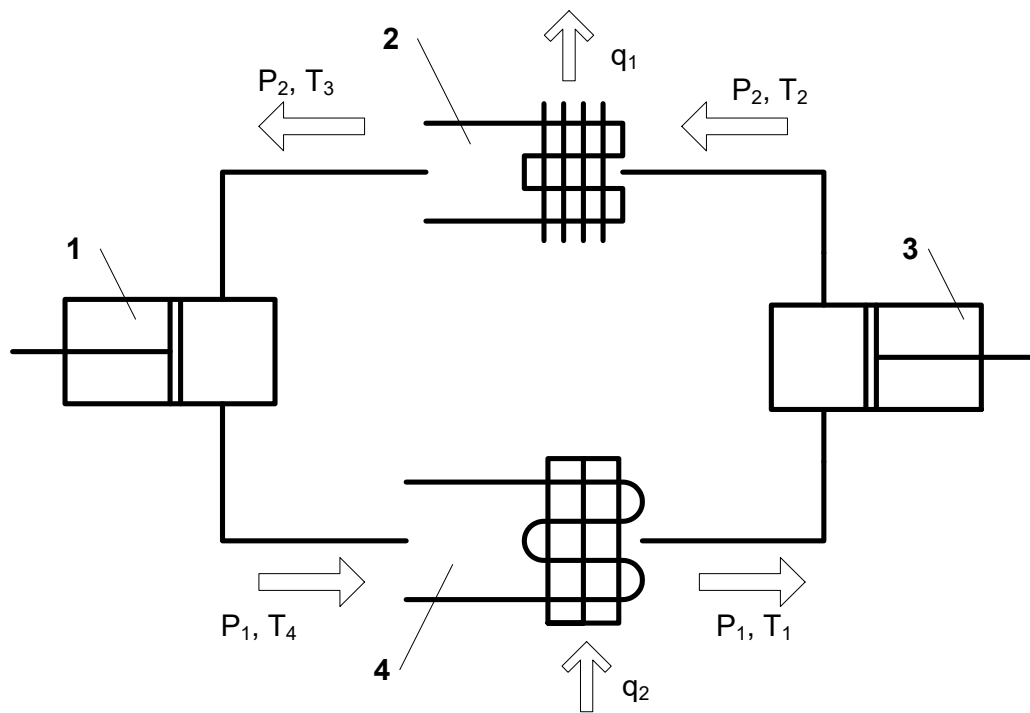


Рис.25.2. Схема повітряної холодильної машини

Повітряна холодильна машини (в якості холодильного агенту – повітря) працює за схемою, яку зображено на рис.25.2. Холодоагент – повітря потрапляє в компресор 3 під тиском P_1 при температурі T_1 після холодильної камери 4, де охолоджувалось шахтне повітря. В компресорі холодоагент – повітря стискується адіабатно до тиску P_2 і температура підвищується до T_2 . Повітря витискається з компресора, проходить повітроохолоджувач (охолоджувач холодильного агенту) 2, де під тиском P_2 охолоджується (частіше водою) до температури T_3 (температура навколишнього (охолоджуючого) середовища). Після повітроохолоджувача повітря потрапляє в розширювач 4 (пневмодвигун – детандер), в якому адіабатно розширюється до тиску P_1 і температури T_4 , яка нижче температури навколишнього середовища. Після цього цикл замкнувся – знову холодильна камера 4, відбір теплоти q_2 від охолоджуемого (наприклад, шахтного) повітря, підвищення температури холодоагенту до T_1 .

Робоче тіло повітряної холодильної машини має малу об'ємну теплоємність, тому витрати повітря повинні бути великими. Наслідком цього є великі розміри компресора і розширювача, великі втрати в машині.

Парова холодильна машина працює з холодильним агентом – парами рідини, яка в процесі роботи змінює свій агрегатний стан. Внаслідок того, що теплота пароутворення значно вища за теплоємність, масогабаритні і енергетичні показники парової холодильної машини кращі ніж у повітряної. В якості робочого тіла (холодоагенту) обирають легкокиплячі (при малій температурі) рідини.

Схема парової холодильної машини, за якою працює і масовий побутовий холодильник, наведена на рис.25.3. Від попередньої схеми вона відрізняється тим, що холодильна камера (повітроохолоджувач) замінена конденсатором 2, холодильна камера – випаровувачем 4. Функцію розширювача виконує регулюючий дросельний вентиль 1 на якому створюється потрібний перепад тиску.

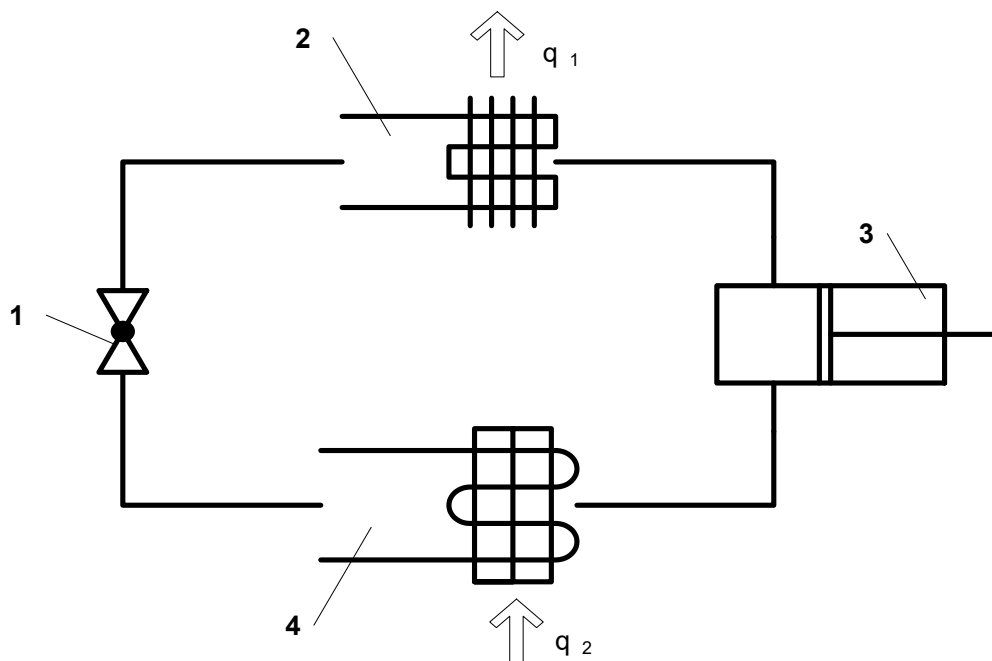


Рис.25.3. Схема парової холодильної машини

Ефективне здійснення функції парової холодильної машини відбувається завдяки випаровуванню рідини в випаровувачі (морозильна

камера побутового холодильника) 4. Для інтенсифікації цього, пара з випарювача висмоктується компресором 3, що знижує тиск до тиску пароутворення (як і при виникненні кавітації). Компресор стискує пару і спрямовує її в конденсатор (решітка з тильного боку побутового холодильника) 2, де відбувається охолодження і конденсація – пара перетворюється в рідину. Вентилем 1 рідина дроселюється до тиску пароутворення. В випаровувачі 4 рідина кипить і поглинає тепло q_2 від охолоджуємого середовища.

Абсорбційна холодильна машина відрізняється від попередніх типів відсутністю компресора і, відповідно, механічних втрат на переміщення холодоносія. Функцію компресора виконує система абсорбер-генератор (кип'ятильник), яка висмоктує пару (речовина абсорбент поглинає пару холодоносія розчинюючи її в собі) з випаровувача, підвищує її тиск (за рахунок теплопідводу до генератора при якому холодоносій переходить з розчину в газоподібний стан) і подає в конденсатор. В якості холодильного агента використовується рідина, пара якої активно поглинається (абсорбується) другим робочим тілом (абсорбентом). Наприклад, пара аміаку інтенсивно поглинається водою при низьких температурах, утворюється водний розчин аміаку. При нагріванні розчину за рахунок зовнішнього теплопідводу, підвищується температура, аміак виділяється з нього і переходить в газоподібний стан. Для переміщення розчину холодоагенту в шахтних абсорбційних холодильних машинах використовується насос.

Абсорбційні холодильні машини більш прості в експлуатації, надійні, мають меншу вартість, але поступаються паровим холодильним машинам енергоефективністю.

Приклад завдань. Використання джерел низькопотенційного тепла за допомогою теплового насосу.

1. При спаленні вугілля для опалення будинку корисно використовується 80% його теплових ресурсів. При спаленні вугілля на

електростанції в електричну енергію перетворюється 40% теплових ресурсів. Втрати електроенергії при транспортуванні оцінюють ККД електричної мережі, який становить: $\eta_m = 90\%$. Температура теплоносія в системі опалення становить $T_1 = 77^\circ\text{C}$. ККД, який враховує зменшення корисної дії реальної теплової машини, порівняно з ідеальною (із урахуванням ККД двигуна компресора) становить $\eta_{pe} = 0,6$. Із зниженням температури навколишнього середовища доцільність застосування теплового насоса зменшується. При якій найнижчій температурі навколишнього середовища для опалення будинку вугілля ефективніше спалювати на електростанції для забезпечення енергією теплового насоса, ніж безпосередньо в будинку?

Розв'язок. При шуканій температурі навколишнього середовища кількість спаленого вугілля в обох конкуруючих варіантах буде однаковою. Потрібна для опалення будинку кількість теплоти при безпосередньому спаленні вугілля становить:

$$Q_{\text{буд}} = 0,8 Q_{\text{вуг}}, \quad (25.7)$$

де $Q_{\text{вуг}}$ – теплотворна спроможність спаленого вугілля.

Із урахуванням виразу ККД ідеальної теплової машини $\left(\frac{W}{Q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1}\right)$,

потрібна кількість теплоти при застосуванні теплового насоса становить:

$$Q_{\text{буд}} = 0,4 Q_{\text{вуг}} \eta_m \eta_{pe} \frac{77 + 273}{\Delta T}, \quad (25.8)$$

де ΔT – шукане зниження температури навколишнього середовища, порівняно з температурою теплоносія в системі опалення, яке визначимо прирівняв (25.7) і (25.8):

$$\Delta T = 0.4 \cdot 0.9 \cdot 0.6 \cdot \frac{77 + 273}{0.8} = 94.5 \text{ K}$$

Шукана температура навколишнього середовища становить:

$$T_2 = T_1 - \Delta T = 77 - 94.5 = -17.5^\circ \text{C}.$$

В тепличному господарстві підтримується температура $T_3 = 25^\circ \text{C}$, температура навколишнього середовища $T_4 = 0^\circ \text{C}$. Температура теплоносія в системі опалення становить $T_1 = 60^\circ \text{C}$. ККД, який враховує зменшення корисної дії реальної теплової машини, порівняно з ідеальною (із урахуванням ККД двигуна компресора) становить $\eta_{pe} = 0.7$. Система опалення обмінюється теплотою з навколишнім середовищем відповідно до співвідношення:

$$\frac{d}{dt} Q = A (T_3 - T_4), \quad \text{де } A = 6000 \frac{\text{кДж}}{\text{год } \text{K}}.$$

Скільки електроенергії можна заощадити (в відсотках, порівняно з електроопаленням) при застосуванні теплового насоса, який здійснює тепловідбір від теплої води техногенного походження з температурою $T_2 = 20^\circ \text{C}$? Вартість електроенергії 0.4 грн/кВт·год. Скільки гривень можна заощадити за добу?

Розв'язок. Із урахуванням виразу ККД ідеальної теплової машини ($\frac{W}{Q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$), визначимо величину, яка зворотна до коефіцієнту енергетичної ефективності теплового насоса при заданих умовах:

$$\frac{W}{Q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} / \eta_{pe},$$

де Q_1 – потрібна для опалення кількість тепла; W – витрати електроенергії (при заданих умовах) на забезпечення роботи теплового насоса. При електроопаленні спожита величина електроенергії відповідає Q_1 , тоді економія становить:

$$\begin{aligned} E &= \frac{Q_1 - W}{Q_1} 100\% = \left(1 - \frac{W}{Q_1}\right) 100\% = \left(1 - \frac{T_1 - T_2}{T_1} / \eta_{pe}\right) 100\% = \\ &= \left(1 - \frac{60 - 20}{60 + 273} / 0.7\right) 100\% = 83\% \end{aligned}$$

Потрібна добова кількість теплоти на опалення становить:

$$24 \frac{d}{dt} Q_1 = 24 \text{ A } (T_3 - T_4) = 24_{год} \cdot 6000 \frac{\text{кДж}}{\text{год K}} \cdot 25\text{K} = 3.6 \text{ МДж} = 1000 \text{ кВт год}$$

Економія в грошовому обчисленні становить:

$$E_2 = 1000 \text{ кВт год} \cdot 0.4 \text{ грн} / (\text{кВт год}) \cdot 0.83 = 332 \text{ грн}.$$

25.4. ЕМС теплових акумуляторів

Ефективність роботи системи генерування і споживання енергії залежить від узгодженості часових закономірностей цих процесів і від зміни при цьому енергоефективності окремих ланок системи. Нерівномірність споживання, яка має добовий, тижневий і сезонний періоди, може бути прогнозована з достатньою точністю. В умовах традиційної структури системи енергозабезпечення, нерівномірність споживання компенсується організаційними і наявними технічними засобами, зокрема системою ГАЕС. Збільшення обсягів використання енергії відновлюваних джерел часто призводить до стохастичного характеру генерування енергії, що обумовлює

потребу збільшення потужностей і різновидів систем акумулювання. Зокрема використовують акумулятори теплової енергії, які забезпечують достатньо високу густину її накопичення. Наприклад, механічній енергії 24 м^3 води на висоті 10 м еквівалентна енергія перегріву $0,0115 \text{ м}^3$ води на 50°C .

Висока густина теплової енергії обумовлює доцільність комплексного використання механічних і теплових енергетичних ресурсів води водосховищ ГЕС [8]. При цьому прибуток від реалізації енергії може збільшуватись у десятки разів. Ступінь збільшення прибутку зростає із зменшенням висоти греблі ГЕС, що підвищує доцільність таких систем у випадку малих ГЕС. Корисне використання теплової енергії води водосховищ для систем теплопостачання будівель, тепличних господарств є доцільним, але з урахуванням явно вираженого сезонного попиту. При чому, із зниженням температури навколишнього середовища цей попит зростає, а енергетичні ресурси води зменшуються. З урахуванням цього, засобом забезпечення стабільності теплопостачання і більш повного комплексного використання енергії води водосховищ ГЕС можуть бути сезонні теплові акумулятори, які можна використати у якості демпфера невідповідності між попитом на теплову енергію і її наявними ресурсами у водосховищі.

Для високої ефективності ланок акумулювання енергії треба мінімізувати кількість етапів перетворення типів енергії. Для цього доцільно узгоджувати спосіб акумулювання енергії з типами енергій первинного джерела і споживача. Системи опалення і теплопостачання є потужними споживачами енергії з сезонною нерівномірністю режиму роботи. Для роботи таких систем доцільним є використання акумуляторів теплової енергії, але їх застосування ускладнюється проблемами ефективного зберігання енергії, мінімізації капітальних вкладень і розробки спеціалізованого електромеханічного обладнання для забезпечення оптимальних режимів роботи.

Спрямування теплової енергії до акумулятора може забезпечувати система утилізації енергії первинного джерела. Це може бути, як теплова

енергія від сонячних колекторів або дзеркальних концентраторів, так і електрична енергія сонячних панелей або гідро чи вітроелектростанцій. Первинна енергія може перетворюватися до енергії теплоносія теплового акумулятора (ТА) із його робочими параметрами за допомогою теплових насосів (ТН), або електричних нагрівальних елементів. Параметри теплоносія значно варіюються: наприклад, це може бути нагріта вода або розплав солі чи піску. Температурний режим ТА і терміни зберігання енергії визначають вимоги до конструктивних параметрів корпусу ТА стосовно механічної міцності і теплоізоляційних властивостей. Спрямування збереженої енергії ТА до споживача здійснюють системами теплообміну, ТН, а також із перетворенням до електричної енергії через паротурбінний цикл.

Системи з ТА являють собою сукупність конструкцій і груп обладнання, які повинні забезпечити ефективну роботу за мінімальних капітальних вкладень. Ця задача може бути ефективно реалізованою за застосування комплексного проектування. Таке проектування передбачає визначення оптимальних величин конструктивних і режимних параметрів складових системи з ТА за комплексним критерієм ефективності всієї системи, який є співвідношенням величини корисної дії системи за кінцевим результатом із обсягом спожитих ресурсів. Реалізація цієї проектною задачі може бути досягнута за наявності комплексної математичної моделі системи з ТА, яка дає можливість кількісно оцінювати величину комплексного критерію ефективності з урахуванням особливостей робочих режимів складових системи і їх взаємного впливу.

Визначення області ефективного і конкурентоспроможного застосування систем з ТА потребує аналізу різних можливих режимів і конфігурації системи. В залежності від області застосування, тривалості зберігання енергії і її обсягів у пріоритеті можуть бути системи із ТН, які підвищують порівняно невисокий потенціал теплової енергії теплоносія ТА до потрібного споживацького рівня, або системи з високотемпературними ТА у яких теплопостачання споживача здійснюється за допомогою

теплообмінного обладнання із регулюванням інтенсивності теплового потоку. У першому випадку енергетичні перетоки здійснюються із використанням електромеханічних систем (ЕМС) компресорних агрегатів ТН, у другому – ЕМС регулювання теплового потоку крізь теплообмінник, зокрема насосних агрегатів з асинхронними двигунами (АД) спеціалізованого конструктивного виконання для роботи в умовах високих температур. Також можливий варіант комбінації наведених варіантів системи з ТА.

Критерій ефективності для комплексного проєктування складових системи відновлюваної енергетики із сезонним акумулюванням теплової енергії можна визначити відношенням обсягу доставленої споживачу енергії до величини спожитих ресурсів: електричних і теплових енергій, капітальних вкладень в обладнання і матеріали. Доцільність систем з сезонними ТА обумовлюється різною вартістю енергетичних ресурсів у різні пори року і можливостями ефективного акумулювання теплової енергії. Обґрунтування ефективності таких систем доцільно здійснювати при порівняльному дослідженні характерних варіантів постачання теплової енергії споживачу: 1) перетворення електричної енергії до теплової резистивними нагрівачами; 2) перекачування низькопотенційної теплової енергії навколишнього середовища за допомогою ТН; 3) тепlopостачання із використанням енергії ТА. Порівняння за наведеними варіантами потребує інформації про вартість енергетичних ресурсів, які направляються до акумулювання, і про величину капітальних вкладень. При чому, останню величину треба визначати для оптимізованого ТА, який спроєктовано за критерієм ефективності зберігання заданого обсягу енергії за допомогою ТА. Тобто, на першому етапі задачі оптимізації конструктивних і режимних параметрів систем ТА можна розв'язувати задачу оптимізаційного дослідження ТА безвідносно до вартості енергії, яка направлена до акумулювання.

У якості критерію енергетичної ефективності ТА застосуємо цикловий коефіцієнт використання енергії ТА, як співвідношення енергій: корисно використаної споживачем і направленої до акумулювання. Для питомої

оцінки обсягу використання конструктивних матеріалів визначимо величину об'єму теплового ізолятора на одиницю збереженої енергії. Вказані критерії вступають у протиріччя один з одним за пошуку оптимуму. Наприклад, збільшення товщини шару теплової ізоляції підвищує коефіцієнт використання енергії ТА, але при цьому погіршується економічна ефективність використання даного матеріалу.

У першому наближенні оптимізаційного дослідження одночасне врахування енергетичного і економічного чинників здійснимо протягом одного циклу сезонного акумулювання енергії за припущення, що: ТА має форму кулі; його розмір обумовлюється величиною направленої до акумулювання енергії, теплоємністю і заданим діапазоном робочих температур теплоносія ТА; має місце рівномірний розподіл температури у ТА; тепла і електрична енергії мають однакову незмінну вартість.

У даному дослідженні використаємо відносну величину коефіцієнту ефективності системи на одиницю енергії на вході акумулятора, як відношення доходу від продажу одиниці енергії направленої на акумулювання до вартості потрібного для цього теплоізоляційного матеріалу:

$$K_{ef} = \frac{c_e W_u}{c_i 4\pi R^2 \delta_{hi}} = \frac{c \eta_{ha}}{s_w \delta_{hi}}; \quad (25.9)$$

де $\eta_{ha} = W_u / W_1$ – коефіцієнт використання енергії ТА, як співвідношення енергій направленої споживачу і на вході ТА (оцінює зниження доходу від продажу енергії внаслідок її розсіювання до навколишнього середовища за зберігання); $s_w = 4\pi R^2 / W_1$ – площа поверхні кулі ТА із радіусом R на одиницю енергії, відправленої на акумулювання; δ_{hi} – товщина теплової ізоляції; c – співвідношення вартостей електричної енергії $c_e = 1,68$ грн./кВт·год і теплоізоляційного матеріалу c_i . (пінопласт, 1500 грн/м³).

Радіус кулі ТА визначається за умови накопичення у цьому об'ємі теплоносія (з теплоємністю c_t і густиною ρ_t за діапазону зміни його робочих температур ΔT) заданої величини вхідної енергії W_1 :

$$R = \sqrt[3]{3W_1 / (c_t \rho_t 4\pi \Delta T)}. \quad (25.10)$$

Визначення параметрів варіанта системи опалення з ТА.
Дослідження виконаємо спираючись на характеристики тестового варіанта сезонного акумулятора, який являє собою ємність з розмірами $3 \times 4 \times 10$ м з водою нагрітою до максимальної температури $T_{ma} = 80^\circ\text{C}$ за теплий період року. Вважаємо, що цього тепла вистачає на сезон опалення приватного будинку, якщо коефіцієнт використання енергії ТА дорівнює 0,5, а температура його теплоносія знижується до мінімальної $T_{mi} = 20^\circ\text{C}$. Для такого варіанта визначимо питому теплову провідність теплової ізоляції ТА, а також параметри робочого режиму ТА:

Накопичену теплову енергію ТА об'єму V_{ha} оцінимо за виразом:

$$W_{1b} = 120\text{м}^3 \cdot (80-20)^\circ\text{C} \cdot 1000\text{кг/м}^3 \cdot 4,19\text{кДж/(кг}\cdot^\circ\text{C)} = 30,17 \cdot 10^6 \text{ кДж} = 8380 \text{ кВт}\cdot\text{год}$$

Даної енергії, за величини коефіцієнту використання енергії ТА 0,5, вистачить на корисне використання: $8376/2/24 = 174,6 \text{ кВт}\cdot\text{дїб.} = 24,94 \text{ кВт}\cdot\text{тижн.}$ Вартість такої кількості електроенергії становить $4190 \text{ кВт}\cdot\text{год} \cdot 1,68 \text{ грн./кВт}\cdot\text{год} = 7039 \text{ грн.}$

Результати дослідження [12] конструктивних і режимних параметрів системи з ТА за зміни потужності споживача у припущенні зміни кількості однотипних будинків наведені у табл.25.3. На прикладі збільшення ємності ТА у 270 разів показано збільшення ефективності ТА на порядок. Тобто, за достатньо великих обсягів тривалого зберігання теплової енергії вплив

енергетичної ефективності на величину конструктивних параметрів ТА зменшується і це дає можливість знижувати ресурсовитратність конструкції.

Таблиця 25.3 Результати досліджень

Форма ТА	Кількість будинків	R, м	K_{ef}	η_{ha}
Тестова	1	-	0,085	0,5
Куляста	1	3,06	0,165	0,5
	10	5,7	0,4713	0,765
	100	11,55	1,156	0,929
	270	15,84	1,661	0,973

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Який принцип дії теплового насосу?
2. Яка область застосування теплових акумуляторів?
3. Який об'єм води можна нагріти на 50°C за рахунок енергії автомобільного акумулятора ємністю 55 А*год. ?
4. У скільки разів збільшиться потужність вітрогенератору при збільшенні швидкості вітру у два рази?
5. Які позитивні наслідки включення до системи вітрогенератора акумулятора енергії?
6. Який принцип дії теплового насосу?
7. Які фізичні процеси використовуються у побутових холодильних машинах для здійснення переносу тепла від холодного до гарячого?
8. Яка область застосування теплових акумуляторів?

РОЗДІЛ 26. ПРОЄКТУВАННЯ СИСТЕМИ: ЕЛЕКТРИЧНА ЛІНІЯ – АСИНХРОННИЙ ДВИГУН – НАВАНТАЖЕННЯ ЗА КРИТЕРІЯМИ МІНІМУМУ ЗВЕДЕНИХ ВИТРАТ І МАКСИМУМУ ПРИБУТКУ

Умови оптимізаційних досліджень за комплексними математичними моделями з АД є достатньо складними, що обумовлює застосування відповідних методологій пошуку екстремумів цільових функцій. Ускладнюючими чинниками є: нелінійність і високий порядок системи рівнянь математичної моделі АД (особливо за умов здійснення польового аналізу); можлива потреба дослідження динамічних режимів, що призводить до значного зростання часу розрахунку на ЕОМ; проблематичність представлення цільової функції у явному вигляді; врахування взаємного впливу складових системи у режимах, що досліджуються [13, 14].

Оцінимо особливості застосування комплексного проєктування за критерієм, який враховує експлуатаційні і капітальні витрати на прикладі ЕМС з АД у припущенні, що експлуатаційні витрати з достатньою точністю можна визначити за величиною втрат енергії у системі. Дослідимо ЕМС електрична лінія – АД – навантаження: з АД АТД-8000 із номінальними потужністю 8 МВт і напругою 6 кВ, який живиться від лінії довжиною $L = 8200$ м. Такі ЕМС характерні для насосних систем, наприклад АЕС. Досліджено сталий і змінний варіанти навантаження. В першому варіанті сталий момент опору на валу двигуна визначено за умови величини коефіцієнту завантаження двигуна 1,2. У другому варіанті момент на валу протягом часу роботи лінійно змінювався від величини першого варіанта до нуля. Умови дослідження: добовий і річний режим роботи $T_d = 20$ год./добу і $T_y = 200$ діб/рік (кількість годин роботи протягом року $T_{oa} = T_d \cdot T_y$); базова фазна напруга на вході живлячої лінії становить $U_{1fL} = 1,05 \cdot 6 \cdot 3^{-1/3}$ кВ; вартості втрат електроенергії $c_{eb} = 2$ грн./кВт·год; у якості бази прийнято кабель з параметрами: перетин проводів – $s_b = 150$ мм²; вартість погонного

метра – $c_{mb} = 1200$ грн/м; активний опір жили – $r_b = 0,122$ Ом/км. При зміні перетину проводів s , зміна експлуатаційних витрат у лінії відповідає зміні опору $r = r_b s_b / s$, а капітальні витрати змінюються:

$$E_c = c_{mb} L s / s_b. \quad (26.1)$$

Математичну модель АД для комплексного моделювання ЕМС розроблено в системі імітаційного моделювання із нелінійними параметрами, [7]. Комплексну математичну модель ЕМС електрична лінія – АД – навантаження наведено на рис.26.1 для системи імітаційного моделювання.

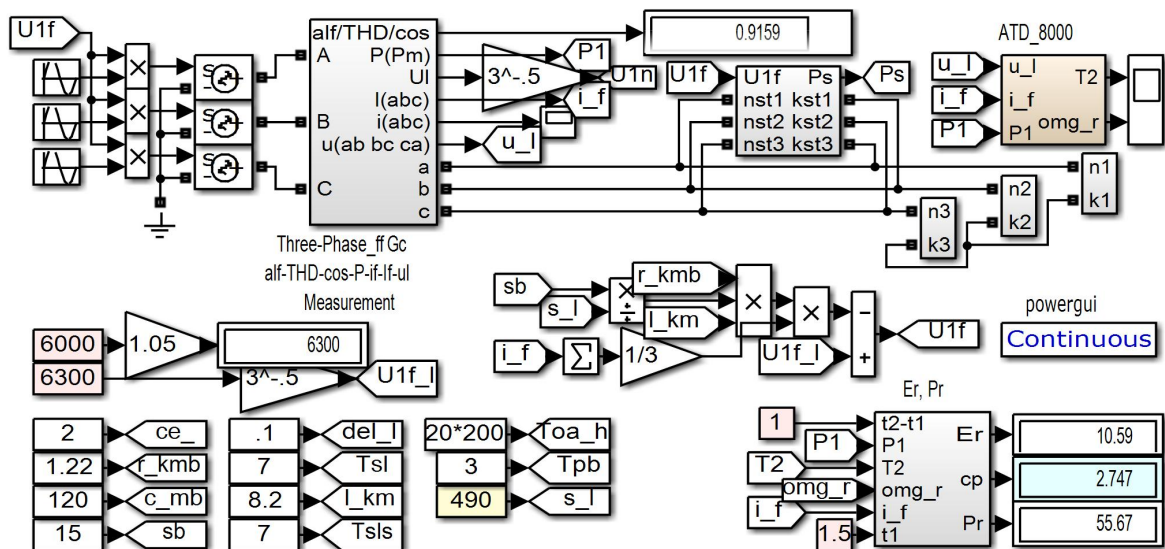


Рис.26.1 Імітаційна модель асинхронного двигуна

Математична модель АД (розроблена на основі універсальної математичної моделі АД електромеханотронних систем) представлена у вигляді імітаційних блоків віток обмотки статора з їх вхідними та вихідними клемми (n1-k1, n2-k2, n3-k3). На поточному кроці чисельного моделювання вихідна інформація для розрахунків передається з системи імітаційного моделювання (на рис.26.1 – з блоку вимірювача) до структурної моделі двигуна (блок ATD_8000) у вигляді поточних значень напруги. Там задається момент навантаження АД, розраховуються кутова частота обертання ротора і

миттєві значення струмів віток обмотки статора. Останні є керуючими сигналами для бібліотечних блоків керованих джерел струму системи MATLAB, які знаходяться у блоках віток обмотки статора. Блок врахування втрат у сталі (в функції частоти перемагнічування і індукції в магнітопроводі АД) і додаткових втрат підключено паралельно входу АД.

Параметри робочого режиму АД розраховувались з урахуванням падіння напруги у лінії його живлення. Було прийнято, що режим дослідження є симетричним, сталим. При цьому, з урахуванням зміни перетину проводів мережі, фазна напруга на вході АД становить:

$$U_{1f} = U_{1fL} - I_L r_b s_b / s , ,$$

де I_L – діюче значення струму фази електричної мережі (визначається у процесі моделювання режиму роботи ЕМС, рис.26.1).

Відповідно до розділу 24.2 вироблена величина корисного продукту V_{pa} (механічна енергія на виході АД) і первинного спожитого продукту V_{ppa} (енергія спожита ЕМС), (24.2) визначались інтегрально за результатами математичного моделювання режиму роботи. Це визначення проводилось після закінчення розрахунку електромагнітних перехідних процесів підключення АД (час t_1). Аналогічно визначались і експлуатаційні енерговитрати за величиною втрат енергії у мережі E_{oaL} і АД E_{oaM} (блок Еr, Pr, рис.26.1):

$$V_{pa} = \frac{10^{-3} T_{oa}}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} T_2 \omega_r dt ; E_{oaL} = \frac{10^{-3} T_{oa} r_b s_b c_{eb}}{s(t_2 - t_1)} \int_{t_1}^{t_2} I_L^2 dt ;$$

(26.2)

$$E_{oaM} = \frac{10^{-3} T_{oa} c_{eb}}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} (P_1 - T_2 \omega_r) dt ; V_{ppa} = \frac{E_{oaL}}{c_{eb}} + \frac{10^{-3} T_{oa}}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} P_1 dt ,$$

де P_1 – активна потужність на вході АД; T_2, ω_r – корисний момент на валу АД і його кутова швидкість; I_L – діюче значення струму фази електричної мережі; t_1, t_2 – час початку і завершення періоду інтегральної оцінки параметрів робочих режимів.

За допомогою математичної моделі (рис.26.1) виконано оптимізаційне дослідження залежності мінімуму зведених витрат (24.1), (26.2) від перетину проводів мережі. При цьому експлуатаційні витрати визначались як сумарно, у лінії і АД:

$$E_r = E_c / T_{sls} + E_{oaL} + E_{oaM} , \quad (26.3)$$

так і тільки у лінії. В обох випадках екстремальні значення перетину проводів мережі збігаються. Графічні залежності отриманих результатів Pr і E_r ($T_{sls} = 7$ років) наведені на рис.26.2 для обумовлених вище сталого режиму навантаження (рис.26.2a) і змінного (рис.26.2b).

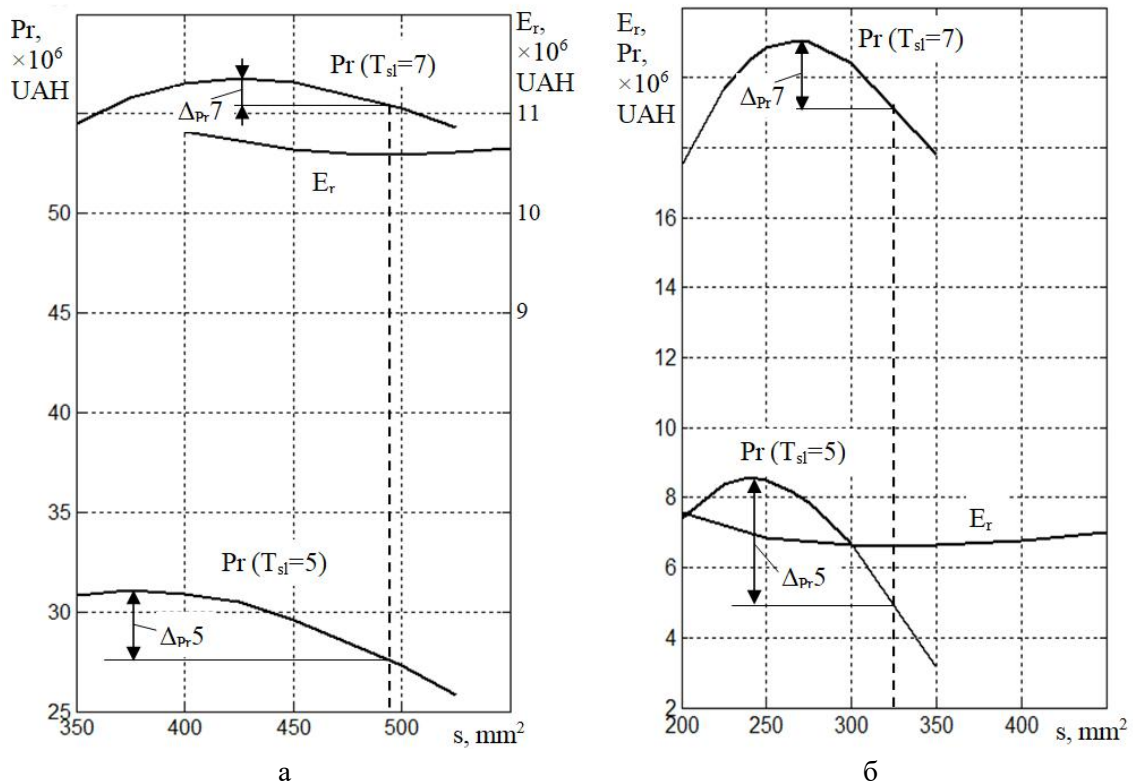


Рис.26.2. Залежності мінімуму зведених витрат і максимуму прибутку

У даному порівняльному дослідженні величина c_p визначалась з виразу (24.4) за умови, що час окупності $T_{pb} = 3$; величини V_{pa}, V_{ppa}, E_c визначались відносно оптимального перетину проводів мережі за мінімумом зведених витрат (рис.26.2а): $s = 490 \text{ mm}^2$. За таких умов величина $c_p = 2,747$ грн./кВт·год.

Залежності зміни величини прибутку Pr (24.5) із зміною площі s розраховано для часу експлуатації $T_{sl} = 5$ та 7 років для сталого (рис.26.2а) і змінного режимів навантаження (рис .26.2б). На рис.26.2, за зміни перетину проводів мережі, наведено залежність зведених витрат E_r і залежностей прибутку Pr для двох значень заданого часу експлуатації системи T_{sl} , за який оцінюється величина прибутку. Величину прибутку за оптимального перетину проводів мережі, який відповідає критерію мінімуму зведених витрат, можна визначити на перетині вертикальної штрихової лінії (через екстремум залежності E_r) із залежністю Pr . Величина збільшення прибутку за оптимізації конструктивних параметрів за критерієм максимуму прибутку, порівняно з оптимізацією за мінімумом зведених витрат, на рис.26.2 позначена $\Delta Pr_5, \Delta Pr_7$, відповідно для 5 та 7 років експлуатації системи. У виконаному дослідженні збільшення прибутку складає 6...15 % для сталого навантаження і 12...70 % для змінного.

Чисельний експеримент показує, що оптимальне значення перетину проводів мережі живлення суттєво змінюється за зміни критерію і умов пошуку екстремуму. Оптимізація конструктивних параметрів за критерієм максимуму прибутку з урахуванням конкретики умов експлуатації забезпечує можливість покращення економічної ефективності системи. Величина покращення Δ збільшується із збільшенням різниці значень термінів експлуатації системи: нормативного і заданого експлуатаційного T_{sls} і T_{sl} , а також із збільшенням річної відсоткової ставки δ_l (за нульової

ставки і рівності величин T_{sls} і T_{sl} , оптимізація за обома критеріями дає однаковий результат).

Оптимізаційні дослідження рис.26.2 виконано за варіювання одного параметру, що достатньо просто реалізується перебором його величин. За збільшення кількості параметрів оптимізації пошук екстремуму цільової функції є набагато складнішим. Він може ефективно здійснюватись за алгоритмом послідовного квадратичного програмування з використанням інструментарію пакета Optimization Toolbox системи Matlab із застосуванням розробленої комплексної математичної моделі. За даним алгоритмом відбувається серія розрахунків режимів, що досліджуються із зміною величин параметрів оптимізації. Відповідно до обраного методу оптимізації параметри варіюються і знаходиться екстремум цільової функції.

У якості прикладу і для дослідження закономірностей зміни величини прибутку розглянуто випадок двох параметрів оптимізації (напруга живлення на вході мережі та перетин проводів мережі). До умов оптимізації відноситься обмеження за величиною допустимих за нагрівом втрат в двигуні. Оптимізація була виконана при варіюванні параметрів оптимізації в наступних межах: напруга $U = (6000 \div 9500)$ В, перетин проводів $s = (150 \div 550)$ мм². За цільову функцію оптимізаційної задачі прийнято – прибуток до оподаткування за виразом (24.5). У якості корисного продукту прийнято механічну енергію на валу двигуна, її ціновий еквівалент (визначено за умови окупності витрат на кабель протягом 3 років експлуатації із сталим навантаженням) $c_p = 2,747$ грн./кВт·год. Максимум цільової функції знаходився для двох варіантів навантаження, які обумовлено вище: з постійною і змінною у часі потужностями. Результати оптимізації, у порівнянні з попередніми результатами, зведено до табл.26.1.

Оптимізаційні дослідження із варіюванням напруги живлення дозволили визначити ступінь зміни величин оптимальних параметрів і прибутку. Величина збільшення оптимальної напруги залежить від ступеня

завантаження АД. При розглянутому сталому режимі завантаження безпосереднє практичне застосування визначених рівнів напруги потребує обґрунтування за критерієм електричної міцності. Дослідження показали, що із зменшенням ступеня завантаження АД, оптимальна величина напруги зменшується і збільшується практична доцільність розробки рекомендацій із застосування подібного варіанта. Тобто, очікувана величина збільшення прибутку повинна співставлятися із витратами на адаптацію величини конструктивних параметрів трансформатора і АД до оптимальних величин, що забезпечить визначення доцільності цієї адаптації.

Таблиця 26.1 Результати оптимізаційних обчислень

Параметр	Оптимальні значення параметрів, за критерієм: <u>Максимум прибутку ($U_{1L} = \text{var}, s = \text{var}$)</u> <u>Максимум прибутку ($U_{1L} = \text{const}, s = \text{var}$)</u> Мінімум зведених витрат			
	$P_H = \text{const}$		$P_H = \text{var}$	
	$T_{sl} = 7$	$T_{sl} = 5$	$T_{sl} = 7$	$T_{sl} = 5$
s, mm^2	<u>325</u>	<u>285</u>	<u>225</u>	<u>195</u>
	<u>425</u>	<u>375</u>	<u>270</u>	<u>240</u>
	490	490	320	320
U_{1L}, V	<u>9250</u>	<u>9100</u>	<u>8000</u>	<u>8100</u>
	<u>6300</u>	<u>6300</u>	<u>6300</u>	<u>6300</u>
	6300	6300	6300	6300

Комплексне проектування ЕМС з АД забезпечує підвищення ефективності проектних рішень завдяки: використанню комплексних критеріїв ефективності, як відношення значення показника ефективності ЕМС за кінцевою дією до величини спожитих ресурсів; застосування комплексних проектних математичних моделей, які враховують взаємний вплив складових системи і уточнене визначення величини показника ефективності ЕМС у процесі оптимізаційного дослідження режимів експлуатації системи; обґрунтування і застосування засобів пошуку екстремуму цільової функції при комплексному моделюванні.

Застосування величини прибутку, як критерію ефективності підвищує якість проєктних рішень завдяки врахуванню даних щодо термінів окупності та експлуатації, умов інвестування.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. У яких умовах критерії мінімуму зведених витрат і максимуму прибутку дають однаковий результат?
2. За заміни критерію мінімуму зведених витрат на максимум прибутку, при якому навантаженні ефект більший: сталому чи змінному?
3. Особливості математичної моделі дослідження за критерієм максимуму прибутку.
4. У чому є прояви взаємного впливу складових системи «електрична лінія – навантаження»?

РОЗДІЛ 27. ЕЛЕКТРОТЕПЛОМЕХАНІЧНА СИСТЕМА ТРАНСПОРТУВАННЯ НАФТИ НАФТОПРОВОДОМ ІЗ ІНТЕГРОВАНИМИ НАСОСНИМИ АГРЕГАТАМИ

27.1. Проблематика функціонування магістральних нафтопроводів

Функціонування мережі магістральних нафтопроводів супроводжується великими використаннями електроенергії. Наприклад, кожен 100 км магістрального нафтопроводу із внутрішнім діаметром 630 мм потребують у середньому приблизно 500 кВт потужності на перекачування. Особливістю трубопроводного транспорту нафти є велика залежність гідравлічного опору нафтопроводу від в'язкості нафти, яка у свою чергу залежить від температури. Збільшення гідравлічного опору при зниженні температури призводить до зниження енергоефективності транспорту нафти. Крім того, зниження температури нафти до рівня температури кристалізації парафінів, які входять до її складу, призводить до виникнення парафінових нашарувань на внутрішній поверхні трубопроводів, збільшення гідравлічного опору (пропорційно п'ятого ступеня діаметру трубопроводу) і також зниження енергоефективності. Дані особливості обумовлюють застосування «гарячої» перекачки нафти, в першу чергу при транспортуванні високозастигаючої нафти. При даному способі транспортування нафту нагрівають на головній станції і нагнітають насосами до трубопроводу. Під час руху нафта охолоджується і потребує підігріву на проміжних теплових станціях (через кожні 25 – 80 км, в залежності від властивостей нафти, температури її та навколишнього середовища, теплоізоляції нафтопроводу). Недоліками «гарячої» перекачки є спалювання частини нафти, яка перекачується, у пічках нагріву, забруднення навколишнього середовища, великі втрати тепла, низький ККД (на рівні 0.5). Для підігріву нафти застосовують також супутники-трубопроводи з рідким, паровим чи газоподібним теплоносієм або зовнішній електронагрів, що суттєво збільшує

вартість нафтопроводу [15]. Теплова потужність для нагріву може на порядок перевищувати потужність для переміщування нафти.

Значно підвищити ККД нагріву (практично наблизивши його до одиниці) та позбутися додаткового чисто нагрівального обладнання можливо при суміщенні джерел механічної, гідравлічної та теплової енергії в одному пристрої і розміщенні його всередині нафтопроводу. Для розв'язання даної задачі розроблено конструкцію мотор-насосу для транспортування та нагрівання рідини. Розроблена система складається з вбудованого асинхронного двигуна із зовнішнім масивним ротором, який суміщено з робочим колесом віссе-діагонального шнекового насоса. Облаштування асинхронного двигуна масивним феромагнітним ротором забезпечує потрібний рівень теплових втрат у роторі, а виконання його зовнішнім із поверхнею у вигляді лопатей робочого колеса насоса сприяє мінімізації теплового опору для потоку енергії від зони тепловиділення у повітряному проміжку до поверхні теплообміну між робочим колесом і нафтою. Ефективність нагріву забезпечується цим, а також розміщенням джерела тепла в середині потоку нафти.

Проблеми надійної роботи вбудованого АД можуть розв'язуватись завдяки виконанню його як складової трансформаторно-асинхронної системи. При цьому обмотку внутрішнього статора двигуна виконано одновитковою із приєднанням її до трансформаторів із вторинною обмоткою низької напруги. Трансформатори розміщено назовні нафтопроводу. З'єднання із двигуном здійснено крізь гермовводи. Виконання обмотки статора одновитковою стрижневою низької напруги забезпечує конструктивну простоту, компактність обладнання, надійність та безпеку роботи. Недоліками конструкції трансформаторно-асинхронних систем є велика кількість гермовводів і складність конструкції трансформатора, який за звичай виконують багатофазним з обертовим магнітним полем, що ускладнює конструкцію магнітопроводу. В розробленій конструкції кількість гермовводів обмежена шістьма, а трансформатор складається з трьох

однофазних з осердям у вигляді тороїдів завдяки виконанню обмотки статора з кількох паралельних віток із забезпеченням потрібної частоти обертання ротора двигуна живленням трансформаторів від джерела підвищеної частоти.

27.2. Особливості конструкції вбудованого мотор-насосу

Мотор-насос трансформаторно-асинхронної системи транспортування та нагрівання нафти [16], який показано на рис.27.1 складається із статора і масивного феромагнітного нагрівача – ротора, який виконано з можливістю обертання і обладнано лопатями. Статор жорстко закріплено на валу, який жорстко приєднано до станини у вигляді маточини, яку закріплено спицями всередині корпусу. Нагрівач виконано у вигляді зовнішнього масивного ротора асинхронного двигуна, обладнано зовнішніми лопатями і закріплено у підшипникових опорах на валу. Обмотку статора виконано з паралельних віток за кількістю пар полюсів із стрижнів, які з одного боку приєднано до короткозамикаючого кільця, а з іншого до гермовводів для приєднання до маловиткової вторинної обмотки трифазного трансформатора із багатовитковою первинною обмоткою підвищеної частоти живлення. Мотор-насос виконано подвоєним симетрично станини із забезпеченням заміни послідовності чергування фаз і кутів установки лопатей нагрівачів на взаємно зворотні для розвантаження корпусу від дії моментів обертання у статичних і динамічних режимах роботи.

Мотор-насосна частина трансформаторно-асинхронної системи складається з маточини станини 1, яку закріплено спицями 2 всередині центральної частини корпусу 3, до якої приєднано дві крайні частини корпусу 4. У центральному отворі маточини жорстко закріплено вал 5 на обох кінцях якого закріплено шихтовані пакети магнітопроводів статорів 6, в пазах яких розміщено стрижні обмотки 7.

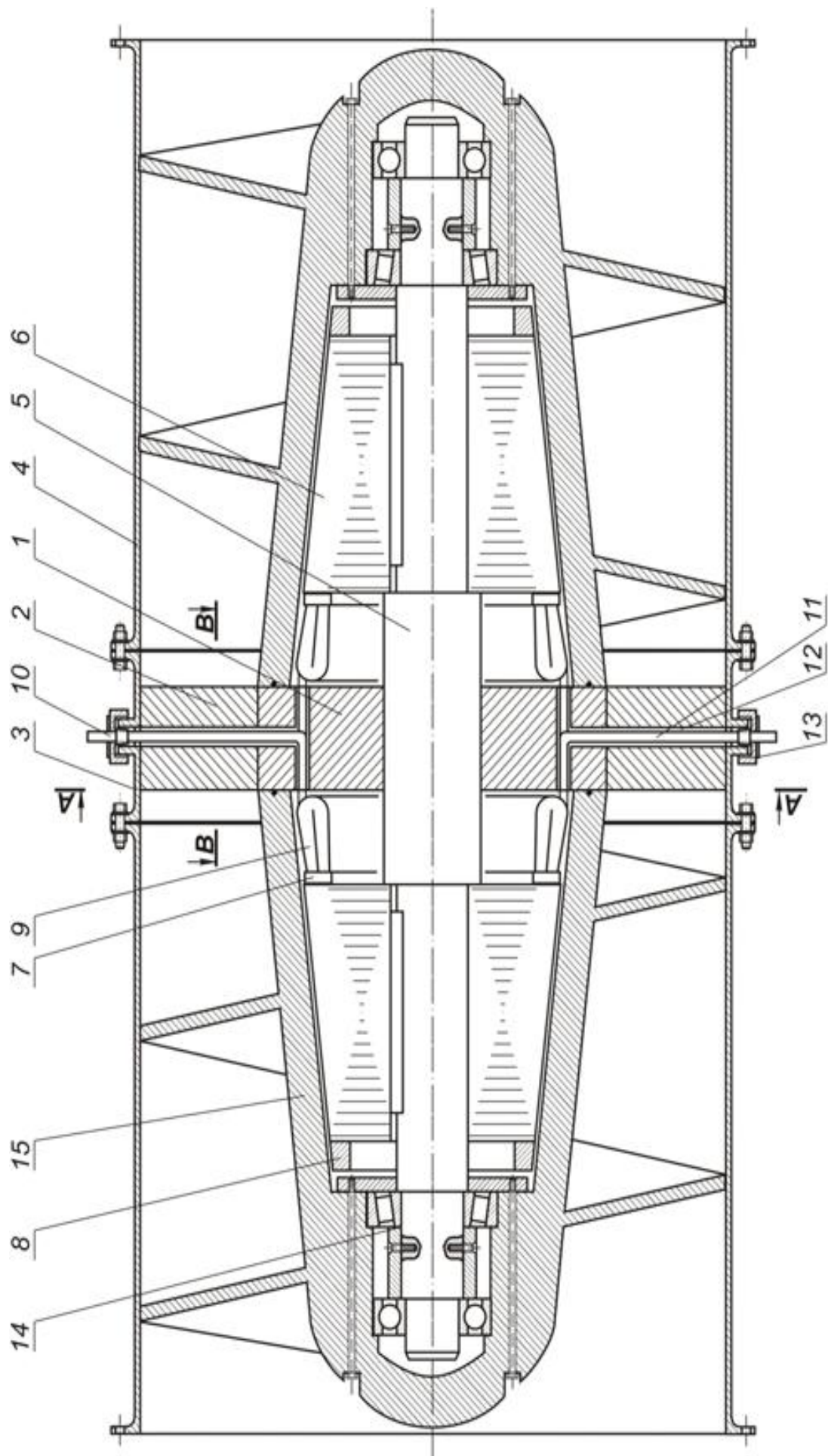


Рис.27.1. Мотор-насос трансформаторно-асинхронной системы

Їх з одного боку приєднано до короткозамикаючих кілець 8, а з іншого – у лобових частинах 9 об'єднано у групи за кількістю пар полюсів обмотки і приєднано до шести гермовводів 10 за допомогою вивідних кінців обмотки 11, які розміщено у каналах 12 втулки та спиць. Гермовводи закріплені і ущільнені у вивідних отворах корпусу гайками 13. До крайніх частин валу за допомогою підшипникових вузлів 14 приєднано феромагнітні масивні ротори 15 із лопатями. На рис.27.2 зображено розріз А-А мотор-насосної частини системи де показано втулку з отворами каналів 12 та шість спиць 2 із гермовводами 10, які промарковані відповідно до вивідних кінців вторинної обмотки трифазного трансформатора. Також зображено перетин В-В спиці 2 із каналом 12 для вивідних кінців обмотки 11.

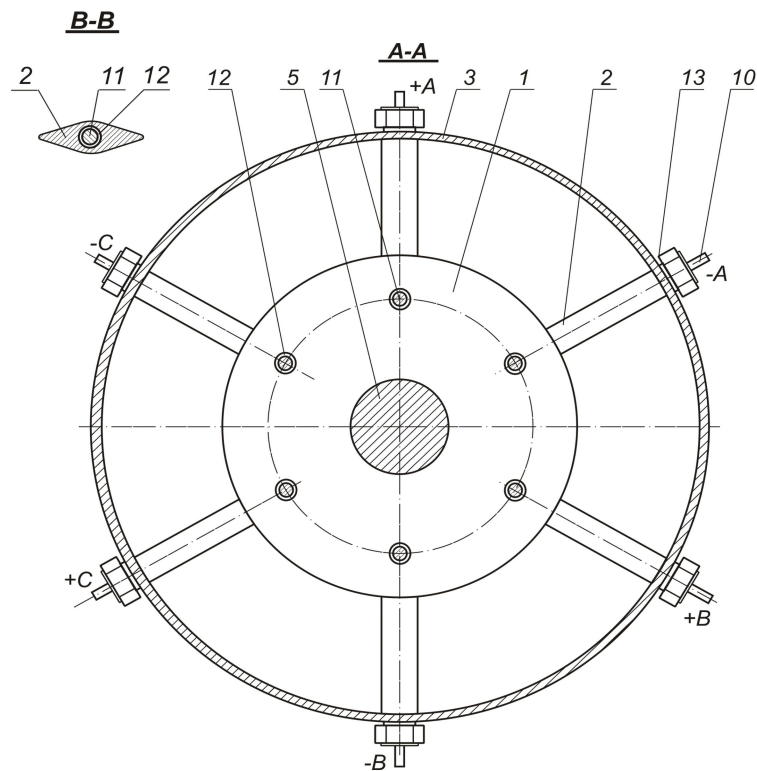


Рис. 27.2. Розріз мотор-насосної частини

При роботі мотор-насоса трансформаторно-асинхронної системи електрична енергія від мережі високої напруги подається до первинної багатовиткової обмотки трифазного трансформатора системи. Від вторинної маловиткової обмотки трансформатора енергія крізь гермовводи і вивідні

кінці подається до обмоток статорів із різним порядком чергуванням фаз для взаємно зустрічного напрямків обертання магнітного поля у повітряних проміжках електричних двигунів. Магнітні поля, що обертаються наводять у зовнішніх масивних феромагнітних роторах вихрові струми, внаслідок взаємодії яких з магнітним полем виникають електромагнітні моменти. Масивні ротори назовні обладнано лопатями і виконують функції робочих коліс насосів, якими механічна енергія електродвигунів перетворюється у гідравлічну енергію потоку рідини. Завдяки взаємно зустрічним напрямкам обертання робочих коліс і кутам установки їх лопатей забезпечується однонаправлений напрямок переміщення рідини. Проходження вихорових струмів масивами роторів супроводжується перетворенням електричної енергії до теплової, яка через контакт поверхні робочих коліс із лопатями передається до рідини, нагріває її, зменшує в'язкість, гідравлічний опір трубопроводу і втрати енергії на переміщення ним рідини. М'якість механічної характеристики асинхронних двигунів із масивними феромагнітними роторами забезпечує великі робочі ковзання і достатні величини теплової енергії для нагріву рідини. Наявність на одному валу двох однакових пар з статора і ротора-нагрівача при взаємно зворотних напрямках обертання магнітних полів розвантажує корпус від дії моментів обертання у статичних і динамічних режимах роботи.

Таким чином, простота конструкцій статорів та роторів двигунів системи забезпечує їй високу надійність та малу вартість та матеріалоемність, виконання роторів масивними забезпечує потрібний баланс між тепловою та механічною енергіями для переміщення і нагрівання рідини, розміщення електромеханічного перетворювача всередині потоку забезпечує ефективність конструкції як джерела гідравлічної та теплової енергії.

Конструкція мотор-насоса трансформаторно-асинхронної системи забезпечує: збільшення надійності завдяки виконанню обмотки статора із стрижнів, із приєднанням їх до вторинної маловиткової обмотки трансформатора; велику ефективність нагріву рідини завдяки використанню

втрат у електромеханічному перетворювачі при розміщенні всіх його частин всередині потоку; велику ефективність використання площі перерізу пристрою для перекачування рідини завдяки збільшенню площі проточної частини при розміщенні її зовні ротора-нагрівача; велику ресурсоефективність і технологічність констукції осердя трансформатора завдяки можливості застосування стрижневої чи тороїдальної конструкцій при забезпеченні потрібної частоти обертання ротора асинхронного двигуна відповідним збільшенням частоти живлення первинної обмотки трансформатора трансформаторно-асинхронної системи.

Конструкція мотор-насоса системи не потребує з'єднання із масивним фундаментом завдяки розвантаження від дії моментів обертання на корпус у статичних і динамічних режимах роботи при взаємно зворотному напрямку обертання двох роторів асинхронних двигунів, які виконують функції нагрівачів і робочих коліс насоса.

27.3. Особливості електротепломеханічної системи транспорту нафти нафтопроводом із вбудованими мотор-насосами

Електротепломеханічна система транспорту нафти нафтопроводом із вбудованими мотор-насосами є альтернативою існуючим способам перекачки нафти із підігрівом. При цьому дискретність розміщення насосних станцій (вбудованих мотор-насосних вузлів) збільшується в залежності від ступеня стабілізації температури нафти. При застосуванні існуючої дискретності розміщення пунктів підігріву, кількість насосних вузлів збільшується приблизно на порядок із відповідним зменшенням корисної механічної потужності окремих насосів. Співвідношення між механічною та тепловою енергіями при «гарячій» перекачці нафти залежить від властивостей нафти, температури її та навколишнього середовища, теплоізоляції нафтопроводу. У випадку реальних практичних співвідношень як десять до одного, потрібний механічний ККД мотор-насосів знаходиться

на рівні 0,1, при ККД насоса і двигуна приблизно на рівні 0,3. Дані значення вихідних даних до проєктування дозволяють максимально спростити і здешевити конструкцію при забезпеченні високої її надійності. Економія енергії на підігрів може бути оцінена на рівні 50% порівняно із існуючим способом. При прийнятих умовах для магістрального нафтопроводу із внутрішнім діаметром 630 мм економія становить 5МВт теплової потужності на кожні 100 км. Крім збільшення ККД нагріву підвищення енергоефективності досягається корисним використанням втрат у приводних двигунах насосів. Даний чинник забезпечує економію 7 ... 9% енергії.

Застосування вбудованих мотор-насосів у нафтопроводах знижує максимум тиску у трубопроводі пропорційно ступеня збільшення кількості насосів. Десятикратна зміна цієї кількості зменшує тиск з 5МПа до 0,5 МПа. Наслідком такої зміни є збільшення надійності, подовження ресурсу трубопроводу, можливість у разі збільшити продуктивність нафтопроводу. Десятикратна зміна кількості насосів дозволяє збільшити продуктивність нафтопроводу більше ніж у два рази, зменшити частку теплової енергії у енергетичному балансі мотор-насосу, що реалізується збільшенням його механічного ККД. Збільшення продуктивності забезпечується збільшенням швидкості, зменшенням питомих втрат тепла в навколишнє середовище, збільшенням енергоефективності транспортування нафти.

27.4. Комплексний критерій ефективності системи

Порівняльні дослідження різних варіантів систем транспорту нафти і оптимальне проєктування складових кожної з них потребує визначення комплексного критерію ефективності, як відношення величини показника корисної дії системи до обсягу спожитих ресурсів.

Корисна дія визначається масою доставленої нафти (M_2 , т), її ціною (c_2 , грн./т) і відстанню (L , км) між крайніми точками транспортування. Ціна

c_2 визначає споживацькі властивості доставленої нафти, різниця c_1-c_2 визначає зміну цих властивостей при транспортуванні.

Спожити ресурси системи транспорту нафти нафтопроводом охоплюють поточні витрати: електричну енергію для забезпечення роботи насосів і інших технологічних потреб (у тому числі для ремонтних і відновлювальних операцій), енергоносії для отримання тепла в пунктах підігріву нафти, матеріали, послуги та інше. Капітальні витрати пов'язані із виробництвом та монтажем власне трубопроводу, основних насосних систем, допоміжного обладнання.

Коефіцієнт енергетичної ефективності, для кількісної оцінки цієї характеристики системи, можна визначити:

$$K_{ef} = \frac{\int_0^T c_2 Q_{M2} dt}{c_e P_c T + \int_0^T [c_e (P_T + P_P) + c_g Q_g + c_1 Q_{M1} - c_2 Q_{M2}] dt},$$

де T – час аналізу, який охоплює періоди транспортування і ремонтно-відновлювальні; Q_{M1}, Q_{M2} – масові продуктивності на вході і виході нафтопроводу; P_T, P_P, P_c – потужності споживання електроенергії системами транспортування нафти, ремонту, постійного споживання; c_g, Q_g – ціна і продуктивність споживання додаткових енергоносіїв для підігріву нафти; підінтегральні величини є функціями часу.

Наведені вирази дають приклад (схему) аналізу, вони можуть бути скореговані для врахування особливостей виконання і умов експлуатації конкретної системи.

Комплексна математична модель повинна забезпечити аналіз режимів системи нафтопроводу, як при транспортуванні нафти, так і при ремонті. За результатами моделювання визначається інтегральна величина

коефіцієнта ефективності. Для цього математичне моделювання процесів напірного переміщення нафти треба проводити з урахуванням зміни гідравлічних опорів за зміни в'язкості нафти у функції температури.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Які переваги вбудованого мотор-насосу?
2. Які переваги трансформаторно-асинхронної системи?

РОЗДІЛ 28. ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНА СИСТЕМА НАФТОВИДОБУВАННЯ ІЗ МОТОР-НАСОС-НАГРІВАЧАМИ

Протягом часу роботи продуктивність систем нафтовидобування знижується внаслідок збільшення гідравлічного опору насосно-компресорних труб свердловини. Причина цього полягає у зниженні температури пластової рідини під час підйому її свердловиною, кристалізації і відкладанні асфальто-парафінових включень на внутрішніх стінках трубопроводу.

Для запобігання створення таких нашарувань і підвищення енергоефективності нафтовидобування розроблено конструкцію і математичні засоби дослідження і проектування електро-тепло-механічної системи свердловинного насосу. Ефект досягається завдяки зменшенню втрат напору у свердловині внаслідок термічного впливу на пластову рідину, що є припоною для утворення нашарувань на внутрішній поверхні трубопроводу. Розроблена система забезпечує компенсацію збільшення гідравлічних опорів, має високу надійність, малу вартість, забезпечує високу ефективність нагріву із регулюванням потужності теплового потоку завдяки обертанню гріючого елемента і зміні параметрів електричної енергії від джерела двохчастотного живлення.

28.1. Конструктивне рішення мотор-насос-нагрівача

Мотор-насос для нагрівання та транспортування рідини [17] відноситься до технічних засобів напірного електроприводного переміщення і нагрівання рідин при їх транспортуванні трубопроводом і може бути використаним в різних галузях промисловості, зокрема у нафтогазовій промисловості для видобування чи перекачування нафти і нафтопродуктів.

Задачею розробки є створення мотор-насоса із властивостями суміщеного джерела механічної, гідравлічної і теплової енергій у якому, завдяки застосуванню конструктивної схеми однофазного асинхронного

двигуна з екранованими полюсами для багатосекційного мотор-насосу досягається новий технічний результат: підвищення надійності роботи підшипникових вузлів установки, зменшення радіальних розмірів конструкції, спрощення конструкції, схеми реалізації реверсу, підвищення надійності обмоток індукторів, збільшення надійності і енергоефективності міжсекційних і зовнішніх з'єднань обмотки індуктора.

Поставлена задача вирішується завдяки тому, що в мотор-наосі для нагрівання та транспортування рідини, який складається з пар індукторів, які жорстко закріплено всередині корпусу, і масивних феромагнітних нагрівачів, які виконано у вигляді зовнішніх масивних роторів асинхронних двигунів, обладнаних зовнішніми лопатями і закріплених у підшипникових опорах із забезпеченням заміни напряму обертання поля і кутів установки лопатей для другого індуктора на взаємно зворотні із першим індуктором, індуктори виконано за схемою однофазного асинхронного двигуна з екранованими полюсами із розміщенням короткозамкненого витка другого індуктора на іншому краю полюса відносно першого індуктора, обмотки індукторів з'єднано послідовно і виконано однофазними кількома витками при розміщенні елементарних провідників кожного ефективного витка у спільній ізоляційній трубці, індуктори жорстко закріплено на спільному прямокутному стрижні, який жорстко закріплено у торцевих, з отворами для проходу рідини, частинах секцій корпусу, які жорстко з'єднані між собою, зібрана конструкція індукторів з нагрівачами у секціях корпусу на центральному стрижні жорстко закріплена у зовнішньому трубчастому корпусі з гермовводами, який на торцях приєднаний до трубопроводів для перекачування рідини, а зовнішній трубчастий корпус на внутрішній поверхні має шар теплової ізоляції.

Дана конструкція мотор-насоса для нагрівання та транспортування рідини забезпечує збільшену надійність, технологічність, простоту конструкції завдяки відсутності консольного закріплення рухомих частин, малої кількості гермовводів, виконанню індуктора за схемою однофазного

асинхронного двигуна з екранованими полюсами із зміною напрямку обертання другого нагрівача за зміни положення короткозамкненого витка, виконанню однофазної обмотки кількома витками при розміщенні елементарних провідників кожного ефективного у спільній ізоляційній трубці, що забезпечується виконанням обмотки індуктора на низьку напругу завдяки послідовному з'єднанню обмоток усіх індукторів, яке виконується без електричних з'єднань при намотці єдиним багатожильним ізольованим проводом із наступним приєднанням до живлячої мережі, або до вторинної маловиткової обмотки трансформатора. Крім того, зменшується непродуктивне розсіювання тепла завдяки розміщенню на внутрішній поверхні зовнішнього корпусу шару теплової ізоляції.

На рис.28.1 зображено конструкцію мотор-насосу для нагрівання та транспортування рідини, що складається з прямокутного стрижня 1, який жорстко закріплено у торцевих, з отворами для проходу рідини, частинах секцій корпусу 2 і торцевому щиті 3, який має такі ж отвори для проходу рідини. На стрижні жорстко закріплено листи 4 шихтованих магнітопроводів індукторів завдяки прямокутним отворам у їх центрі. В осьовому напрямку магнітопроводи зафіксовано упорами на торцевих частинах секцій корпусу і торцевому щиті та упорних маточинах 5, які мають вирізи для лобових частин обмоток 6. Всі секції обмоток намотано єдиним ізольованим багатожильним проводом, міжсекційна частина якого проходить крізь центральні отвори частин секцій корпусу і маточин, а вивідні кінці 10, крізь гермовводи 11 виведено назовні. Назовні індукторів за допомогою опорних підшипників 12 і упорних 13 приєднано феромагнітні масивні нагрівачі-ротори 14 із лопатями. Секції частин корпусу і торцевий щит телескопічно жорстко з'єднано і стягнуто за допомогою упора на прямокутному стрижні і стопорної гайки 15. Мотор-насос складається з парної кількості однотипних секцій із відмінністю парних і непарних секцій у охопленій короткозамкненим витком частині полюса індуктора і у кутах установки лопатей нагрівачів-роторів і при відсутності у останній секції корпусу упорів

фіксації магнітопроводу. Зібрана конструкція індукторів з нагрівачами у секціях корпусу на центральному стрижні жорстко закріплена у зовнішньому трубчастому корпусі 16 з гермовводами, який на торцях приєднаний до трубопроводів для перекачування рідини 17, 18 за допомогою телескопічного різьбового з'єднання, а на внутрішній поверхні має шар теплової ізоляції 19.

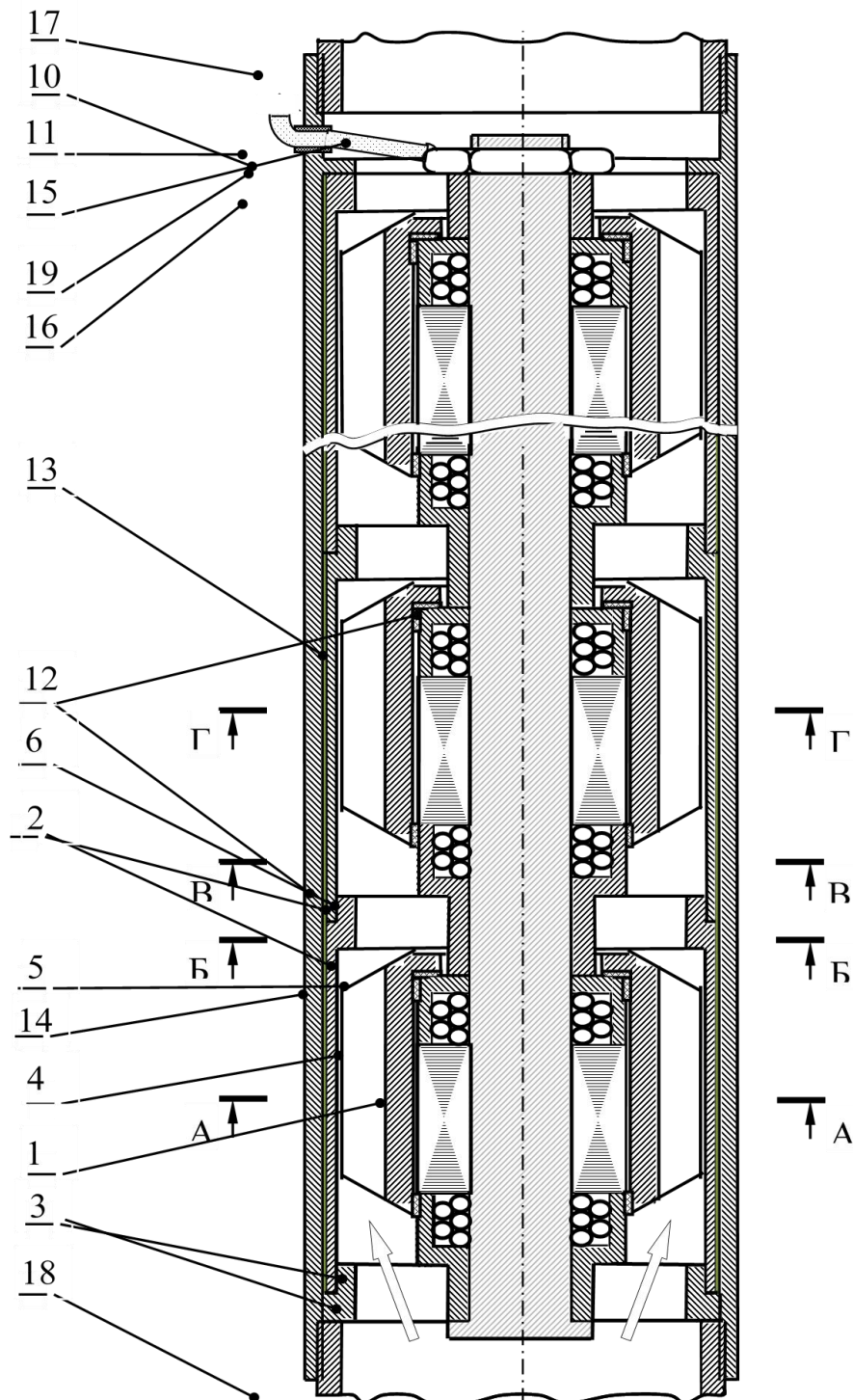


Рис. 28.1 Мотор-насос

На рис. 28.2а зображено розріз А-А непарної секції мотор-насоса де показано центральний прямокутний стрижень 1, лист шихтованого магнітопроводу 4 з малими пазами для першої сторони короткозамкненого витка 7 і великими пазами для другої сторони короткозамкненого витка і пазової частини обмотки 8, феромагнітний масивний нагрівач-ротор із лопатями 14, секцію корпусу 2, зовнішній трубчастий корпус 16 з шаром теплової ізоляції 19. Розміщення пазу для короткозамкненого витка і кут нахилу лопатей нагрівача-ротора відповідають напрямку його обертання за годинниковою стрілкою. На рис. 28.2б зображено перетин Б-Б мотор-насоса де показано центральний прямокутний стрижень 1, секцію корпусу 2, міжсекційну частину обмоткового проводу 9, зовнішній трубчастий корпус 16 з шаром теплової ізоляції 19.

На рис. 28.2в зображено перетин В-В мотор-насоса де показано центральний прямокутний стрижень 1, трубчасту частину парної секції корпусу 2, упори на торцевій частині непарної секції корпусу 2, лобову частину обмотки 6, зовнішній трубчастий корпус 16 з шаром теплової ізоляції 19.

На рис. 28.2г зображено розріз Г-Г парної секції мотор-насоса де показано складові конструкції. Розміщення пазу для короткозамкненого витка і кут нахилу лопатей нагрівача-ротора відповідають напрямку його обертання проти годинникової стрілки.

При роботі мотор-насоса для нагрівання та транспортування рідини електрична енергія від однофазної мережі змінного струму подається крізь гермовводи і вивідні кінці обмоткового проводу до обмоток індукторів для створення пульсуючого магнітного поля у немагнітному проміжку індуктор – нагрівач-ротор. Наявність наведених струмів у короткозамкненому витку забезпечує часове відставання магнітного потоку у охопленій ним частині полюса і створює ефект обертання магнітного поля у немагнітному проміжку за годинниковою стрілкою для непарних секцій мотор-насоса і проти годинникової стрілки – для парних секцій. Магнітні поля, що обертаються

наводять у зовнішніх масивних феромагнітних роторах вихорові струми, внаслідок взаємодії яких з магнітним полем виникають електромагнітні моменти. Масивні ротори назовні обладнано лопатями і виконують функції робочих коліс насосів, якими механічна енергія електродвигунів перетворюється у гідравлічну енергію потоку рідини. Завдяки взаємно зустрічним напрямкам обертання робочих коліс і кутам установки їх лопатей забезпечується однонаправлений напрямок переміщення рідини.

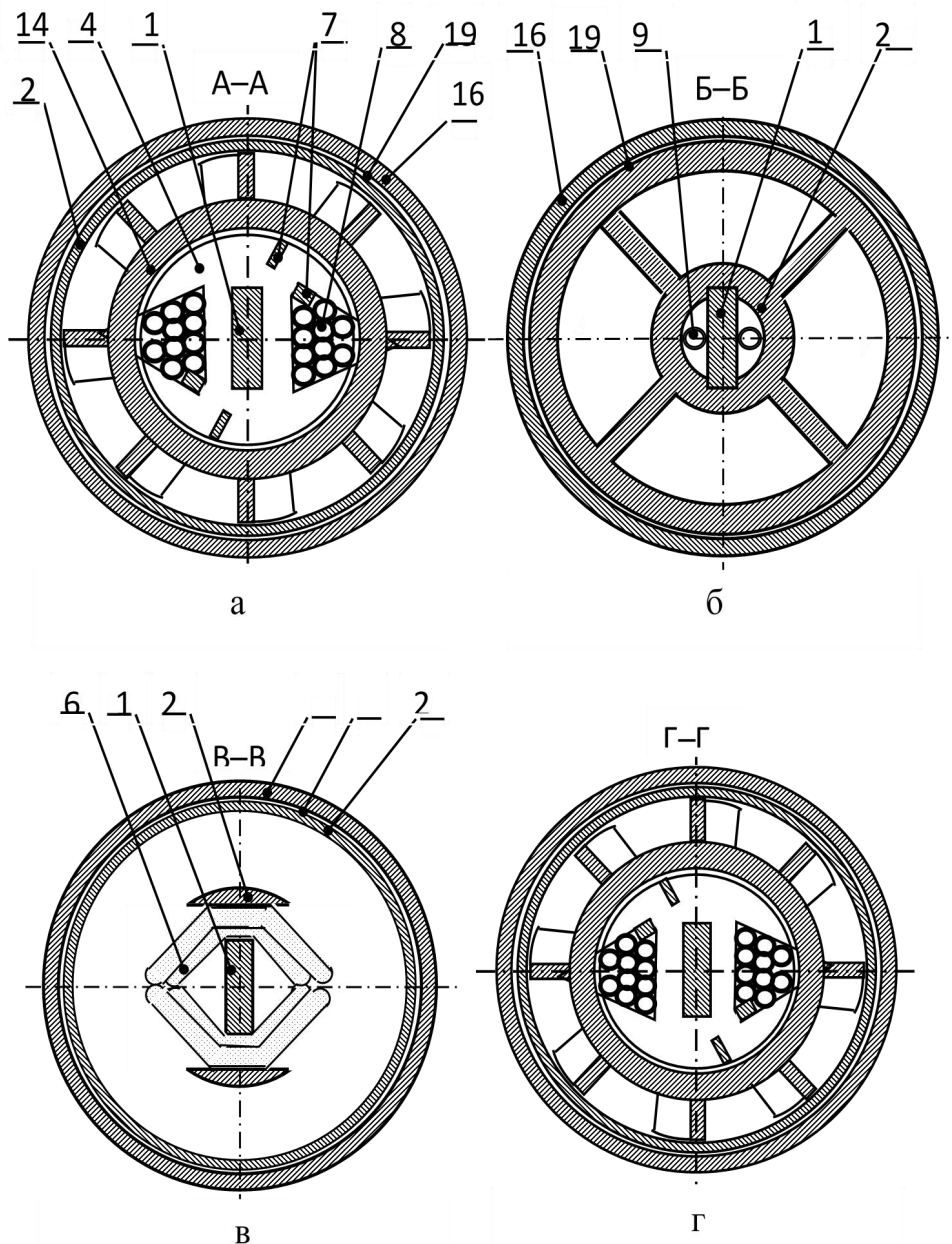


Рис.28.2 Розрізи мотор-насосу

Проходження вихорових струмів масивами роторів супроводжується перетворенням електричної енергії до теплової, яка через контакт поверхні робочих коліс із лопатями передається до рідини, нагріває її, зменшує в'язкість, гідравлічний опір трубопроводу і втрати енергії на переміщення ним рідини. Особливість процесів у однофазному асинхронному двигуні із екранованими полюсами, яка характеризується низьким ККД перетворення електричної енергії до механічної, забезпечує достатні величини теплової енергії для нагріву рідини. Наявність пар з індуктора і нагрівача при взаємно зворотних напрямках обертання магнітного поля розвантажує корпус від дії моментів обертання у статичних і динамічних режимах роботи. Наявність теплової ізоляції на корпусі зменшує непродуктивне розсіювання тепла.

Теплова ефективність і простота конструкції мотор-насосу з однофазним асинхронним двигуном із екранованими полюсами забезпечує її високу надійність та малу вартість та матеріалоємність, наряду з виконанням роторів масивними забезпечується потрібний баланс між тепловою та механічною енергіями для переміщення і нагрівання рідини, розміщення електромеханічного перетворювача всередині потоку забезпечує ефективність конструкції як джерела гідравлічної та теплової енергії.

28.2. Система живлення мотор-насос-нагрівача.

Особливістю розробленої системи мотор-насос-нагрівача є подвійне перетворення спожитої електричної енергії, як у механічну енергію для напірного переміщення рідини трубопроводом, так і у теплову енергію для її нагріву. Ефективні частоти для цих двох процесів суттєво різняться. Для двопольсного АД насосу, щоб отримати кутову швидкість 1000 об/хв. потрібна частота порядку 17 Гц. В той же час, для достатнього термічного впливу, частота живлення повинна складати 200 ... 300 Гц.

Для забезпечення оптимальних умов перетворення енергії джерела у механічну і теплову енергію застосовано систему двохчастотного живлення

обмотки статора АД із зовнішнім масивним ротором. При якій змінний струм мережі випрямляється і заряджає конденсатор ланки постійного струму перетворювача частоти. Керування силовими транзисторами інвертора перетворювача частоти здійснюється за результатами порівняння струму АД із заданим опорним сигналом. Якщо вимірний струм менший за опорний на задану величину, транзистор відкривається, якщо більший – закривається.

28.3. Комплексний критерій ефективності системи

Корисна дія визначається масою видобутої пластової рідини (M_2 , т).

Спожити ресурси системи охоплюють поточні витрати: електричну енергію для забезпечення роботи насосів і інших технологічних потреб (у тому числі для ремонтних і відновлювальних операцій). Капітальні витрати пов'язані із виробництвом та монтажем додаткових насосних систем і обладнання.

$$K_{eef} = \frac{\int_0^T Q_{M2} dt}{c_e P_c T + (P_1 + P_2 + P_P) dt},$$

де T – час аналізу, який охоплює періоди транспортування і ремонтно-відновлювальні; Q_{M2} – масова продуктивність на виході трубопроводу; P_1, P_2, P_P, P_c – потужності споживання електроенергії системами основного насосного агрегату, мотор-насос-нагрівача, ремонту, постійного споживання.

Наведені вирази дають приклад (схему) аналізу, вони можуть бути скореговані для врахування особливостей виконання і умов експлуатації конкретної системи.

Комплексна математична модель повинна забезпечити аналіз режимів системи, як при нафтовидобуванні, так і при ремонті. За результатами моделювання визначається інтегральна величина коефіцієнта

ефективності. Для цього математичне моделювання потрібно виконувати для повного циклу роботи: з урахуванням процесів ремонту і напірного переміщення нафти з урахуванням зміни гідравлічних опорів за зміни в'язкості нафти у функції температури і з урахуванням нашарувань на внутрішній поверхні насосно-компресорних труб. Крім того, потрібно враховувати процеси, як у основному насосному агрегаті, так і допоміжному насос-мотор-нагрівачі.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Які переваги мотор-насос-нагрівача?
2. Як визначити комплексний критерій ефективності мотор-насос-нагрівача?

РОЗДІЛ 29. СИСТЕМИ ЗАПОБІГАННЯ ВТРАТАМ ВУГЛЕВОДНЕВИХ ПАЛИВ ВІД ВИПАРОВУВАННЯ

29.1. Проблематика запобігання втратам вуглеводнів

При виконанні різних технологічних операцій фахівці на практиці стикаються з економічними проблемами, пов'язаними із втратами палива. З моменту виробництва до моменту згорання в камері згорання двигуна паливо багаторазово перекачують з ємкості в ємкість, транспортують різними видами транспорту, зберігають на складах і базах, заправляють у баки літаків та машин. Крім того, мають місце втрати з паливних баків машин під час руху або стоянки автомобілів і літаків.

На нафтопереробних заводах (НПЗ) основні втрати відбуваються в резервуарах (17,9 % загальних втрат), при спалюванні на факелах (18,1 %), під час проведення термічного та термokatалітичного крекінгу (16,4 %), через негерметичність обладнання (16,4 %), у нафтовіддільниках (5,2 %), в очисних спорудах (8,3 %). Причинами втрат палива є: 1) неповне відвантаження транспортних ємкостей; 2) підтікання, витікання через несправність і недосконалість устаткування; 3) аварії на промислових, магістральних, локальних трубопроводах, резервуарах і транспортних засобах; 4) випаровування; 5) змішування різних сортів палива; 6) витоки зі стічними водами підприємств. Втрати нафтопродуктів прийнято класифікувати за трьома видами: природні, експлуатаційні та аварійні. Крім того, втрати поділяють на кількісні (безповоротні), якісні та якісно-кількісні [18–24].

Запобігання втратам вуглеводневих палив від випаровування – універсальний метод їх економії, ефективного та раціонального використання. Запобігання втратам первинних (нафти) і вторинних (моторних палив) енергоносіїв на сучасному етапі обумовлено прагненням ефективно використовувати цінну вуглеводневу сировину.

Зменшення втрат палива дозволяє отримувати народному господарству додаткову кількість цінної вуглеводневої сировини навіть без проведення заходів щодо збільшення видобутку та поглиблення переробки нафти. Згідно зі статистичними даними сумарні втрати нафти та нафтопродуктів від випаровування складають 1,1–1,7% і можуть досягати 5% від загального об'єму переробленої сировини [18–24]. У резервуарних парках втрати від випаровування досягають 75–80% від усіх втрат, а втрати з паливних баків машин коливаються в межах 10–20% від загальних втрат [18–24].

Запобігання втратам вуглеводневих палив для транспортних засобів є універсальним способом у комплексі заходів, спрямованих на їх зниження, оскільки саме цей метод зберігає свою значимість, дієвість та ефективність при будь-якому співвідношенні, рівні розвитку інших напрямів вирішення цієї проблеми. Крім того, запобігання втратам – це просто хазяйське, високоорганізоване використання енергоресурсів, що характеризує рівень культури експлуатації людиною сучасних технічних засобів з одночасним зниженням рівня техногенного навантаження на довкілля цією сферою антропогенної діяльності.

Проблемі запобігання втратам палива від випаровування завжди приділялася велика увага вчених і практиків з моменту використання людством нафти і продуктів її переробки. Але проблема природних втрат існує дотепер і вимагає невідкладного вирішення.

Можна виділити кілька причин, через які проблема втрат первинних і вторинних енергоресурсів і досі не вирішена. Перша причина – сформоване традиційне відношення до нафти і продуктів її переробки як до джерел енергії. Ще за часів Д.І.Менделєєва відомо, що при такому підході запобігання втратам нафти зводиться лише до спалювання її компонентів як палива. Але ж нафта і нафтовий газ є не тільки джерелами енергії, а і найціннішою сировиною для нафтохімії. Так в газах, що спалюються на

факелах НПЗ, міститься близько 80% цінних для хімічної і нафтохімічної промисловості компонентів.

Друга причина полягає в тому, що вибір оптимального методу запобігання втратам вуглеводнів не базується на комплексному підході до вирішення проблеми. Третьою причиною є той факт, що дану проблему на підприємствах нафтопродуктозабезпечення намагаються вирішувати, виходячи з вузькогалузевих інтересів без чіткого уявлення її загальнодержавного значення.

Розглядаючи проблему запобігання втратам нафти і продуктів її переробки від випаровування передусім необхідно уявити ці втрати в масштабі держави. Відомо, що тільки 30% залучаються у промислову переробку. У результаті втрачається та частина компонентів нафти, що при існуючих технологіях могли б стати сировиною для одержання пластмас, синтетичних каучуків тощо. До того ж цінні компоненти не тільки безповоротно втрачаються, але й забруднюють атмосферу.

Узагальнено можна підсумувати, що втрати вуглеводневих палив від випаровування наносять величезний збиток, що принаймні можна розглядати у трьох аспектах. По-перше, втрачається цінна вуглеводнева сировина, якої в Україні не вистачає. Враховуючи той факт, що Україна відноситься до держав з недостатнім забезпеченням власних ПЕР та є імпортером нафти і нафтопродуктів (за прогнозами кількість нафти й продуктів її переробки, що будуть надходити в Україну, буде складати в перспективі 80–95%), втрачання вуглеводнів є проявом марнотратного використання енергоносіїв і просто бездарного господарювання; по-друге, погіршується екологічна ситуація в навколишньому середовищі; по-третє, знижується рівень якості вихідного продукту, що в свою чергу впливає на експлуатаційні показники техніки.

Відомо, що в результаті 1% втрат від випаровування легких фракцій автомобільного бензину його октанове число (ОЧ) знижується на одну одиницю (незалежно від терміну зберігання). Для підвищення октанового

числа на підприємствах витрачаються значні кошти, матеріальні та людські ресурси. Зниження ОЧ призводить до погіршення експлуатаційних показників транспортних засобів, надійності та довговічності їх експлуатації.

Термін експлуатації двигунів внаслідок використання некондиційних палив, зниження якості яких виникло через втрати від випаровування, значно зменшується (табл. 29.1).

Таблиця 29.1 Термін служби двигуна при роботі на якісному та некондиційному паливі, %

Тип двигуна	Кондиційне паливо	Паливо з температурою початку кипіння нижчою від норми на 30%	Паливо з концентрацією смол з перебільшенням норми в 2,3 рази
Карбюраторний	100	60	83
Дизельний	100	42	53

Збитки від втрат вуглеводневих палив від випаровування призводять до таких небажаних наслідків:

- зменшення об'єму реалізованої продукції, прибутку та рівня рентабельності [18–24];
- зменшення об'єму найбільш цінних продуктів – джерел енергії для двигунів транспортних засобів (автомобільні, авіаційні бензини, дизельне, газотурбінне, котельне паливо і паливо для повітряно-реактивних двигунів) та відповідно створення необхідності компенсування цього об'єму іншими продуктами (або їх додатковою кількістю);
- погіршення якості вихідних палив та відповідно зниження надійності, ефективності і терміну експлуатації транспортних засобів;
- збільшення собівартості цільової продукції;
- зменшення фондівдачі;
- зниження продуктивності праці;
- забруднення атмосферного повітря, ґрунту, водоймищ.

29.2. Науково-методичні та технічні основи запобігання втратам вуглеводневих палив від випаровування

Проблема запобігання втратам палива від випаровування є комплексною і ґрунтується на поєднанні кількох наук.

Розглянемо основні наукові напрями зменшення природних втрат нафтопродуктів.

1. Зменшення об'єму газового простору (ГП) резервуарів. Процес випаровування вуглеводневих рідин у статичних умовах значною мірою залежить від ступеня наповненості резервуарів. Найкращим методом запобігання втратам вважається повна ліквідація ГП. Однак у звичайних типових резервуарах з “дихальними” клапанами домогтися цього практично неможливо. Максимальне наповнення таких резервуарів складає близько 95% від об'єму. Інший об'єм залишається для температурного розширення нафтопродукту.

2. Скорочення амплітуди коливання температури ГП резервуара. Втрати нафтопродуктів значною мірою залежить від амплітуди коливання температури пароповітряної суміші (ППС) в резервуарі. Збільшення об'єму палива при нагріванні при сталому тиску характеризується ізобарним коефіцієнтом розширення, який визначається співвідношенням [17-24].

$$\alpha_t = \frac{1}{V} \frac{\partial V}{\partial T}_p,$$

де $\frac{\partial V}{\partial T}_p$ – стала об'єму V за температурою T при $P = \text{const}$

або

$$\alpha_t = \frac{\beta}{\rho_{20} + \beta(t - 20)},$$

де β – середня температурна поправка, $\text{кг/м}^3 \text{ } ^\circ\text{К}$.

3. Збільшення надлишкового тиску під час зберігання нафтопродуктів.

Природні втрати можуть бути цілком ліквідовані під час зберігання нафтопродуктів підвищенням надлишкового тиску вище значення, на яке відрегульований клапан тиску.

4. Застосування різних систем вловлювання пари нафтопродуктів.

Зменшення природних втрат нафтопродуктів можна досягти трьома групами заходів [18–27]:

1. технічних;
2. фізико-хімічних (заснованих на використанні фізико-хімічних властивостей речовин);
3. організаційних (нормативних, економічних тощо).

Кожна з цих груп заходів має безліч методів і способів, що розрізняються за ефективністю, енерго-, трудо-, капіталозатратами.

Науково-методичне і технічне забезпечення запобігання природним втратам під час зберігання вуглеводневого палива. Сонячна радіація й атмосферні явища впливають на покрівлю та стінки резервуарів, викликаючи коливання температури і парціального тиску пари нафтопродукту в ГП, що при нерухомому збереженні (в стаціонарних умовах) вуглеводневої рідини приводить до коливань абсолютного тиску в ньому. При зниженні цього тиску до вакууму, на який відрегульований “дихальний” клапан, останній відкривається і в резервуар надходить атмосферне повітря, яке поступово насичується парами нафтопродукту, що частково витісняються при підвищенні абсолютного тиску до позначки, на яку відрегульований “дихальний” клапан, внаслідок зростання температури і парціального тиску. Описаний процес на практиці отримав назву малих “дихань”.

У вертикальних сталевих резервуарах спостерігаються добові коливання абсолютного тиску. Вихід ППС в атмосферу починається вранці після сходу сонця, а припиняється після опівдня. Вночі в ГП резервуара надходить атмосферне повітря. У випадку мінливої хмарності протягом доби може спостерігатися кілька циклів. У літній період втрати від малих “дихань”

значно перевищують втрати взимку. Наприклад, втрати легких вуглеводнів з резервуара місткістю 1000 м³ за температури повітря 1°C складають 5 кг за добу, а за 18 °C – 14 кг за добу. З резервуара місткістю 5000 м³ за температури 1°C втрати вуглеводнів складають 34 кг за добу, за температури 18 °C – 87 кг за добу [18–27]. Встановлено, що з підвищенням температури на 1°C ГП втрачається 0,01 кг бензину. Якщо за добу температура резервуара підвищилась від 15 до 40 °C, то втрати з резервуара місткістю 25 м³ становитимуть близько 2 кг.

Після викачування з резервуара частини нафтопродукту або мінімального (“мертвого”) залишку ГП не насичений паром. При подальшому нерухомому збереженні залишку нафтопродукту відбувається донасичення ГП, зростання парціального й абсолютного тиску у ГП і при досягненні позначки надмірного тиску запобіжного клапана відбувається витиснення ППС в атмосферу. Так відбувається процес “зворотного видиху”.

При нерухомому збереженні палив з негерметичною покрівлею або отворами в стінці резервуара мають місце втрати від вентиляції.

До найбільш доступних і ефективних технічних заходів запобігання природним втратам під час зберігання вуглеводневих рідин відноситься тепловий захист резервуарів. Суть застосування таких заходів полягає у зменшенні коливань температур нафтопродукту, що зберігається в резервуарі, та його пари у ГП.

На сьогодні відомі різні способи теплового захисту резервуарів, включаючи термоізолювання в ґрунті або в наземних спорудженнях казематного типу, тепловідбиття спеціальним фарбуванням, теплоізоляція, екранування, охолодження водою і т. ін.

Під час зберігання нафтопродуктів у горизонтальних сталевих резервуарах, а також в тарі найпростішим методом їх термоізолювання є заглиблення в ґрунт. Якщо втрати палива від випаровування за наземного розташування горизонтальних резервуарів прийняти за 100%, то за напівзаглибленого розміщення втрати знижуються до 60%, а за заглибленого

– до 30 %. Висока ефективність такого заходу запобігання випаровуванню палив з резервуарів під час зберігання пояснюється тим, що добові коливання температури в ґрунті на глибині 30–40 см практично відсутні. Таким чином, на заглиблений резервуар впливають тільки сезонні зміни температури. Крім того, при заглибленні резервуарів виключається також вплив вітру на процес вентиляції їх ГП.

Термоізолювання вертикальних та горизонтальних сталевих резервуарів створенням навколо них наземного каземату (кожуха) із цегли або залізобетонних панелей і плит застосовується рідко, оскільки подібні спорудження мають високу вартість, що перевищує вартість робіт із заглиблення резервуарів у 10–12 разів.

Широкого практичного застосування набуло спеціальне фарбування резервуарів для відбиття сонячних променів та зниження ефективної температури (табл. 29.2). За законом теплового випромінювання тіл кількість випромінюваної енергії залежить від ступеня чорності тіла.

Для реалізації цього заходу рекомендується використовувати світлі фарби з коефіцієнтом відбиття не менше ніж 0,8 [18–27]. Результати цих досліджень наведено в табл. 29.3.

Таблиця 29.2 Вплив кольору поверхні резервуара на відбиття сонячних променів

Покриття	Відбиття сонячних променів, %	Покриття	Відбиття сонячних променів, %
Дзеркальне	100	Алюмінієве	35-67,0
Біле	90	Ясно-сіре	57,0
Світло-кремове	88,5	Сіре	47,0
Ясно-рожеве	86,5	Незабарвлене	10,0
Блакитне	85,0	Чорне	0
Ясно-зелене	78,5	---	---

Таблиця 29.3 Вплив кольору поверхні резервуара на втрати палива від випаровування

Колір	Фарба	Середня ефективна температура стінки у весняно-літній період, °С	Втрати, кг/рік
Чорний	Кузбас-лак	30	680
Червоний	Сурик	20,3	590
Зелений	Нітроемаль	14,7	550
Срібний	Алюмінієва пудра	11,5	460

Здатність теплозахисної фарби відбивати сонячні промені в процесі експлуатації резервуарів знижується внаслідок забруднення їх поверхні, а також хімічних змін та механічних ушкоджень покриття. У зв'язку з цим необхідно періодично відновлювати пофарбування.

Поряд із зовнішнім фарбуванням резервуара зниження втрат від випаровування може бути досягнуто нанесенням на його внутрішню поверхню лакофарбових покриттів з низьким коефіцієнтом випромінювання. Окиснена внутрішня поверхня стінок резервуара має високий ступінь чорності. Якщо понизити ступінь чорності цієї поверхні фарбуванням у світлий колір, то кількість випромінюваної енергії зменшиться, а отже, зменшиться температурний перепад ППС й розмір втрат. Пари нафтопродуктів мають дуже інтенсивні смуги поглинання в інфрачервоних променях. Отже, чим менше енергії будуть випромінювати внутрішні стінки резервуара, тим менше її буде поглинатися парою палив.

Зменшення втрат вуглеводневих палив в резервуарних парках в умовах зберігання при малих і великих “диханнях” може бути досягнуто встановленням під “дихальним” клапаном диска-відбивача, діаметр якого повинен перевищувати діаметр патрубка “дихального” клапана приблизно в три рази. При використанні дисків-відбивачів зменшується перемішування ППС в ГП резервуара. Таким чином, знижується концентрація пари палива у верхній частині ГП. Для забезпечення оптимальних умов роботи дисків-

відбивачів їх встановлення варто здійснювати горизонтально під патрубком клапана на відстані 1,8–2,0 діаметра цього патрубка (рис. 29.1). Прийнято вважати, що ефективність дисків-відбивачів щодо зменшення втрат від випаровування становить 30–40 %. Особливо ефективне застосування дисків-відбивачів за умов великих коефіцієнтів оборотності резервуарів у весняно-літній період.

Технологія диска-відбивача на сьогодні є удосконаленою. Відомий технічний засіб зменшення природних втрат через застосування в конструкції “дихальної” арматури спеціального патрубка (рис. 29.2), що завдяки своїй конструкції перетворює спрямований потік повітряного струменя в турбулентний. При цьому зменшується швидкість потоку та відповідно збільшується можливість конденсації пари з наступним поверненням її знову в резервуар. Сутність даної конструкції полягає у зміні кута напряду струменя атмосферного повітря. Конструктивно вона складається з вигнутого патрубка 5 (рис. 29.2) із циліндричним відбивачем 1 та днищем 2. Сам патрубок прикріплений на покрівлі 4 резервуара до “дихального” клапана, а відбивач 1 – кріпленням 3 до патрубка 5.

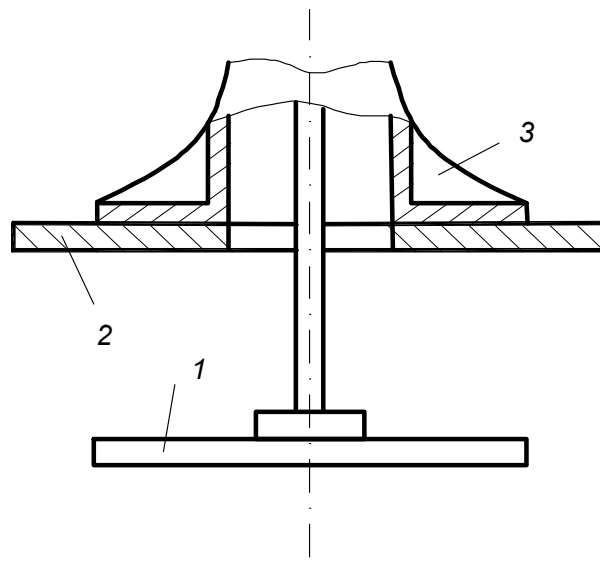


Рис. 29.1. Диск-відбивач із центральною стійкою: 1 – диск-відбивач; 2 – монтажна кришка резервуара; 3 – монтажний патрубок “дихального” клапана [18-21].

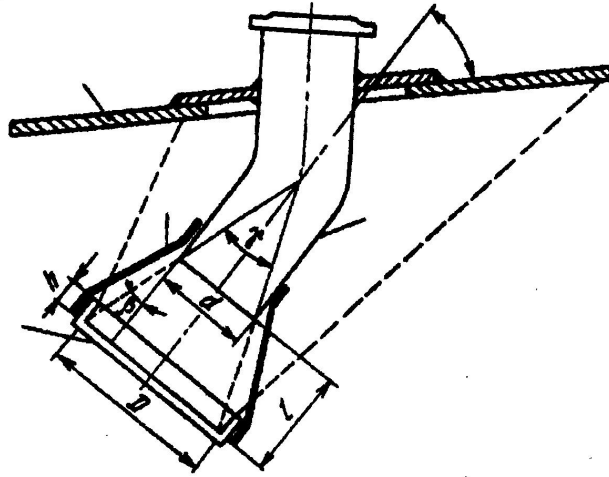


Рис. 29.2. Диск-відбивач із центральною стійкою: 1 – диск-відбивач; 2 – монтажна кришка резервуара; 3 – монтажний патрубок “дихального” клапана [18-21].

У класичній системі “резервуар - “дихальний” клапан” при зменшенні тиску в ГП зовнішній потік атмосферного повітря через “дихальний” клапан надходить до резервуара. При цьому струмінь повітря спрямований на поверхню нафтопродукту і перемішується з його парами, концентрація яких над поверхнею найбільша. А за підвищення тиску повітря, насичене парами продукту, через “дихальний” клапан виходить в атмосферу. Таким чином, виникають втрати. Застосування наведеної технології дозволяє значно знизити ці втрати. Відомі й інші конструкції патрубків (рис. 29.3) [18-21].

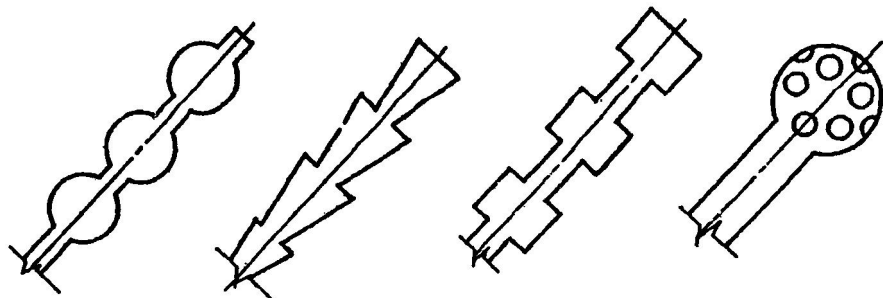


Рис. 29.3. Варіанти конструкцій патрубків: а – сферичного перемінного перерізу; б – конічного перемінного перерізу; в – циліндричного перемінного перерізу; г – розсіювальний

Ефективним способом зменшення втрат палив від випаровування є їх зберігання в умовах надлишкового тиску. Вертикальні сталеві резервуари, що на сьогодні набули найбільш поширеного застосування на нафтобазах і складах палив і мастильних матеріалів, розраховані на максимальний надлишковий тиск 0,2–1,6 кПа і вакуум 0,2 кПа, не дозволяють створювати великий надлишковий тиск під час зберігання палив. Підвищення допустимого надлишкового тиску у вертикальних сталевих резервуарах, наприклад, до 3,3 кПа, дозволяє зменшити втрати від випаровування з 2 до 0,21% за рік.

Вуглеводневі палива з високим значенням тиску насиченої пари доцільно зберігати в резервуарах кульової, краплеподібної, сфероїдальної форм. Такі резервуари дозволяють створювати надлишковий тиск у межах 700–2000 кПа, що створює умови повного виключення втрат від малих “дихань”. Проте їх складне виготовлення та висока вартість перешкоджають широкому застосуванню.

Основне рівняння втрат [18–20, 28–31]::

$$G_f = V_1 \left(P_1 - \frac{P_1^f}{T_1} \right) - V_2 \left(P_2 - \frac{P_2^f}{T_2} \right) \frac{P_f M}{P - P_f} R,$$

де V_1 і V_2 – об’єми ГП резервуара відповідно за температур T_1 і T_2 , тисках P_1 і P_2 ; P_1^f і P_2^f – ТНП пари за температур T_1 і T_2 ; P_f – парціальний тиск пари; M – молекулярна маса пари палива; P – абсолютне значення тиску в ГП ($P = \frac{1}{2}(P_1 + P_2)$)

З цього рівняння випливає, що зменшення втрат від випаровування досягається зменшенням об’єму ГП резервуара або ж його повною ліквідацією за рахунок застосування резервуарів, обладнаних плаваючими покрівлями і понтонами.

Застосування резервуарів з понтонами дозволить втрати від випаровування можуть мінімізувати на 60-98 %. Прийнято розрізняти понтони металеві, синтетичні та комбіновані. Застосування металевих понтонів бере свій початок із середини 50-х років ХХ ст. Але практичний досвід показав, що понтони із синтетичних матеріалів порівняно з металевими понтонами мають чимало переваг. Вони практично непотоплювальні, мають хорошу гнучкість, їх застосування дозволяє здійснювати ремонт без застосування вогневих робіт, вони простіші при монтажі і мають низьку металомісткість. Відомі пінополіуретанові конструкції понтонів, що дозволяють зменшувати втрати вуглеводнів на 96%.

Ефективність застосування як плаваючих покрівель, так і плаваючих понтонів визначається ступенем герметизації зазору між покрівлею (понтоном) і стінкою резервуара. Герметизація зазору в свою чергу залежить від конструкції ущільнювального затвора. Затвори залежно від конструкції поділяють на жорсткі, м'які та комбіновані. Жорсткі затвори складаються із системи важелів і пружин, що притискають його до стінки резервуара й утримують у висячому положенні. М'які затвори являють собою стійку до бензину пластмасову, гумову або тканинну оболонку з наповнювачем (рідинним, газовим або губчастим).

Ступінь герметизації зазору між покрівлею та стінкою резервуара прийнято характеризувати коефіцієнтом герметичності, що визначає кількість пари вуглеводневої рідини, що проходить через одиницю довжини затвора в одиницю часу при перепаді парціального тиску пари нафтопродукту під плаваючою покрівлею (понтоном) і над нею, що дорівнює одиниці. Коефіцієнт герметичності визначається експериментально.

Залежність втрат палива від коефіцієнта герметичності ущільнювального затвора описується формулою

$$G = K_T L P_s ,$$

де L – загальна довжина затвора по периметру резервуара, м; P_s – тиск насиченої пари на поверхні випаровування, Па.

На сьогодні за кордоном знайшли застосування два типи понтонів (екранів). Перший, що безпосередньо плаває на поверхні нафтопродукту, а другий той, що спирається на поплавки з утворенням між екраном і поверхнею рідини газового прошарку [18–20, 28–31].

Понтон типу “Ultraflote” складається із суцільного алюмінієвого диска, поперечних балок з алюмінієвого прокату та порожніх алюмінієвих поплавків трубчастого типу. Характерною властивістю даного понтона є багаторушне заповнення елементів. По периметру екрана встановлюється еластичний затвор типу “Ультрасил”. За даними корпорації “Ultraflote” (США) під час зберігання бензину в резервуарі місткістю 10000 м³ за оборотності 25 циклів за рік втрати без понтона “Ultraflot” становлять 1310 м³, а із застосуванням такого екрана – 65,5 м³.

Зменшення втрат палив від випаровування під час зберігання може бути досягнуто удосконаленням технологічних схем нафтобаз, що полягає у створенні газопорівняльних систем, що з'єднують ГП резервуарів (рис. 29.4–29.5), а також систем уловлювання легких фракцій (СУЛФ) палив.

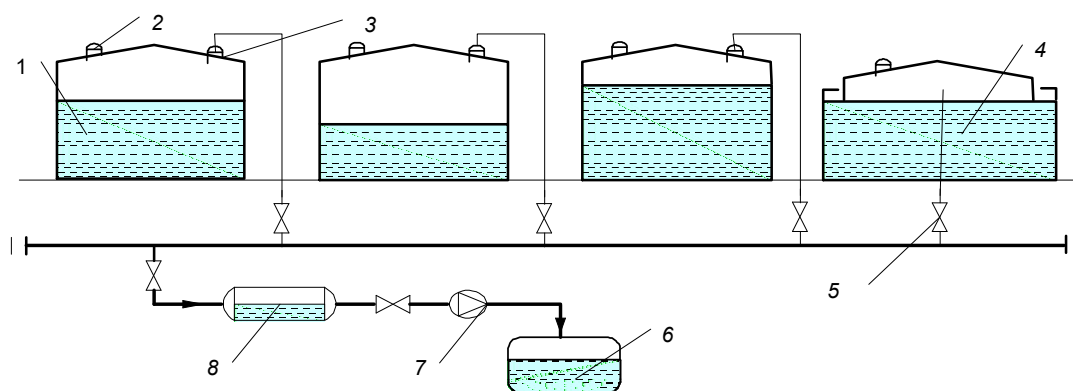


Рис. 29.4. Схема газопорівняльної системи групи резервуарів: 1 – резервуар; 2 – запобіжний клапан; 3 – “дихальний” клапан; 4 – резервуар з плаваючою покрівлею; 5 – засувка; 6 – резервна ємкість; 7 – насос; 8 – накопичувач конденсату

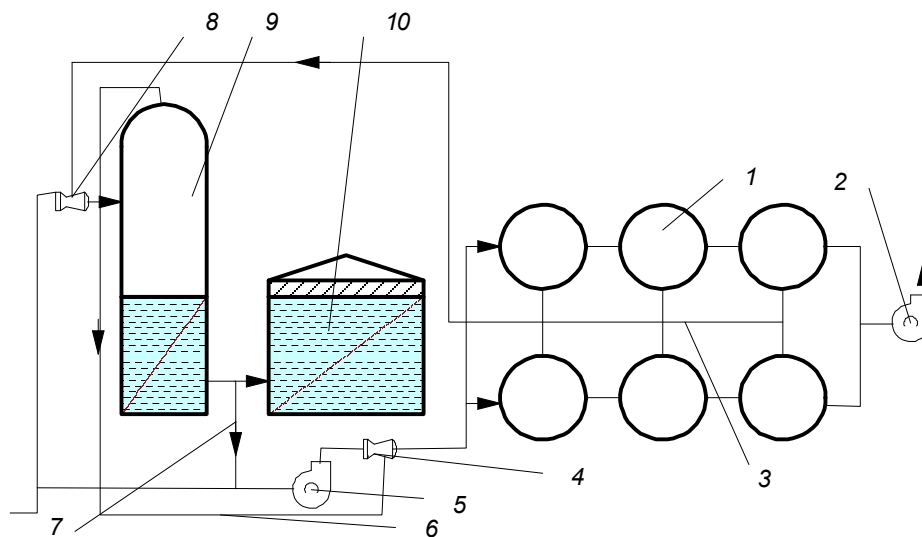


Рис. 29.5. Ежекційна газопорівняльна система уловлювання вуглеводневих парів: 1 – резервуари; 2, 5 – центробіжні насоси; 3 – газопровід; 4, 8 – ежектори; 6, 7 – трубопровід; 9 – вертикальний спорожнений циліндр; 10 – буферна герметична ємкість

При застосуванні газопорівняльних систем необхідною умовою є збіжність операцій завантаження продукту в один або групу резервуарів з відвантаженням з інших резервуарів, що входять до газопорівняльної системи. Збіжність має бути як за часом проведення операції, так і за обсягом нафтопродукту, який надходить та видається. Тобто частина ППС з резервуара, який завантажується, переходить у той, з якого здійснюється відвантаження продукту. Таким чином, зменшується кількість пари, яка витісняється в атмосферу. На практиці збіжність операцій завантаження з відвантаженням прийнято характеризувати коефіцієнтом збіжності. Коефіцієнт збіжності $K_{зб}$ за певний проміжок часу розраховується за формулою

$$K_{зб} = \frac{\sum_{i=1}^n V_{зб}}{n V_{\max}},$$

де $V_{зб}$ – збіжність об'ємів завантаженого $V_з$ і відвантаженого $V_в$ продукту за 2 год (дорівнює $V_з$ при $V_в > V_з$, $V_в$ при $V_з > V_в$); V_{\max} – найбільший з об'ємів завантаженого і відвантаженого продукту; n – кількість вимірів через 2 год.

Аналіз застосування газопорівняльних систем доводить, що підвищити ефективність існуючих газопорівняльних систем щодо зменшення втрат вуглеводнів від випаровування можна застосуванням накопичувача газу. Найбільш ефективним є еластичний накопичувач газу (табл. 29.4).

Застосування накопичувача газу та його місткість мають бути обґрунтованими. Збільшення об'єму накопичувача зменшує об'єм ППС, що витісняється в атмосферу, але при цьому збільшуються витрати на його спорудження.

Останнім часом за кордоном особлива увага приділяється СУЛФ (табл. 29.6) [18–20, 28–31].

Таблиця 29.4 Ефективність газопорівняльної системи 16 резервуарів місткістю 5000 м³

Тип	Економія, т
Газопорівняльна система з двома накопичувачами газу типу “дихальний балон” місткістю 1000 і 10000 м ³	1840
Газопорівняльна система з сімома накопичувачами газу (газотрапами) місткістю по 5000 м ³	1840

Резервуари для зберігання нафти і нафтопродуктів з'єднуються єдиною газопорівняльною системою, за допомогою якої легкі фракції надходять до блокової компресорної установки. При досягненні задано-го припустимого тиску включається компресор і через накопичувач конденсату відкачує газ з резервуарів у газопровід. Конденсат, що виділився з накопичувача насосами подається назад у резервуари. Заданий сталий тиск у резервуарах підтримується за допомогою електронних датчиків тиску і мікропроцесорного контролера.

Система уловлювання легких фракцій нафти і нафтопродуктів передбачає уловлювання вуглеводнів, що випаровуються, практично до 100% мас., приносячи величезний прибуток та вирішуючи (безкоштовно)

одночасно з цим проблему запобігання забрудненню навколишнього середовища шкідливими викидами [18–20, 28–31].

Таблиця 29.5 Рекомендовані значення коефіцієнтів збіжності операцій для газопорівняльних систем з резервуарами, в яких зберігається бензин

Транспортні зв'язки і характер технологічних операцій	Коефіцієнт оборотності, об/рік	Коефіцієнт збіжності операцій, $K_{зб}$
Нафтобази, доставка нафтопродуктів до яких здійснюється за допомогою трубопроводу або залізничним транспортом, а відвантаження – автоцистернами	до 50	0,2-0,5
Нафтобази, розташовані на водних шляхах	до 30	0,1-0,3
Нафтобази, доставка нафтопродуктів до яких здійснюється за допомогою трубопроводу або залізничним транспортом, а відвантаження – залізничними та автомобільними цистернами	до 25	0,2-0,4
Перекачувальні станції, де одночасно здійснюється наповнення і видача в групі резервуарів з однаковим нафтопродуктом	---	0,5-0,7

Найбільш відомими технологіями уловлювання та рекуперації пари продуктів переробки нафти є процес холодної рідинної абсорбції (CLA) компанії Cool Sorption A/S (Denmark). На сьогодні відома технологія вакуум-регенерованої вуглецевої адсорбції (CVA), ефективність якої складає 98-99,99%, що перевершує ефективність процесу холодної рідинної абсорбції (90%).

Установка регенерації пари складається з двох вуглецевих фільтрів, один з яких знаходиться в режимі адсорбції, інший – піддається вакуумній регенерації (рис. 29.6).

Таблиця 29.6 Порівняльна економічна ефективність технологій запобігання втратам нафтопродуктів від випаровування

Технологія	Економічний ефект, дол. США			Період окупності, роки
	За рік	Фактичний за період експлуатації	Потенційний	
Зменшення викидів із затрубного простору	9 тис.	13,5 тис.	90 млн	1
Спільне уловлювання	1,77 млн	16,1 млн	32 млн	---
Транспортування газу з конденсатом	246000	1,23 млн	2 млн	---
Застосування вертикального відділювача газу	284000	1,42 млн	4 млн	---
СУЛФ нафтового промислу	5 млн	17,5 млн	750 млн	0,3-3,0
СУЛФ НПЗ	175 тис.	260 млн	---	1-5
СУЛФ нафтобази	2,9 тис.	2,9 тис.	53 млн	4

Активований вуглець має надзвичайно велику площу поверхні відносно об'єму. Тому вуглеводні адсорбуються дуже тонким шаром на поверхні вуглецю. Вуглець може поглинути тільки певну частину вуглеводнів до моменту насичення. При подальшому застосуванні фільтра пари будуть просто проходити через нього. Отже, активований вуглець повинен бути регенований для відновлення своєї продуктивності та подальшого використання протягом наступного циклу.

Дана система надзвичайно ефективна як з точки зору уловлювання та рекуперації пари вуглеводневих палив, так і з точки зору енергоспоживання. Для функціонування установки за проектною продуктивністю енергоспоживання буде становити 0,2 кВт·год на відновлений літр бензину. Конструктивно установка спроектована таким чином, що всі складові

розраховано на тиск 999,83 кПа (10 бар, 9,87 атм, 7500,6 мм рт.ст.). Така СУЛФ добре підходить для підприємств з невеликою або середньою оборотністю нафтопродуктів.

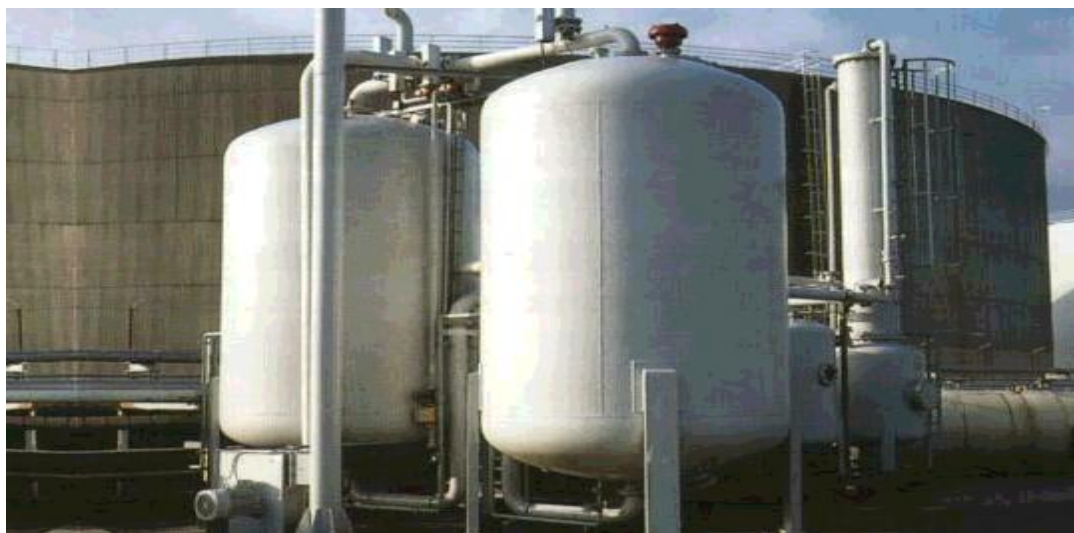


Рис. 29.6. Загальний вигляд СУЛФ, принцип роботи якої засновано на технології вуглецевої вакуумної адсорбції

Система уловлювання легких фракцій, принцип дії якої полягає у застосуванні процесу холодної рідинної абсорбції, рекомендується для терміналів з великим вантажообігом і високими піковими значеннями потоку продукту. Принципова схема цієї СУЛФ показана на рис. 29.7.

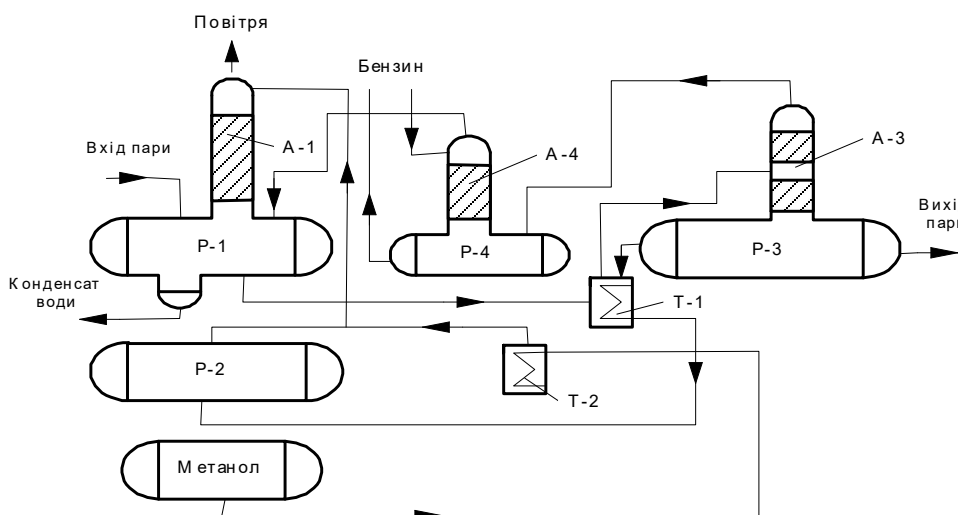


Рис. 29.7. Принципова схема холодної рідинної абсорбції СУЛФ

Сутність роботи цієї системи така: ППС проходить через резервуар P-1 в адсорбційну колону A-1, що заповнена алюмінієвими міні-кільцями для

забезпечення збільшення площі для абсорбції. У колоні відбувається промивання потоку пари зустрічним потоком охолодженого до температури мінус 25 °С газу.

Співвідношення між ППС та потоком газу контролюється автоматично і складає 15 л/м³ суміші пари. Після абсорбування пари очищене повітря виходить через вентиляційний отвір у верхній частині колони, а суміш “газ-пара легких вуглеводнів” надходить до буферного резервуара Р-1. Температура газу в буферному резервуарі становить близько 0 °С. Оскільки ППС, що надходить, містить деяку кількість вологи, то для запобігання кристалоутворенню до складу буферної рідини (газ) додається метанол. Запобігання утворенню кристалів забезпечується додаванням 3 г метанолу на 1 м³ рідини. Охолоджений газ зберігається в резервуарі Р-2. Регенерація газу і бензину здійснюється за допомогою сепаратора Р-3 і колони А-3, де газ залишається, а бензин через верхній отвір колони А-3 надходить до реабсорбера Р-4. Потік продукту до сепаратора попередньо проходить через теплообмінник Т-1, де нагрівається від температури 0 до 130 °С через використання тепла газу, що виходить із сепаратора і в свою чергу охолоджується від 145 до 15 °С. Підігрітий бензин випаровується з резервуара сепаратора Р-3 через колону сепаратора А-2, наповнену кільцями з нержавіючої сталі. Система забезпечує проходження через сепаратор виключно чистого бензину. Досягається це через контроль температури у верхній частині колони, що повинна становити близько 50 °С. Гарячий очищений газ, що залишився на дні резервуара сепаратора Р-3, через фільтр, теплообмінник Т-1, де охолоджується до температури 15 °С, надходить до охолоджувальної системи, де знову охолоджується до температури мінус 25 °С і далі використовується для абсорбції пари бензину. Як холодоагент у даній системі використовується аміак. Пари бензину із сепаратора реабсорбуються в зустрічному потоці бензину, що надходить з резервуара збереження на нафтобазі, у реабсорбуючій колоні А-4 і збирається в резервуарі реабсорбера Р-4.

Фахівці компанії Cool Sorption стверджують, що для великих терміналів найбільш економічним і ефективним способом запобігання втра-там від випаровування є комплексне (рис.29.8) використання двох вище-описаних СУЛФ: CLA – як першого етапу, а CVA – другого.



Рис. 29.8. Загальний вигляд СУЛФ, принцип роботи якої засновано на комплексному застосуванні технологій холодної рідинної абсорбції і вуглецевої вакуумної адсорбції

29.3. Комплексний підхід до підвищення ефективності використання моторних палив

Основним робочим інструментом системного аналізу (комплексного підходу) є модель [22, 23, 25, 28–32]. Для вирішення проблеми втрат моторних палив від випаровування модель буде мати вигляд

“ПАЛИВО – ВТРАТИ – ЕФЕКТИВНІСТЬ”

У загальному випадку опис системи – це модель, що відображає певну групу властивостей системи, поглиблення опису – деталізація моделі. Під описом систем і описом закономірностей розуміємо моделі систем і моделі процесів, застосування яких необхідно доводити щоразу, якщо система попадає у нові умови.

Модель ставить усі питання одночасно, демонструючи велику кількість труднощів, оскільки відповідати на питання необхідно відразу на всі одночасно.

Ефективність системи залежить від величезної кількості зовнішніх і внутрішніх факторів. Представити цю залежність у явній формі надзвичайно складно, а практична цінність такого представлення незначна через багатомірність, багатогранність та величезну кількість зв'язків. Раціональним напрямом формування функціонального опису є застосування такої багаторівневої ієрархії описів, за якої опис вищого рівня буде залежати від узагальнених і факторизованих змінних нижчого рівня.

Морфологічний опис системи складає уявлення про будову самої системи. Морфологічний опис проблеми представляється системною моделлю. Морфологічний опис будь-якої системи можна подати у такому вигляді:

$$S_M = \{ \sigma, V, \gamma, K \},$$

де $\sigma = \{ \sigma_i \}$ – множина елементів та їх властивостей (під елементами тут розуміють підсистеми, всередину яких морфологічний опис не проникає); $V = \{V_j\}$ – множина зв'язків; σ – структура; K – композиція.

У системі, елементи якої характеризуються різними коефіцієнтами енергоефективності, доцільно визначати середньозважені критерії. Це може забезпечити енергетичний аналіз – науковий напрям, що знаходиться на стику економіки, енергетики, евристики і технології та базується на розрахунку наскрізних сумарних витрат енергії в їх ієрархічній послідовності, термодинамічний та ексергетичний [18, 28–33]. Значно більші можливості забезпечення енергоефективності має комплексне застосування системного підходу та методу енергетичного аналізу [18, 28–33].

Основні принципи термодинамічного аналізу ґрунтуються на першому та другому законі термодинаміки. Це означає, що у будь-якому технічному процесі енергія не втрачається, але під час переходу деяких її видів з однієї форми в іншу неминуче погіршується її якість, що характеризується

технічною працездатністю, або ексергією, тобто максимальною кількістю корисної механічної роботи, що можна отримати під час використання цієї енергії. Таким чином, у будь-якому реальному процесі втрачається ексергія та пропорційно цим втратам зростає ентропія.

Витрати енергії – найбільша частина суспільних витрат. Їх можна достатньо точно виміряти фізичними методами. Через витрати енергії на конкретну технологію визначається її відносна вартість. Економія тільки 1% енергії адекватна економії 715 тис. т/рік умовного палива [18].

Термодинамічний аналіз показує, яким чином можна домогтися зниження енергетичних витрат, а отже, для доцільності оптимізації процесів, удосконалення існуючих та розробки нових технологій додатково необхідно проводити техніко-економічний аналіз.

Для пошуку оптимальної множини альтернатив (ресурсощадного обладнання) запобігання втратам палива від випаровування передусім необхідно оцінити можливість їх ефективної технічної реалізації, а потім – техніко-економічний ефект кожного заходу з урахуванням економічних та екологічних обмежень, що дозволить сформулювати множини енергоощадних, проранжованих насамперед заданими критеріями. Загальну ефективність використання моторних палив можна оцінити ККВ енергії, що є відношенням усієї кількості корисної енергії $E_{\text{кор}}$ до сумарної кількості використаної енергії $E_{\text{вик}}$ палива у перерахуванні на первинну:

$$\zeta_{\text{в.м.п.}} = \frac{E_{\text{кор}}}{E_{\text{вик}} / \zeta_{\text{пер}}},$$

де $\eta_{\text{пер}}$ – коефіцієнт перетворення моторного палива.

Коефіцієнт корисного використання моторного палива для конкретного підприємства системи нафтопродуктозабезпечення (нафтобази, складу ПММ тощо)

$$\text{ККВ} = \frac{W_{\text{випр}}}{W_{\text{м.п}}} = \frac{W_{\text{м.п}} - G_{\text{вип}}}{W_{\text{м.п}}} = 1 - \frac{G_{\text{вип}}}{W_{\text{м.п}}},$$

де $W_{\text{випр}}$ – кількість моторного палива конкретного виду, що фактично використало підприємство нафтопродуктозабезпечення за призначенням; $W_{\text{м.п}}$ – сумарна кількість моторного палива конкретного виду, яка надійшла до використання конкретним підприємством нафтопродуктозабезпечення; $G_{\text{вип}}$ – фактичні втрати від випаровування моторного палива конкретного виду за звітній період конкретного підприємства нафтопродуктозабезпечення.

У загальному вигляді аналіз технологічних процесів використання палив можна обґрунтовувати на підставі єдиного матеріально-енергетичного балансу. Енергосировинний ККД, що залежить від втрат вуглеводнів під час використання моторних палив і питомих витрат енергоресурсів, розглянутий у праці [34, 35], має вигляд

$$z_c = \frac{(E_{\text{м.п}} - E_{\text{втр}})}{E_{\text{м.п}} + E_{\text{с.е}}},$$

де $(E_{\text{м.п}} - E_{\text{втр}})$ – енергія фактично використаних моторних палив; $E_{\text{м.п}}$ – енергія моторних палив, що були продукovanі нафтопереробною промисловістю і потрібні для задоволення потреб галузей економіки; $E_{\text{с.е}}$ – сумарні енергозатрати на виконання технологічних операцій нафтопродуктозабезпечення (для спрощення розрахунків у аспекті втрат від випаровування цією складовою можна знехтувати).

На сучасних НПЗ енергосировинний ККД становить 90–91 % [18, 35].

У загальному випадку енергосировинний ККД являє собою безпосередню складову загальноекономічного ККВ енергії [35]. Проте єдиною мірою усіх сировинних і енергетичних витрат є сумарні втрати умовного палива.

Враховуючи зазначені аргументи і твердження, формулу розрахунку енергетичних втрат G_e у результаті випаровування моторних палив (в одиницях умовного палива, $Q_{у.п} = 29,3 \cdot 10^6$ Дж) можна подати у вигляді

$$G_e = \frac{W_{втр} Q_{м.п}^H}{Q_{у.п}},$$

де $W_{втр}$ – кількість моторних палив, що було втрачено внаслідок випаровування; $Q_{м.п}^H$ – нижча теплота згорання палива; $Q_{у.п}$ – теплота згорання умовного палива.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. У чому полягає проблема запобігання втратам вуглеводнів ?
2. Які причини втрат від «великих» і «малих дихань»?
3. Наведіть та охарактеризуйте класифікацію методів (способів) запобігання втрат від випаровування.
4. Які існують технології запобігання втратам. Яка їх ефективність?
5. Які існують наукові напрями зменшення втрат вуглеводнів?
6. Що дозволяє підвищити енергоефективність існуючих газопорівняльних систем?
7. Наведіть та охарактеризуйте причини втрат від випаровування.
8. Охарактеризуйте джерела виникнення втрат та їх класифікацію.
9. Охарактеризуйте ресурсощадний потенціал технологій запобігання втратам нафти та нафтопродуктів.
10. Що таке коефіцієнт герметичності ущільнювального затвора?
11. Що таке коефіцієнт збіжності технологічних операцій?

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Шевчук С.П. Енерго- та ресурсоощадні установки: конспект лекцій / С. П. Шевчук, О. М. Попович, О. В. Мейта. – Київ: НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2022. – 183 с.
2. Шевчук С.П. Енерго- та ресурсоефективні установки: практикум [для здобувачів ступеня бакалавра за спеціальністю 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»] / С. П. Шевчук, О. В. Мейта. – Київ: НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2022. – 59 с.
3. Шевчук С. П. Енерго- та ресурсоефективні установки: лабораторні роботи / С. П. Шевчук, А. В. Ворфоломеєв, М. П. Осадчук. – Київ: НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2022. – 57 с.
4. Шевчук С.П. Енерго- та ресурсоефективні установки. Дистанційний лабораторний практикум [Електронний ресурс] : навч. посіб. для здобувачів ступеня бакалавра за освітньою програмою «Інжиніринг автоматизованих електротехнічних комплексів» спеціальності 141 - Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад.: С. П. Шевчук, А. В. Ворфоломеєв, М. П. Осадчук. – Електронні текстові дані (1 файл: 595,71 Кбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. – 27 с.
5. Шевчук С.П. Енерго- та ресурсоефективні установки: лабораторний практикум / С.П. Шевчук, А.В. Ворфоломеєв, М.П. Осадчук. – Київ: НТУУ КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. – 106 с.
6. Попович О. М. Визначення та дослідження коефіцієнту потужності електромеханотронних систем з асинхронними двигунами / О. М. Попович // Технічна електродинаміка. – 2014. – № 4. – С. 111 – 113.
7. Попович О. М. Комплексне використання гідроенергоресурсів / О. М. Попович // Гідроенергетика України. – 2021. - № 3-4. – С. 53-60.

8. Popovych O. Complex design tools for improvement of electromechanical systems with induction motors / O. Popovych, I. Golovan // *Tekhnichna Elektrodynamika*. – 2022. – no. 2. – P. 52 – 59.
9. Попович О. Математична модель електромеханічної системи нафтовидобування для комплексного проектування / О. Попович, І. Головань, В. Сліденко, Л. Лістовщик, В. Поліщук, Р. Яшин // *Енергетика: економіка, технології, екологія*. – 2021. - № 3. – С. 78 – 87.
10. Popovych O. Means of Complex Design of the Electromechanical System of the Gravity Energy Storage of the WindPower Plant / O. Popovych, I. Golovan, S. Shevchuk, L. Listovshchuk // *2022 IEEE 8th International Conference on Energy Smart Systems (ESS)*. – K., 2022. – С. 149 – 152.
11. Електромеханічна система акумулювання гравітаційної енергії : пат. 152220 Україна : F03G 3/00 / О. М. Попович, Л. К. Лістовщик, П. П. Мирутенко, Б. А. Бушинський. - № u202202668 ; заявл. 25.07.2022; опубл. 04.01.2023, Бюл. № 1. – 3 с.
12. Попович О. М. Моделювання систем з сезонними тепловими акумуляторами відновлюваної енергетики / О. М. Попович // *Відновлювана енергетика*. – 2023. – № 3. – С. 115 – 126.
13. Розробка методів та засобів діагностування енергоефективності стаціонарних установок для створення системи енергоменеджменту гірничовидобувних підприємств : звіт про науково-дослідну роботу / [уклад.: В. П. Розен]. – Київ: НТУУ «КПІ ім Ігоря Сікорського», 2016. – 276 с.
14. Оптимізація електроспоживання шахтних стаціонарних установок із застосуванням засобів діагностування їх енергоефективності : звіт про науково-дослідну роботу / [уклад.: В. М. Чермалих]. – Київ: НТУУ «КПІ ім Ігоря Сікорського», 2014. – 314 с.
15. Ефективні конструктивно-технологічні рішення об'єктів транспортування нафти і нафтопродуктів у складних інженерно-геологічних умовах : монографія / [В.О. Онищенко та ін.]. – Полтава : ФОП Пусан А. Ф., 2018. – 258 с.

16. Мотор-насос трансформаторно-асинхронної системи для транспортування та нагрівання рідини : пат. 77357 Україна : H02K 17/00, H05B 6/10 / О. М. Попович, А. П. Вербовий, І. В. Головань. - № u201209396 ; заявл. 01.08.2012; опубл. 11.02.2013, Бюл. № 3. – 4 с.
17. Мотор-насос для нагрівання та транспортування рідини : пат. 141146 Україна : H02K 17/00, H05B 6/10 / О. М. Попович, В. І. Головань, Л. К. Лістовщик. - № u 201908859 ; заявл. 22.07.2019; опубл. 25.03.2020, Бюл. № 6. – 4 с.
18. Бойченко Сергій Валерійович. Раціональне використання вуглеводневих палив: монографія / С. В. Бойченко. – Київ: НАУ, 2001. – 216 с. – ISBN 966-598-104-8.
19. Хімотологія та інженерне забезпечення використання газу і паливно-мастильних матеріалів / С. В. Бойченко [та ін.] – К.: НАУ, 2014. – 276 с.
20. Іванов С. Технології запобігання природним втратам нафтових палив / С. Іванов, С. Бойченко, І. Григоренко // Питання хімії та хімічної технології. – 2001. – № 6. – С. 133–142.
21. Бойченко С. В. Хімотологічна модель системи нафтопродуктозабезпечення / С. В. Бойченко // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2003. – № 2. – С. 31–35.
22. Бойченко Сергій Валерійович. Вступ до хімотології палив та олив: навч. посіб.: у 2 ч. / С. В. Бойченко, В. Г. Спіркін. – Одеса: Астропринт, 2009. – 276 с.- ISBN 978-617-07-0322-4
23. Моторні палива: властивості та якість: підручник / [С. В. Бойченко та ін.]. – К. : «Центр учбової літератури», 2017. – 324 с.
24. Хімотологія: навч.-метод. посібник / С. В. Бойченко [та ін.]. – К.: Книжкове вид-во НАУ, 2006. – 156 с.
25. Бойченко С. В. Моніторинг використання палива для транспортних засобів / С. В. Бойченко // Проблеми загальної енергетики. – 2001. – № 5. – С. 49–51.

26. Бойченко С. В. Газ і мастильні матеріали: навч. посіб. / С. В. Бойченко С. В., В. Г. Моца, О. С. Тітова. – К.: НАУ, 2002. – 188 с.
27. Бойченко С. В. Газ і паливно-мастильні матеріали: навч.-метод. посібн. / С. В. Бойченко, Л. М. Черняк, Н. М. Кучма, О. С. Тітова. – К.: НАУ, 2006. –109 с.
28. Іванов С. Теплова модель процесу конденсації пари палива / С. Іванов, С. Бойченко // Доповіді НАН України. – 2002. – № 5. – С. 117–120.
29. Бойченко С. В. Математична модель технологічної системи рекуперації пари моторних палив / С. В. Бойченко // Автоматика, автоматизація, електротехнічні комплекси та системи. – 2003. – № 1. – С. 14–22.
30. Бойченко С. В. Апробація методик оцінки фактичних втрат палива від випаровування / С. В. Бойченко // Автоматика, автоматизація, електротехнічні комплекси та системи. – 2001. – № 2. – С. 98–100.
31. Бойченко С. Розробка програмного забезпечення для оцінки та прогнозування втрат палив від випаровування внаслідок малих та великих “дихань” резервуарів / С. Бойченко, І. Григоренко // Методи та прилади контролю якості. – 2001. – № 8. – С. 96–99.
32. Кутковецький Валентин Якович. Дослідження операцій: навчальний посібник / В. Я. Кутковецький. – Миколаїв: Вид-во МДГУ ім. П. Могили, 2003. – 260 с. – ISBN 966-8556-04-6.
33. Шидловський А. К. Паливно-енергетичний комплекс України на порозі третього тисячоліття / А. К. Шидловський, М. П. Ковалко, І. М. Вишневський. – К.: Укр. енциклопедичні знання, 2001. – 400 с.
34. Ковалко Михайло Петрович. Енергозбереження – пріоритетний напрямок державної політики України / М.П. Ковалко, С.П. Денисюк. – К.: УЕЗ, 1998. – 506 с. – ISBN 966-02-0525-2.
35. Степанов Андрій Валерійович. Ресурсозбереження у нафтохімічних виробництвах / А. В. Степанов, Н. І. Сульжик. – К.: Нора-прінт, 2000. – 340 с. – НБУВ: Л10-307 + Л10-420.7 + У9(4УКР)305.652.52-553.