

Центральноукраїнський національний технічний університет
Факультет будівництва та транспорту
Кафедра «Електротехнічні системи та енергетичний менеджмент»

“Допущено до захисту”
Зав. кафедрою ЕТС та ЕМ
к.т.н., професор
_____Петро ПЛЄШКОВ
“___” _____2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
на тему:
«Дослідження шляхів енергозбереження в насосних та
вентиляційних установках
Research of ways of energy saving in pumping and
ventilation installations»

Виконав здобувач вищої освіти
ІІ курсу магістратури, групи ЕНМ-21М
ОПП «Енергетичний менеджмент»
спеціальності 141 «Електроенергетика,
електротехніка та електромеханіка»
_____Богдан ГУДІЛІН
«___» _____2022 р.

Керівник роботи
к.т.н, доцент
_____Олександр СІРІКОВ
«___» _____2022 р.

Рецензент _____

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет будівництва та транспорту

Кафедра електротехнічних систем та енергетичного менеджменту

Рівень вищої освіти другий (магістерський)

Галузь знань 14 «Електрична інженерія»

Спеціальність

141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

Освітньо-професійна (освітньо-наукова) програма

Енергетичний менеджмент

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Завідувач кафедри

_____ Петро ПЛЕСКОВ

«_____» _____ 2022 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗА ДРУГИМ (МАГІСТЕРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ

Гуділіну Богдану Олеговичу

(прізвище, ім'я, по-батькові)

1. Тема роботи Дослідження шляхів енергозбереження в насосних та вентиляційних установках

Research of ways of energy saving in pumping and ventilation installations

2. Керівник роботи Сіріков Олександр Іванович, к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по-батькові, науковий ступінь, вчене звання)

3. Строк подання роботи до захисту 01.12.2022 р.

4. Мета та завдання кваліфікаційної роботи Метою роботи є підвищення енергетичної ефективності систем водопостачання та вентиляції повітря для промислових, житлових та адміністративних будівель шляхом застосування енергозберігаючих заходів та економічних способів регулювання продуктивності. Завдання роботи: насосні установки; вентиляційні установки; заходи економії електроенергії в насосних установках; заходи економії електроенергії в вентиляційних установках; економічна ефективність впровадження частотно-регульованих електроприводів; охорона праці.

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
<i>Охорона праці</i>	<i>к.т.н., доц. Савеленко І.В.</i>		
<i>Економічна частина</i>	<i>к.е.н., доц. Журило І.В.</i>		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	<i>Вступ</i>	<i>14.10.22</i>	
2	<i>Насосні установки</i>	<i>21.10.22</i>	
3	<i>Вентиляційні установки</i>	<i>28.10.22</i>	
4	<i>Заходи економії електроенергії в насосних установках</i>	<i>04.11.22</i>	
5	<i>Заходи економії електроенергії в вентиляційних установках</i>	<i>11.11.22</i>	
6	<i>Економічна ефективність впровадження частотно-регульованих електроприводів</i>	<i>18.11.22</i>	
7	<i>Охорона праці</i>	<i>25.11.22</i>	
8	<i>Висновки</i>	<i>29.11.22</i>	
9	<i>Література</i>	<i>30.11.22</i>	

Дата видачі завдання

«___» _____ 2022 р.

Підпис керівника

_____ Сіріков О.І.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийнято до виконання

«___» _____ 2022 р.

Підпис здобувача

_____ Гуділін Б.О.
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Гуділін Б.О. Дослідження шляхів енергозбереження в насосних та вентиляційних установках.

Кваліфікаційна робота за другим (магістерським) рівнем вищої освіти за спеціальністю 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка», освітньо-професійна програма «Енергетичний менеджмент», Центральноукраїнський національний технічний університет, Кропивницький, 2022.

Метою кваліфікаційної роботи є підвищення енергетичної ефективності систем водопостачання та вентиляції повітря для промислових, житлових та адміністративних будівель шляхом застосування енергозберігаючих заходів та економічних способів регулювання продуктивності.

Розглянуті заходи економії електроенергії в насосних установках, до яких входять заміна малопродуктивних насосів, забезпечення максимального завантаження, збільшення діаметра трубопроводу, заміна насосів відповідно до характеристик трубопроводів та інші. Приділено увагу економічним способам регулювання продуктивності насосних установок в системах водопостачання, а саме порівнянню частотно-регульованого електроприводу та дроселювання.

В роботі розглянуті сучасні типи вентиляторів, які використовуються в вентиляційних установках. Проаналізовані способи зміни продуктивності систем вентиляції та кондиціонування, механічні характеристики вентилятора при регулюванні дроселюванням, направляючим апаратом, швидкістю обертання при використанні частотно-регульованого електропривода.

Наведена методика аналітичного визначення складових енергобалансу систем вентиляції та кондиціонування, яка включає в себе визначення втрат в електродвигуні, передавальному механізмі, магістралях і вентиляторі.

Результати досліджень можуть бути використані при розробці заходів з енергозбереження в насосних і вентиляційних установках.

Ключові слова: насосна установка, вентиляційна система, регулювання продуктивності, частотно-регульований електропривод.

Gudilin B.O. Research of ways of energy saving in pumping and ventilation installations.

Qualification work for the second (master's) level of higher education in specialty 141 «Electrical power engineering, electrical engineering and electromechanics», educational and professional program «Energy management», Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, 2022.

The purpose of the qualification work is to increase the energy efficiency of water supply and air ventilation systems for industrial, residential and administrative buildings by applying energy-saving measures and economic methods of regulating productivity.

Considered measures to save electricity in pumping installations, which include replacing low-performance pumps, ensuring maximum loading, increasing the diameter of the pipeline, replacing pumps in accordance with the characteristics of the pipelines, and others. Attention is paid to economic methods of regulating the productivity of pumping units in water supply systems, namely, a comparison of frequency-regulated electric drive and throttling.

Modern types of fans used in ventilation installations are considered in the work. Methods of changing the performance of ventilation and air conditioning systems, mechanical characteristics of the fan when regulated by throttling, guiding device, speed of rotation when using a frequency-regulated electric drive are analyzed.

The method of analytical determination of the components of the energy balance of ventilation and air conditioning systems is presented, which includes the determination of losses in the electric motor, transmission mechanism, lines and fan.

Research results can be used in the development of energy saving measures in pumping and ventilation installations.

Key words: pump installation, ventilation system, productivity regulation, frequency-regulated electric drive.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
РОЗДІЛ 1 НАСОСНІ УСТАНОВКИ.....	10
1.1 Загальні відомості про насосні установки	10
1.2 Енергетичний баланс насосної установки.....	14
1.3 Загальні рекомендації, що до правильного вибору насосних установок.....	18
РОЗДІЛ 2 ВЕНТИЛЯЦІЙНІ УСТАНОВКИ.....	23
2.1 Призначення вентиляції	23
2.2 Вимоги до систем кондиціювання повітря приміщень	24
2.3 Енергетичний баланс вентиляційної установки	30
РОЗДІЛ 3 ЗАХОДИ ЕКОНОМІЇ ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЇ В НАСОСНИХ УСТАНОВКАХ	36
3.1 Методи та способи енергозбереження в насосних установках.....	36
3.2 Регулювання продуктивності насосних установок	38
3.3 Розрахунок економії електроенергії за рахунок зняття надлишкового тиску	44
РОЗДІЛ 4 ЗАХОДИ ЕКОНОМІЇ ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЇ В ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ УСТАНОВКАХ	48
4.1 Можливості енергозбереження для систем вентиляції та кондиціювання ...	48
4.2 Регулювання продуктивності вентиляторних установок	49
4.4 Методика визначення втрат в електродвигуні.....	55
4.5 Методика визначення втрат у передавальному механізмі	60
4.6 Методика визначення втрат у магістралях	62
4.7 Методика визначення втрат у вентиляторі	67
4.8 Оцінка ефективності впровадження частотно-регульованого електроприводу для вентиляторних установок.....	69

4.9 Оцінка ефективності заміни недовантаженого двигуна двигуном меншої потужності	74
4.10 Оцінка ефективності заміни вентиляторів старих типів сучасними	76
4.11 Оцінка ефективності застосування регулювання продуктивності за допомогою двошвидкісних двигунів	76
РОЗДІЛ 5 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВПРОВАДЖЕННЯ ЧАСТОТНО-РЕГУЛЬОВАНИХ ЕЛЕКТРОПРИВОДІВ.....	77
РОЗДІЛ 6 ОХОРОНА ПРАЦІ	84
6.1 Аналіз небезпек та шкідливих факторів, які виникають в навчальній лабораторії енергетичного аудиту	84
6.2 Розрахунок системи заземлення в приміщенні кабінету	86
ВИСНОВКИ.....	90
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	91

ВСТУП

Актуальність роботи. Насосні установки щорічно витрачають близько 300 млрд. кВт·год електроенергії, тобто приблизно 20% всієї електроенергії, що виробляється енергосистемами країни. На жаль, більшість насосних установок працює не найекономічнішим чином. Так, наприклад, в результаті застосування неекономічних способів регулювання режимів роботи насосів в системах водопостачання та водовідведення втрачається 5-15% споживаної електроенергії, а в деяких з них втрати досягають 20-25%. Широке поширення в цих системах економічних способів регулювання, заснованих на зміні частоти обертання робочих коліс насосів, дозволить зменшити споживання електроенергії на 14-15 млрд. кВт·год, тобто заощадити приблизно 1% електроенергії, що виробляється. Застосування сучасних способів регулювання насосів дозволяє також збільшити одиничну потужність насосних агрегатів і тим самим зменшити їх загальну кількість на насосних станціях. Крім того, застосування способів регулювання за рахунок стабілізації тиску зменшує виток і відповідно скорочує витрату води в системах водопостачання на 3-5%.

Вентиляторні установки застосовуються в багатьох галузях. Найбільш широко їх використовують для вентиляції, кондиціонування, аспірації, повітряного опалення, для тяги та дуття в котельнях, для провітрювання шахт і кар'єрів, а також для обслуговування інших найрізноманітніших технологічних процесів. Корисною роботою системи вентиляції залежно від її функціонального призначення, є подача, видалення, або подача й видалення повітря із приміщення. Для цього необхідно виконати роботу зі створення потоку повітря.

Сумарна встановлена потужність двигунів вентиляторів, компресорів, насосів складає близько 20% потужності всіх електростанцій; при цьому тільки вентилятори споживають близько 10% від всієї енергії. Отже, системи вентиляції та кондиціонування повітря є одними з найбільших споживачів електричної енергії як у промисловості, сільському господарстві так і у побуті. Тому підвищення економічності їх експлуатації має важливе господарське значення. На даний час ця проблема є однією з найбільш актуальних.

На сьогоднішній час існує велика кількість заходів енергозбереження в насосних та вентиляційних установках, але необхідне їх узагальнення та створення системного підходу до застосування.

Мета роботи і задачі дослідження. Метою кваліфікаційної роботи є підвищення енергетичної ефективності систем водопостачання та вентиляції повітря для промислових, житлових та адміністративних будівель шляхом застосування енергозберігаючих заходів та економічних способів регулювання продуктивності.

Для досягнення вказаної мети потрібно розв'язати наступні задачі:

1. Розглянути методи економії електроенергії в насосних установках.
2. Розглянути методи економії електроенергії в вентиляційних установках.
3. Проаналізувати способи регулювання продуктивності насосних і вентиляційних установок в системах водопостачання та кондиціонування житлових будинків і промислових споруд.

Об'єкт дослідження перекачування рідини насосними установками та вентиляція повітря.

Предмет дослідження енергозберігаючі заходи та способи регулювання продуктивності в насосних і вентиляційних установках, способи підвищення енергетичної ефективності насосних і вентиляційних систем.

Методи досліджень базуються на використанні: математичного моделювання роботи насосних і вентиляційних установок, аналіз втрат електричної потужності в них.

Основні практичні результати, їх значення.

1. Підвищення енергетичної ефективності систем водопостачання та вентиляції, шляхом застосування енергозберігаючих заходів та економічних способів регулювання продуктивності.

2. Наведена методика аналітичного та експериментального визначення складових енергобалансу вентиляційних установок, яка включає в себе визначення втрат в електродвигуні, передавальному механізмі, магістралях і вентиляторі.

РОЗДІЛ 1

НАСОСНІ УСТАНОВКИ

1.1 Загальні відомості про насосні установки

Насосні установки поділяються на водопровідні, каналізаційні, теплофікаційні та ін. Водопровідні насосні станції поділяють на станції I та II підйому, а також підвищувальні.

Водопровідні насосні станції I підйому забирає воду з джерела водопостачання та подає її на очисні споруди. Далі оброблена вода самотією потрапляє в резервуари чистої води.

Водопровідні насосні станції II підйому подає воду з резервуару чистої води по водоводах, магістралях в розподільну мережу трубопроводів, звідки вона надходить споживачеві. Якщо розвивається тиск недостатній для підйому води на необхідну висоту, споруджуються підвищувальні насосні станції (станції підкачки), які здійснюють забір води, як з проміжних резервуарів, так і безпосередньо з мережі. В останньому випадку станції працюють за схемою «з труби в трубу». Водопровідні насосні станції підрозділяються також на водопровідні насосні станції технічної та питної води. Конструкція їх схожа, але режими їх роботи відрізняються один від одного. Режим роботи водопровідної насосної станції технічної води визначається виробничим циклом підприємства, а питної води - ритмом життя населення.

Каналізаційні насосні станції призначені для перекачування стічних вод до місць очищення. Стічні води з самотією каналізаційної мережі надходять в приймальний резервуар каналізаційної насосної станції, звідки подається насосами в напірні водоводи, а з них через камери гасіння потрапляють в самотієві колектори. З самотієвих колекторів інші більші каналізаційні насосні станції знову подають стоки в напірні колектори більшого перетину. Таким чином, через кілька ступенів перекачування стоки потрапляють до очисних споруд (станції аерації і т. п.).

Теплофікаційні насосні станції призначені для подачі гарячої води в системи опалення та гарячого водопостачання. Джерелами гарячої води є центральні котельні і теплоелектроцентралі, на яких встановлюються мережеві насоси, з їх допомогою вода пропускається через водонагрівачі (бойлери), де вона нагрівається паром, що надходять з теплофікаційних відборів турбін, і далі через трубопровідну мережу до теплових пунктів споживачів. Віддавши своє тепло через теплообмінні апарати, охолоджена вода по зворотній лінії повертається на всмоктуючий колектор мережних насосів.

Насосні установки теплових електростанцій виконують різноманітні функції в технологічному процесі вироблення електричної і теплової енергії: живильні – подають воду в котельні агрегати, конденсаційні – перекачують конденсат, циркуляційні – забезпечують постійну циркуляцію охолоджуючої води через конденсатор і охолоджуючі пристрої (градирні, бризкальні басейни). Насосні станції комплектуються одним або декількома насосними агрегатами, кількість яких коливається в широких межах: від 1 до 20. Якщо до складу насосної установки входять кілька агрегатів, напірні і усмоктувальні лінії насосів зв'язуються між собою напірними та усмоктувальними колекторами. До напірних колекторів приєднуються напірні водоводи, а до тих, що всмоктують - всмоктувальні водоводи. При наявності прийомних резервуарів всмоктувальні колектори можуть не передбачатися, а всмоктувальні лінії насосів з'єднуються безпосередньо з резервуаром. На сучасних насосних установках найбільшого поширення набули лопатеві насоси (відцентрові і осьові).

Однією з важливих характеристик насоса є залежність його напору від подачі $H = f(Q)$. Вона називається характеристикою Q-H або напірно-видатковою. Робочі параметри відцентрових насосів можуть змінюватися у відносно широких межах. Збільшення подачі тягне за собою зменшення напору, а зменшення подачі збільшує напір.

Для приводу насосів використовуються переважно асинхронні короткозамкнені і синхронні двигуни змінного струму. Іноді використовуються асинхронні електродвигуни з фазним ротором.

Електродвигуни потужністю до 400 кВт, зазвичай, виконуються на напругу 380-660 В, а вище цієї потужності - на 6-10 кВ.

Режими роботи насосних установок промислових підприємств визначаються, головним чином, технологічним процесом підприємства. Існують режими водоспоживання та перекачування, аналогічні режимам роботи міських водопровідних та каналізаційних насосних станцій. Насосні установки промислових підприємств можуть працювати і з явно вираженим нічним і денним режимом водоспоживання.

Режими роботи теплофікаційних насосних установок і систем оборотного водопостачання істотно залежать від температури зовнішнього повітря, а, отже, і від пори року, клімату та подачі.

Подача насосних установок, що працюють безпосередньо в мережу без проміжних ємностей, повинна бути в кожен момент часу дорівнює водоспоживанню (при відсутності витоків і непродуктивних витрат). Насправді в будь-якій системі подачі води є витoki і непродуктивні витрати, які сягають 15-20% від загальної подачі. Отже, подача насосної установки повинна бути дещо більше водоспоживання.

Режим роботи насосної установки, що подає воду споживачу через акумулюючі ємності (резервуар, водонапірну башту і т. п.), характерна тим, що в окремі періоди часу подача насосної установки відрізняється від водоспоживання. Якщо подача більше водоспоживання, рівень води в резервуарі піднімається, якщо менше, рівень падає. У разі рівності подачі і водоспоживання рівень в резервуарі стабілізується на одній позначці. У цьому випадку, водоспоживання і подача насосної установки здійснюється включенням агрегату при зниженні рівня води до заданого нижнього значення і відключенням при досягненні заданого верхнього значення. Потім цикл повторюється.

Якщо насосна установка складається з декількох агрегатів, її режим роботи відрізняється тим, що задається кілька верхніх і нижніх рівнів, при досягненні яких змінюється кількість працюючих агрегатів.

Зі збільшенням водоспоживання частота включень агрегатів збільшується, тривалість пауз зменшується, оскільки при збільшенні водоспоживання швидше витрачається об'єм рідини в резервуарі. При цьому рівень рідини швидше досягає нижнього положення, і внаслідок цього частіше відбувається включення додаткових насосів.

Режим роботи насосних установок при відкачці рідини з прийомних резервуарів, наприклад, каналізаційних насосних станцій, аналогічний попередньому, з тією відмінністю, що агрегати включаються в роботу при наповненні резервуарів до верхніх рівнів, а відключаються при спорожненні до нижніх.

Навмисна зміна подачі і напору насосів у відповідності із змінним режимом роботи системи називається регулюванням. Відцентрові насоси регулюються зміною ступеня відкриття засувки (затвора) на напірній лінії або зміною частоти обертання робочих коліс. Збільшуючи ступінь відкриття затвора, зменшують крутизну характеристики трубопроводу. Внаслідок цього подача збільшується, напір, що розвивається насосом, зменшується, а напір у трубопроводі за затвором зростає. Цей спосіб регулювання, іменований дроселюванням, вважається неекономічним, оскільки на подолання додаткового гідравлічного опору в затворі потрібні додаткові витрати енергії.

Більш економічним способом регулювання є зміна частоти обертання насосів. Зменшуючи частоту обертання, переміщують характеристику насоса вниз. При цьому робоча точка переміщується, а подача зменшується. Одночасно зменшується напір в мережі і напір, що розвивається насосом. Збільшення частоти обертання збільшує подачу і напір насоса, а також напір у мережі. Цей спосіб регулювання більш економічний, але вимагає застосування регульованого електроприводу.

Контроль режиму роботи насосної установки здійснюється за допомогою вимірювальних пристроїв: манометрів, рівнемірів, витратомірів, амперметрів і т. д. Зміна режиму роботи насосної установки впливає на режим роботи окремих

насосних агрегатів, з яких складається установка. Аналіз режиму роботи насосних установок виконується з використанням характеристик насосів та трубопроводів.

Насос працює найбільш економічно, якщо його подача і напір відповідають максимальному значенню ККД. Разом з тим допускається деяке відхилення робочих параметрів цих насосів від значень, вказаних в каталогах. Однак вони при цьому не повинні виходити за межі рекомендованих подач насоса. За цими межами насоси працюють з низькими значеннями ККД, при цьому можливе перевантаження насосного агрегату, а також існує небезпека виникнення кавітації та помпажу.

Порушення суцільності потоку рідини, супроводжуване утворенням бульбашок, заповнених парами рідини, газами та їх сумішшю, називається кавітацією. Явище кавітації супроводжується додатковими втратами енергії і руйнуванням поверхонь робочого колеса і корпусу насоса.

В насосах, що володіють лабільними (нестійкими) напірно-видатковими характеристиками можливе виникнення явища, званого помпаж. Робота насоса в режимах помпажу і кавітації неприпустимі.

1.2 Енергетичний баланс насосної установки

Корисною роботою, що виконується насосною установкою в залежності від її призначення є видалення, подача, або видалення та подача води з ємності. При цьому енергія витрачається на створення потоку води.

Загальна схема насосної установки наведена на рис. 1.1 [1].



Рис. 1.1. Загальна енергетична схема насосної установки [1].

Корисна потужність, що витрачається на виконання роботи насосною установкою для перекачування рідини визначається за формулою:

$$P_{гидродин} = QH ,$$

де H – повний тиск або напір, що створюється насосною установкою, є різницю повних тисків потоку рідини на виході і на вході, м; Q – продуктивність або витрата, це кількість рідини, що надходить в насосну установку за одиницю часу, м³/с.

Необхідний для руху води потік на виході з насосної установки створюється завдяки перетворенню механічної енергії руху в гідродинамічну енергію за допомогою насосу.

Механічна потужність, що забезпечує обертання валу насосу, визначається за формулою [1]:

$$P_{мех} = M \cdot \omega ,$$

де M – механічний момент на валу насосу, Н·м; ω – кутова частота обертання валу насосу, с⁻¹.

Як правило, необхідний момент на валу насосу створюється за допомогою електродвигуна, який перетворює електричну потужність в механічну.

Електрична потужність, що споживається мережі електричним двигуном насосу визначається за формулою:

$$P_{ел} = \sqrt{3}UI \cos \varphi$$

де U – лінійна напруга живлення електродвигуна, В; I – струм, що споживається з електричної мережі двигуном насосу, А; $\cos \varphi$ – коефіцієнт потужності електродвигуна.

При перетворенні різних видів енергії в насосній установці виникають неминучі втрати. Величина, що характеризує споживання потужності, що надходить до насосної установки та тієї, що корисно витрачається, називається ККД та визначається за формулою:

$$\eta = \frac{P_{\text{кор}}}{P_{\Sigma}},$$

де $P_{\text{кор}}$ – потужність, що витрачається на виконання корисної роботи (утворення гідродинамічної енергії); P_{Σ} – сумарна спожита потужність (це, як правило, потужність, що споживається з електричної мережі двигуном насосу).

Середнє значення, питомої витрати електричної енергії в комунальних водопроводах складає 0,65 кВт·год на 1 м³ поданої води. Де $\approx 80\%$ електроенергії витрачається саме насосними станціями. Зрозуміло, що підвищення поверховості будинків, збільшення віддаленості джерела водопостачання від споживачів призводить до збільшення питомої витрати електроенергії.

Режим споживання води характеризується графіками водоспоживання – добовими, тижневими і т.п. (рис. 1.2). Відповідно, режим роботи насосної установки суттєво залежить від їх зміни. Режим водоспоживання, як правило, обумовлюється багатьма незалежними та випадковими причинами: погодними умовами, режимом роботи підприємств та організацій міста, культурно-масовими заходами, святами і т.п.

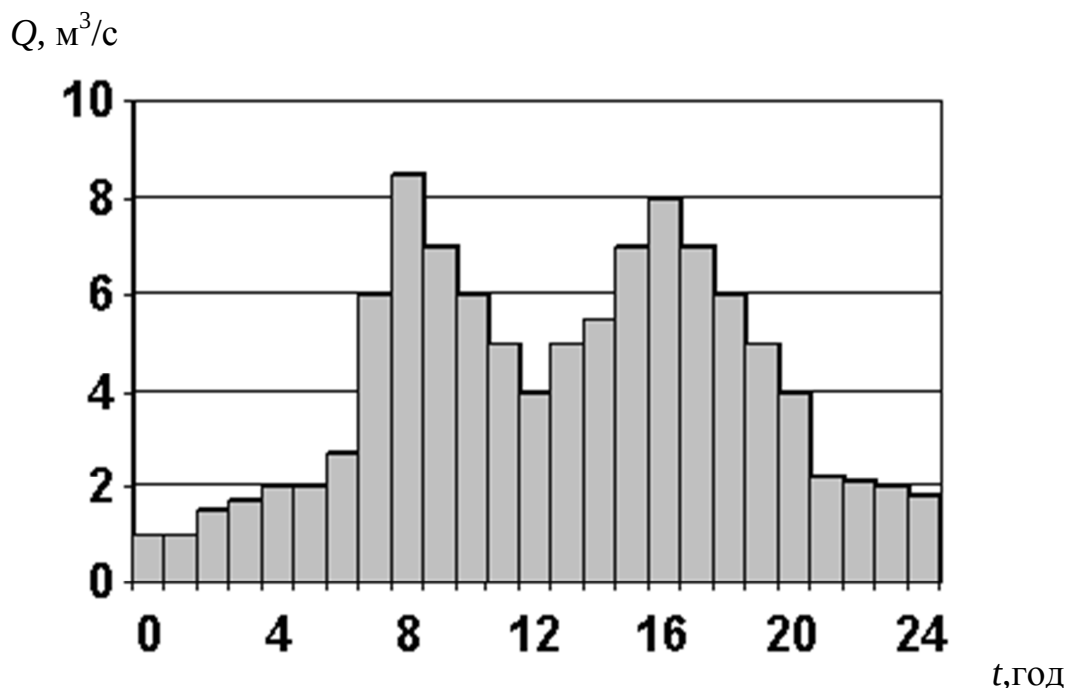


Рис. 1.2. Характерний добовий графік водоспоживання населенням

При стабільному споживанні води насосні установки працюють з постійною подачею та тиском (напором), що пов'язані між собою відомим співвідношенням

$$H = p / \rho g ,$$

де H – напір, що створюється рідиною, м; p – тиск насоса, Па; ρ – густина рідини, що перекачується насосом, кг/м^3 ; g – прискорення вільного падіння, $\text{м}^2/\text{с}$.

Зі збільшенням водоспоживання необхідно збільшувати і подачу. При цьому збільшуються втрати тиску в трубопроводах, які потрібно компенсувати шляхом збільшення тиску, що розвиває насосна установка. Приведення у відповідність споживання та подачі води найчастіше здійснюється зміною кількості працюючих насосних установок або відкриттям/закриттям засувки напірних ліній насосів та насосних установок.

Енергетична діаграма насосної установки наведена на рис. 1.3.

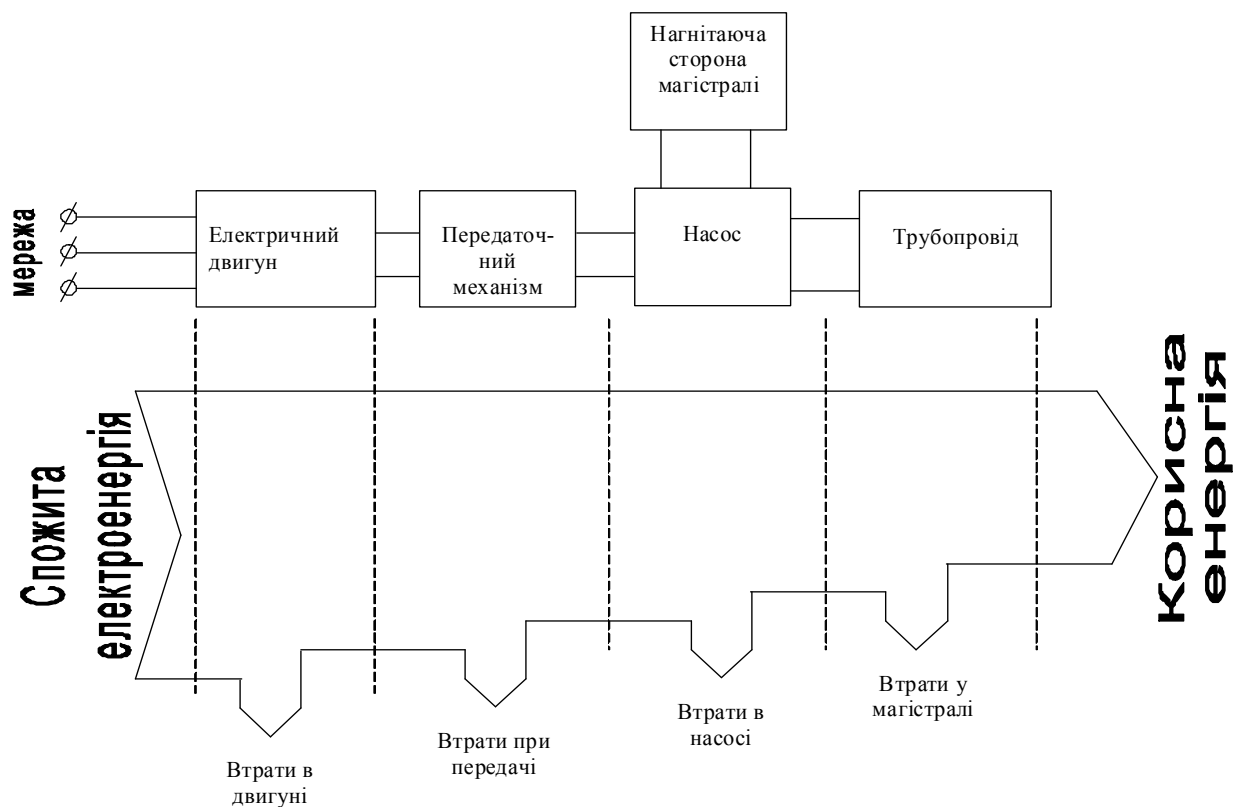


Рис. 1.3. Енергетична діаграма (баланс) насосної установки [1]

Енергетична діаграма показує, що рівняння енергетичного балансу буде мати наступний вигляд:

$$P_{СП} = \Delta P_{Д} + \Delta P_{пер} + \Delta P_{н} + \Delta P_{маг} + P_{кор},$$

де $P_{СП}$ – потужність, що споживається з електричної мережі; $P_{кор}$ – потужність, що витрачається на виконання корисної роботи; $\Delta P_{Д}$ – втрати активної потужності в електродвигуні при перетворенні електричної енергії в механічну; $\Delta P_{пер}$ – механічні втрати потужності в передавальному механізмі від двигуна до насосу; $\Delta P_{н}$ – втрати механічної потужності в насосі при створенні гідродинамічної енергії; $\Delta P_{маг}$ – втрати потужності в трубопроводах.

1.3 Загальні рекомендації, що до правильного вибору насосних установок

Режим роботи насосної установки тісно пов'язаний з режимом роботи системи транспортування рідини в цілому. Однією з основних причин неекономічної роботи насосної установки є невідповідність робочих параметрів насоса (напір, подача) та режиму роботи системи. У деяких умовах можуть виникнути не тільки неекономічні, але навіть небезпечні для насосів і системи трубопроводів режими роботи. Для забезпечення економічних і безпечних режимів роботи насосних установок насамперед необхідно правильно вибрати склад насосного обладнання, визначити найбільш економічне поєднання різнотипних насосів, усунути невідповідність параметрів насосної установки та мережі за рахунок підбору робочих коліс різного розміру або частоти їх обертання.

На вибір насосів впливають різноманітні фактори: призначення насоса, схема насосної установки, режим припливу і споживання рідини, гідравлічні параметри системи, властивості рідини, що перекачується, умов обслуговування насосних агрегатів та ін.

Як правило, насос повинен використовуватися в тих умовах роботи, на які він розрахований, тобто повинен перекачувати ті рідини, для яких він призначений. В іншому випадку насоси працюють в неекономічному режимі і передчасно виходять з ладу. У зв'язку з тим, що номенклатура насосів, що виготовляються промисловістю, обмежена, доводиться застосовувати насоси не за прямим призначенням.

У тих випадках, коли насоси, що перекачують рідини, які відрізняються за своїми фізико-хімічними властивостями від розрахункових, слід приймати спеціальні заходи, що забезпечують прийнятні умови їх експлуатації. Наприклад, при використанні водяних насосів для перекачування забруднених рідин потрібно обмежити потрапляння в насос сторонніх включень, збільшити зазори в проточній частині насосів шляхом обточування робочих коліс. Рекомендується реконструкція сальникових ущільнень і підшипникових вузлів, що передбачає подачу в ці вузли чистої води з технічного водопроводу для охолодження підшипників і для створення гідравлічних затворів в сальникових ущільненнях. Необхідні також організаційно-технічні заходи: збільшення кількості оглядів, перевірок, ревізій та профілактичних ремонтів. Доцільно скоротити тривалість ремонтного циклу, щоб забезпечити своєчасну заміну і відновлення зношених деталей і вузлів. Однак ці заходи не завжди дають бажаний результат, тому більш доцільно застосовувати, якщо можливо, близькі за своїм призначенням насоси. Наприклад, для перекачування стічних вод можна використовувати ґрунтові або інші подібні насоси.

Одним з важливих вимог є використання насосів у режимах, відповідних їх номінальним параметрам. Відхилення робочих параметрів насоса від номінальних тягне за собою зниження ККД і, як наслідок, перевитрату електроенергії, це не означає, що насоси можуть працювати тільки в одній жорстко фіксованій робочій точці. Допускається деяке відхилення робочих параметрів від значень, зазначених у каталогах, але при цьому вони не повинні виходити за межі робочої зони насоса. Використання насосів за межами робочої зони значною мірою погіршує їх ККД і в ряді випадків пов'язане з переходом насосів в неприпустимий режим

роботи. При зменшенні подачі може виникнути помпаж, а при збільшенні - кавітація.

При виборі насосу необхідно враховувати можливі зміни в гідравлічній схемі насосної установки, оскільки від цього можуть змінюватися умови роботи насосних агрегатів. Наприклад, при паралельному з'єднанні насосів зміна кількості працюючих насосів або режиму роботи одного з них (зміна частоти обертання або ступеня дроселювання) тягне за собою зміну навантаження інших. За певних умов ці зміни можуть призвести до неекономічних чи недопустимих умов роботи насосних агрегатів.

Паралельна робота декількох трубопроводів знижує загальний гідравлічний опір системи і тягне за собою збільшення подачі насосів, а послідовна підвищує опір, тягне за собою збільшення напору і знижує подачу. Внаслідок цього вибір типу і марки насосів повинен відповідати можливим змінам у гідравлічній схемі насосної установки та системи в цілому.

На вибір насосів впливають також коливання рівня або тиску на вході в насоси. Особливу увагу має бути звернено на забезпечення безкавітаційного режиму роботи насосів. Для цього необхідно, щоб тиск на вході в насос був більше критичного, в якості якого приймається тиск насичених парів рідини, що перекачується.

У тих випадках, коли насос використовується як підвищувальний (бустерний), можливе зниження тиску на його вхідній лінії через надмірний відбір рідини з мережі низького тиску або через недостатній перетин всмоктувальних ліній. Необхідно контролювати тиск на всмоктувальних лініях насосів так само, як і рівень в прийомних резервуарах насосних станцій.

Вирішальний вплив на режим роботи насосу надають гідравлічні параметри системи. Спільна робота насосної установки і мережі трубопроводів можлива в тому випадку, якщо подача насоса дорівнює витраті в мережі, а створюваний насосами напір дорівнює втратам напору в системі і статичної висоті підйому рідини. Невідповідність параметрів насосної установки і системи трубопроводів, вибір насосів з "запасом" по напору і витраті без прийняття

спеціальних заходів ведуть до появи режимів перевантаження, явищ кавітації, помпажа та ін.

У разі невідповідності розрахункових і реальних параметрів створюється такий режим роботи, при якому або не забезпечується необхідна подача рідини споживачеві, або подача здійснюється з підвищеним енергоспоживанням. Існують різні способи приведення у відповідність реальних і розрахункових режимів роботи насосних установок.

При виборі насосів повинні враховуватися також властивості рідини, що перекачується, та насамперед її в'язкість. В'язкість може змінюватися як при зміні температури навколишнього середовища, так і під впливом енергії, що надається рідини насосом.

Відцентрові насоси, які стосуються класу динамічних насосів, призначені для перекачування малов'язких рідин. У деяких випадках вони використовуються для перекачування рідин, в'язких при нормальних температурах і малов'язких при підвищених.

У процесі експлуатації одні й ті ж насоси можуть використовуватися для перекачування рідин різної в'язкості, наприклад нафтопродуктів. При зміні в'язкості перекачується рідини виникає необхідність у зміні режиму роботи насосного агрегату.

При виборі насоса необхідно враховувати можливість попадання газоподібних включень у рідину, що перекачується. Наприклад, попадання повітря у воду змінює вид напірних характеристик насоса, їхні контури стають більш крутими. При цьому зменшується подача і створюваний насосом напір.

При дуже великому вмісті повітря у воді (більше 5%) застосування звичайних відцентрових насосів неприпустимо. Для перекачування водоповітряних сумішей повинні застосовуватися спеціальні типи насосів (водокільцеві і т.п.).

При виборі типу насосного агрегату необхідно також враховувати умови його обслуговування, у тому числі тип приміщення (закриті або відкриті), періодичність роботи насоса, вид приводу, спосіб регулювання, кваліфікацію

персоналу, кількість і тип наявних на об'єкті насосів, технічні характеристики вантажопідйомних механізмів, наявність ремонтної бази та ін.

У будь-якому випадку вибір насосних агрегатів крім технічних розрахунків повинен супроводжуватися економічними розрахунками, що забезпечують мінімізацію зведених витрат.

Особливу увагу слід приділяти обґрунтуванню можливості спільної роботи різнотипних насосів у всьому діапазоні змін режимів роботи насосної установки. При паралельній роботі насосних агрегатів потрібно збереження зразкової рівності номінальних напорів в робочій зоні характеристики, а при послідовній - рівність подачі. При цьому слід мати на увазі, що не завжди насоси, що працюють паралельно при максимальних подачах, зможуть працювати разом при мінімальних і навпаки.

З цих причин при виборі насосів необхідно аналізувати спільний режим роботи насосів і трубопроводів з визначенням робочих параметрів насосної установки в цілому і кожного з агрегатів окремо. У ході аналізу необхідно враховувати можливі режими роботи установки у всьому діапазоні зміни подач (від максимального до мінімального значення) з урахуванням коливань рівня рідини в прийомних і напірних резервуарах, а також зміни тиску на вході і виході з насосних установок.

РОЗДІЛ 2

ВЕНТИЛЯЦІЙНІ УСТАНОВКИ

2.1 Призначення вентиляції

Повітря, що знаходиться в приміщенні змінює свій склад, вологість і температуру під дією різноманітних чинників: зміни параметрів зовнішнього повітря, виділення тепла, вологи, пилу і шкідливих газів від людей і технологічного устаткування. У результаті впливу цих факторів, повітря в приміщенні може стати несприятливим для самопочуття людей, може виникати відчуття слабкості, сонливості або перешкоджати нормальному протіканню технологічного процесу. Крім цього, через підвищення вологості повітря, часто псуються стіни (грибок), меблі, дерев'яна підлога. Якщо ж говорити про фізіологічний вплив на людину навколишнього повітря, то слід сказати, що людина на добу споживає близько 15 кг повітря. Що це за повітря, яка його якість, чистота, багато в чому залежить від правильної вентиляції.

В виробничих умовах система вентиляції виконують ще більш важливішу роль, впливаючи як на працівників, так і на вироби.

Для того щоб уникнути погіршення якості внутрішнього повітря, необхідно виконувати повітрообмін, тобто проводити заміну повітря в приміщенні. При цьому з приміщення видаляється забруднене повітря і подається більш чисте повітря. Таким чином, основне завдання вентиляції є забезпечення повітрообміну в приміщенні для підтримки оптимальних параметрів внутрішнього повітря.

Вентиляція приміщень, як правило, забезпечується спеціальними інженерними системами, які називаються системами вентиляції. До того ж використання різних технічних пристроїв для забезпечення нормального функціонування вентиляції необхідне виконання деяких технічних та організаційних заходів. Потрібно відзначити, що вентиляція має забезпечувати розрахунковий повітрообмін. Не слід плутати вентиляцію з провітрюванням, що є неорганізованим повітрообміном.

Системи вентиляції, як правило, мають засоби для очищування повітря від пилу, бактерій і запаху; підігрів, зволоження і осушення його; переміщення, розподілення і автоматичного регулювання температури повітря, його відносної вологості, а іноді також і засобами регулювання газового складу повітря.

2.2 Вимоги до систем кондиціювання повітря приміщень

Санітарно-гігієнічні вимоги регламентують метеорологічні умови або мікроклімат в середині приміщенні, що обслуговується.

Показники, що характеризують мікроклімат наступні:

- відносна вологість повітря;
- температура повітря;
- швидкість руху повітря в приміщенні.

Класифікація вимог, що пред'являються до систем кондиціювання і вентиляції різних груп та типів приміщень, наведена на рис. 2.1.

Нижче розглянемо більш докладно санітарно-гігієнічні, будівельно-монтажні, архітектурні та експлуатаційні вимоги.



Рис. 2.1. Класифікація вимог, що пред'являються до систем кондиціювання і вентиляції.

Самопочуття людини в приміщенні залежить від багатьох об'єктивних і суб'єктивних факторів, основними з яких є умови тепло- і волого обміну. Такі умови, у свою чергу, залежать від індивідуальних особливостей організму, стану здоров'я, нервового напруження, категорії виконуваної роботи, типу і матеріалу

одягу; температури, вологості і швидкості руху навколишнього повітря; відстані від тіла людини до поверхонь, випромінюючих або поглинаючих тепло, їх розмірів і температури.

Таблиця 2.1. Мінімальні витрати зовнішнього повітря для приміщень

Приміщення (ділянки, зони)	Приміщення				Приточні системи
	з природним прівітрюванням	Без природного прівітрювання			
		Витрата повітря			
		на 1 люд., м³/год.	на 1 люд., м³/год.	обмін/год.	
Промислові	30*; 20**	60	1	—	Без рециркуляції або з рециркуляцією при кратності 10 обмінів/год. і більше
	—	60 90 120	—	20 15 10	З рециркуляцією при кратності менше 10 обмінів/год.
Громадські і адміністративно- побутові	По вимогам СНіП	60;20** *	—	—	—
Житлові	3 м³/год. на 1м² приміщень	—	—	—	—

* При об'ємі приміщення (ділянки, зони) на 1 люд. менше 20 м³.

** При об'ємі приміщення (ділянки, зони) на 1 люд. 20 м³ і більше.

*** Для глядацьких залів, залів нарад і інших приміщень, в яких люди знаходяться до 3 годин.

Мають значення також психологічний стан людини, її звички, стать і вік, тривалість періоду акліматизації після входу в приміщення; перепад температур між зовнішнім і внутрішнім повітрям в теплу пору року; наявність неприємних чи приємних запахів; рівень шуму і інтенсивність штучного і природного освітлення; колір огорож і предметів навколишнього оточення (технологічного обладнання,

меблів, штор і т.д.). Не всіма з перерахованих факторів можна керувати, проте багато з них можуть відбиватися на оцінці ефективності роботи систем кондиціювання повітря та вентиляції.

Нормативними документами встановлено оптимальні та допустимі параметри повітря (температура, відносна вологість і швидкість руху повітря в робочій зоні) залежно від категорії і тяжкості робіт та періоду року. Класифікація метеорологічних параметрів наведена на рис. 2.2.

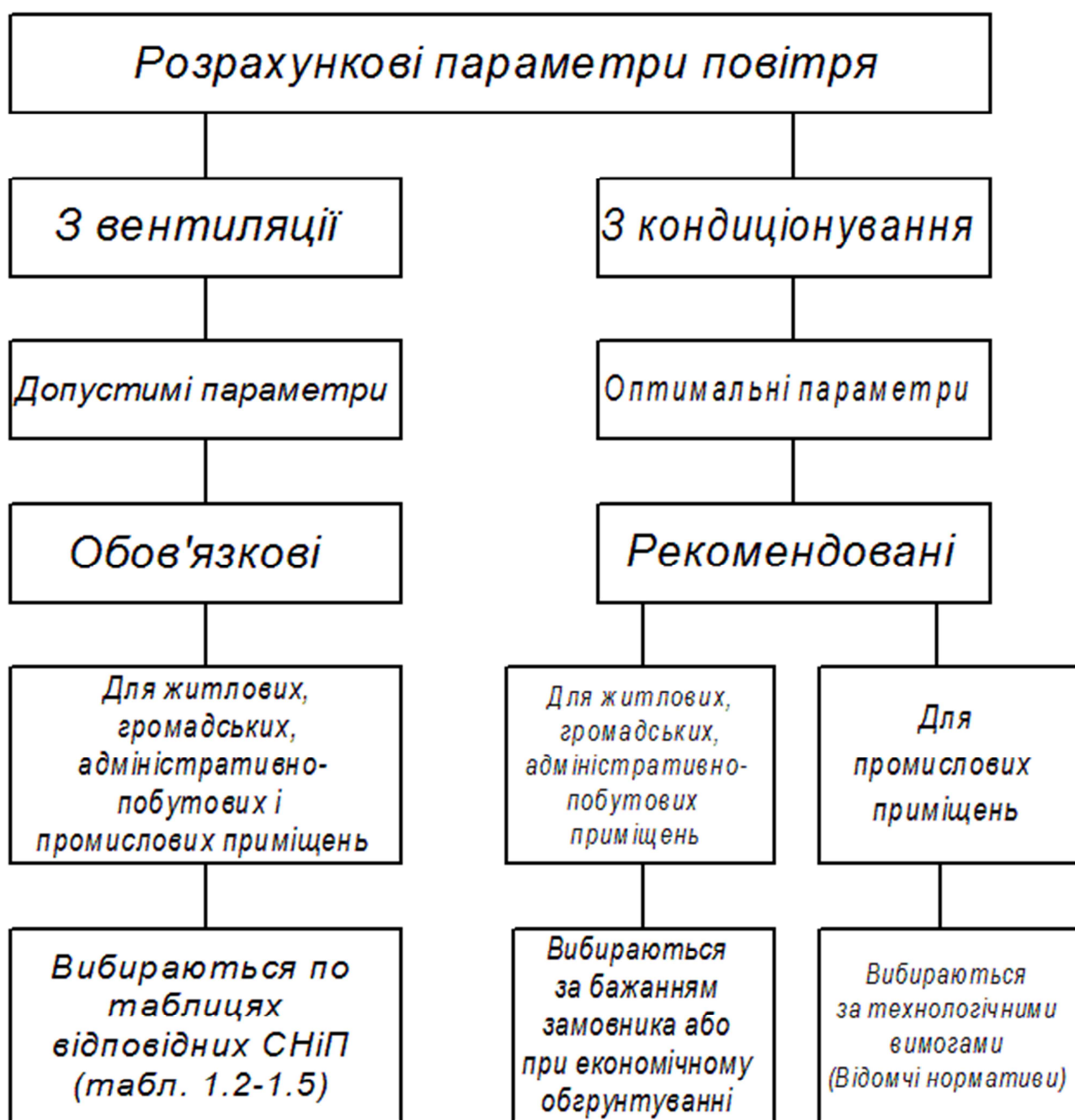


Рис. 2.2. Класифікація метеорологічних параметрів.

Оптимальними вважаються поєднання параметрів, які, наприклад, при систематичному впливі на людину забезпечують збереження нормального і функціонального теплового стану організму без напруги реакцій терморегуляції, відчуття теплового комфорту і передумови для високого рівня працездатності.

Допустимі (обов'язкові) величини параметрів мікроклімату встановлюються у випадках, коли за технологічними вимогами або технічних і економічних причин не забезпечуються оптимальні норми.

Допустимими вважаються такі поєднання параметрів повітря, які при тривалому і систематичному впливі на людину можуть викликати короточасні і швидко нормалізуються зміни функціонального і теплового стану організму, що не виходять за межі фізіологічних можливостей людини. При цьому не виникає порушень стану здоров'я, але можуть спостерігатися дискомфортні тепло відчуття, погіршення самопочуття і зниження працездатності.

Оптимальні параметри внутрішнього повітря на промисловому підприємстві встановлюють виходячи з положення, що якщо кількість і якість продукції залежить від дотримання точного режиму технологічного процесу, а не від інтенсивності праці працюючих, то визначальними є вимоги технологічного процесу. Якщо ж на випуск продукції впливає інтенсивність праці, то регламентуються комфортні умови для працюючих в цеху людей.

При проектуванні систем вентиляції розрахункові параметри повітря слід приймати:

- в обслуговуваній зоні житлових, громадських та адміністративно-побутових приміщень по СНіП 2.04.05-91;
- на постійних і непостійних робочих місцях виробничих приміщень (крім приміщень, для яких метеорологічні умови встановлені іншими нормативними документами) по СНіП 2.04.05-91

При визначенні температури для теплового періоду року в приміщеннях з надлишком тепла вибирають максимальну з допустимих температур по СНіП, а при відсутності надлишків тепла - економічно доцільну в межах допустимих температур.

Таблиця 2.2. Розрахункові параметри повітря і кратність повітрообміну в приміщеннях житлових будинків

Приміщення	Розрахункова температура повітря в холодний період року, °С	Кратність повітрообміну або кількість повітря, що видаляється з приміщення	
		Приплив	Витяжка
Житлова кімната квартир або гуртожитків	18 (20)	–	3 м ³ /год на 1 м ² житлових приміщень
Кухня квартири і гуртожитки з електроплитами	18	–	Не менш 60 м ³ /год
з газовими плитами			Не менш 60 м ³ /год при 2-конфорочних плитах
			Не менш 75 м ³ /год при 3-конфорочних плитах
			Не менш 90 м ³ /год при 4-конфорочних плитах
Сушильна шафа для одягу та взуття в квартирах	–	–	30 м ³ /год
Ванна	25	–	25 м ³ /год
Вбиральня індивідуальна	18	–	25 м ³ /год
Суміщене приміщення вбиральні та ванної	25	–	50 м ³ /год
Умивальна загальна	18	–	0.5
Душова загальна	25	–	5
Вбиральня загальна	16	–	50 м ³ /год на 1 унітаз і 25 м ³ /год на 1 пісуар
Гардеробна кімната для чищення і прасування одягу, умивальна в гуртожитку	18	–	1.5
Вестибюль, загальний коридор, передня, сходові клітки в квартирному будинку	16	–	–
Вестибюль, загальний коридор, сходові клітки в гуртожитку	18	–	–
Приміщення для культурно-масових заходів, відпочинку, навчальних і спортивних занять, приміщення для адміністрації і персоналу	18	–	1
Комори для зберігання особистих речей, спортивного інвентарю, господарські та білизняні в гуртожитку	12	–	0.5
Машинне приміщення ліфтів	5	–	За розрахунком, але не менше 0.5
Сміттезбиральна камера	5	–	1 (через стовбур сміттепроводу)

Таблиця 2.3. Розрахункова температура і кратністю обміну повітря у приміщеннях будівель адміністративних і проектних організацій

Приміщення	Температура повітря в холодний період року, °C	Обсяг або кратність повітрообміну в 1 год	
		Приплив	Витяжка
Проектні зали і кімнати, службові приміщення і кабінети площею 35 м ² і більше	18	За розрахунком на асиміляцію тепловлагоізбитків	
Службові приміщення і кабінети площею менше 35 м ² , кімнати для роботи з замовниками, читальні зали архівів і бібліотек, проектні кабінети, кімнати громадських організацій та експозиції	18	3.5	2.8
Приймальні при кабінетах	18	3	2.4
Конференц-зали і зали нарад	16	За розрахунком на асиміляцію тепловлагоізбитків	
Машинописні бюро	18	3	3
Кіно апаратні та звуко апаратні	За нормами проектування культурно-видовищних закладів		
Сховища архівів і бібліотек	18	–	2
Буфети	16	За розрахунком - відповідно до завдання на проектування, але не менше 3-кратного повітрообміну приміщення	
Вестибюлі	16	2	–
Гардеробні (обсяг за бар'єром)	16	–	2
Курильні	18	–	В обсязі повітря, що видаляється з приміщення проектних залів і кімнат, службових приміщень, але не менш 10-кратного повітрообміну приміщення
Санітарні вузли	16	–	100 м ³ /год на 1 унітаз або пісуар
Умивальні	16	–	Видалення повітря з санітарних вузлів
Кімнати особистої гігієни жінок	23	–	5
Приміщення обслуговуючого персоналу	18	2	3
Ремонтні майстерні: столярні механічні	16	3	4
	16	2	3
Комори інвентарю, обладнання, паперу та канцелярського приладдя	16	–	1
Комори прибирального інвентарю та приміщення збору та переробки макулатури	16	–	1.5

2.3 Енергетичний баланс вентиляційної установки

Загальна функціональна схема систем вентиляції та кондиціювання представлена на рис. 2.3.

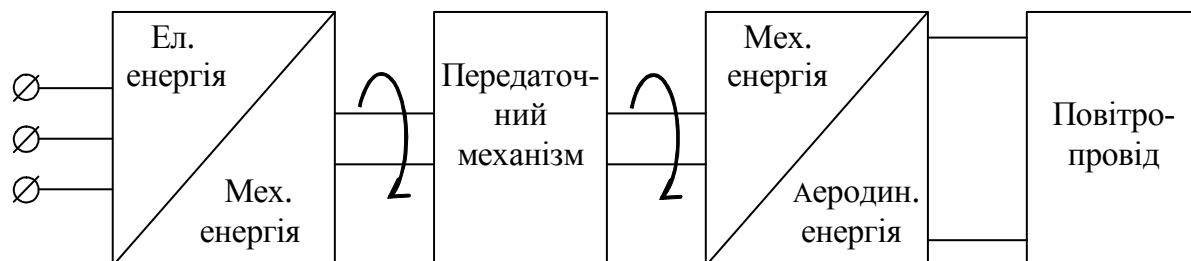


Рис. 2.3. Загальна схема систем вентиляції та кондиціювання

Основними аеродинамічними параметрами вентиляторів є продуктивність, повний, динамічний і статичний тиск, потужність вентилятора, його повний та статичний ККД.

Продуктивність або об'ємна витрата вентилятора Q , $\text{м}^3/\text{с}$ – об'ємна кількість газу, що надходить у вентилятор за одиницю часу, віднесена до умов входу до вентилятора.

Повний тиск вентилятора p_v , – різниця абсолютних повних тисків потоку при виході з вентилятора і перед входом у нього при певній густині газу визначається за формулою

$$p_v = p_{02} - p_{01},$$

де p_{02} – абсолютний повний тиск потоку при виході з вентилятора, Па; p_{01} – абсолютний повний тиск потоку перед входом в вентилятор, Па.

Необхідно відзначити, що повний тиск вентилятора p_v витрачається на подолання повного опору мережі.

Динамічним тиском вентилятора p_{dv} – називається динамічний тиск потоку при виході з вентилятора, розрахований за середньою швидкістю у вихідному перерізі вентилятора

$$p_{dv} = \frac{1}{2} \rho \left(\frac{Q}{S_B} \right)^2 = \frac{1}{2} \rho V_B^2,$$

де ρ – густина газу, кг/м^3 ; V_B – середня швидкість потоку при виході з вентилятора, м/с , визначається за формулою:

$$V_B = \frac{Q}{S_B},$$

де Q – продуктивність вентилятора, $\text{м}^3/\text{с}$; S_B – площа вихідного отвору вентилятора, м^2 .

Статичним тиском вентилятора p_{sv} називається різниця його повного й динамічного тисків

$$p_{sv} = p_v - p_{dv}.$$

Потужністю вентилятора N , називається потужність на валу вентилятора без урахування втрат у підшипниках і елементах привода.

За повний ККД вентилятора η приймається відношення корисної потужності вентилятора до потужності, що споживається вентилятором, кВт:

$$\eta = \frac{N_v}{N} = \frac{Q p_v}{1000 N}.$$

За статичний ККД вентилятора η_s приймається відношення корисної потужності вентилятора N_{sv} , що дорівнює добутку статичного тиску вентилятора p_{sv} на його продуктивність Q , до потужності, що споживається вентилятором з електричної мережі, кВт

$$\eta_s = \frac{N_{sv}}{N} = \frac{Q p_{sv}}{1000 N}.$$

Для порівняння вентиляторів різних типів і оцінки придатності роботи вентилятора в режимі, заданому величинами Q , p_v , D і частотою обертання n , слугують наступні критерії:

– швидкохідність $n_y [(\text{м/с})^{1,5} \text{Па}^{0,75}]$

$$n_y = \frac{n\sqrt{Q}}{\left(\frac{p_v}{9.8}\right)^{\frac{3}{4}}},$$

– габаритність $D_y [(\text{м/с})^{-0,5} \text{Па}^{0,25}]$

$$D_y = \frac{D^4 \sqrt{\frac{p_v}{9.8}}}{\sqrt{Q}},$$

та ряд безрозмірних параметрів:

– коефіцієнт продуктивності ϕ

$$\phi = \frac{Q}{S_u},$$

де u – колова швидкість робочого колеса, м/с, що знаходиться за формулою:

$$u = \frac{\pi D n}{60},$$

де S – площа кола діаметром D $\left(S = \frac{\pi D^2}{4}\right)$;

– коефіцієнт повного тиску ψ :

$$\psi = \frac{2 p_v}{\rho u^2},$$

– коефіцієнт статичного тиску ψ_s :

$$\psi_s = \frac{2p_{sv}}{\rho u^2},$$

– коефіцієнт динамічного тиску ψ_d :

$$\psi_d = \frac{2p_{dv}}{\rho u^2},$$

– коефіцієнт споживаної потужності λ :

$$\lambda = \frac{2000N}{\rho S u^3},$$

Згідно зазначених безрозмірних параметрів можна знайти повний ККД вентилятора:

$$\eta = \frac{\psi\varphi}{\lambda},$$

статичний ККД вентилятора:

$$\eta_s = \frac{\psi_s\varphi}{\lambda},$$

а також його швидкохідність:

$$n_y = 138,0 \frac{\varphi^{\frac{1}{2}}}{\psi^{\frac{3}{4}}},$$

та габаритність:

$$D_y = 0,56 \frac{\varphi^{\frac{1}{4}}}{\psi^{\frac{1}{2}}}.$$

Для одержання «фотографії» розподілу енергії всередині вив теми вентиляції та виявлення складових рівняння енергобалансу доцільно побудувати енергетичну діаграму, що дозволить наочно представити обумовлені величини та взаємозв'язок між ними. Узагальнена енергетична діаграма для систем вентиляції показана на рис. 2.4.

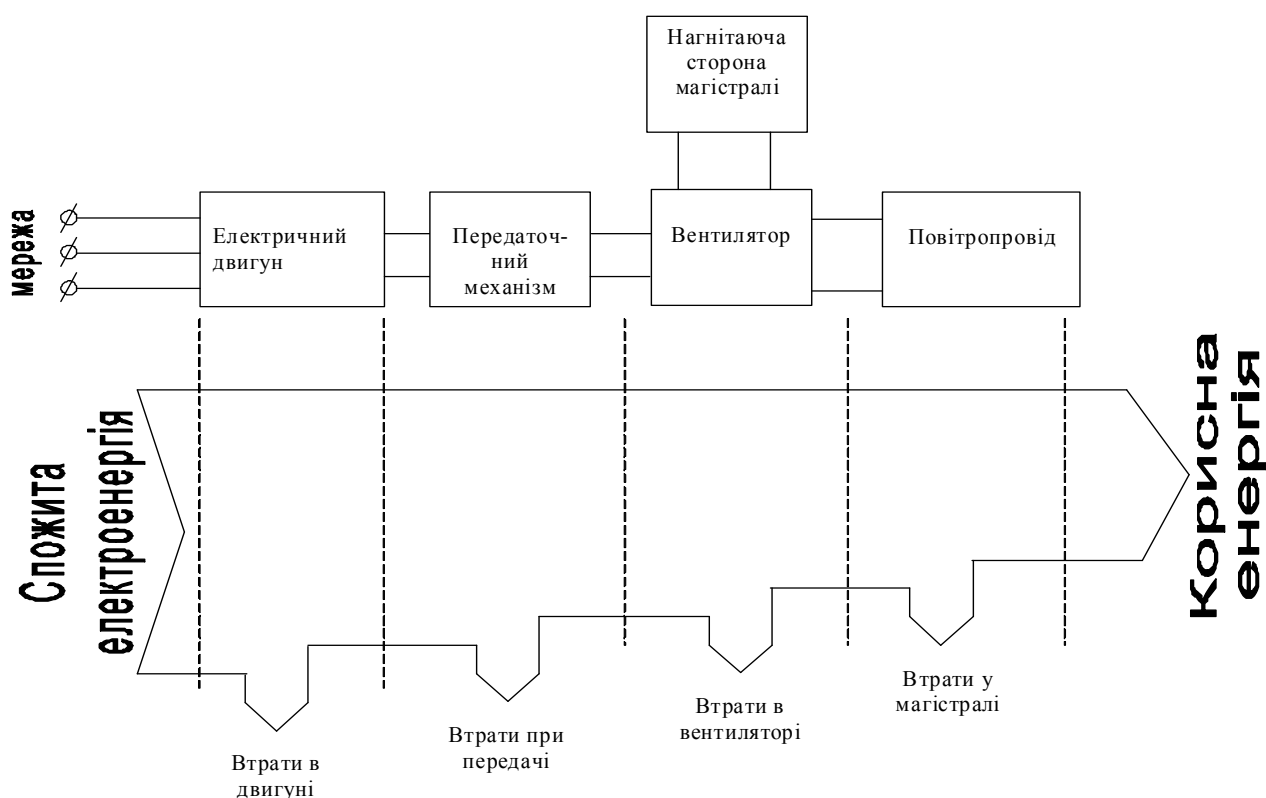


Рис. 2.4. Узагальнена енергетична діаграма системи вентиляції [1].

З наведеної енергетичної діаграми (рис. 2.4) видно, що рівняння енергетичного балансу системи вентиляції буде мати наступний вигляд [1]:

$$P_{\text{спож}} = \Delta P_{\text{д}} + \Delta P_{\text{пер}} + \Delta P_{\text{в}} + \Delta P_{\text{маг}} + \Delta P_{\text{кор}},$$

де $P_{\text{спож}}$ – потужність, що споживається системою вентиляції з електричної мережі, Вт; $P_{\text{кор}}$ – потужність, що витрачається на виконання корисної роботи, тобто створення аеродинамічного потоку повітря, Вт; $\Delta P_{\text{д}}$ – втрати активної потужності в електродвигуні при перетворенні електроенергії в механічну енергію, Вт; $\Delta P_{\text{пер}}$ – втрати механічної потужності в передавальному механізмі, що передає механічну потужність від електродвигуна до колеса вентилятору, Вт; $\Delta P_{\text{в}}$ – втрати механічної потужності в вентиляторі при створенні аеродинамічного потоку повітря, Вт; $\Delta P_{\text{маг}}$ – втрати аеродинамічної потужності в магістралі при русі потоку повітря, Вт.

Визначення всіх складових енергобалансу вентиляційної установки може здійснюватися різними способами. На підставі побудованого балансу та виконаних вимірювань обчислюється теоретичний та фактичний ККД роботи вентиляційної установки. Далі на основі отриманих значень виконується їх порівняння та робиться відповідний висновок:

– якщо $\eta_{\text{факт}} \geq \eta_{\text{теор}}$, то досліджувана установка працює з номінальною або проектною ефективністю;

– якщо $\eta_{\text{факт}} < \eta_{\text{теор}}$, то необхідно шукати ділянки, на яких втрати енергії більше ніж закладені у проекті.

Також, на цьому етапі можуть бути додатково оцінені втрати енергії, що пов'язані з, наприклад, недозавантаженням устаткування або іншими чинниками, що впливають на енергетичну ефективність вентиляційної установки або системи.

РОЗДІЛ 3

ЗАХОДИ ЕКОНОМІЇ ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЇ В НАСОСНИХ УСТАНОВКАХ

3.1 Методи та способи енергозбереження в насосних установках

Суттєве значення для забезпечення нормальної та економічної роботи насосів відіграє дотримання оптимальних зазорів в підшипниках. Малі зазори призводять до збільшення тертя та відповідно збільшують витрату електроенергії, а великі зазори призводять до биття і, як наслідок, передчасного спрацювання устаткування.

Економічність роботи насосної установки забезпечує регулярне змащення передбаченим для даного вузла мастилом.

Суттєвого скорочення витрати електричної енергії при експлуатації насосних установок можливо досягнути шляхом впровадження методів енергозбереження (МЕЗ). Розглянемо основні з них:

- заміна старих насосів сучасними з більшим ККД (економія 3-10%);
- забезпечення максимального завантаження (економія 5-10%);
- підбір насосів у відповідності з характеристиками трубопроводів (економія 5-15%);
- збільшення ККД насосу встановленням додаткових ущільнень, балансування робочих коліс, обслуговування підшипників і т.д. (економія до 20%);
- встановлення робочого колеса безпосередньо на валу електродвигуна. Якщо його потужність більша потужності, що споживається насосом то насос буде працювати з максимальним ККД;
- збільшення діаметру трубопроводів. Збільшення діаметру труби на 50% призводить до зменшення втрат на 75%;
- автоматичне регулювання продуктивності насосу зменшує споживання електричної енергії на 5-20%;
- встановлення оптимального передаточного числа передачі редуктора;
- запобігання кавітації;

- розміщення насосу якомога ближче до рівня рідини, що перекачується (економії до 10%);
- забірні патрубки повинні бути якомога коротшими (скорочення довжини патрубку на 10%, призводить до економії електроенергії на 20%);
- збільшення діаметру забірної патрубку (при збільшенні на 20%, економії електроенергії складе 30%);
- встановлення накопичувальних резервуарів води на висоті потрібного напору разом з пристроями відключення при заповненні ємності (економія 3-8%);
- регулярне технічне обслуговування насосних установок знижує споживання енергії на 1% та збільшує ККД на 1-2%;
- зменшення напору, що розвивається насосною установкою шляхом зменшення гідродинамічного опору, який досягається за рахунок усунення в трубопроводі непотрібних поворотів та зайвих арматур (економію до 15%);
- використання зворотного водопостачання скорочує витрати води в 2 рази, що забезпечує економію енергії на 15-20%.

Збільшення ККД насосів забезпечується ретельним балансуванням робочих коліс, систематичною зміною ущільнювачів та змащення елементів тертя, підтриманням робочої точки насосу в зоні з максимальними значеннями ККД.

Підвищення ККД трубопроводу здійснюється завдяки:

- збільшенню перетину труб трубопроводів;
- скорочення довжини трубопроводу;
- заміна на вертикальні похилих ділянок;
- систематичне очищення трубопроводів;
- ліквідація непотрібних поворотів трубопроводу, зайвої арматури та згладжування гострих кутів;
- застосування запірної арматури з меншим значенням коефіцієнту місцевого опору.

З метою зменшення втрат на тертя необхідно забезпечити вірне центрування лінії валів насосів та двигунів.

Висновки про стан насосних установок в щоденній експлуатації роблять на основі показань контрольно-вимірювальних приладів: таких, як манометри, витратоміри, амперметри, ватметри та лічильники електричної енергії. Раптове збільшення їх показань при постійній подачі засвідчує про погіршення стану насосної установки, прискореному зношуванню робочого колеса, незадовільному стані підшипників або надмірному затягуванню сальників. Зниження напору та подачі насосу в поєднанні з збільшенням струму і споживаної потужності насосною установкою вказує на збільшення зношування робочого колеса.

В разі несправності гідромеханічного устаткування спостерігаються неекономічні режими роботи насосних установок. Це можуть бути несправні засувки, зворотні клапани, затвори, які знаходяться в проміжному положенні та створюють додатковий гідравлічний опір. При цьому відбувається збільшення напору насосу та зниження напору в мережі, а подача насоса зменшується як і струм та потужність насосного агрегату, що споживається з мережі.

Для великих насосних установок (з діаметром робочого колеса 1 м і більше) використовують шліфування поверхні лопаток та надають їх краям вигідний гідродинамічний профіль. Цей захід дозволяє зменшити споживання електроенергії приблизно на 1 % та підвищить ККД на 1...2 %.

Одним з ефективних способів енергозбереження в насосних установках є підтримка в належному стані трубопроводів та їх арматури. Так, наприклад, корозійні відкладення, що зменшили живий переріз труб на 20% призводять до збільшення гідравлічного опору труб в 3 рази більше від розрахункового.

З метою запобігання обростання труб застосовують спеціальні покриття (поліетиленові, цементно-піщані, епоксидні й інші). Незважаючи на те, що захисне покриття зменшує внутрішній діаметр труб, воно підвищує пропускну здатність труб та знижують енерговитрати.

3.2 Регулювання продуктивності насосних установок

Прикладом насосних установок, які потребують регулювання продуктивності є насоси холодного та гарячого водопостачання, а також систем

опалення в житлових будинках та промислових спорудах. Вони обираються за максимальною продуктивністю, а потім працюють значну частину часу з меншою. Це обумовлюється зміною потреби в різні періоди часу. Так, середньодобове завантаження насосів для холодного водопостачання складає 50-55% від максимального. Як, правило, існуючі системи водопостачання не можуть знижувати потужність при зменшенні витрати, що обумовлює істотне зростання тиску в системі та, як наслідок, призводить до витоків води та негативно позначається на роботі устаткування та мереж водопостачання.

Для насосу характерна квадратична залежність моменту опору та кубічна залежність потужності від швидкості або частоти обертання. Відповідно регулювання частоти обертання має великий потенціал енергозбереження.

Традиційно регулювання подачі насосних установок здійснюється дроселюванням напірних ліній насосів та зміною кількості працюючих агрегатів за одним технологічним параметром, наприклад, тиском в якійсь точці. Такі способи регулювання вирішують технологічну задачу зменшення споживання та практично не враховують енергетичний аспект доставки води. При традиційних способах регулювання від 5 до 15%, а в деяких випадках і до 25-30% витрачається не раціонально.

З появою регульованого електроприводу склалися передумови для розробки нових технологій транспорту води з зміною параметрів насосної установки. При цьому робочою точкою насосної установки вже стають характеристики трубопроводів, а не характеристики насосів. Але встановлення регульованого електроприводу на насосній установці, ще не гарантує економії електроенергії. Щоб одержати економію необхідно виконати наступне. По-перше, пересвідчитися в потенційній можливості економії з урахуванням дійсних технологічних, режимних і гідравлічних характеристик. По-друге, розробити оптимальні технічні рішення з врахуванням додаткових капітальних витрат їх впровадження та здійснити запланований алгоритм керування, при якому реалізується потенційна можливість економії електроенергії насосною установкою.

Зниження потужності споживаної електродвигуном насосу, при зміні швидкості його обертання в порівнянні з регулюванням дросельною засувкою проілюстровано на рис. 3.1.

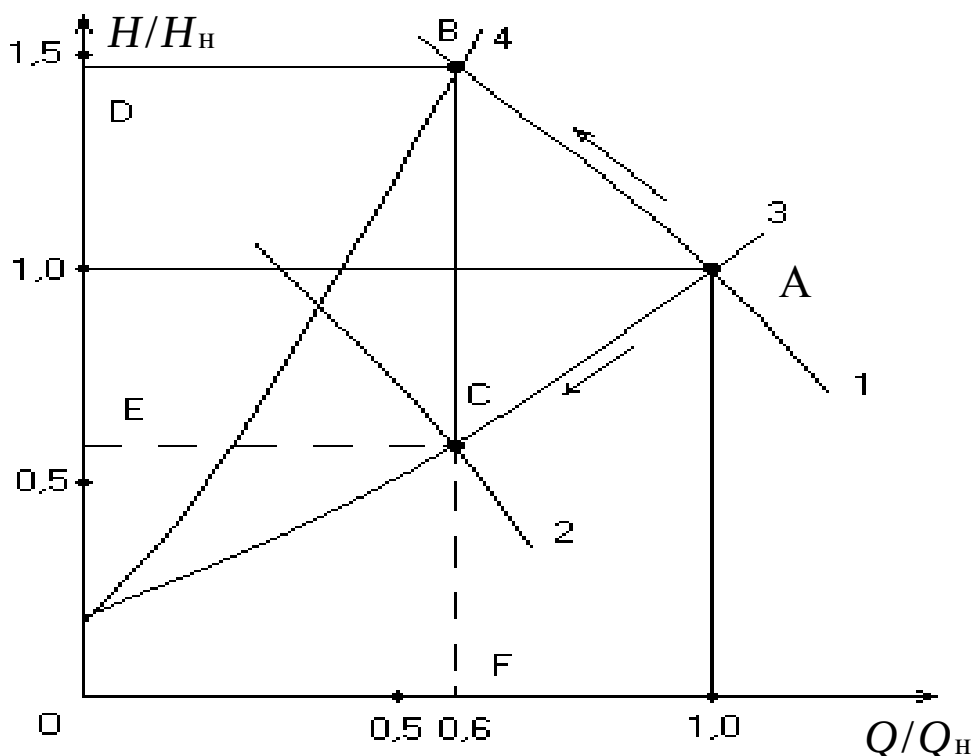


Рис. 3.1. Характеристики насосу при регулюванні продуктивності дросельною засувкою та швидкістю обертання електродвигуна.

При номінальній витраті та напорі насос працює в точці *A*, яка відповідає характеристиці трубопроводу 3 та Q - H характеристиці насосу (крива 1) за номінальної швидкості двигуна. При зменшенні витрати за рахунок дросельного регулювання ($0,6Q_n$ рис. 3.1) відбувається зміна опору магістралі (крива 4). Насос починає працювати в точці *B* кривої 1 при збільшеному напорі. Потужність, що споживається насосом, є пропорційною площі прямокутника *ODBF*.

У випадку використання регульованого електроприводу при зменшенні швидкості насос працює в точці *C*, що відповідає іншій Q - H характеристиці (крива 2). При цьому залишається незмінною характеристика магістралі (крива 3). Потужність, що споживається електродвигуном в цьому випадку, пропорційна

площі прямокутника $OECF$. Отже, навіть візуально видно істотне зменшення енергоспоживання при регулюванні швидкості обертання насосів.

При регулюванні швидкості обертання робочих коліс насосів слід враховувати те, що переміщення робочих точок по характеристиці водоводу зі зниженням подачі насосної установки призводить до виходу точок з робочої зони, що призводить до зниження ККД працюючих агрегатів від номінальних значень аж до нуля. Це відбувається при зниженні тиску, що розвивається регульованим насосом, до тиску створюваного паралельною роботою насосів, або геометричного підйому води.

На рис. 3.2 у відносних одиницях $\eta^* = \frac{\eta_i}{\eta_n}$ і $\frac{H_{CT}}{H_\phi}$ показана область значень

ККД насосу η_i , що обмежена величинами $\eta_i = 0,95 \cdot \eta_n$ та $\eta_i = 0,1 \cdot \eta_n$. При цьому η_i і η_n відповідно поточна та номінальна частота обертання, а H_{CT} та H_ϕ – геометричний підйом (протитиск) та фіктивний напір насосу за нульової подачі.

Як видно з рис. 3.2 значення ККД насосу залежать від частоти обертання та поточних координат характеристики насосу, водоводу та протитиску в мережі. Отже, постає закономірне питання, як при зменшенні обертів зниження ККД насосу компенсується зменшенням напорів. Визначено, що існує обмежений інтервал зміни частоти обертання при якому енергетичні характеристики несуттєво нижчі ніж за номінальної частоти обертання.

На рис. 3.3 показані криві залежності відносних питомих витрат електроенергії W^* від відносної частоти обертання $\left(\frac{n_i}{n_n}\right)$ насосу при різних значеннях протитиску в мережі.

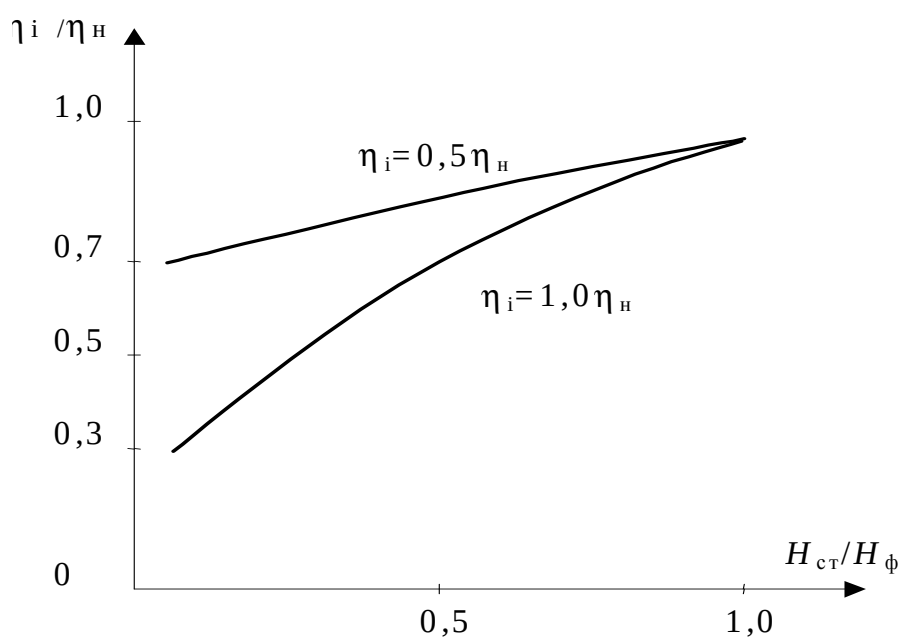


Рис. 3.2. Залежність ККД насосу від напору у в.о.

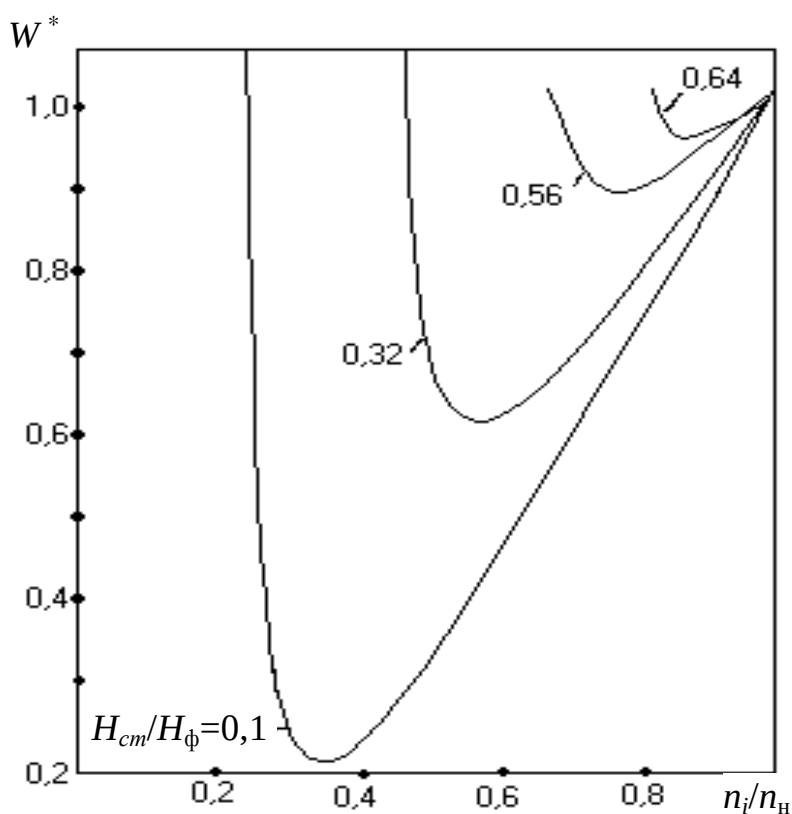


Рис. 3.3. Залежність питомих витрат електроенергії від частоти обертання, у в.о.

При зменшенні частоти обертання починаючи від номінальних обертів питомі витрати електроенергії зменшуються. Коли економія від зниження напору стає спів розмірною з втратами зниження ККД насосу, на кривій з'являється

екстремум функції. Подальше зменшення частоти обертання викликає різке зростання питомих витрат електроенергії. Абсолютна величина екстремуму кривих (рис. 3.3) залежить від протитиску працюючих насосів. При зміні кількості насосів, що працюють екстремум рухається в той чи інший бік.

Оскільки системи водопостачання є динамічними об'єктами, в яких постійно змінюються робочі параметри, насосна установка з регулюванням швидкості обертання може потрапити в режим за якого значення ККД виявиться занадто низьким. Такий режим може бути достатньо тривалим до 3-5 год. на добу. Щоб виключити такі неекономічні режими, на стадії розробки визначають режимні точки, за яких необхідно робити зміну загальної кількості працюючих насосів.

На рис. 3.4 наведені криві відносної потужності насосних установок для трьох принципів регулювання. При подачі 50% від номінального значення необхідна потужність для дроселювання складає 73% (крива 1), для регулювання запірно-регулюючою арматурою 50% (крива 2), для регулювання частотою обертання 14% (крива 3).

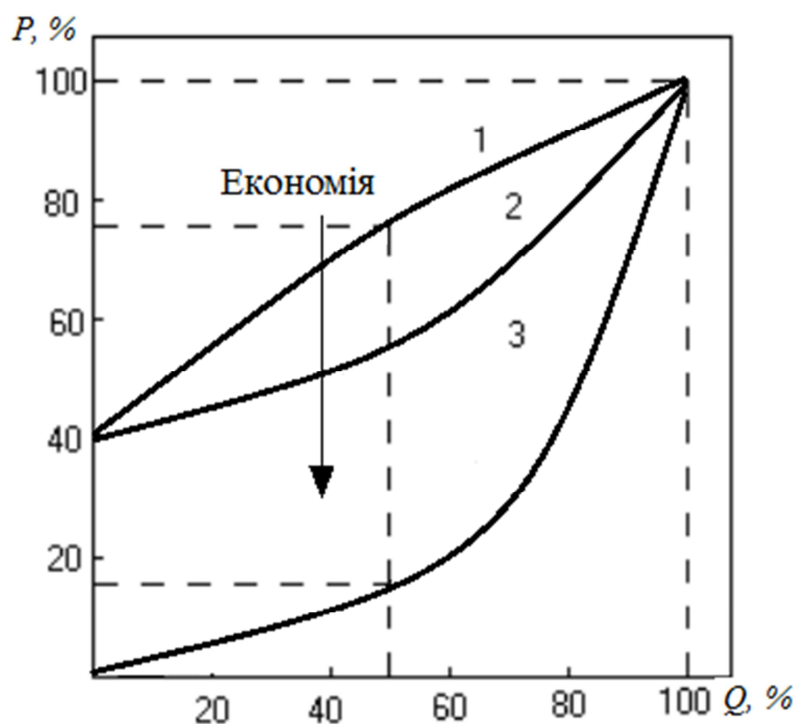


Рис. 3.4. Залежності відносної потужності при різних способах регулювання.

В якості прикладу наведемо характеристики реального впровадження регульованого електроприводу на одній підкачувальній насосній станції холодного водопостачання. Так, для житлових будинків встановлений частотно-регульований електропривод, що підтримував постійний напір на виході з насосу. Характеристики насосу: номінальна подача 100 м³/год; номінальний напір 32 м; приводний двигун – асинхронний, потужністю 15 кВт.

Результати проведених вимірювань: економія електроенергії за рік близько 40,5% (45500 кВт год); економія води – 25% (114135 м³). За рахунок тільки економії електроенергії вартість обладнання для регулювання частоти обертання електродвигуна окупиться за рік.

3.3 Розрахунок економії електроенергії за рахунок зняття надлишкового тиску

Методика, що пропонується дозволяє провести необхідні розрахунки з мінімальною кількістю вихідних даних:

- паспортних даних насосних агрегатів та двигунів;
- глибини регулювання λ ;
- відносного протитиску $H_{\text{п}}^*$.

Надлишковий тиск в напірній лінії насосу виникає при його дроселюванні запірним пристроєм, на що витрачається додаткова енергія. При регулюванні швидкості обертання насосу додатковий тиск не створюється і відповідно додаткових витрат енергії не відбувається.

При знятті надлишкового тиску зменшується споживана насосом потужність, на величину, кВт:

$$\Delta N = 10^3 \frac{Q \Delta H}{\eta},$$

де Q – продуктивність насосу, м³/с, ΔH – створений надлишковий тиск, МПа, η – ККД насосу.

Економію електроенергії при знятті надлишкового тиску можна обчислити за формулою

$$W_{\text{ЕК}} = N_{\text{Б}} T \left\{ H_{\text{П}}^* \left(\frac{1,25}{H_{\text{П}}^*} - 1 \right) \frac{1}{4} (1 - \lambda)(1 + \lambda)^2 \right\},$$

де $N_{\text{Б}} = 10^{-3} Q_{\text{Б}} H_{\text{Б}} / \eta$ – максимальна споживана насосом потужність, кВт.

Запишемо отриманий вираз наступним чином

$$W_{\text{ЕК}} = N_{\text{Б}} T w^*,$$

де w^* – питомі втрати електроенергії за рахунок перевищення напору (вираз у фігурних дужках). Дане значення може бути знайдене по кривим наведеним на рис. 3.5.

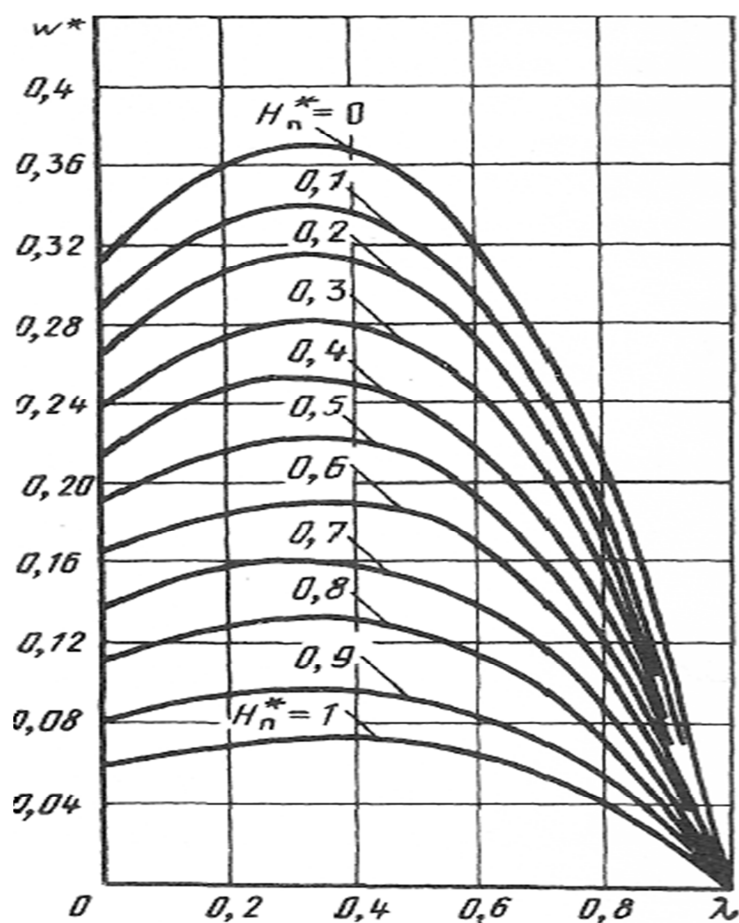


Рис. 3.5. Графіки залежності питомих втрат електроенергії від глибини регулювання та відносного протиску

Зазвичай на насосних станціях працює в паралель декілька насосних установок. Тому для визначення результуючої економії електроенергії вводиться коригувальний коефіцієнт ϕ . Він враховує, що надлишковий тиск, який створюється групою насосів менший, ніж тиск, який створюється одним насосом з аналогічною подачею. Внаслідок цього економія електроенергії на насосній станції менше, ніж підрахована, як сума окремих економій насосних установок на множник ϕ

$$W_{\text{ЕК}} = N_{\text{Б}} T w^* \phi .$$

Значення коефіцієнта ϕ залежить від числа робочих насосів (табл. 3.1).

Таблиця 3.1. Значення знижувального коефіцієнта ϕ .

Кількість працюючих агрегатів	ϕ
1	1,0
2	0,75
3	0,66
4	0,56
5	0,5
6	0,47
7	0,44
8	0,42
9	0,4
10	0,38

Зміну ККД насосу в залежності від частоти обертання можна знайти за формулою:

$$\eta = 1 - \frac{1 - \eta_{\text{НОМ}}}{n^*} ,$$

де $\eta_{\text{НОМ}}$ – ККД насосу при номінальній частоті обертання; $n^* = \frac{n}{n_{\text{НОМ}}}$ – відносна частота обертання.

Слід зазначити, що за номінальної частоти обертання ККД насоса не є номінальним. Інші значення ККД насосу за номінальної частоти обертання задаються у вигляді дослідних кривих та наводяться в каталожних даних.

Залежність ККД насосу від значень подачі за номінальної частоти обертання може бути знайдена емпірично за формулою

$$\eta^* = \frac{\eta}{\eta_{ном}} = 1 - (1 - Q^*)^{2,3}.$$

Слід тримати таку частоту обертання насосу, щоб геометричне місце робочих точок $Q-H$ характеристики знаходилося на робочій характеристиці трубопроводу. Спільним вирішенням рівняння напірної характеристики насосу і трубопроводу відносно частоти обертання насосу є вираз:

$$n = n_{ном} \sqrt{\frac{H_n}{H_\phi} + \left(1 - \frac{H_n}{H_\phi}\right) \left(\frac{Q}{Q_0}\right)^2},$$

де H_n – статичний напір насосу, H_ϕ – фіктивний напір насосу (при нульовій подачі); Q_0 – найбільша подача рідини для даної системи.

Робота насосу з частотою обертання, що відповідає даному рівнянню забезпечує мінімальне значень напору на виході з насосної установки у всьому діапазоні регулювання подачі. При цьому виключається перевищення напору, а отже, енергоспоживання насосу зменшується до мінімуму.

Зниження енергоспоживання при регулюванні частоти обертання дорівнює втратам, які виникають при перевищенні напору за сталої частоти обертання насосу.

РОЗДІЛ 4

ЗАХОДИ ЕКОНОМІЇ ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЇ В ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ УСТАНОВКАХ

4.1 Можливості енергозбереження для систем вентиляції та кондиціювання

Значного скорочення витрат електроенергії при експлуатації систем вентиляції та кондиціювання можна досягти шляхом впровадження ряду методів енергозбереження. Перелічимо основні з них:

- заміна наявного двигуна двигуном меншої потужності або сучасним “економічним” двигуном (економія до 30%);
- застосування регульованих приводів, замість регулювання шиберами (економія до 60%);
- заміна вентиляторів старих типів з низьким ККД сучасними вентиляторами без механічних передач із відповідними аеродинамічними характеристиками (економія 25-35%);
 - усунення проміжних механічних передач;
 - зменшення зайвого забору повітря;
 - організація рекуперації тепла;
 - зниження перепаду тиску в системі вентиляції;
 - зниження або запобігання зволоженню повітря;
 - регулювання подачі повітрорудовок шиберами на всмоктуванні замість регулювання на нагнітанні (економія до 15 %);
- регулювання витяжної вентиляції шиберами на робочих місцях замість регулювання на нагнітанні (економія до 10 %);
- регулювання подачі димососу за допомогою циліндричних напрямних апаратів замість дросельних (економія до 25 %);
- автоматичне регулювання та керування системою вентиляції та кондиціювання залежно від температури зовнішнього повітря (економія до 10...15 %);

- блокування індивідуальних витяжних систем з робочими механізмами (економія до 25...30 %);
- відключення систем вентиляції і кондиціонування під час перерв в роботі (економія до 20%);
- блокування вентиляторів повітряних завіс разом з механізмом відкривання воріт (економія до 70 %);
- належне обслуговування вентиляційного устаткування;
- використання більш ефективних схем вентиляції.

4.2 Регулювання продуктивності вентиляторних установок

Аеродинамічне регулювання здійснюється наступними методами: дроселюванням; поворотом лопаток направляючого апарату; поворотом лопаток робочого колеса (для осьових вентиляторів) чи поворотом закрилок (для відцентрових вентиляторів).

Перший метод достатньо поширений, але має низьку економічність. Найбільш поширене регулювання за допомогою направляючого апарату. Це пристрій, що призначений для завихрення потоку повітря перед входом в колесо вентилятору. При штучному завихренні потоку повітря тиск перед робочим колесом зменшується. Зниження тиску призводить до того, що вентилятор починає працювати на новій характеристиці, причому чим більший кут нахилу лопаток направляючого апарату, тим більше знижується тиск і тим крутіше спадає характеристика вентилятору. На економічність роботи вентилятору при застосуванні направляючого апарату впливає величина відносного діаметру вхідного колеса, кут виходу лопаток колеса, початковий режим роботи вентилятору. Чим менший діаметр тим меншою є і економія.

Описаний вище метод має малу глибину економічного регулювання. Також з'являються пульсації потоку та надмірні вібрації. Найбільш ефективним є застосування цього методу при підтриманні сталої продуктивності, оскільки крива економічної роботи більш полого (похила).

Більш економічним методом є третій метод, але через складність і ненадійність конструкції застосовується мало.

Регулювання продуктивності зміною швидкості обертання робочого колеса є найбільш перспективним. Для турбомашин існують наступні закони: зміна частоти обертання робочого колеса, при постійній характеристиці мережі, подача або продуктивність змінюється пропорційно, напір – квадратично, споживана потужність – кубічно:

$$Q_1 = Q \cdot (n_1/n),$$

$$H_1 = H \cdot (n_1/n)^2,$$

$$P_1 = P \cdot (n_1/n)^3,$$

звідки $H_1 = H \cdot (Q_1/Q)^2$, $P_1 = P \cdot (Q_1/Q)^3$.

Останні рівняння відповідають рівняннями квадратичної та кубічної парабол, що є геометричним місцем точок, координати яких визначають режими роботи турбомашини при зміні частоти обертання.

На рис. 4.1 наведено механічні характеристики вентилятора при регулюванні дроселюванням. Показана залежність внутрішнього тиску вентилятора від об'єму повітря, який перекачується, за сталої швидкості. Також наведено дві характеристики системи, на які працює вентилятор. Одна - для відкритого дроселя, коли вентилятор подає максимальну кількість повітря, а інша показує системну криву, коли дросель закритий, що відповідає 70% поданого повітря. Відмітимо, що хоча обсяг переданого повітря менше з закритим дроселем, тиск всередині вентилятора збільшується. Також показана необхідна потужність привода, яка є сталою в розглянутому діапазоні регулювання.

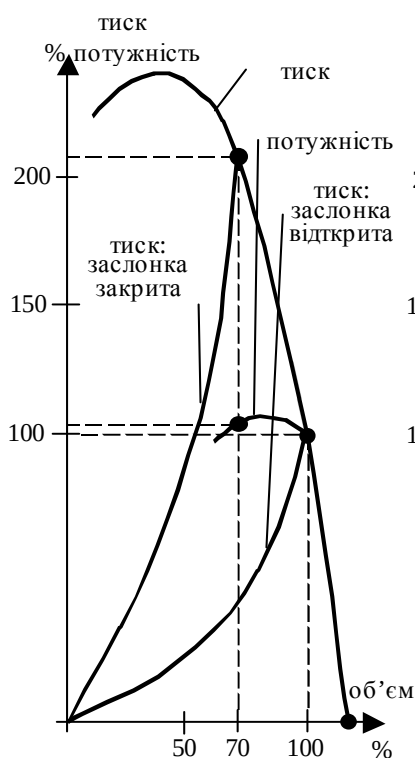


Рис. 4.1. Механічні характеристики вентилятору при регулюванні дроселюванням

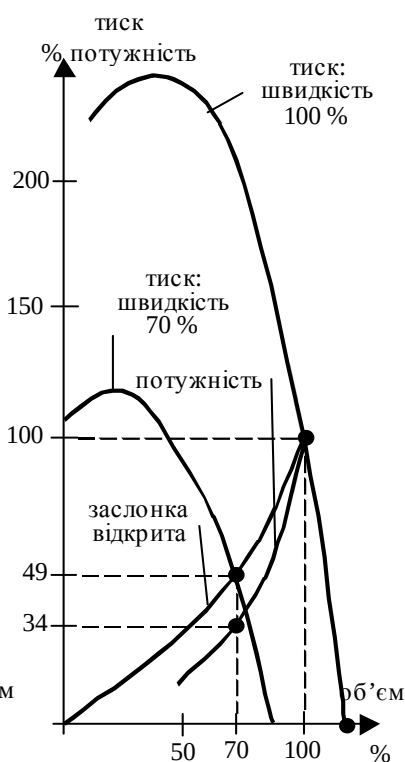


Рис. 4.2. Механічні характеристики вентилятору при регулюванні швидкістю

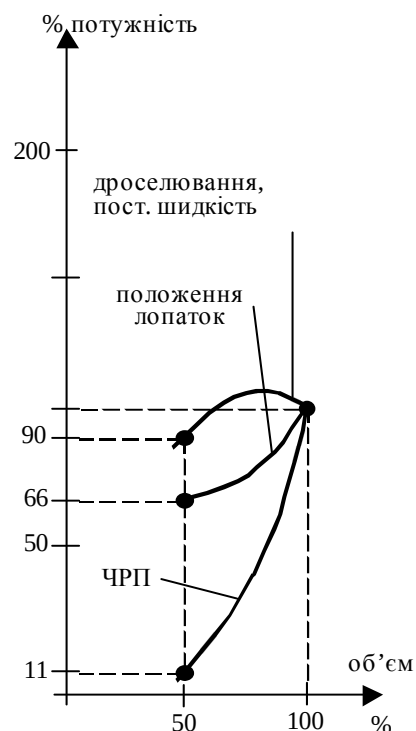


Рис. 4.3. Споживана потужність вентилятора, що використовує три технології регулювання потоку повітря

При використанні частотного регулювання електропривода, дросель завжди повністю відкритий. Існує одна системна крива, але дві характеристики вентилятору, які показані на рис. 4.2. Їх робочі точки це перетин системної кривої з характеристиками вентилятора. В цьому випадку, внутрішній тиск вентилятора низький при малій швидкості, оскільки повітря може безперешкодно переміщуватися. Тому потужність, що споживається вентилятором зменшується при зменшенні потоку повітря. Залежність потужності вентилятора, що застосовує три технології регулювання потоку повітря: дроселюванням, положенням лопаток турбіни і з використанням частотно-регульованого електропривода від об'єму повітря показана на рис. 4.3. Як видно з рис. 4.3 привод з регулюванням положення лопаток вимагає менших витрат потужності,

ніж при регулюванні дроселюванням. Але він все-таки споживає більшу потужність, ніж привод з регулюванням швидкості.

На рис. 4.4 представлені механічні характеристики вентилятора за різних умов: а – дросель відкритий, 100% об'єм; б – дросель закритий, 70% об'єм; в – дросель відкритий, 70% швидкості, 70% об'єм.

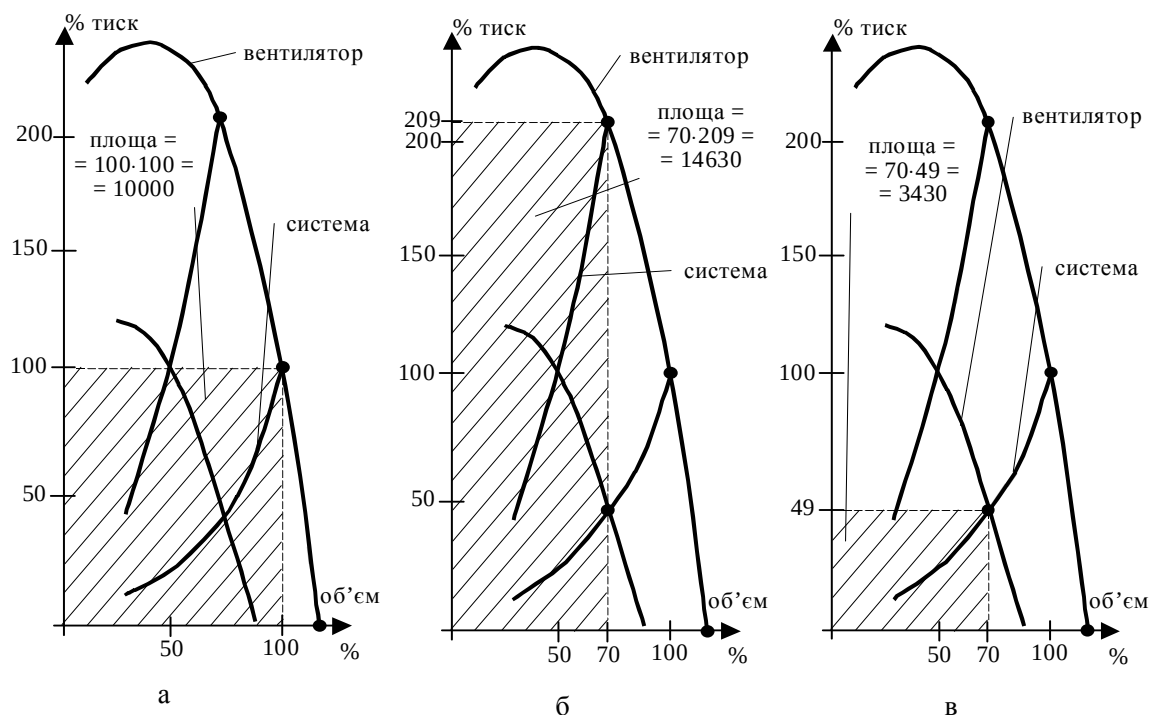


Рис. 4.4. Механічні характеристики вентилятора
а – дросель відкритий, б – дросель закритий, в – дросель відкритий зменшення швидкості.

Потужність вентилятора визначається, як тиск помножений на об'єм потоку. Отже, площа заштрихованої зони на рис. 4.4 пропорційна корисній потужності. Але це правильно є лише частково. Особливістю роботи вентиляторів є те, що споживана ним потужність може значно змінюватись в залежності від положення його робочої точки (табл. 4.1).

З табл. 4.1 можна визначити, що тоді як у випадку на рис. 4.4а зв'язок між площею тиск-об'єм і дійсна потужність досить ясна, то це зовсім не так у випадку рис. 4.4 б. Якщо, у випадку рис. 4.4 б, площа буде використана для вибору приводного двигуна, то вона буде завищена. Причиною є невідповідність, що полягає у значній зміні ККД вентилятора.

Таблиця 4.1. Потужність, що споживається вентилятором в залежності від положення його робочої точки

Рис. 4.4	а	б	в
Площа	10000	14630	3430
Відповідна потужність	100	102	32
Площа у в. о.	1,0	1,46	0,34
Потужність у в. о.	1,0	1,02	0,32
ККД вентилятору	56	79	56

Примітка: в. о. дані стосовно варіанту рис. 4.4 а.

На рис. 4.5 зображені графіки споживаної потужності при регулюванні відцентрового вентилятора ВЦД-32 направляючим апаратом та зміною швидкості (ЗШ).

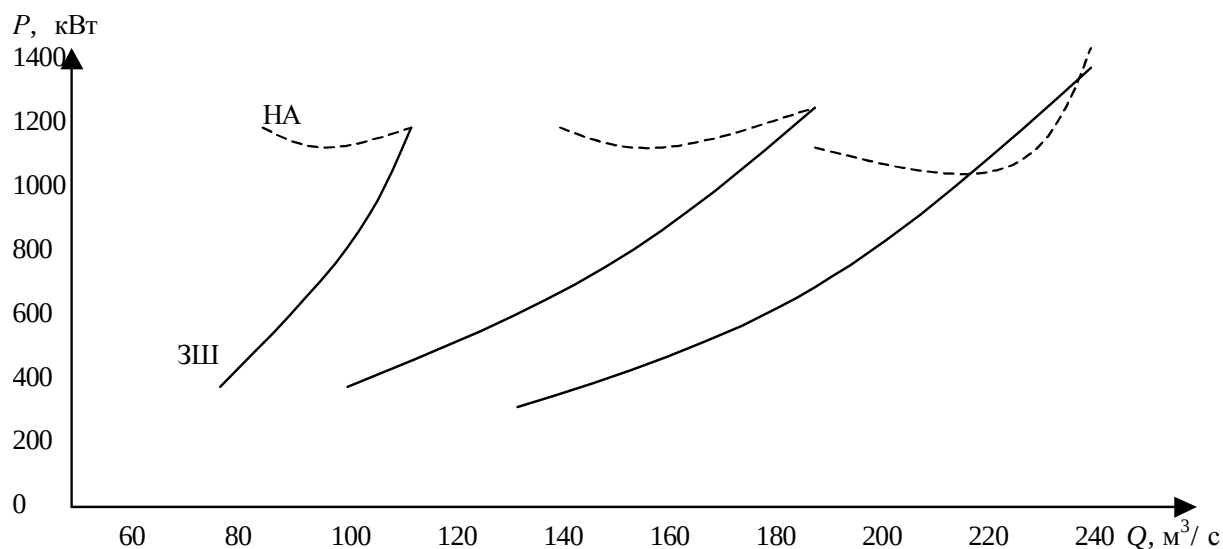


Рис. 4.5. Графіки потужності, що споживається відцентровим вентилятором.

Аналіз характеристик рис. 4.5 показує, що при невеликій глибині регулювання в області малих та середніх витрат економічність обох методів однакова. Але при зростанні глибини зміни витрати ефективність такого регулювання різко зростає.

Області економічної роботи відцентрових та осьових вентиляторів в залежності від їх способу регулювання показані на рис. 4.6 (1 – ВЦД-3,5 та 2 – ВЦД-32 – регулювання направляючим апаратом; 3 – ВОД-30 – регулювання направляючим апаратом та повертанням лопаток колеса; 4 – ВЦД-32 – регулювання швидкості обертання за допомогою зміни швидкості обертання).

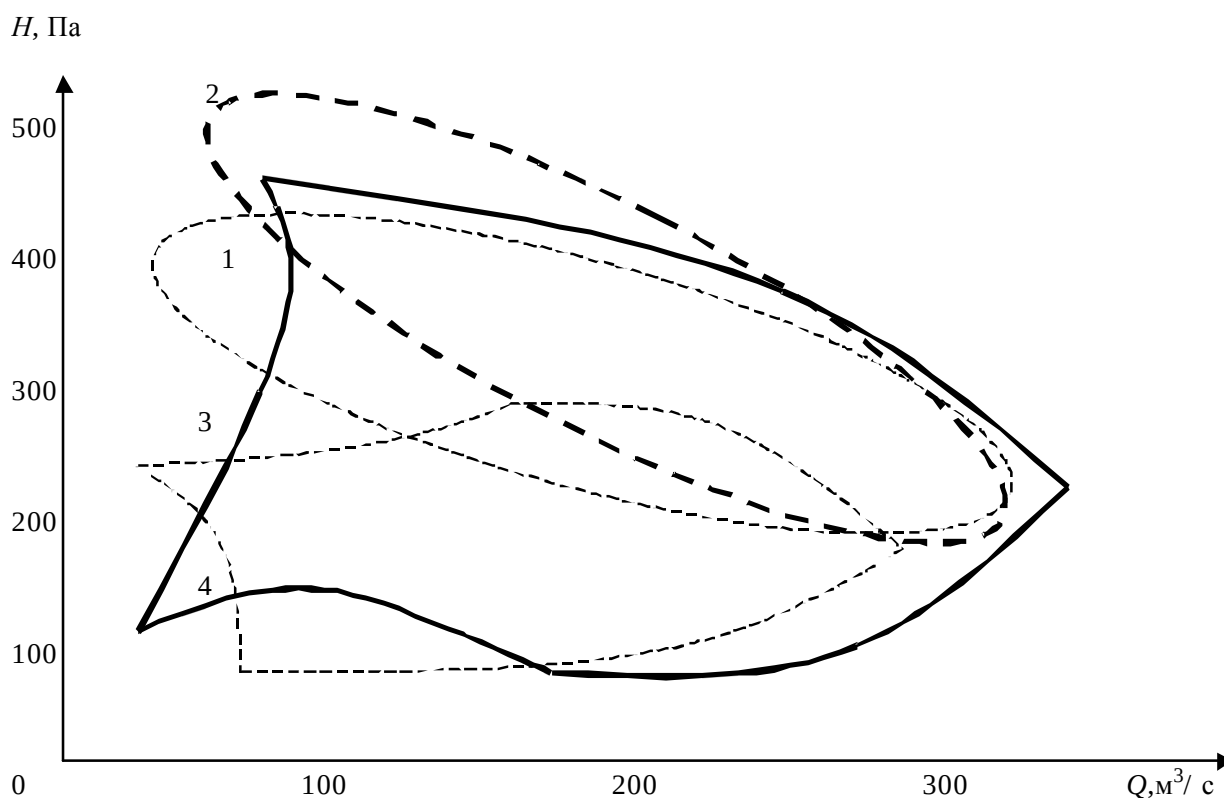


Рис. 4.6. Зони економічної роботи відцентрового вентилятора для різних способів регулювання.

Рис. 4.6 показує, що найбільша зона економічної роботи є у відцентрового вентилятору при регулюванні швидкості обертання. Розширення зони економічної роботи дає можливість з більшою ймовірністю забезпечити економічність спроектованої або підвищити ККД працюючої установки.

Аналіз наведених кривих показує, що найбільш економічним способом регулювання продуктивності вентиляторів є регулювання швидкістю обертання, а найменш економічне – дросельне регулювання. Розрахунки показують, що вентилятори з регулюванням швидкості обертання дозволяють значно скоротити витрату споживаної електроенергії до 40%. Більше половини її заощаджується за рахунок скорочення споживання в неробочі дні, коли продуктивність вентилятора може бути зменшена до 50% від номінального значення.

До переваг способу регулювання частотою обертання є: висока економічність роботи; простота конструкції вентилятора за рахунок виключення направляючого та поворотного механізмів; сталий ККД вентилятора при

регулюванні з постійним еквівалентним отвором; збільшення зони економічної роботи та зниження загального енергоспоживання.

Регульований електропривод найзручніше поєднувати разом зі схемами автоматизації та автоматичного регулювання провітрювання.

Використання регульованого електропривода додатково дає можливість:

- істотного збільшення зони економічної роботи, зменшення кількості типорозмірів, підвищення серійності та зниження вартості вентиляторів;
- збільшення терміну служби вентилятора за рахунок роботи в полегшених режимах при зниженій швидкості обертання;
- зниження витрат на виробництво, передачу та розподіл електроенергії, що обумовлено скороченням її споживання майже в два рази;
- дозволяє регулювати потужність в години максимуму навантаження чим скоротити витрати електроенергію при двоставочному тарифі.

Енергоспоживання на транспортування повітря прямо пропорційне тривалості роботи. Зміна режиму роботи може бути здійснена або вручну, або автоматично (таймери чи датчики). Ручне керування може бути організоване при встановленні вимикачів у приміщенні. У такому випадку користувачі самі можуть включати/виключати вентиляцію. Такий тип регулювання найчастіше застосовується для приміщень, які використовуються нерегулярно.

Таймери можуть застосовуватися, якщо вентиляція використовується в заздалегідь визначені інтервали часу. Наприклад, офісні приміщення чи шкільні класи. При зупинці системи вентиляції необхідна зупинка локальних циркуляційних насосів. Необхідно впроваджувати адміністративні заходи щодо скорочення часу роботи вентиляційних систем. Так, наприклад, відключення системи на час перерв та в неробочі години.

4.4 Методика визначення втрат в електродвигуні

Як перетворювач електричної енергії в механічну часто використовують найбільш дешеві та надійні асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором. Асинхронний двигун, як перетворювач електричної енергії в механічну, може

бути охарактеризований вхідними параметрами: U , I , $\cos\varphi$. До основних вихідних параметрів належать створюваний на валу двигуна обертаючий момент – M та частота обертання – ω .

Ефективність перетворення в електродвигуні електричної енергії в механічну визначається за величиною ККД двигуна. Величина ККД залежить від типу двигуна, його номінальної потужності, числа обертів та навантаження.

Отже, для двигуна:

- споживана електрична потужність:

$$P_{\text{вх}} = \sqrt{3}UI \cos \varphi, \text{ Вт};$$

- вихідна механічна потужність:

$$P_{\text{вих}} = M\omega, \text{ Вт};$$

- номінальний ККД двигуна:

$$\eta = \frac{P_{\text{вих}}}{P_{\text{вх}}} = \frac{M_H \omega_H}{\sqrt{3}UI \cos(\varphi_H)}.$$

На рис. 4.7 зображена залежність коефіцієнта корисної дії електродвигуна від його потужності.

Значення ККД, що відповідають робочому діапазону, знаходяться в межах $0 \dots P_H$. Не випадково номінальне значення навантаження (потужності) вибирається при $\eta < \eta_{\text{max}}$. Пояснюється це тим, що практично всі пристрої працюють у режимах зі змінним у часі рівнем навантаження. Крім того, при розрахунку електромашин передбачаються запаси по потужності. Це призводить до того, що фактичне навантаження пристроїв є меншим номінального. Взагалі значення ККД вище.

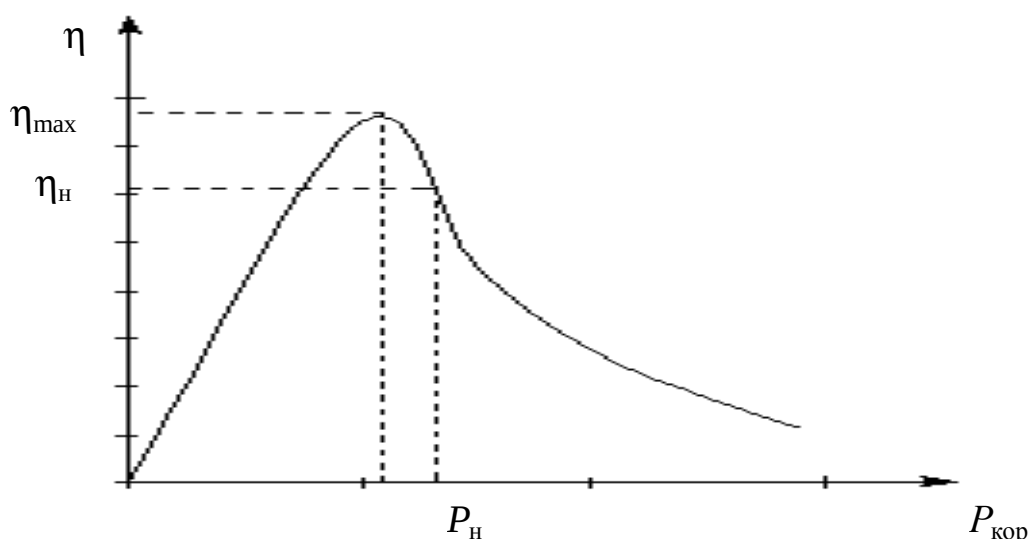


Рис. 4.7. Залежність коефіцієнта корисної дії електродвигуна від його потужності.

Зазначене співвідношення між максимальним та номінальним значеннями ККД сприяє підвищенню ККД циклу, оскільки миттєві значення зосереджуються біля максимуму. З огляду на те, що реально навантаження асинхронних двигунів знаходяться в області $(0,6...0,7)P_n$, розробники масової серії двигунів 4А найбільший розрахунковий ККД розташували саме біля цих значень. Залежність номінального ККД асинхронних двигунів від номінальної потужності показана на рис. 4.8.

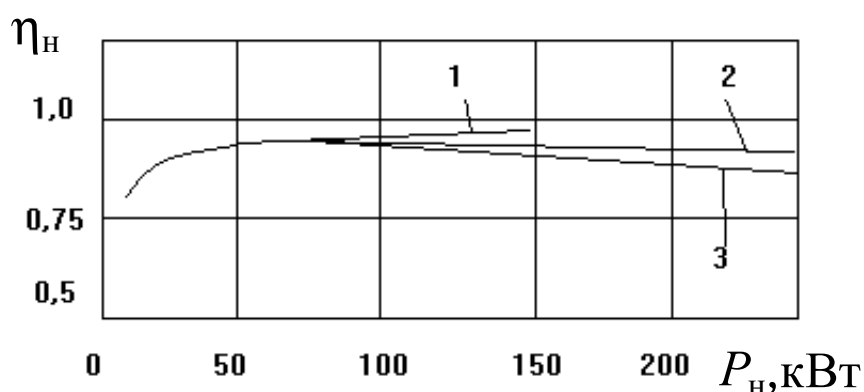


Рис. 4.8. Залежність номінального ККД асинхронних двигунів від номінальної потужності

1 – АД серії А2; 2 – АД серії А4 ($\omega_0 = 157$ і 107 сек^{-1});

3 – АД серії А4 ($\omega_0 = 314 \text{ с}^{-1}$).

Якщо привод постійно працює зі сталим навантаженням то вигідніше, щоб при цьому ККД був максимальним. У цьому випадку доцільно спеціально проектувати елементи силового кола з малими питомими втратами (меншими густиною струмів, індукцій, коефіцієнтами тертя в механічній частині), із застосуванням високоякісних матеріалів. Додаткові витрати на матеріали окупляться меншими втратами енергії й у підсумку – меншими сумарними витратами.

Найбільше значення ККД двигунів знаходиться в області номінального навантаження. Тому для зменшення втрат потужності необхідно забезпечити повне навантаження й обмежити їх неробочий хід. При наявності мало завантажених двигунів доцільно замінити їх на двигуни менших габаритів.

Розглянемо методику визначення втрат електроенергії у двигуні.

Оцінити втрати енергії при її перетворенні у двигуні можна в такий спосіб:

$$\Delta P_d = P_{вх} - P_{вих} = P_{вих} \left(\frac{1 - \eta_d}{\eta_d} \right),$$

де $P_{вх}$ – потужність, споживана двигуном; $P_{вих}$ – механічна потужність на валу двигуна; η_d – ККД двигуна.

Втрати потужності у двигуні ділять на постійні й змінні:

$$\Delta P_d = \Delta P_k + \Delta P_v,$$

де ΔP_k – постійні втрати потужності, ΔP_v – змінні втрати потужності.

Постійні втрати потужності не залежать від струму двигуна (навантаження) і містять у собі втрати:

- 1) у сталі;
- 2) механічні від тертя в підшипниках і вентиляційні;
- 3) від струму збудження.

Змінні втрати визначаються втратами в міді обмоток двигунів при протіканні по них струму навантаження, що змінюється.

Для асинхронних двигунів зручніше для визначення номінальних змінних втрат використовувати вираз:

$$\Delta P_{v.ном} = M_n \omega_c s_n \left(\frac{r_1}{r_2'} + 1 \right),$$

де M_n – номінальний момент, що розвиває двигун; $\omega_c = \frac{2\pi f_1}{p}$ – кутова швидкість обертання магнітного поля; f_1 – частота струму в мережі; p – кількість пар полюсів; $s_n = \frac{\omega_c - \omega_n}{\omega_c}$ – номінальне ковзання; r_1, r_2' – первинні та вторинні приведені фазові активні опори; ω_n – номінальна кутова швидкість обертання ротора.

Значення номінальних параметрів двигуна можна визначити за паспортною, проектною або довідковою літературою залежно від типу двигуна.

Для того, щоб визначити втрати в двигуні при завантаженні, рівному $P = P_{ном} \cdot K_n$, де K_n – коефіцієнт навантаження, варто попередньо знайти окремо постійні та номінальні змінні втрати.

Номінальні змінні втрати визначаються за зазначеною вище формулою, а постійні втрати з виразу:

$$\Delta P_k = \Delta P_n - \Delta P_{v.ном},$$

де $\Delta P_n = P_n \frac{1 - \eta_n}{\eta_n}$ – повні номінальні втрати, що знаходять за номінальним ККД двигуна та номінальною механічною потужністю, що її розвиває двигун.

Тоді втрати потужності у двигуні при не номінальному навантаженні можна визначити за формулою:

$$\Delta P = \Delta P_k + \Delta P_{v.ном} \cdot K_n^2.$$

Втрати в двигуні складають приблизно 11-14% від споживаної двигуном енергії.

4.5 Методика визначення втрат у передавальному механізмі

Передача механічної енергії від двигуна вентилятору може здійснюватися за допомогою різних видів передач. У будь-якому механізмі, навіть за відсутності передачі або перетворення енергії, діють внутрішні сили (сили ваги, сили конструктивних з'єднань деталей і таке інше), тому тертя і втрати енергії виникають і при неробочому русі механізмів. При передачі і перетворенні енергії нормальні зусилля зростають і, отже, збільшуються відповідні сили та моменти тертя, втрати. Тому моменти тертя можна відобразити лінійною залежністю від корисних моментів:

$$M_{тр} = M_x + bM_{кор},$$

де M_x – момент, обумовлений силами тертя при неробочому ході; b – коефіцієнт пропорційності, що визначає збільшення втрат на тертя при корисному навантаженні для даного механізму.

При розрахунку втрат у механічній частині електропривода користуються не значеннями сил тертя і моментів у окремих елементах механізму, а інтегральною оцінкою співвідношення між корисними моментами і відповідними їм втратами на тертя

$$\eta = \frac{M_{кор}}{M_{кор} + M_{тр}}.$$

Отже, ефективність роботи передавального механізму залежить від виду й типу передачі, її технічного стану, а також від її корисного навантаження й може бути оцінена за величиною номінального ККД передачі та залежності ККД від завантаження механізму. Для даного класу механізмів конструктори-механіки задають залежність ККД від навантаження, за допомогою якої визначаються значення M_x і b . Орієнтовно значення номінального ККД можна прийняти для різних видів передач відповідно до табл. 4.2.

Таблиця 4.2. Значення номінального ККД для різних видів передач.

Вид передачі	Тип передачі		ККД
Безпосередня насадка колеса вентилятора на вал двигуна	—		1
Сполучення валів вентилятора й двигуна за допомогою муфти	—		0,98
Те ж за допомогою клиноремінної передачі	—		0,95
Зубчасті колеса на підшипниках кочення	Закрита з рідким мастилом	циліндрична	0,97...0,99
		конічна	0,96...0,98
	Відкрита із консистентним змащенням	циліндрична	0,95...0,97
		конічна	0,94...0,95
Черв'ячні редуктори	Число витків (заходів черв'яка)	1	0,7...0,75
		2	0,75...0,82
		3 – 4	0,82...0,92

Примітка: ККД індукторних і гідравлічних муфт ковзання приймають за даними заводу виробника.

Отже, втрати потужності в передавальному механізмі можна визначити за формулою:

$$\Delta P_{\text{пер}} = P_{\text{вх}} - P_{\text{вих}} = P_{\text{вх}} - P_{\text{вх}} \eta_{\text{пер}} = P_{\text{вх}} (1 - \eta_{\text{пер}}),$$

де $P_{\text{вх}}$ – механічна потужність на валу двигуна, $P_{\text{вих}}$ – механічна потужність, що передана вентилятору, $\eta_{\text{пер}}$ – ККД передачі.

Для зменшення втрат енергії у вентиляційних системах необхідно періодично перевіряти справність роботи передаточних механізмів, своєчасно змащувати рухомі деталі та підшипники, замінювати розтягнуті паси. Втрати у передавальному механізмі складають приблизно 5-10%.

4.6 Методика визначення втрат у магістралях

При русі повітропроводом надлишковий тиск, створюваний природньо або механічним способом, витрачається на тертя повітря об поверхню стінок повітропроводу та на подолання місцевих опорів.

Втрати тиску на подолання опору тертя (втрат по довжині) при русі повітря в прямому горизонтальному повітропроводі постійного перетину розраховуються за формулою:

$$\Delta p_l = C_f \frac{\Pi \cdot l}{S} \frac{\rho \cdot V^2}{2},$$

де S – площа поперечного перерізу повітропроводу, м^2 ; Π – периметр перетину повітропроводу, м ; C_f – коефіцієнт опору тертя; ρ – густина повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$; V – середня швидкість повітряного потоку, $\text{м}/\text{с}$; l – довжина повітропроводу, м .

Повітропроводи складаються з прямих ділянок і фасонних частин цільового призначення; у перетині вони можуть бути круглими, прямокутними та овальними. Найпоширеніші повітропроводи з прямокутним або круглим поперечним перерізом. Прямокутні повітропроводи зручні своїми габаритами, круглі ж більш вигідні через менші втрати тиску та витрату матеріалів.

Для повітропроводів круглого перетину $\frac{\Pi}{S} = \frac{4}{d}$ і формула набуває вигляду:

$$\Delta p_l = C_f \frac{\Pi \cdot l \rho \cdot V^2}{S \cdot 2} = \lambda_{\text{тр}} \frac{l \rho \cdot V^2}{d \cdot 2},$$

де $\lambda = 4C_f$ – коефіцієнт тертя для круглих повітропроводів, що залежить від режиму руху повітря у повітропроводі та ступеня шорсткості стінок повітропроводу.

Втрати тиску на тертя у повітропроводах прямокутного перетину можна визначити за формулою, таблицям і номограмам, складеним для круглих повітропроводів. Для цього прямокутний переріз повітропроводу заміняють еквівалентним круглим перерізом. Еквівалентним діаметром прямокутного повітропроводу є такий діаметр круглого повітропроводу, при якому питомі втрати тиску на тертя (на одиницю довжини) у круглому й прямокутному повітропроводах однакові при рівності швидкостей або витрат повітря.

Еквівалентний за швидкістю діаметр d_e можна визначити за формулою:

$$d_e = \frac{4 \cdot S}{\Pi},$$

де S – площа перерізу повітропроводу, м^2 ; Π – периметр перерізу повітропроводу, м.

Для повітропроводу прямокутного перерізу ця формула має наступний вид:

$$d_e = \frac{2a \cdot b}{a + b},$$

де a й b – розміри сторін перерізу повітропроводу, м.

Місцеві опори виникають у місцях поворотів повітропроводу, при розподілі та злитті потоків, при зміні розмірів поперечного перерізу повітропроводу, при вході у повітропровід і виході з нього, в місцях установки

регулюючих пристроїв, тобто в таких місцях повітропроводу, де відбувається зміна швидкості повітряного потоку за величиною або за напрямком. У зазначених місцях відбувається перебудова полів швидкостей повітря й утворення вихрових зон біля стінок, що супроводжується втратою енергії потоку. Порушення сталого поля швидкостей починається на деякій відстані до місцевого опору, а вирівнювання потоку відбувається на деякій відстані після нього. На всій ділянці обуреного потоку відбувається втрата енергії на в'язке тертя та збільшуються втрати на тертя об стінки. Однак, умовно для зручності проведення аеродинамічного розрахунку мережі втрати тиску в місцевих опорах вважають зосередженими.

Втрати тиску на подолання місцевих опорів визначають експериментально. Вони пропорційні квадрату швидкості повітряного потоку:

$$\Delta p_m = \zeta \frac{\rho \cdot V^2}{2}.$$

В практиці газодинамічних розрахунків вентиляційних мереж використовують поняття аеродинамічної характеристики простого повітропроводу, що є залежність повних втрат тиску від витрати повітря. Тому що практично завжди в системах вентиляції має місце турбулентний режим руху повітря, величина повних втрат тиску пропорційна витраті повітря в другому ступені, аеродинамічна характеристика повітропроводу має вигляд:

$$\Delta p = k \cdot Q^2,$$

де k – коефіцієнт аеродинамічної характеристики повітропроводу:

$$k = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum_{i=1}^n \zeta_i \right) \frac{\rho}{2 \cdot S^2}.$$

Найбільш зручним є використання аеродинамічної характеристики повітропроводу у вигляді графіка на рис. 4.9.

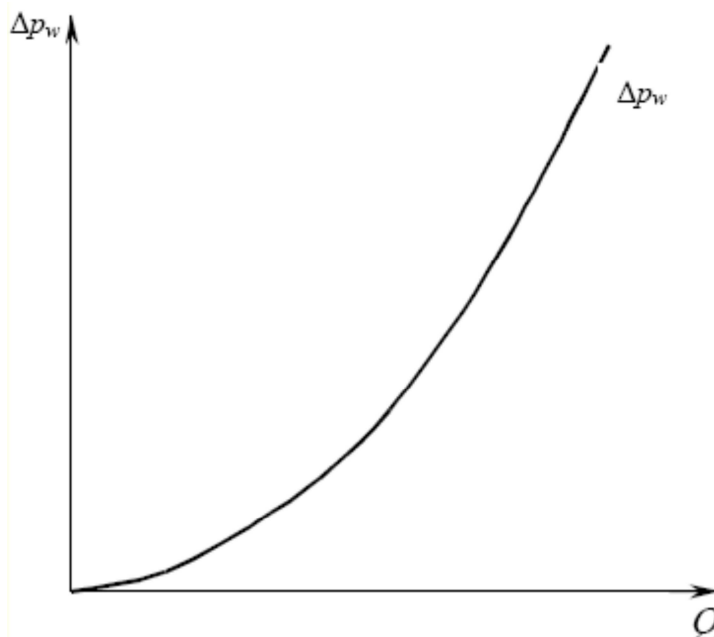


Рис. 4.9. Аеродинамічна характеристика простого повітропроводу.

Отже, втрати потужності в магістралі можна визначити за формулою:

$$\Delta P_{\text{маг}} = \Delta p_{\text{маг}} \cdot Q,$$

де $\Delta p_{\text{маг}}$ – втрати тиску на всіх ділянках магістралі; Q – продуктивність вентиляційної установки.

Величина втрат тиску в магістралі визначається за проектною, або налагоджувальною документацією, а за відсутності необхідної інформації проводиться її аеродинамічний розрахунок.

Розглянемо методику визначення втрат тиску в магістралі аналітичним шляхом.

1. Будуємо аксонометричну схему системи вентиляції.

2. Визначаємо магістраль та відгалуження. Магістраллю вважається найдовший повітропровід, простягнутий від найдалшого приточного (витяжного) отвору до вентилятора (витяжної шахти).

3. Мережу розбиваємо на ділянки зі сталою витратою повітря та сталим незмінним діаметром повітропроводу в межах кожної ділянки.

4. Ділянки нумеруємо, починаючи з найбільш віддаленої від вентилятора за магістраллю, а далі за відгалуженнями.

5. Для кожної ділянки визначаємо її довжину та кількість переміщуваного повітря.

6.3 довідкової літератури знаходимо еквівалентну шорсткість стінок повітропроводу в залежності від матеріалу, з якого вони зроблені та їх технічного стану.

7. При проведенні орієнтовних розрахунків та при незначному відхиленні параметрів переміщуваного повітря від нормальних умов (температура 20°C, барометричний тиск 760 мм рт.ст.) густину повітря можна прийняти рівною 1,2 кг/м³.

8. За допомогою довідкових номограм знаходимо відношення λ/d для кожної з ділянок при даних значеннях діаметру (еквівалентного діаметру, швидкості потоку, коефіцієнту шорсткості).

9. За допомогою довідкових таблиць знаходимо коефіцієнти місцевих опорів на кожній ділянці.

10. Знаходимо втрати тиску на ділянках повітропроводу за формулою:

$$\Delta p_i = \left(\lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum_{i=1}^n \zeta_i \right) \frac{V_i^2}{2} \rho.$$

11. Повітропроводи систем вентиляції розраховуються за таблицями та номограмами при температурі 20°C. При інших значеннях цього параметру коефіцієнти втрат на тертя та місцеві опори слід помножити на поправочні коефіцієнти. Значення поправочних коефіцієнтів можна знайти в довідковій літературі.

12. Знаходимо загальні втрати тиску:

$$\Delta p_{\text{маг}} = \sum_{i=1}^n \Delta p_i$$

4.7 Методика визначення втрат у вентиляторі

Ефективність роботи вентилятора характеризується величиною його ККД. Цей параметр залежить від конкретних умов роботи вентилятора, його продуктивності та вибирається за характеристиками, що задані заводом-виробником. Величину втрат у вентиляторі при перетворенні механічної енергії в аеродинамічну можна визначити за формулою:

$$\Delta P_{\epsilon} = P_{\text{вх}} - P_{\text{вих}} = \frac{P_{\text{вих}}}{\eta_{\epsilon}} - P_{\text{вих}} = P_{\text{вих}} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\epsilon}} - 1 \right) = P_{\text{вих}} \cdot \frac{1 - \eta_{\epsilon}}{\eta_{\epsilon}},$$

де $P_{\text{вх}}$ – механічна потужність, передана від привода вентилятору; $P_{\text{вих}}$ – аеродинамічна потужність, створювана вентилятором; $\eta_{\text{пер}}$ – ККД передачі.

Потужність, що витрачається на виконання корисної роботи може бути визначена за наступною формулою:

$$P_{\text{аеро.дин}} = Q \cdot H,$$

де H – повний тиск або напір, що розвиває вентиляторна установка, є різницею повних тисків потоку при виході і на вході вентиляторної установки; Q – продуктивність, є об'ємна кількість газу, що надходить у вентиляційну установку за одиницю часу.

Необхідна механічна потужність, що забезпечує обертання вала вентилятора, може бути визначена за формулою:

$$P_{\text{мех}} = M \cdot \omega,$$

де M – обертаючий момент на валу вентилятора; ω – частота обертання вала вентилятора.

Звідси ККД вентилятора

$$\eta = \frac{P_{\text{вих}}}{P_{\text{вх}}} = \frac{Q \cdot H}{M\omega}.$$

ККД вентилятора, так само як і двигуна змінюється при регулюванні продуктивності, і робота в зоні, де $\eta \leq 0,6$ взагалі не рекомендується. ККД при заданій продуктивності можна визначити за допомогою аеродинамічних характеристик вентилятора, зразок яких для вентилятора Ц4-70 №6,3 наведений на рис. 4.10.

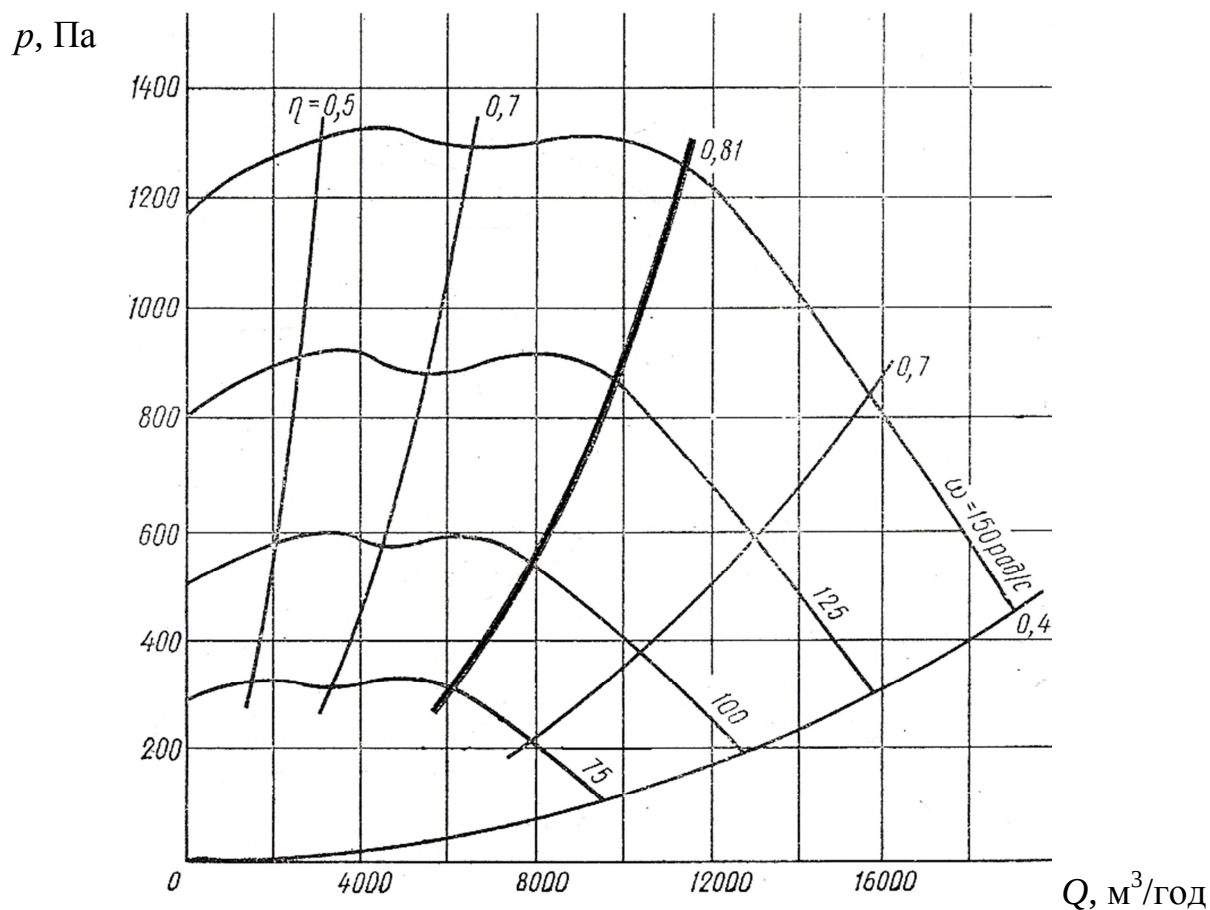


Рис. 4.10. Аеродинамічна характеристика вентилятора Ц4-70 №6,3

4.8 Оцінка ефективності впровадження частотно-регульованого електроприводу для вентиляторних установок

1. Реєструємо паспортні дані вентилятора та привода, які є допоміжними під час розрахунків та заносимо їх до табл. 4.3.

Таблиця 4.3. Паспортні дані вентилятора та електродвигуна системи вентиляції.

Параметр	Значення
Потужність вентилятора, кВт	
ККД вентилятора, %	
Повний тиск вентилятора, Па	
Подача вентилятора, м ³ /год	
Потужність двигуна, кВт	
Струм двигуна, А	
ККД двигуна, %	
Коефіцієнт потужності двигуна	

2. Далі проводимо вимірювання основних параметрів – потужності двигуна або струму та коефіцієнту потужності, витрати повітря. Основні дані вимірюються при повністю закритому та повністю відкритому регулюючому вентилі. Результати вимірювань заносяться до табл. 4.4.

Таблиця 4.4. Результати вимірювання параметрів споживання електродвигуна.

Вимірюваний параметр	Потужність P_{min} (P_{max}), або струм I_{min} (I_{max}) та $\cos\varphi_{min}$ ($\cos\varphi_{max}$)	Витрата повітря, Q_{max}
Засоби вимірювання	Ватметр, амперметр або лічильник електричної енергії, фазометр	Витратомір

Примітка: вимірювання при закритому вентилі слід проводити максимально оперативно для виключення можливості перегрівання устаткування.

3. За даними таблиць будується графік залежності потужності P від відносної витрати повітря Q/Q_{max} при різних видах регулювання. При дроселюванні для спожитої потужності можна записати:

$$P_d = P_{min} + (P_{max} - P_{min}) \cdot Q/Q_{max} .$$

Для спожитої потужності при частотному регулюванні можна записати наступний вираз:

$$P_{\text{чрп}} = P_{\text{max}} \cdot (Q/Q_{\text{max}})^3.$$

Залежність спожитої потужності при дроселюванні P_d від відносної витрати Q/Q_{max} є приблизно лінійною, на графіку утворюється сполученням точок P_{max} та P_{min} . Графік потужності $P_{\text{чрп}}$ отримується шляхом побудови відповідної функції при підстановці декількох значень Q/Q_{max} та вимірюваної раніше P_{max} . Приклад такого графіка наведено на рис. 4.11.

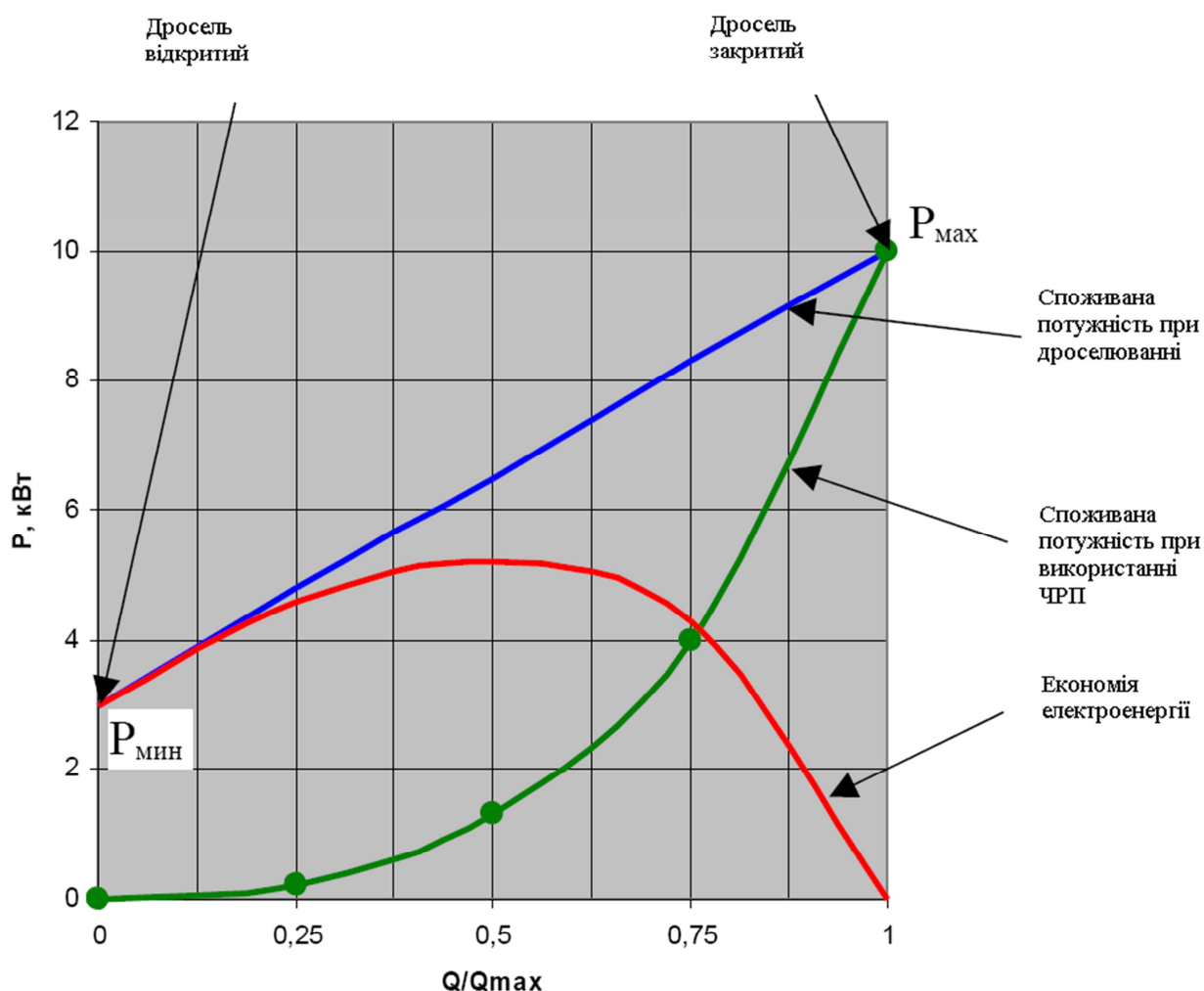


Рис. 4.11. Споживана потужність при дроселюванні і використанні частотно-регульованого електроприводу

4. Для отримання інформації щодо завантаження вентилятора визначається графік його роботи за періодами часу з приблизно однаковою витратою повітря. Для вимірювання використовується витратомір. Вимірювання добової витрати відбувається 2-3 дні. За результатами таких вимірювань заповнюється табл. 4.5.

Таблиця 4.5. Результати вимірювань добової витрати повітря.

Період часу	t_1	t_2	t_3	t_4	...	t_n
Добова витрата, $\text{м}^3/\text{год.}$ (перший день вимірювання)						
Добова витрата, $\text{м}^3/\text{год.}$ (другий день вимірювання)						
Добова витрата, $\text{м}^3/\text{год.}$ (третій день вимірювання)						
Середня добова витрата, $\text{м}^3/\text{год.}$						

Вираховуємо середню добову витрату та будуємо графік навантаження системи (рис. 4.12).

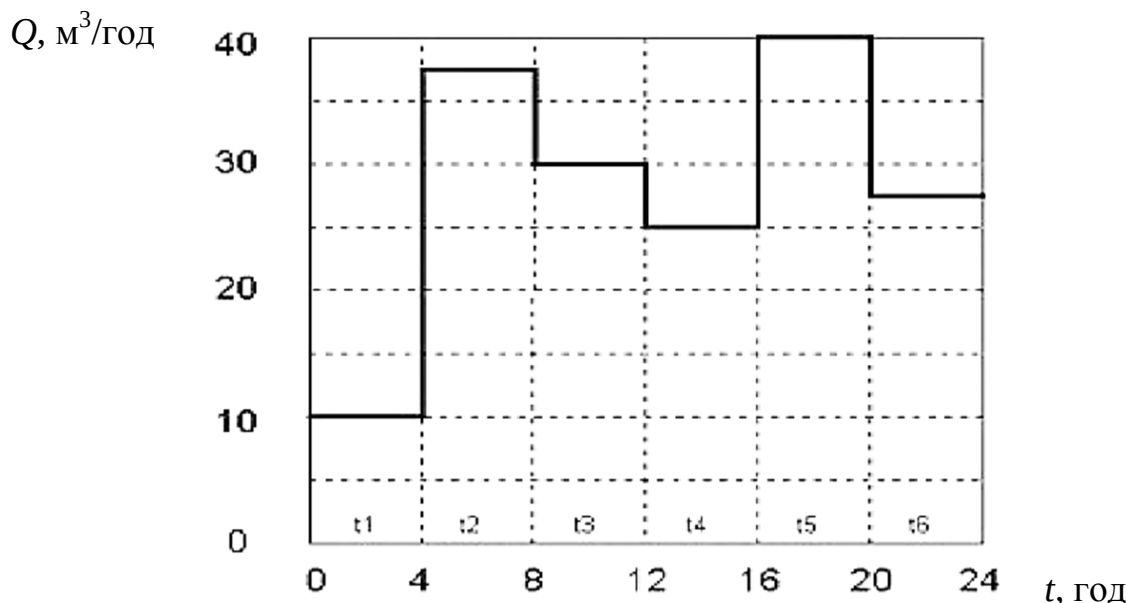


Рис. 4.12. Приклад графіка навантаження системи вентиляції

5. Розрахунок ефективності полягає у визначенні різниці між величинами спожитої потужності при регулюванні дроселюванням та за допомогою частотно-регульованого електроприводу.

Для кожного періоду часу роботи системи вентиляції розраховуємо економію потужності:

$$\Delta P_i = P_{\text{ді}} - P_{\text{чрпі}}.$$

Величини $P_{\text{ді}}$ та $P_{\text{чрпі}}$ розраховуються за формулами або знаходяться з графіку. Величини Q_i беруться з рис. 4.12 або з табл. 4.5.

Далі визначається сумарна економія електроенергії відносно заданого інтервалу часу роботи устаткування (для прикладу, доба) за формулою

$$E = \sum_{i=1}^n \Delta P_i t_i.$$

При роботі вентилятора весь рік з приблизно сталим добовим графіком витрати повітря економія електроенергії визначається кількістю днів роботи вентилятора на рік. Якщо протягом року існує декілька періодів часу з різними характерними добовими графіками, наприклад, зима – літо, то економія вираховується для кожного періоду окремо.

6. Для попередньої оцінки економічної доцільності застосування частотно-регульованого електроприводу можна використати термін окупності

$$T_{\text{ок}} = \frac{ET}{C_{\text{чрп}}},$$

де $T_{\text{ок}}$ – термін окупності, р.; E – економія електроенергії внаслідок впровадження частотно-регульованого електрприводу, кВт·год/рік; T – тариф на електричну енергію, грн./кВт·год.; $C_{\text{чрп}}$ – вартість частотного перетворювача, грн.

При прийнятті рішення про доцільність застосування регульованого електропривода слід зауважити, що крім економічного ефекту від економії електроенергії додатково забезпечується наступне:

- знижується зношування запірної арматури, тому що більшу частину часу засувки повністю відкриті;
- більшу частину часу вентилятор працює при зниженому тиску, що зменшує витoki в системі вентиляції та кондиціювання;
- знижується зношування підшипників двигуна та вентилятора за рахунок плавної зміни кількості обертів, відсутності великих пускових струмів;
- зменшується небезпека аварій за рахунок виключення гідравлічних ударів;
- забезпечується одночасний захист двигуна від струмів короткого замикання, замикання на землю, струмів перевантаження, однофазного режиму;
- знижується рівень шуму;
- спрощується подальша комплексна автоматизація об'єктів системи.

Ефект при застосуванні перетворювачів частоти досягається за рахунок наступних факторів:

- економії енергоресурсів;
- збільшення термінів служби технологічного обладнання;
- зниження витрат на планові та попереджувальні ремонтні роботи;
- забезпечення оперативного управління та достовірного контролю за станом технологічних процесів.

Необхідно зазначити, що вирішення питання про застосування частотно-регульованого електроприводу не можна зіставляти з заміною двигуна вентилятора більшої потужності на привод меншої потужності, тому що в цьому випадку завдання за метою різні, хоча й досягається економія електроенергії за рахунок зниження витрат у двигуні та електромережах. Рішення про заміну двигуна не підмінює рішення про застосування частотно-регульованого електроприводу. У той же час рішення про застосування частотно-регульованого електроприводу можна розглядати й при заміні двигуна на меншу потужність. Заміна не завантажених двигунів на двигуни меншої потужності буде також сприяти зниженню споживання реактивної потужності.

4.9 Оцінка ефективності заміни недовантаженого двигуна двигуном меншої потужності

При зміні технологічного процесу можливе недовантаження асинхронних електродвигунів. Якщо підвищення корисного навантаження робочої машини протягом тривалого періоду часу неможливе, а електродвигун має значний невикористаний резерв потужності, виникає варіант заміни існуючого агрегату іншим, менш потужним.

Ця заміна дозволить збільшити ступінь використання асинхронного електродвигуна, збільшити коефіцієнт навантаження та зменшити споживання реактивної та активної енергії. Заміна рекомендується при середньому коефіцієнті навантаження менше 40...45%. Якщо навантаження лежить у межах 45...70%, доцільність заміни вирішується розрахунками.

Втрати в електродвигуні та мережі при заміні повинні знижуватися. Доцільність вилучення надлишкової потужності асинхронних електродвигунів визначається наступним виразом:

$$(\Delta P_1 + K_e Q_1) - (\Delta P_2 + K_e Q_2) > 0,$$

де ΔP_1 і Q_1 – втрати активної та реактивної потужності в існуючому двигуні; ΔP_2 і Q_2 – втрати активної та реактивної потужності в новому двигуні при тому ж навантаженні; K_e – коефіцієнт підвищення втрат (можна приймати 0,05...0,10, більші значення відносяться до годин максимуму енергосистеми).

Методика визначення втрат активної потужності у двигуні розглянута раніше. Реактивну потужність двигунів можна знайти за фактичним навантаженням двигуна та відповідним коефіцієнтом потужності, орієнтовно визначити який можна за графіком, наведеним на рис. 4.13.

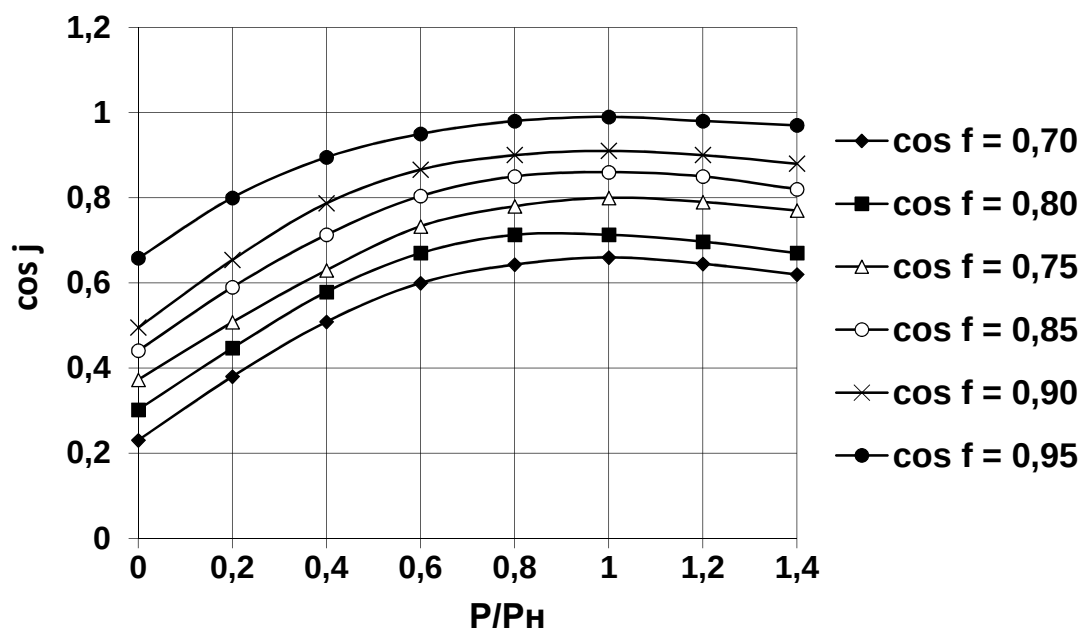


Рис. 4.13. Залежність коефіцієнта потужності від завантаження двигуна.

Тоді реактивну потужність двигуна можна визначити таким чином:

$$Q = P \cdot \operatorname{tg}(\varphi).$$

Економію електричної потужності при заміні недовантаженого двигуна, двигуном меншої потужності можна визначити за формулою:

$$P_{\Delta} = \Delta P_1 - \Delta P_2 + K_e(Q_1 - Q_2).$$

Ще одним заходом може бути використання енергозберігаючих двигунів. Цей захід передбачає підвищення економічності електроприводів за рахунок впровадження енергозберігаючих двигунів та двигунів поліпшеної конструкції. В енергозберігаючих двигунах за рахунок підвищення маси активних матеріалів (міді та заліза), застосування сучасних матеріалів, вдосконалення конструкції, подовження сердечника з більш якісної пластинчатої сталі, зменшення втрат в міді, шляхом максимального використання пазів, вдається поліпшити основні енергетичні характеристики (підвищити номінальні значення ККД та $\cos \varphi$).

4.10 Оцінка ефективності заміни вентиляторів старих типів сучасними

Заміна вентиляторів старих типів з низьким ККД сучасними вентиляторами без механічних передач з відповідними аеродинамічними властивостями дає економію потужності, кВт:

$$P_{\Delta} = \frac{H \cdot Q(\eta_2 - \eta_1)10^{-3}}{\eta_1 \eta_2},$$

де H – повний тиск, який розвиває вентилятор, Па; Q – продуктивність вентилятора, м³/с; η_1 й η_2 – ККД старого та нового вентиляторів.

4.11 Оцінка ефективності застосування регулювання продуктивності за допомогою двошвидкісних двигунів

Регулювання продуктивність вентиляторів можна здійснювати ступінчасто за допомогою двошвидкісного асинхронного двигуна. При визначенні економії електроенергії в цьому випадку варто враховувати погіршення ККД двошвидкісного двигуна. Тому регулювання частоти обертання доцільно, якщо система досить довгостроково працює зі зниженою продуктивністю. При цьому економія потужності, кВт:

$$P_{\Delta} = \left[\frac{H_1 Q_1 (\eta_1 - \eta_0)}{\eta_1 \eta_0} + \frac{H_1 Q_1 \eta_0 - H_2 Q_2 \eta_2}{\eta_2 \eta_0} \right] 10^{-3},$$

де H_1 і H_2 – тиск вентилятора до та після зміни режиму роботи, Па; Q_1 й Q_2 – продуктивність вентилятора до та після зміни режиму, м³/с; η_0 – ККД вентилятора з одношвидкісним двигуном; η_1 й η_2 – ККД вентилятора з двошвидкісним двигуном відповідно на першій і другій частотах обертання.

Цю формулу можна застосувати для оцінки доцільності використання частотно-регульованого електроприводу. Для цього замість значень η_1 й η_2 треба підставити значення ККД вентилятора та перетворювача, η_v , $\eta_{\text{п}}$.

РОЗДІЛ 5

ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВПРОВАДЖЕННЯ ЧАСТОТНО-РЕГУЛЬОВАНИХ ЕЛЕКТРОПРИВОДІВ

До цих пір у системах водопостачання поширений спосіб регулювання подачі насосних агрегатів за допомогою дроселювання напірних ліній і регулювання кількості функціонуючих апаратів. Параметром регулювання, як правило, є тиск у трубопроводі. При цьому насосні агрегати встановлюються виходячи з певних розрахункових характеристик роботи, а потужність насосів нерідко вибирається з припуском в більшу сторону.

Сьогодні, завдяки прогресу силової електроніки і мікропроцесорної техніки, на ринку з'явилися компактні, зручні і ефективні пристрої – частотні перетворювачі, що дають можливість плавно регулювати швидкість обертання валу асинхронних електродвигунів. До таких приладів належить Altivar 61 компанії Schneider Electric.

Застосування частотно-регульованого електроприводу на базі Altivar 61 на насосних станціях дозволяє:

- економити електроенергію, налаштувавши роботу електропривода в залежності від реального водоспоживання;
- знизити витрата води, за рахунок скорочення витоків при перевищенні тиску в магістралі;
- зменшити витрати на профілактичний і капітальний ремонт устаткування;
- збільшити напір вище звичайного в разі необхідності;
- комплексно автоматизувати систему водопостачання, і виключити вплив «людського фактора» на роботу системи.

Визначення величини капіталовкладень

Капітальні вкладення включають вартість елементів схеми електропостачання, витрати на доставку, монтаж та пусконаладжувальні роботи:

$$K = B_{обл} + B_{\partial} + B_{м} + B_{пн}$$

де K – капіталовкладення, грн. $B_{обл}$ – вартість обладнання, грн.; $B_{д}$ – вартість доставки, грн. Може бути прийнята у розмірі 10% від вартості обладнання; $B_{м}$ – вартість монтажних робіт з врахуванням вартості монтажних матеріалів, грн. Може бути прийнята у розмірі 35% від вартості обладнання. $B_{пн}$ – вартість пусконаладжувальних робіт, грн. Приймається в розмірі 15% від вартості обладнання.

До встановлення приймається пристрій, вартість якого за даними виробника складає 51585 грн.

$$K = 257925 \cdot \left(1 + \frac{10 + 35 + 15}{100}\right) = 368888 \text{ грн.}$$

Визначення експлуатаційних витрат

Визначення експлуатаційних витрат будемо проводити за умови роботи системи на протязі року для двох варіантів: базового (робота насосної станції при дросельному регулюванні), та нового (використання частотнорегульованого електроприводу). До розрахунку включаються лише ті статті витрат, які різняться за варіантами. Кошторис річних експлуатаційних витрат розраховується за такими статтями:

- основна та додаткова заробітна плата експлуатаційних робітників;
- вартість експлуатаційних матеріалів;
- поточні ремонти;
- аварійні ремонти;
- амортизаційні відрахування;
- інші витрати.

Основна та додаткова заробітна плата експлуатаційних робітників з відрахуваннями на соціальні потреби:

$$Z_{екс} = Q_{то} \cdot l_c \cdot K_{д} \left(1 + \frac{H_{соц}}{100}\right),$$

де $Q_{то}$ – річна трудомісткість експлуатаційних робіт. Для базового варіанту складає 620 люд-год. В новому варіанті, за рахунок автоматизації процесів управління електродвигунами трудомісткість експлуатаційних робіт зменшується на 20% и складає 496 люд-год. Але до неї додається трудомісткість обслуговування додаткового обладнання (частотного перетворювача), яка складає 48 люд-год. Відповідно загальна трудомісткість експлуатаційних робіт для нового варіанту складає 544 люд-год. на рік. l_c – середня годинна тарифна ставка експлуатаційних робітників, грн./год.; K_o – коефіцієнт додаткової заробітної плати та премій. Може бути прийнятий на рівні 1,25-1,35. H – норматив єдиного соціального внеску (22%).

У базовому варіанті:

$$З_{екс.баз} = 620 \cdot 68,182 \cdot 1,3 \cdot 1,22 = 67045 \text{ грн.}$$

В новому варіанті:

$$З_{екс.н} = 544 \cdot 68,182 \cdot 1,3 \cdot 1,22 = 58826 \text{ грн.}$$

Вартість експлуатаційних матеріалів може бути орієнтовно прийнята в розмірі 25% від $З_{екс.}$

$$B_{ем.баз} = 0,25 \cdot 67045 = 16761 \text{ грн.};$$

$$B_{ем.н} = 0,25 \cdot 58826 = 14707 \text{ грн.}$$

Витрати на поточний ремонт обладнання включають в себе: основну та додаткову заробітну плату ремонтних робітників з відрахуваннями на соціальні потреби:

$$Z_p = 0,8 \cdot Q_p \cdot l_{cp} \cdot K_o \left(1 + \frac{H_{coц}}{100} \right),$$

де 0,8 – коефіцієнт, який враховує долю поточних ремонтів в загальній сумі ремонтних робіт; Q_p – річна трудомісткість ремонтних робіт. Визначається згідно нормативів системи планово-запобіжного ремонту (табл. 5.1); l_{cp} – середня годинна тарифна ставка ремонтних робітників, грн./год.

Таблиця 5.1. Розрахунок трудомісткості ремонтних робіт

Назва елементів схеми	К- сть	Тривалість, міс			Структура ремонтного циклу			Трудомісткість, нормо-год.							
								Нормативна			За рем. цикл				Річна
		$T_{p.ц.,}$ міс	$T_{p.н.,}$ міс	$T_{o.н.,}$ міс	n_k	n_m	n_o	Q_k^H	Q_m^H	Q_o^H	Q_k	Q_m	Q_o	Q^Σ	Q_p
Базовий варіант															
Асинхронний двигун 15 кВт	3	36	6	0	1	5	0	125	68	0	375	1020	0	1395	465
Насос центробіжний	3	24	4	0	1	5	0	105	34	0	315	510	0	825	412,5
Засувки електричні	3	24	4	0	1	5	0	15	6	0	45	90	0	135	67,5
Трубопровід	4	96	0	0	1	0	0	86	0	0	344	0	0	344	43
Всього															988
Новий варіант*															
Асинхронний двигун 15 кВт	3	108	9	0	1	11	0	125	68	0	375	2244	0	2619	291
Насос центробіжний	3	48	6	0	1	7	0	105	34	0	315	714	0	1029	257,25
Засувки електричні	3	48	6	0	1	7	0	15	6	0	45	126	0	171	42,75
Трубопровід	4	180	0	0	1	0	0	86	0	0	344	0	0	344	22,93
Пристрій Altivar 61	1	120	24	12	1	4	5	35	10	1	35	40	5	80	8
Всього															621,93

*В новому варіанті, за рахунок встановлення частотного перетворювача тривалість ремонтного циклу та міжремонтного періоду може бути збільшена без зміни рівня надійності системи.

$$Z_{p.баз} = 0,8 \cdot 988 \cdot 80,179 \cdot 1,3 \cdot 1,22 = 100511 \text{ грн.};$$

$$Z_{p.н} = 0,8 \cdot 622 \cdot 80,179 \cdot 1,3 \cdot 1,22 = 63277 \text{ грн.}$$

Вартість ремонтних матеріалів та запасних частин може бути прийняті в розмірі 75% від Z_p :

$$B_{рм.баз} = 0,75 \cdot 100511 = 75383 \text{ грн.};$$

$$B_{рм.н} = 0,75 \cdot 63277 = 47458 \text{ грн.}$$

Вартість спожитої електроенергії. Розрахунок середньодобового споживання електроенергії проводимо для насосної установки з параметрами:

- асинхронного двигуна насосу: тип АМ160S2У2, $P_{ном}=15$ кВт, $U_{ном}=380$ В, $\eta=88\%$, $I_{ном}=29$ А, $n_{ном}=2910$ об./хв., $\cos \varphi_{ном}=0,9$;

- насосу: тип КМ100-80С, подача=100 м³/год., напір=32 м, $n_{ном}=2910$ об./хв.

Результати розрахунку наведено в табл. 5.2.

Таблиця 5.2. Розрахунок середньодобового споживання електроенергії

День, час добы	Покази лічильників		Витрата за період замірів		Середньодобова витрата	
	води, м ³	електро- енергії, кВт·год	води, м ³	електро- енергії, кВт·год	води, м ³	електро- енергії, кВт·год
При використанні регульованого електропривода						
1-й день, 19.00	399213	154100	6583	1280	940.4	182.86
8-й день, 19.00	405796	155380				
При використанні нерегульованого електропривода						
1-й день, 19.00	405796	155380	8772	2140	1253.1	307.4
8-й день, 19.00	414568	157532				

Якщо не враховувати сезонні зміни витрат води вартість спожитої електроенергії за рік складе:

$$B_{ел.} = b \cdot Wh \cdot 365$$

де b – діючий тариф на електроенергію, грн./кВт год ; Wh – добове споживання електроенергії насосною установкою, кВт год;

$$B_{ел.баз} = 5,43 \cdot 307 \cdot 365 = 608459 \text{ грн.};$$

$$B_{ел.н} = 5,43 \cdot 183 \cdot 365 = 362699 \text{ грн.}$$

Амортизаційні відрахування визначаємо виходячи із розміру капіталовкладень в елементи системи за річною нормою амортизації H_a , яка складає 20%.

$$A_{р.н} = \frac{K \cdot H_a}{100} = \frac{368888 \cdot 20}{100} = 77378 \text{ грн.}$$

Інші витрати на утримання системи можуть бути прийняті в розмірі 20% від Z_p .

$$B_{ін.баз} = 0,2 \cdot 100511 = 20102 \text{ грн.};$$

$$B_{ін.н} = 0,2 \cdot 63277 = 12655 \text{ грн.}$$

Кошторис річних експлуатаційних витрат по варіантам зведемо у табл. 5.3.

Таблиця 5.3. Кошторис річних експлуатаційних витрат.

Стаття витрат	Витрати, грн	
	Базовий	Новий
Основна та додаткова заробітна плата експлуатаційних робітників з відрахуванням на соціальні потреби	67045	58826
Вартість експлуатаційних матеріалів	16761	14707
Основна та додаткова заробітна плата ремонтних робітників з відрахуванням на соціальні потреби	100511	63277
Вартість ремонтних матеріалів і запчастин	75383	47458
Вартість спожитої електроенергії	608459	362699
Амортизаційні відрахування	-	77378
Інші витрати	20102	12655
Всього	888261	637000

Розрахунок показників економічної ефективності

Річний економічний ефект від застосування частотного перетворювача визначається за формулою:

$$E_p = (B_{e.баз} - B_{e.н}) - E_n \cdot K,$$

де $B_{e.баз}$, $B_{e.н}$ – величина експлуатаційних витрат відповідно за базовим и новим варіантом; E_n – нормативний коефіцієнт економічної ефективності капітальних капіталовкладень. $E_n=0,25$.

$$E_p = (888261 - 637000) - 0,25 \cdot 368888 = 159040 \text{ грн.}$$

Період окупності додаткових капітальних вкладень за рахунок зниження експлуатаційних витрат визначається за формулою:

$$T_{ок} = \frac{K}{B_{e.баз} - B_{e.н}} = \frac{368888}{888261 - 637000} = 1,5 \text{ року.}$$

Висновки

Як показали розрахунки, впровадження на підприємстві частотно-регульованого приводу асинхронних двигунів насосної станції є економічно обґрунтованим. Величина річного економічного ефекту від запропонованих заходів складає 159040 грн., а період окупності капіталовкладень 1,5 року.

Даний пристрій крім економії електроенергії, дозволяє зменшити механічні перенавантаження двигуна і насоса, усунути гідроудари в водогоні, а також комплексно автоматизувати систему водопостачання.

РОЗДІЛ 6

ОХОРОНА ПРАЦІ

6.1 Аналіз небезпек та шкідливих факторів, які виникають в навчальній лабораторії енергетичного аудиту

Навчальна лабораторія енергетичного аудиту не відноситься до об'єкту підвищеної небезпеки, але деякі фактори все ж таки можуть негативно впливати на працездатність людини.

Лабораторія розташована на другому поверсі університету. Приміщення лабораторії має прямокутну форму, що є найбільш доцільним з точки санітарно-гігієнічних норм на освітлення та природну вентиляцію.

Освітлення лабораторії створюється природним сонячним світлом (природне) і світлом від електричних ламп (штучне). Природне освітлення дуже сприятливе для людини, так як сонячне світло має велике розсіювання, оптимальним спектром, в ньому набагато більше ультрафіолетових променів. Штучне освітлення передбачається у приміщеннях, де недостатньо природного світла, і для освітлення у вечірні години.

Роботи, які виконуються в лабораторії мають III розряд зорової праці (об'єкт розрізнення 0,3-0,5 мм), то коефіцієнт природного освітлення КПО повинен становити не менше 1,2 %. Фактичне значення КПО становить 27-29 %, що повністю задовольняє вимоги ДБН В. 2.5–28–2006.

Штучне освітлення призначене для освітлення робочих місць у темний час, чи при недостатньому природному освітленні. У відповідності з ДБН В.2.5-28-2006 розряд зорової роботи працівника лабораторії - середньої точності. Норма штучного освітлення $E_n = 300$ лк. Нормоване природне освітлення (КПО) $E_n = 1,8$ %.

Нормативний рівень природного освітлення забезпечується крізь 2 вікна. Нормативний рівень штучного освітлення підтримується за допомогою світильників.

Джерелами запиленості повітря в даному приміщенні є одяг і пил, що потрапляє з вулиці. З метою боротьби з пилом проводяться регулярні вологі прибирання і провітрювання.

Необхідний стан повітря забезпечується за допомогою природної вентиляції (зміна повітря проводиться через вікна, квартирки, двері) відповідно ДБН В.2.5.67-2013. Джерел подразнюючих чи токсичних, горючих чи вибухонебезпечних речовин у кабінеті немає. Повітря робочої зони відповідає вимогам ГОСТ 12.1.005-88.

Робота працівника кабінету проводиться сидячи і не потребує значних затрат енергії приблизно 160 ккал/год, тому вона відноситься до 1-ої категорії – легкі роботи.

Фактична температура у приміщенні відповідно до пори року:

- Взимку 18°-20°С;
- Влітку 22°-25°С.

Шум впливає на систему травлення і кровообігу, серцево-судинну систему. У разі постійного шумового фону до 70 дБ виникає порушення ендокринної та нервової систем, до 90 дБ – порушує слух, до 120 дБ – призводить до фізичного болю, який може бути нестерпним. Шум не лише погіршує самопочуття людини, а і знижує продуктивність праці на 10-15 %. У зв'язку з цим боротьба з ним має не лише санітарно-гігієнічне, а й велике техніко-економічне значення.

Відповідно до ДСН 3.3.6.037-99 рівень шуму в приміщенні для працюючих не повинний перевищувати 50 дБА. Основними джерелами шуму в приміщенні є устаткування. Тому основним джерелом шуму є комп'ютерна техніка, і лабораторні стенди.

Електроустаткування лабораторії живиться від мережі напругою 220 – 380 В, 50 Гц. Лабораторія відноситься до категорії приміщень без підвищеної небезпеки ураження працівників електричним струмом. В лабораторії періодично проводиться перевірка справності електроустаткування. У ході роботи у лабораторії можуть утворюватися заряди статичної електрики, яка утворюється на поверхні діелектричних та напівпровідникових речовин, матеріалів виробів чи на ізольованих провідниках.

Таблиця 6.1. Оптимальні норми температури, відносної вологості і швидкості руху повітря в робочій зоні виробничих приміщень

Категорія роботи	Холодний і перехідний періоди року (температура зовнішнього повітря нижча за +10°C)			Теплий період року (температура зовнішнього повітря вища за +10°C)		
	Температура повітря, С	Відносна вологість повітря, %	Швидкість руху повітря, м/с	Температура повітря, С	Відносна вологість повітря, %	Швидкість руху повітря, м/с
Легка	21—23	40—60	не більш як 0,2	22—25	40—60	0,2—0,5

Конструктивні характеристики будинків залежно від їх ступеня вогнестійкості приміщення відноситься до категорії №2 – “Приміщення з несучими та огорожувальними конструкціями з природних або штучних кам'яних матеріалів, бетону, залізобетону із застосуванням листових і плитних негорючих матеріалів” що відповідає всім вимогам ДБН В.1.1-7-2002.

Пожежна безпека лабораторії відповідно до НАПБ. А.01.001-2004 забезпечується системою запобігання пожежі, системою пожежного захисту, організаційно-технічними заходами щодо запобігання пожежі. У лабораторії є наявності тільки тверді і волокнисті займисті речовини: дерево, папір, тканина. Таким чином, робочі зони приміщення відноситься до класу П-Па(ПУЕ-09), а приміщення до категорії за пожежонебезпекою В згідно НАПБ.03.002-2007.

Організаційними заходами протипожежної профілактики: є вступний інструктаж, навчання персоналу правилам пожежної безпеки; видання необхідних інструкцій і плакатів. Для попередження пожежі в приміщеннях, згідно вимогам ДБН В.2.5-56-2010 передбачений пристрій системи пожежної сигналізації.

В результаті аналізу умов праці можна зробити висновок що лабораторія відповідає всім вимогам ГОСТ, СНіП, ДСН та ДБН для даного приміщення.

6.2 Розрахунок системи заземлення в приміщенні кабінету

Розрахунок зводиться до визначення вертикальних заземлювачів і довжини з'єднувальної полоси з розміщенням на плані.

Визначаємо норму на опір заземлення R_3^H .

Якщо заземлюючий пристрій використовується одночасно для електроустановок напругою до 1000 В та вище то розраховуємо за його формулою:

$$R_3 \leq \frac{125}{I_3} = \frac{125}{23} = 5,43 \text{ А.}$$

Згідно ПУЕ, так як сумарна потужність струмоприймачів менше 100 кВА то R_3 допускається до 10 Ом. Приймаємо $R_3 = 4 \text{ Ом}$.

Визначаємо розрахунковий питомий опір ґрунту:

$$\rho_p = \rho_{\text{ТАБЛ}} \cdot \psi = 220 \cdot 1,4 = 308 \text{ Ом} \cdot \text{м}$$

де $\rho_{\text{табл}}$ – табличне значення, для чорнозему $\rho_{\text{табл}} = 220 \text{ Ом} \cdot \text{м}$; ψ – підвищуючий коефіцієнт, для України, для стержньових заземлювачів $\psi = 1,2-1,4$.

Опір одинарного вертикального заземлювача:

$$R_0 = 0,366 \cdot \frac{\rho_{\text{роз}}}{l} \left(\ln \frac{2 \cdot l}{d} + \frac{1}{2} \cdot \ln \frac{4 \cdot t + l}{4 \cdot t - l} \right) = 0,366 \cdot \frac{308}{5} \left(\ln \frac{2 \cdot 5}{0,025} + \frac{1}{2} \cdot \ln \frac{4 \cdot 3,2 + 5}{4 \cdot 3,2 - 5} \right) = 87,2 \text{ Ом}$$

де l – довжина заземлювача, приймаємо 5 м; d – діаметр заземлювача (приймаємо стержні діаметром 2,5 см).

$$t = h + l/2 = 0,7 + 5/2 = 3,2 \text{ м.}$$

де h – глибина прокладки полос (згідно ПУЕ - 0,5...0,8 м).

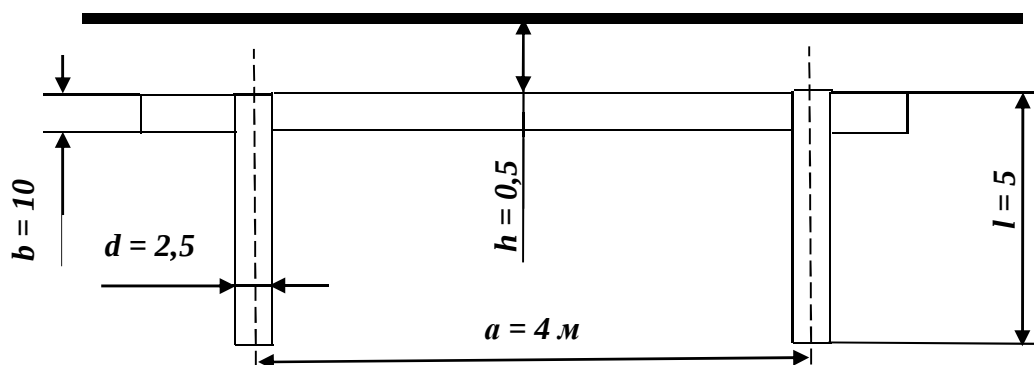


Рис. 6.1. Схема прокладки заземлення.

Приймаємо електроди прокладені по замкнутому контуру згідно плану і знаходимо орієнтовну кількість заземлювачів:

$$n_0 = \frac{R_e}{R_3^H \cdot \eta_0} = \frac{87.2}{4 \cdot 0.54} = 40 \text{ шт.}$$

де η_0 – коефіцієнт використання ряду заземлювачів, для $a/l = 4/5 = 0.8$, $\eta = 0.54$.

де $a = 4$ м – відстань між електродами згідно ПУЕ.

Довжина горизонтальної з'єднувальної полоси:

$$l_{II} = 1.05 \cdot a \cdot n = 1.05 \cdot 4 \cdot 40 = 168 \text{ м.}$$

Опір полоси з урахуванням екранування:

$$R_{II} = 0.366 \cdot \frac{\rho_{розр}}{l_n \cdot \eta_n} \cdot \ln \frac{2 \cdot l_n}{b \cdot n} = 0.366 \cdot \frac{308}{168 \cdot 0.54} \ln \frac{2 \cdot 168}{0.01 \cdot 40} = 8.36 \text{ Ом}$$

де η_n – коефіцієнт використання з'єднувальної полоси шириною $b = 10$ мм та товщиною 5 мм.

Необхідний опір вертикальних заземлювачів з урахуванням опору з'єднувальної полоси:

$$R_{mp} = \frac{R_n \cdot R_3''}{R_n - R_3''} = \frac{8.36 \cdot 4}{8.36 - 4} = 7.66 \text{ Ом}$$

Остаточна кількість заземлювачів:

$$n = \frac{R_0}{R_{mp} \cdot \eta_0} = \frac{87.2}{7.66 \cdot 0.54} = 21.08 \approx 21 \text{ штука.}$$

Проводимо перевірку опору заземлювача та порівнюємо отримане значення з нормуємим:

$$R_s = \frac{1}{\frac{1}{R_{mp}} + \frac{1}{R_n}} = \frac{1}{\frac{1}{7.66} + \frac{1}{8.36}} = 3.997 \text{ Ом}$$

$$3.998 < 4 \text{ Ом}$$

Дане заземлення задовольняє умовам і тому може бути використане на даній ділянці.

ВИСНОВКИ

Розгляд регулювання продуктивності насосних установок в системах холодного і гарячого водопостачання, опалення житлових будинків і промислових споруд вказав на широкі можливості підвищення точності і ефективності технологічних критеріїв роботи системи водо подачі.

Розглянуті заходи економії електроенергії в насосних установках. Приділено увагу економічним способам регулювання продуктивності насосних установок в системах водопостачання житлових будинків і промислових споруд, а саме порівнянню частотно-регульованого електроприводу та дроселювання.

Розглянуті заходи економії електроенергії в вентиляційних установках. В роботі проведений аналіз та класифікація вимог, які пред'являються до систем вентиляції і кондиціювання. Наведена методика аналітичного визначення складових його енергобалансу, яка включає в себе визначення втрат в електродвигуні, передавальному механізмі, магістралях і вентиляторі. Акцентовано увагу на визначення складових енергобалансу експериментальним шляхом, що складається з вимірювання: спожитої електричної енергії, механічної енергії на валу двигуна, аеродинамічної енергії.

Розглянуті методи енергозбереження в насосних установках показали найбільш економічним використання частотних перетворювачів для економії електроенергії, прибирання надлишкового тиску та збільшення продуктивності насосних установок.

Обчислена економічна ефективність впровадження частотно-регульованого електроприводу для асинхронного двигуна насосної установки. Економічний ефект склав 51969 грн, а термін окупності 1,14 року.

Практичне значення роботи полягає у підвищенні енергетичної ефективності систем водопостачання та вентиляції, шляхом застосування енергозберігаючих заходів та економічних способів регулювання продуктивності.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Енергетичний аудит: опорний конспект лекцій / укладач С. В. Сапожніков. - Суми: Сумський державний університет, 2011. – 120 с.
2. Лобачев П. В. Насосы и насосные станции. М.: Стройиздат. 1990.
3. Попкович Г. С., Гордеев М. А. Автоматизация систем водоснабжения и водоотведения. М.: Высш. шк. 1986.
4. Ковалев В. З., Бородацкий Е. Г. Эффективное использование энергии в насосных установках нефтеперекачивающих станций // Промышленная энергетика. 2000. № 1.
5. Попович М.Г., Печеник М.В, Кіселичник О.І. Екстремальні енергозберігаючі електромеханічні системи автоматичного керування насосними установками // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". – Вип. 12. – Т. 1. – 2002. – С. 37–41
6. Попович М.Г., Печеник М.В., Кіселичник О.І., Ковальчук О.В. Електромеханічні енергозберігаючі екстремальні системи при векторному керуванні асинхронних двигунів // Електромашинобудування та електрообладнання. – Вип. 57. – Одеса, 2001. – С. 3–11.
7. Залуцкий Э.В. Насосные станции. Курсовое проектирование // Э.В. Залуцкий, А.И. Петрухно – К.Вища шк. Головное из-во, 1987. – 167 с.
8. Аракелов В.Е. Методические вопросы экономии энергоресурсов / Аракелов В.Е., Кремер А.И. – М. : Энергоатомиздат, 1990. – 192 с.,
9. Копытов Ю.В. Экономия электроэнергии в промышленности: Справочник / Копытов Ю.В., Чуланов Б.А. – М.: Энергия, 1978. – 120 с.
10. Лезнов Б.С. Экономия электроэнергии в насосных установках / Лезнов Б.С. - М.: Энергоатомиздат, 1991. - 144 с.
11. Правила улаштування електроустановок. 2015р
12. Ананьев В.А., Балыева Л.Н., Гальперин А.Д., Городов А.К., Еремін М.Ю., Звягинцева С.М., Мурашко В.П., Седых И.В. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика. 2001, 416 с. Третье издание.

13. Баркалов Б.В., Карпис Е.Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. (основы проектирования и расчета). // Издательство литературы по строительству. – 1971
14. Краснов Ю.С., Борисоглебская А.П., Антипов А.В. Системы вентиляции и кондиционирования. Рекомендации по проектированию, испытаниям и наладке. – М.: Термокул, 2004. – 365 с.
15. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціювання. – К.: Мінрегіон України, 2013. – 167 с.
16. Закладний О.М. Електропривод [Текст] : навч. посіб / О.М. Закладний, В.В. Прокопенко, О.О. Закладний; М-во освіти і науки України, Нац. техн. ун-т України "Київ. політехн. ін-т". — К. : НТУУ "КПІ", 2007. — 316 с. — Библиогр.: - ISBN 978-966-622-273-5.
17. Закладний О.М. Енергозбереження засобами промислового електроприводу [Текст] / О.М. Закладний, А.В. Праховник, О.І. Соловей;— К.: Кондор, 2005. — 408 с. – Библиогр.: - ISBN 966-7665-23-2.
18. Копытов Ю.В. Экономия электроэнергии в промышленности [Текст] : справочник / Ю.В. Копытов, Б.А. Чуланов; – М.: Энергия, 1978. – 120 с.
19. Лезнов Б.С. Экономия электроэнергии в насосных установках [Текст]/ Б.С. Лезнов - М.: Энергоатомиздат, 1991. - 144 с. – Библиогр.: - ISBN 5-283-02011-8.
20. Праховник А.В. Энергетический менеджмент [Текст] / А.В. Праховник, А.И. Соловей, В.В. Прокопенко; М-во освіти і науки України, Нац. техн. ун-т України "Київ. політехн. ін-т". — К. : НТУУ "КПІ", 2001. — 472 с. – Библиогр.: - ISBN 966-622-027-х.
21. Рей, Д. Экономия энергии в промышленности [Текст]: справочное пособие для инженерно-технических работников / Д. Рей – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 208 с.