

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Факультет електроенерготехніки та автоматики

Кафедра автоматизації електромеханічних систем та електроприводу

«На правах рукопису»
УДК _____

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри
_____ С.М.Пересада
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ _____ ” _____ 20__ р.

Магістерська дисертація


зі спеціальності 141 – електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

спеціалізація – електромеханічні системи автоматизації та електропривод

на тему: Електромеханічна автоматизована система насосної установки індивідуального теплового пункту

Виконав (-ла): студент (-ка) VI курсу, групи ЕП-301мп

_____ Павленко Віктор Іванович _____
(прізвище, ім'я, по батькові)

_____ 
(підпис)

Науковий керівник к.т.н., доц. Пушкар М. В.
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

_____ 
(підпис)

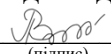
Консультант _____
(назва розділу) (посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Рецензент Котлярова В.В.
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент (-ка) _____ 
(підпис)

Київ – 2021 р.

ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОЇ РОБОТИ

№ з/п	Формат	Позначення	Найменування	Кількість листів	Примітка
1	A4		Завдання на дипломний проект	2	
2	A4	141.1104.004.МД	Пояснювальна записка	90	
3	A1	141.1104.004.МД	Загальний вид насоса	1	
4	A1	141.1104.004.МД	Структурні схеми та графіки перехідних процесів	1	
5	A1	141.1104.004.МД	Синтез дискретного ПІ-регулятора	1	
6	A1	141.1104.004.МД	Структурні схема ПЧ насоса та асинхронного двигуна	1	

					141.1104.004.МД			
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Електромеханічна автоматизована система насосної установки індивідуального теплового пункту	Літ.	Арк.	Аркушів
Розроб.	Павленко В.І.		<i>В.І. Павленко</i>				2	106
Перевір.	Пушкар М. В.					НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», ФЕА, гр. ЕП-301мп		
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.	Пересада С.М.							

Пояснювальна записка до дипломного проекту

на тему: Електромеханічна автоматизована система насосної установки
індивідуального теплового пункту

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»**

Факультет електроенерготехніки та автоматики

Кафедра автоматизації електромеханічних систем та електроприводу

Рівень вищої освіти – другий (магістерський) за освітньо-професійною програмою

Спеціальність – 141 електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

Спеціалізація – електромеханічні системи автоматизації та електропривод

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

С.М.Пересада
(ініціали, прізвище)

(підпис)

«__» _____ 20__ р.

ЗАВДАННЯ

на магістерську дисертацію студенту

Павленко Віктора Івановича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації Електромеханічна автоматизована система насосної установки індивідуального теплового пункту, науковий керівник дисертації Пушкар Микола Васильович, к.т.н., доц., (прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання) затверджені наказом по університету від «__» _____ 20__ р. № _____
2. Строк подання студентом дисертації _____
3. Об'єкт дослідження Електромеханічна автоматизована система насосної установки _____
4. Вихідні дані вільний напір у мережі зовнішнього водопроводу $H_g = 20 \text{ м}$ _____
5. Перелік завдань, які потрібно розробити: Аналітичний огляд режимів роботи та конструктивних рішень, вивчення науково-технічної літератури, розробка структурної схеми системи стабілізації напору, синтез ПІ-регулятора напору, синтез дискретного ПІ- регулятора _____

6. Перелік графічного (ілюстративного) матеріалу структурні та функціональні схеми, принципові схеми, графіки перехідних процесів, схема функціональна

7. Орієнтовний перелік публікацій 1 публікація

8. Консультанти розділів дисертації

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

9. Дата видачі завдання 25.10.2021

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Аналітичний огляд	25.10.2021	
2	Вибір прийнятих показників якості	25.10.2021	
3	Вибір технологічного обладнання	8.11.2021	
4	Основні принципи енергозбереження та основні електромеханічні характеристики насосів	15.11.2021	
5	Математична модель ЕМС автоматизації насосної установки	22.11.2021	
6	Синтез регулятора напору	29.11.2021	
7	Дослідження динаміки замкненої та розімкненої системи насосної установки	6.12.2021	
8	Синтез дискретного ПІ-регулятора	6.12.2021	
9	Оформлення пояснювальної записки	13.12.2021	
10	Підготовка креслень	17.12.2021	
11	Нормоконтроль + антиплагіат	17.12.2021	
12	Захист магістерської дисертації	22.12.2021	

Студент

(підпис)

Павленко В.І.

(ініціали, прізвище)

Науковий керівник дисертації

(підпис)

Пушкар М. В.

(ініціали, прізвище)

Реферат

Дипломний проект містить 108 сторінок, із них 98 основного тексту, 51 рисунок, 24 таблиць, 5 листів графічної частини.

Метою роботи є розробка електромеханічної системи насосної установки індивідуального теплового пункту.

В дипломному проекті розроблено систему стабілізації напору відцентрової насосної установки з приводним асинхронним двигуном. У ході роботи були використані положення теорій автоматичного керування електроприводу та турбомеханізмів, систем керування електроприводами, а також моделювання в середовищі Matlab/Simulink.

Система керування реалізована на основі ПЧ-АД-насос. Розрахований та обраний насос марки Grundfos NBE 40-160/172 із вбудованим перетворювачем частоти, асинхронний електродвигун із короткозамкненим ротором 4A112M2Y3 потужністю 7.5 кВт. Складено математичну модель системи, проведено синтез регулятора тиску. Досліджено динамічні характеристики системи управління методом математичного моделювання у середовищі MATLAB.

СИСТЕМА АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ, ПЕРЕТВОРЮВАЧ ЧАСТОТИ, СИНТЕЗ, АСИНХРОННИЙ ЕЛЕКТРОДВИГУН, МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ, СТРУКТУРНА СХЕМА, ПІ-РЕГУЛЯТОР, НАСОС, ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ, ПРОДУКТИВНІСТЬ, ПЕРЕДАВАЛЬНІ ФУНКЦІЇ, СТАБІЛІЗАЦІЯ НАПОРУ.

					141.1104.004.МД			
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Електромеханічна автоматизована система насосної установки індивідуального теплового пункту	Літ.	Арк.	Аркушів
Розроб.		Павленко В.І.	<i>В.І. Павленко</i>					
Перевір.		Пушкар М. В.					6	108
Реценз.						НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», ФЕА, гр. ЕП-301мп		
Н. Контр.								
Затверд.		Пересада С.М.						

ABSTRACT

Diploma project contains 108 pages, among them there are 98 main text pages, 51 pictures, 24 tables, 5 sheets of the graphic part.

The project objective is a development of electromechanical automatic control system of water individual heating station.

In the diploma project has being developed a stabilization system of the pressure centrifugal pump unit with an induction motor drive. In the course of the work, there were used methods of the theories of automatic control of electric drive and turbomachines, electric drive control systems, and modeling in Matlab/Simulink.

The control system was implemented on the basis of the FC-AM-pump. It has being designed and selected pump Grundfos NBE 40-160/172 with integrated frequency converter, squirrel-cage motor 4A112M2Y3 with capacity of 7.5 kW. It has being composed mathematical model of the system and held synthesis of pressure regulator. It has being investigated dynamic characteristics of control systems using mathematical modeling package MATLAB.

AUTOMATIC CONTROL SYSTEM, FREQUENCY CONVERTER, SUNTHESIS, ASYNCHRONOUS MOTOR, MATHEMATICAL MODELING, STRUCTURAL DIAGRAM, PI-CONTROLLER, PUMP, DYNAMIC MODEL, PERFORMANCE, TRANSFER FUNCTION, STABILIZATION OF THE PRESSURE.

					141.1104.004.МД				
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Електромеханічна автоматизована система насосної установки індивідуального теплового пункту	Літ.	Арк.	Аркушів	
Розроб.		Павленко В.І.	<i>В.І. Павленко</i>					7	108
Перевір.		Пушкар М. В.				НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», ФЕА, гр. ЕП-301мп			
Реценз.									
Н. Контр.									
Затверд.		Пересада С.М.							

ЗМІСТ

ВСТУП	19
1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД	22
1.1 ОСНОВНІ ПАРАМЕТРИ ТА КЛАСИФІКАЦІЯ НАСОСІВ	22
1.2 СХЕМИ ПРИСТРОЮ І ПРИНЦИП ДІЇ ЛОПАТЕВИХ НАСОСІВ	24
1.3 ПЕРЕВАГИ ТА НЕДОЛКИ НАСОСІВ РІЗНИХ ТИПІВ	29
1.4 РЕГУЛЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ НАСОСІВ СИСТЕМ ВОДОПОСТАЧАННЯ	31
1.5 ЕЛЕКТРОПРИВОДИ НАСОСІВ ВОДОПОСТАЧАННЯ	34
1.6 ОСНОВНІ ЗАДАЧІ АВТОМАТИЗАЦІЇ НАСОСІВ	37
1.7 ТИПОВІ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ НАСОСАМИ	38
Висновки до першого розділу.	40
2 ВИМОГИ ЩОДО ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ КЕРУВАННЯ	41
Висновки до другого розділу.	42
3 ВИБІР ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ	43
3.1 ОПИС ОБ'ЄКТУ	43
3.2 ВИБІР СИСТЕМИ ВНУТРІШНЬОГО ВОДОПРОВОДУ	43
3.3 ВИЗНАЧЕННЯ НЕОБХІДНОГО НАПОРУ ТА ПОДАЧІ ДЛЯ СИСТЕМИ ВНУТРІШНЬОГО ВОДОПРОВОДУ	44
3.4 ВИБІР НАСОСА	46
3.5 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ СХЕМИ ЗАМІЩЕННЯ ТА ДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ АСИНХРОННОГО ЕЛЕКТРОДВИГУНА	52
Висновки до третього розділу	57
4 ОСНОВНІ ПРИНЦИПИ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ТА ОСНОВНІ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСІВ	58
Висновки до четвертого розділу	64
5 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ АВТОМАТИЗАЦІЇ НАСОСНОЇ УСТАНОВКИ	66

5.1 Двофазна модель асинхронного двигуна в системі координат статора	66
5.3 Модель перетворювача частоти.....	70
5.4 Динамічна модель насосу	73
Висновок до п'ятого розділу.....	75
6 СИНТЕЗ РЕГУЛЯТОРА НАПОРУ	77
Висновки до шостого розділу.....	79
7 ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ЗАМКНЕНОЇ ТА РОЗІМКНЕНОЇ СИСТЕМИ НАСОСНОЇ УСТАНОВКИ	80
7.1 Дослідження динамічних характеристик розімкненої системи	80
7.2 Дослідження динамічних характеристик замкненої системи керування за фактичним значенням напору насосної установки.....	84
8 СИНТЕЗ ДИСКРЕТНОГО ПІ-РУГЕЛЯТОРА	90
Висновки до восьмого розділу.....	95
9 РОЗРОБЛЕННЯ СТАРТАП-ПРОЕКТУ	96
9.1 Опис ідеї проекту	96
9.2 Технологічна здійсненість ідеї проекту	97
9.3 Аналіз ринкових можливостей запуску стартап-проекту	98
9.4 Розроблення маркетингової програми стартап-проекту	104
Висновки до дев'ятого розділу	105
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	106
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	108

ВСТУП

Актуальність роботи. Враховуючи розвиток технологій, сьогодні тяжко уявити будь який сучасний механізм в галузі техніки, який не приводиться в дію електроприводом. Основним елементом в електроприводі, який перетворює електроенергію в механічну енергію, являється електродвигун. Електричний двигун зачасти керується відповідними перетворювачами та керуючими пристроями. Вони допомагають сформувати статичні та динамічні характеристики електроприводу, що відповідають вимогам виробничого механізму. Йдеться не тільки про сигнали машині щодо поступального або обертального руху, а й, найголовніше, про оптимальні режими роботи, при якому досягається найбільша продуктивність при високій точності за допомогою автоматизованого електроприводу [1].

Раціональне використання природних ресурсів є важливою задачею, тому в усі галузі народного господарства та промисловості впроваджуються енергозберігаючі установки. Галузь водопостачання не є винятком з цього списку. Враховуючи кількість насосних установок та їх потужності, обмеженість запасів прісної води, розробка електромеханічних систем автоматичного керування (ЕМСАК) водопостачанням з енерго- та ресурсозберігаючими алгоритмами стає однією із основних задач суспільства. Насосні установки щорічно споживають приблизно 20% всієї електроенергії, що виробляється енергосистемами країни. На жаль, більшість з них працює не самим економічним способом. Так, застосовуючи неекономічні способи регулювання режимів роботи насосів у водопостачальних системах й водовідведення втрачається 5-15% споживаної електроенергії, а в деяких з них втрати досягають 20-25% [2].

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Магістерська дисертація виконана на кафедрі «Автоматизації електромеханічних систем та електроприводу» Національного технічного університету України «КПІ ім.

Ігоря Сікорського »відповідно до одним з наукових напрямків робіт кафедри і погоджено з планом підготовки магістрів.

Мета роботи і задачі досліджень. Метою даної роботи є підвищення автономності процесів опалення будинку автоматизації системи насосної установки індивідуального теплового пункту

Для виконання поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- 1). Описати структуру роботи системи автоматизації.
- 2) Сформулювати вимоги щодо показників якості керування
- 3) Обрати технологічне обладнання
- 4) Визначити основні принципи енергозбереження та основні електромеханічні характеристики насосів.
- 5) Скласти математичну модель системи
- 6) Виконати синтез регулятора напору
- 7) Дослідити динаміки замкнутої та розімкнутої системи насосної установки.
- 8) Виконати синтез дискретного ПІ-регулятора

Об'єкт дослідження. Електромеханічна система насосної установки індивідуального теплового пункту

Предмет дослідження. Система автоматизації насосної установки.

Методи досліджень. Методи синтезу схем автоматизації, методи комп'ютерної модуляції.

Наукова новизна. Збільшення ефективності опалення за рахунок впровадження автоматизованої системи насосної установки індивідуального теплового пункту

Практична цінність. Розроблена система може бути впроваджена, як для житлових приміщень так і для приміщень загального користування. Система може бути розширена до потрібних масштабів.

Апробація результатів роботи.

Пушкар М. В., Красношарпа Н.Д., Баженов В.А, Павленко В. І.
СИНТЕЗ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ БЕЗПЛОТНОГО

ЛІТАЛЬНОГО АПАРАТУ ЧАСТОТНИМИ МЕТОДАМИ Збірник за матеріалами «V міжнародної науково-технічної конференції «ОПТИМАЛЬНЕ КЕРУВАННЯ ЕЛЕКТРОУСТАНОВКАМИ» (ОКЕУ 2021), Вінниця, 2021

Павленко В.І., Пушкар М.В. Основні принципи енергозбереження в сучасних насосних установках. [Електронний ресурс] // Міжнар. н.-т. журн. “Сучасні проблеми електроенерготехніки та автоматики”. – 2021.

Загальна структура та обсяг роботи. Магістерська дисертація містить 51 рисунків, 24 таблиці. Загальний обсяг дисертації 108 сторінки.

1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД

1.1 Основні параметри та класифікація насосів

Насоси являють собою гідравлічні машини, призначені для переміщення рідин під напором [3]. Перетворюючи механічну енергію приводного двигуна в механічну енергію рухомої рідини, насоси піднімають рідину на певну висоту, подають її на необхідну відстань у горизонтальній площині або змушують циркулювати у будь-якій замкнутій системі.

Виконуючи одну або кілька згаданих функцій, в будь-якому випадку насоси входять до складу обладнання станції. Для насосного приводу використовується електродвигун, підключений до електромережі. Вода або ж інша робоча рідина з нижнього басейну забирається насосом і перекачується в верхній басейн по напірному трубопроводу за рахунок трансформування енергії двигуна в енергію рідини. Потужність рідини, що пройшла через насос, завжди більша, ніж перед насосом.

Головними параметрами насосів, що визначають діапазон зміни режимів роботи насосної станції, склад її обладнання та конструктивні особливості, є напір, подача, потужність і коефіцієнт корисної дії.

Напір являє собою збільшення питомої енергії рідини на ділянці від входу в насос до виходу з нього. Виражений в метрах напір насоса визначає висоту підйому або дальність переміщення рідини.

Подача характеризується обсягом рідини, що подається насосом в напірний трубопровід в одиницю часу, і вимірюється звичайно у $\text{л}/\text{с}$ або $\text{м}^3/\text{год}$.

Потужність, що витрачається насосом, необхідна для створення потрібного напору і подолання всіх видів втрат, неминучих при перетворенні механічної енергії, що підводиться до насоса, в енергію руху рідини по трубопроводах. Вимірювана в кВт потужність насоса визначає потужність приводного двигуна і сумарну (встановлену) потужність насосної станції.

Коефіцієнт корисної дії враховує всі види втрат, що пов'язані з перетворенням насосом механічної енергії двигуна в енергію рухомої рідини. ККД визначає економічну доцільність експлуатації насоса при зміні інших його робочих параметрів (напору, подачі, потужності).

Історія виникнення і розвитку насосів показує, що спочатку вони призначалися виключно для підйому води. Проте, в даний час область їх застосування настільки широка й різноманітна, що визначення насоса як машини для перекачування води було б однобічним. Крім водопостачання та каналізації міст, промислових підприємств та електростанцій насоси застосовуються для зрошення і осушення земель, гідроакумулювання енергії, транспортування матеріалів. Існують живильні насоси котельних установок теплових електростанцій, суднові насоси, насоси для нафтової, хімічної, паперової, харчової та інших галузей промисловості. Насоси використовуються при виробництві будівельних робіт (намив земляних споруд, водозниження, відкачування води з котлованів, подача бетону і будівельних розчинів до споруд), при розробці родовищ та транспортуванні корисних копалин гідравлічним способом, при гідровидаленні відходів виробничих підприємств. Насоси, як допоміжні пристрої, служать для змащування та охолодження машин.

Таким чином, насоси є одним з найбільш поширених видів машин, причому їх конструктивна різноманітність надзвичайно велика, тому класифікувати насоси за їх призначенням дуже складно. Більш логічною видається класифікація, основана на принципах дії. З цієї точки зору всі існуючі на даний час насоси можна розділити на наступні основні групи: лопатеві насоси, об'ємні насоси та струменеві насоси. Особливу групу складають водопідйомники деяких спеціальних типів.

Лопатеві насоси перетворюють енергію за рахунок динамічної взаємодії потоку рідини, що перекачується, та лопатей обертового колеса, яке і є основним робочим органом насоса.

Об'ємні насоси працюють за принципом витіснення рідини з камери за рахунок зменшення її об'єму. Періодична зміна об'єму камери відбувається за рахунок зворотно-поступального або обертального руху робочого органу насоса. Поперемінне заповнення камери рідиною та її спорожнення забезпечуються клапанними пристроями вхідного і вихідного патрубків насоса.

Струменеві насоси працюють за принципом змішування потоку рідини, що перекачується, із струменем рідини, пару чи газу, що володіє великим запасом кінетичної енергії.

Необхідно відзначити, що, незважаючи на великі відмінності в принципі дії, конструкції насосів всіх типів, включаючи насоси, що застосовуються в системах водопостачання і каналізації, повинні задовольняти вимогам, до числа яких у першу чергу відносяться:

- надійність і довговічність роботи;
- економічність і зручність експлуатації;
- зміна робочих параметрів у широких межах за умови збереження високого ККД;
- мінімальні розміри і маса;
- простота пристрою, що полягає в мінімальному числі деталей і повній їх взаємозамінності;
- зручність монтажу і демонтажу.

Вибір типу насоса в кожному конкретному випадку проводиться з урахуванням його експлуатаційних і конструктивних якостей, що найбільш повно задовольняють технологічним призначенням.

1.2 Схеми пристрою і принцип дії лопатевих насосів

До числа лопатевих насосів, що серійно випускаються вітчизняною промисловістю і тих, які знайшли найбільше поширення при спорудженні сучасних систем водопостачання та каналізації, відносяться відцентрові,

осьові і вихрові насоси. Робота цих насосів ґрунтується на загальному принципі – силовій взаємодії лопатей робочого колеса з потоком рідини, що перекачується. Однак механізм цієї взаємодії у насосів перерахованих типів різний, що, природно, призводить до істотних відмінностей в їх конструкціях і експлуатаційних показників.

Відцентрові насоси. Основним робочим органом відцентрового насоса, один із можливих варіантів конструкції якого схематично зображений на рис.1.1., є колесо, яке вільно обертається всередині корпусу та насаджене на вал. Робоче колесо складається з двох дисків (переднього і заднього), віддалених на деякій відстані один від одного. Між дисками, знаходяться лопаті, що поєднують їх в єдину конструкцію та плавно вигнуті в сторону, протилежну напрямку обертання колеса. Внутрішні поверхні дисків і поверхні лопатей утворюють так звані міжлопатні канали колеса, які при роботі насоса заповнені рідиною, що перекачується.

При обертанні колеса на кожен об'єм рідини масою m , що знаходиться в міжлопатному каналі на відстані r від осі, буде діяти відцентрова сила, яка визначається наступним виразом:

$$F_A = m \cdot \omega^2 \cdot r \quad (1.1)$$

де ω – кутова швидкість обертання вала.

Під дією цієї сили рідина викидається з робочого колеса, в результаті чого в центрі колеса створюється розрідження, а в периферійній його частині – підвищений тиск. Для забезпечення безперервного руху рідини через насос необхідно забезпечити підведення рідини, що перекачується до робочого колеса і відведення її від нього.

Рідина надходить через отвір у передньому диску робочого колеса по всмоктувальному патрубку і всмоктувальному трубопроводу. Рух рідини по всмоктувальному трубопроводу відбувається за рахунок різниці тиску над вільною поверхнею рідини в приймальному басейні (атмосферний) і в центральній області колеса (розрідження).

Для відводу рідини в корпусі насоса є спіральна камера, що розширюється (у формі равлика), куди і надходить рідина, що викидається з робочого колеса. Спіральна камера (відведення) переходить в короткий дифузор, який утворює напірний патрубок, що сполучається, звичайно, з напірним трубопроводом.

Аналіз рівняння (1.1) показує, що відцентрова сила, а отже, і напір, що розвивається насосом, тим більше, чим більша частота обертання і діаметр робочого колеса. В якості приводу відцентрового насоса можна використовувати будь-який високообертний двигун. Найчастіше для цієї мети застосовують електродвигуни.

В залежності від необхідних параметрів, призначення і умов роботи в даний час розроблено велику кількість різноманітних конструкцій відцентрових насосів, які можна класифікувати за кількома ознаками.

За кількістю робочих коліс розрізняють одноступінчасті (рис.1.1) і багатоступінчасті насоси. У багатоступінчатих насосах рідина, що перекачується, проходить послідовно через ряд робочих коліс, насаджених на загальний вал. Створюваний таким насосом напір дорівнює сумі напорів, що розвиваються кожним колесом. Залежно від числа коліс (ступенів) насоси можуть бути двоступінчастими, триступінчастими і т. д.

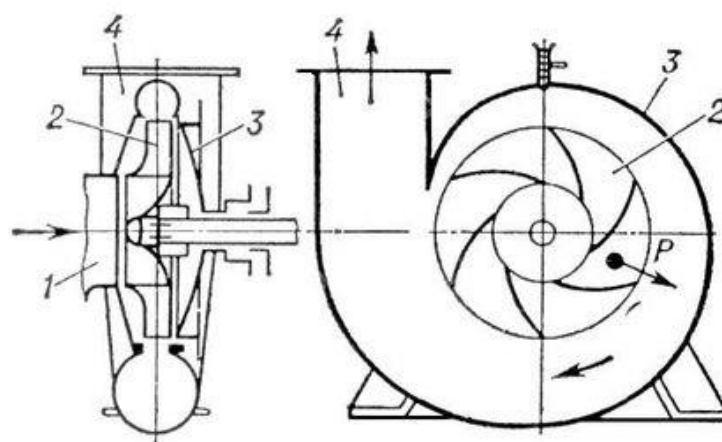


Рис.1.1 – Відцентровий насос

На рис.1.1. зображено: 1 — отвір для підведення рідини; 2 — робоче колесо; 3 — корпус; 4 — патрубок для відведення рідини; P — відцентрова сила

За способом підведення рідини до робочого колеса розрізняють насоси з одностороннім підведенням і насоси з двостороннім підведенням, або так звані відцентрові насоси двостороннього входу.

За способом відведення рідини з робочого колеса розрізняють насоси зі спіральними і турбінними відводами. У насосах зі спіральним відводом рідини, що перекачується, з робочого колеса надходить безпосередньо в спіральну камеру і потім або відводиться в напірний трубопровід, або по переточених каналах надходить до наступних коліс. У насосах з турбінним відведенням рідини, перш ніж потрапити в спіральну камеру, проходить через систему нерухомих лопаток, що утворюють особливий пристрій, який називається спрямовуючим апаратом.

За компонованням насосного агрегату (розташуванням вала) розрізняють горизонтальні і вертикальні насоси.

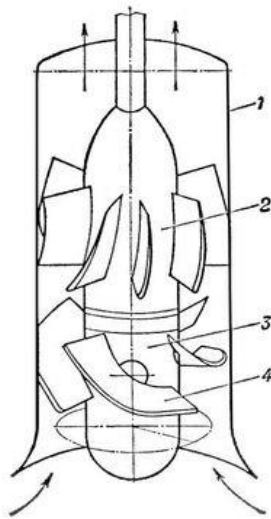
За способом з'єднання з двигуном відцентрові насоси розділяються на приводні (з шківом або редуктором), що з'єднуються безпосередньо з двигунами за допомогою муфти, і моноблочні, робоче колесо яких встановлюється на подовженому кінці вала електродвигуна.

Осьові насоси. Робоче колесо осьового насоса складається з втулки, на якій укріплено кілька лопатей, що представляють собою обтічне зігнуте крило із закругленою передньою кромкою, яка набігає на потік (рис.1.2).

Осьові насоси випускаються двох модифікацій: з жорстко закріпленими на втулці лопатями робочого колеса і з поворотними лопатями. Зміна в певних межах кута установки лопатей робочого колеса дозволяє підтримувати високе значення ККД насоса в широкому діапазоні зміни його робочих параметрів.

В якості приводу осьових насосів використовуються, як правило, електродвигуни синхронного і асинхронного типу, які безпосередньо

з'єднуються з насосом за допомогою муфти. Насосні агрегати виготовляють з вертикальним, горизонтальним або похилим валом.



Позначення на схемі:

- 1 — корпус;
- 1.2 — виправляючий апарат;
- 1.3 — робоче колесо;
- 4 — лопаті.

Рис.1.2 – Принципова схема осевого насоса

Вихрові насоси. Робоче колесо вихрового насоса (рис.1.3.) є плоским диском з короткими радіальними прямолінійними лопатями, розташованими на периферії колеса. У корпусі є кільцева порожнина, в яку входять лопаті колеса. Внутрішній ущільнюючий виступ, що щільно примикає до зовнішніх торців і бічних поверхонь лопатей, розділяє всмоктувальний і напірний патрубкі, які сполучені з кільцевою порожниною.

При обертанні колеса рідина захоплюється лопатями і одночасно під дією відцентрової сили закручується. Таким чином, в кільцевій порожнині працюючого насоса утворюється своєрідний парний кільцевий рух, саме тому насос і називається вихровим.

Перевагою вихрових насосів є те, що вони володіють самовсмоктувальною здатністю, яка виключає необхідність заливати корпус і всмоктувальні лінії насоса рідиною перед кожним пуском.

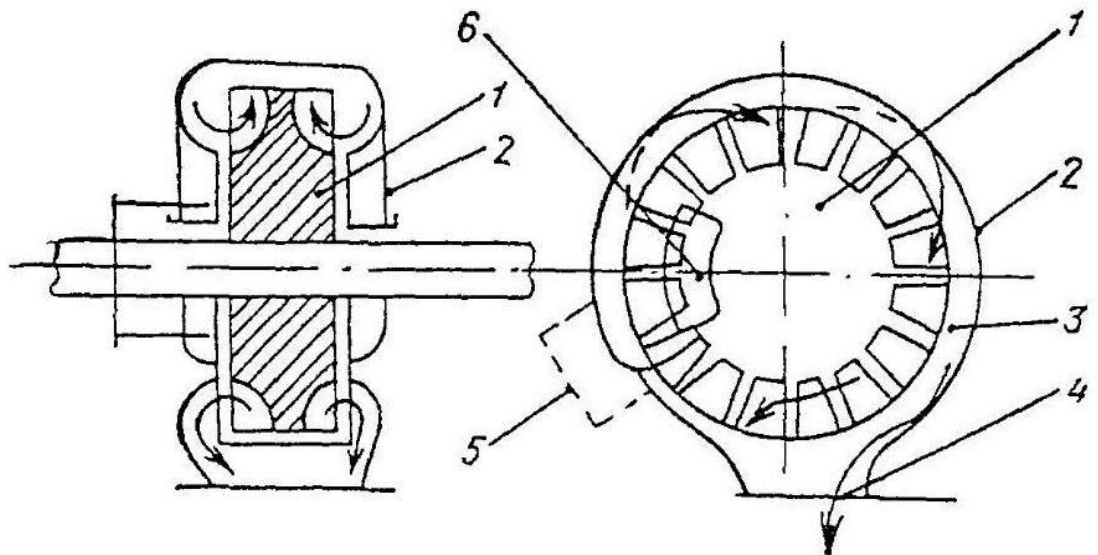


Рис.1.3 – Вихровий насос

На рис.1.3. зображено: 1 – колесо; 2 – корпус; 3 – порожнина; 4 – напірний патрубок; 5 – всмоктувальний патрубок; 6 – ущільнюючий виступ.

Відмінна особливість вихрового насоса полягає в тому, що одна і та ж частка рідини, рухаючись по гвинтовій траєкторії, на ділянці від входу в кільцеву порожнину до виходу з неї багаторазово потрапляє в міжлопасний простір колеса, де кожен раз отримує додатковий приріст енергії, а отже і напору. Завдяки цьому вихровий насос в змозі розвинути напір, в 2 – 4 рази більший, ніж відцентровий насос, при одному і тому ж діаметрі колеса, тобто при одній і тій же кутовій швидкості. Це, в свою чергу, призводить до значно менших габаритних розмірів і ваги вихрових насосів в порівнянні з відцентровими.

Недоліком вихрових насосів є порівняно невисокий ККД (0,25 – 0,5) і швидкий знос деталей при роботі на рідинах, що містять тверді частинки.

1.3 Переваги та недоліки насосів різних типів

Відцентрові й осьові насоси забезпечують плавну і безперервну подачу рідини, що перекачується, при високих значеннях коефіцієнта корисної дії. Досить нескладний пристрій забезпечує високу їх надійність і достатню довговічність. Конструкція проточної частини лопатевих насосів і відсутність

поверхонь тертя допускає можливість перекачування забруднених рідин. Простота безпосереднього з'єднання з високообертливими приводними двигунами сприяє компактності насосного агрегату і підвищенню його ККД.

Всі ці позитивні якості відцентрових і осьових насосів привели до того, що вони є, по суті, основними насосами всіх споруд водопостачання та каналізації. Відцентрові й осьові насоси широко використовуються також в системах оборотного руху рідин, в суднопідіймальних спорудах, на зрошувальних і осушувальних насосних станціях.

Обмеженість їх застосування в області малих подач і високих напорів, що пояснюється зниженням ККД при збільшенні числа ступенів, слід віднести до недоліків відцентрових насосів. Відомі складності в експлуатації насосних установок з відцентровими насосами виникають також через необхідність їх заповнення рідиною перед включенням в роботу.

Ці недоліки відсутні у відцентрово-вихрових і вихрових насосів. Однак внаслідок невисокого ККД вони знаходять застосування лише в невеликих автономних системах водопостачання і, крім того, використовуються в якості допоміжних на великих водопровідних і каналізаційних насосних станціях.

Високий ККД і можливість подачі незначних обсягів рідини під великим тиском є безперечними перевагами об'ємних насосів. Можливість їх застосування на сучасних високопродуктивних насосних станціях систем водопостачання та каналізації відсутня через такі фактори: нерівномірність подачі, складність з'єднання з приводним двигуном, наявність легкозношувальних клапанів, тихохідність, а отже, великі розміри і маса.

Вихрові насоси поєднують переваги насосів об'ємного типу (високий тиск при малих подачах) і динамічних насосів (лінійна залежність напору насоса від подачі, рівномірність потоку). Важливими перевагами вихрових насосів є порівняно низька вартість і компактність, а недоліком їх є вразливість до механічних домішок, що містяться у воді.

Об'ємні насоси з обертальним рухом робочого органу конструктивно більш прості і забезпечують плавну подачу рідини, що перекачується. Однак

дуже маленькі подачі шестеренних і гвинтових насосів в поєднанні з їх здатністю перекачувати в'язкі рідини визначають область їх застосування, як живильних насосів систем гідроприводу, автоматики і мастил.

1.4 Регулювання параметрів насосів систем водопостачання

На сьогоднішній день одним з актуальних питань є заощадження питомої енергії за рахунок впровадження та конструювання енергозберігаючих та енергоефективних установок. З урахуванням великої кількості насосних установок та значних потужностей, обмеженість запасів прісної води, розробка електромеханічних систем автоматичного керування (ЕМСАК) водопостачанням з енерго- та ресурсозберігаючими алгоритмами стала однією із пріоритетних задач суспільства.

Варіанти технологічного керування представлено на рис.1.4 [4]. Змінювати витрати чи тиск в системі водопостачання можна, впливаючи на гідравлічну мережу, на насоси чи одночасно на те і на інше. При цьому керування через насоси є більш енергоефективним, але вимагає більших капіталовкладень. Для зміни гідравлічного опору мережі, тобто, непрямої зміни витрат чи тиску використовують засувки (крани, вентилі) з ручним чи електромеханічним виконавчим органом. Цей спосіб означає, що в мережу вводиться додатковий послідовний опір, на якому розсіюється зайва енергія. Коефіцієнт корисної дії системи при цьому суттєво зменшується.



Рис.1.4 – Способи технологічного керування

Проте, якщо розглядати інші способи технологічного керування, вказаних недоліків можна уникнути. До таких способів можна віднести дроселювання [5], яке в електричних колах нагадує підключення додаткових паралельних опорів. Замість розсіювання кінетичної енергії руху води її можна використовувати для приводу гідротурбін, до яких під'єднуються електрогенератори [6]. Тоді коефіцієнт корисної дії покращується. При малому статичному напорі і більших діапазонах зміни подачі, даний спосіб регулювання виявляється досить неекономічним. Це обмежує область його практичного застосування головним чином малопотужними установками з відносно невеликим необхідним діапазоном регулювання. Ця властивість чітко окреслює область застосування даного типу керування.

Ще один спосіб керування залежить від кількості працюючих насосів в системі. Отже, змінюючи кількість працюючих насосів у системі водопостачання, можна не лише регулювати витрати (напір) відповідно до потреб, але й запроваджувати певні енергозберігаючі алгоритми. У цьому

випадку зайва енергія не розсіюється, а дискретно відключається-включається. Послідовне з'єднання насосів застосовується для підвищення напору, паралельне – для підвищення продуктивності. При цьому замість одного насосу високої потужності застосовується декілька нижчої потужності [7].

При відключенні одного насоса двохнасосної установки з паралельним з'єднанням подача в системі знижується менше, ніж в 2 рази. Чим менший статичний напір, тим в меншій мірі знижується подача, тим менш ефективний даний спосіб регулювання [8]. Варто звернути увагу, що двигун насосу, який залишається в роботі виявляється перевантаженим порівняно з його номінальним режимом при спільній роботі. Тому при застосуванні даного способу регулювання необхідно передбачати певний запас по потужності двигунів. Для установок з великим статичним напором і малим рівнем втрат в системі завищення потужності приводу виявляється незначним. Перевагою розглянутого способу є висока економічність, оскільки відсутні додаткові втрати при регулюванні подач, а недоліком – неможливість плавного регулювання подачі [6, 2].

В системах водопостачання часто практикують одночасне використання як некерованих, так і керованих за швидкістю насосів.

На сьогоднішній день сучасні виробники насосів пропонують насоси з ручним регулюванням частоти обертання [9]. У міру зменшення частоти обертання зменшуються й об'ємні витрати (подача). Завдяки таким властивостям насос можна перемкнути на меншу частоту обертання, коли, наприклад, потрібно зменшити температуру в приміщенні, і навпаки.

Ще одним сучасним способом є плавне регулювання частоти обертання насоса. 20 років тому доводилося використовувати величезні трансформаторні блоки, але зараз перетворювачі частоти настільки малі, що легко можуть поміститися в клемних коробках безпосередньо на корпусі насоса. Вбудована система безступінчастого регулювання частоти обертання

гарантує підтримку встановленого напору на постійному рівні незалежно від того, якою має бути подача.

У 2001 році був зроблений ще один крок вперед в плані розвитку насосів. Перевага останнього покоління насосів, званих також високоефективними насосами, полягає в істотній економії електроенергії завдяки новітній технології ЕСМ (мотор з електронною системою зв'язку, або мотор з постійним магнітом) у поєднанні з високим ККД.

Представлені на сьогоднішній день на ринку насоси з електронним управлінням дозволяють вибирати різні способи регулювання та робочі режими з допомогою електронного блоку управління. При цьому слід провести відмінність між способами регулювання, при яких насос регулюється автоматично, і робочими режимами, при яких насос не регулюється автоматично, а налаштовується на певну робочу точку за допомогою команд. Завдяки додатковим приладам управління і регулювання можна обробляти і передавати також цілий ряд певної інформації. До основних можливих способів регулювання відносять: регулювання по постійному перепаду тиску та по змінному перепаду тиску. А серед робочих режимів виділяють наступні: автоматичне зменшення частоти обертання – автопілот (такий спосіб регулювання забезпечує зниження енергоспоживання насоса до мінімального рівня і в більшості випадків є оптимальним) та ручне регулювання (частота обертання насоса встановлюється на постійному рівні в діапазоні між мінімальною та максимальною за допомогою електронного модуля насоса).

1.5 Електроприводи насосів водопостачання

Зміна обертів насосу є найбільш енергоефективним способом регулювання його параметрів. Якщо не змінюється гідравлічний опір мережі, регулювання практично здійснюється при сталій величині ККД насосу. Відомо, що зменшення швидкості лише на 10% призводить до економії

близько 27% енергії. Можливі технічні рішення для зміни обертів насосних установок представлені на рис.1.5 [10].

Для зміни швидкості можливе використання нерегульованих електроприводів з асинхронними чи синхронними двигунами, приєднаних до насосів через муфти. Гасіння зайвої енергії для зменшення швидкості відбувається у муфті (гідравлічній, електричній).

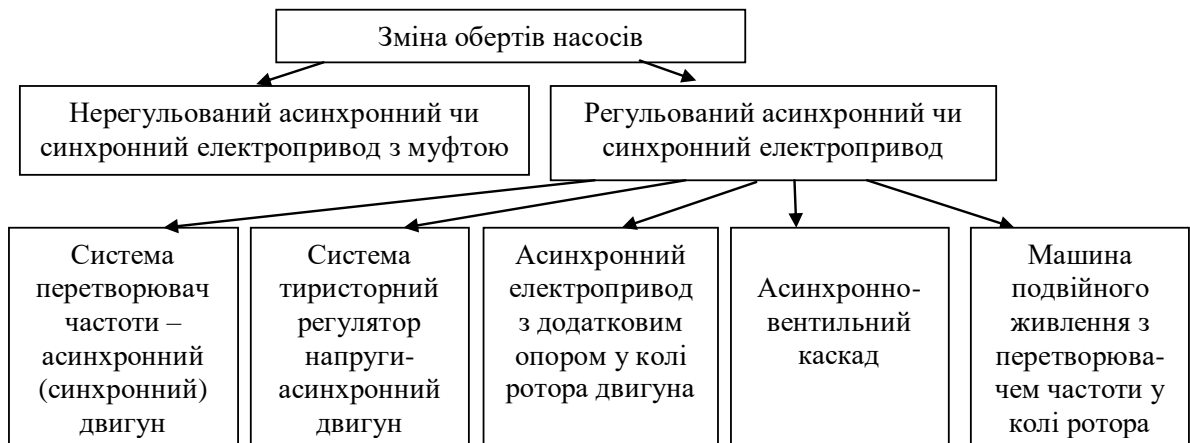


Рис.1.5 – Способи зміни обертів насосу

Більш енергоефективним є використання керованих електроприводів як з асинхронними, так і з синхронними двигунами. Найбільшого поширення на даний момент для насосів набувають електроприводи по системі перетворювач частоти – асинхронний (синхронний) двигун.

В сучасних системах керування обов'язковим компонентом системи керування став перетворювач частоти, який повинен забезпечити плавність перехідних процесів (розгін, стабілізація напору), що виключає можливість гідравлічних ударів в трубопроводах, які призводять до передчасного зносу обладнання.

Функції, які здатний виконувати перетворювач частоти, можна розподілити на функції захисту та керування. До захисних можна віднести функції, які дозволяють запобігти виходу з ладу як двигуна, так і самого перетворювача частоти при виникненні критичної ситуації. Перетворювач частоти контролює струм двигуна і не дозволяє йому перевищити наперед заданий рівень. Таким чином, різко зменшується вірогідність виходу двигуна

з ладу внаслідок виникнення перевантаження по струму і наступного перегріву. Крім того, перетворювач частоти оснащений захистом від зникнення напруги живлення, внутрішнього перегріву та багатьох інших.

Використання перетворювачів частоти для керування асинхронними двигунами дозволяє підвищити надійність системи керування та знизити її масогабаритні показники.

Система тиристорний регулятор напруги (ТРН) – асинхронний двигун має дуже обмежений діапазон регулювання швидкості. Для його розширення необхідне використання спеціальних двигунів з підвищеним ковзанням або двигунів з фазним ротором, що збільшує втрати активної потужності. Таку систему часто використовують лише для забезпечення плавного пуску насосу, розглядаючи ТРН, як пристрій плавного пуску.

Є декілька варіантів реалізації асинхронних електроприводів з додатковим опором у колі ротора. По-перше, це релейно-контакторні схеми, які забезпечують поступове дискретне регулювання швидкості. По-друге, це схеми з випрямлячем і широтно-імпульсними транзисторними чи тиристорними модуляторами (ключами), які надають можливість плавного регулювання швидкості. Загальним недоліком обох схем є гасіння зайвої енергії на додатковому опорі роторного кола. Підвищити ККД таких систем можливо при поверненні зайвої енергії в мережу живлення. Таку задачу вирішує асинхронно-вентильний каскад, який передбачає ввімкнення в роторне коло паралельно з некерованим випрямлячем керованого інвертора, з'єданого з мережею через узгоджуючий трансформатор. У випадку високих потужностей насосних установок використовуються високовольтні двигуни. Перетворювачі частоти на напругу, що складає кіловольти, досить дорогі. Тому знаходять використання машини подвійного живлення, статорна обмотка яких під'єднується до високовольтної мережі безпосередньо, а роторна до низьковольтної через перетворювач частоти.

1.6 Основні задачі автоматизації насосів

Головними особливостями насосних установок, які визначають особливості їх автоматизації, є:

- можливість пуску насоса лише при його заповненні рідиною (для виконання цієї умови існують ряд способів передпускового заповнення насосу: за допомогою спеціальних допоміжних насосів розміщених безпосередньо у водозбірнику; за допомогою подачі води із нагнітаючого трубопроводу; за допомогою баків-акумуляторів та ін.);
- необхідність термінової зупинки насосу, якщо він не розвинув необхідного напору за час відведений для його запуску;
- при значних статичних напорах необхідно передбачити захист від гідравлічних ударів (стовпа рідини у нагнітаючому трубопроводі після зупинки насосу).

Установки відцентрового та поршневого типів можуть відноситись до допоміжного обладнання, коли вони обслуговують ряд виробничих процесів, але безпосередньої участі в них не приймають. До подібних установок відносяться насосні та компресорні станції в системах водопостачання, шахтні вентилятори та дренажні насоси, насосні станції в системах водопостачання населених пунктів.

В задачу автоматизації таких установок входить перш за все забезпечення їхньої безперебійної роботи, спрощення керування ними та звільнення обслуговуючого персоналу від цілодобових чергувань.

В системах постачання споживачів водою та стислим повітрям автоматизація повинна забезпечити дистанційне і автоматичне включення та відключення окремих насосів та компресорів у відповідності із зміною витрат води чи повітря. На автоматизацію покладаються також захисні функції при аварійних ситуаціях: несправному обладнанні, переповненні водозбірників, затопленні приміщень.

1.7 Типові системи керування насосами

В системах водопостачання використовуються: системи з повною початковою інформацією (стабілізації, програмного керування) та з неповною (кібернетичні), які поряд з забезпеченням необхідних технологічних параметрів насосних установок можуть вирішувати питання енергозбереження.

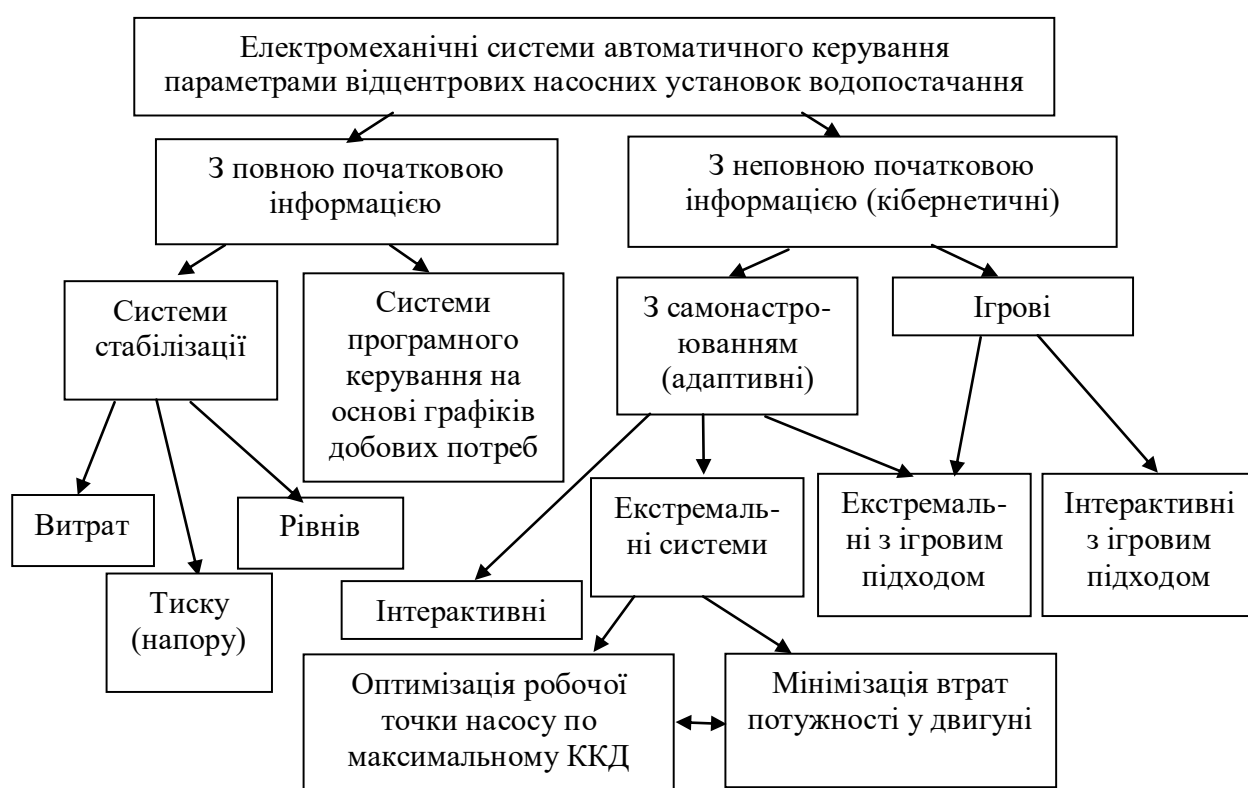


Рис.1.6 – Систематизація на основі ЕМСАК

При складній, розгалуженій мережі стабілізувати напір в кожній її точці неможливо. Тому виділяються деякі «диктуючі» точки, в яких контролюється величина напору. Якщо в цих точках напір не буде меншим заданого значення, то це гарантує не менші значення його і в усіх інших точках гідравлічної мережі.

Стабілізація напору у диктуючій точці забезпечує зниження витрат електричної енергії, тому що дозволяє виключити можливість перевищення

напору в інших місцях мережі та змінює автоматично швидкість насосу відповідно до змін водовідбору. Стабілізація рівнів води в резервуарах з метою енергозбереження організовується таким чином, щоб геодезичний перепад висот при перекачуванні був мінімально можливим [2]. Стабілізація витрат використовується, в основному, в системах дозування та змішування. Технічна реалізація систем стабілізації здійснюється на основі керованих силових електроприводів насосних установок і сервоприводів запірної арматури.

Системи програмного керування змінюють швидкість насосів у відповідності до графіків добового споживання, які формують наперед шляхом експериментальних досліджень [6, 10].

Кібернетичні системи автоматично забезпечують пошук бажаного режиму роботи насосної установки (системи з самонастроюванням), або, враховуючи особливості поведінки споживачів, ініціюють певну гру (ігрові), в результаті якої досягається енергозбереження.

Інтерактивні системи змінюють напір (витрати) на основі оцінки побутової активності споживачів. Непряма її оцінка можлива на основі вимірювання споживання електричної енергії будинками, мікрорайонами, тощо. При цьому в систему вводиться деяке запізнення по керуванню, що враховує часовий зсув між початком електроспоживання та водопостачання. Прив'язаність системи водопостачання до системи електропостачання зменшує надійність доставки води та підвищує конфліктність відносин водо- та електропостачальних компаній.

В інтерактивних системах з ігровим підходом контролер дискретно змінює оберти насосу (формує правила гри) і оцінює реакцію споживачів. Порівнюючи реальну величину водоспоживання з теоретичною, яка б мала виникнути при зміні обертів, пропорційно зменшує чи збільшує оберти. Якщо споживачі не реагують на зміну обертів (витрат), тобто не приймають правила гри, то швидкість поступово фіксовано зменшується. Таким чином,

автоматично визначається мінімальна достатня швидкість насосу для задоволення потреб споживачів.

Висновки до першого розділу.

1. Розкрито поняття насоса, головні задачі та описаний принцип роботи.

2. Проаналізовано основні параметри насосів. Ними являються: апір, подача, потужність і коефіцієнт корисної дії.

3. Посилаючись на велику конструктивну різноманітність – виокремили групи насосів враховуючи принцип їх дії: лопатеві насоси, об'ємні насоси та струменеві насоси.

4. Оглянуто основні задачі автоматизації насосів. Описано їх особливості при роботі для розроблення більш досконалої системи.

5. Отже актуальним завданням є автоматизація індивідуального теплового пункту шляхом розробки системи автоматизації електроприводу.

Для виконання поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- 1) Описати структуру роботи системи автоматизації.
- 2) Сформулювати вимоги щодо показників якості керування
- 3) Обрати технологічне обладнання
- 4) Визначити основні принципи енергозбереження та основні електромеханічні характеристики насосів.
- 5) Скласти математичну модель системи
- 6) Виконати синтез регулятора напору
- 7) Дослідити динаміки замкнутої та розімкнутої системи насосної установки.
- 8) Виконати синтез дискретного ПІ-регулятора

3 ВИМОГИ ЩОДО ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ КЕРУВАННЯ

У процесі розробки систем автоматичного управління і регулювання доводиться враховувати дуже різноманітний комплекс вимог, пов'язаний з різними їх характеристиками. Ці вимоги можна об'єднати в деякі основні групи.

До першої групи критеріїв слід віднести вимоги, пов'язані зі статичними і динамічними властивостями. Серед них найважливіше місце займає точність. Вона визначає помилки, які можуть мати місце в системі управління в різних режимах.

До другої групи належать вимоги, пов'язані з надійністю роботи систем управління, її стійкістю до впливу зовнішніх факторів. Сюди відносяться, в першу чергу, такі вимоги як ймовірність безвідмовної роботи, інтервал робочих температур, вібростійкість, ресурс, умови зберігання.

До третьої групи відносяться вимоги пов'язані з характером експлуатації систем управління. Сюди відносяться умови обслуговування системи в процесі її роботи, кваліфікація обслуговуючого персоналу, можливість ремонту.

До четвертої групи належать вимоги, пов'язані з допустимою масою і габаритами системи і допустимим споживанням енергії.

До п'ятої групи належать вимоги, пов'язані з технологічністю виготовлення системи управління.

Для нашого випадку виділяємо наступні показники якості, пред'явлені до системи керування електроприводом насосного агрегату:

- відсутність статичної похибки;
- максимально-можливий ККД насосу;
- мінімально-можлива вартість;
- мінімально-можливі габарити.

Висновки до другого розділу.

1. Описано основні групи вимог щодо показників якості керування.
2. Визначено показники якості, які пред'явлені до системи керування електроприводом насосного агрегату:
 - відсутність статичної похибки;
 - максимально-можливий ККД насосу;
 - мінімально-можлива вартість;
 - мінімально-можливі габарити.

3 ВИБІР ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

3.1 Опис об'єкту

Досліджуваним об'єктом є тепловий пункт, обладнаний внутрішнім водопроводом.

Водопостачання здійснюється від зовнішньої водопровідної мережі через підвищувальну установку і водомірний вузол до 7-ми поверхового будинку.

3.2 Вибір системи внутрішнього водопроводу

Мінімальний вільний напір $H_{\hat{A}\min}(\hat{i})$ у мережі водопроводу населеного пункту при максимальному господарсько-питному водоспоживанні на вході в тепловий пункт над поверхнею землі повинен прийматися виходячи з розрахунку $10\hat{i}$ для одноповерхової забудови плюс $4\hat{i}$ на кожен наступний поверх [11]:

$$H_{\hat{A}\min} = 10 + 4 \cdot (n - 1) \quad (3.1)$$

де 10 – напір для одноповерхової забудови;

n – кількість поверхів;

$H_{\hat{A}\min}$ – мінімальний вільний напір.

Вільний напір у мережі зовнішнього водопроводу позначається H_g і дорівнює $20\hat{i}$. Підставивши значення в формулу (3.1), отримаємо попередньо необхідний напір:

$$H_{\hat{A}\min} = 10 + 4 \cdot (7 - 1) = 34\hat{i} .$$

Оскільки $H_{\hat{A}\min} > H_g$, то приймемо систему з підвищувальною установкою.

3.3 Визначення необхідного напору та подачі для системи внутрішнього водопроводу

Норма витрати води в години максимального водоспоживання на людину складає: $q_{HR,U}^C = 15.6 \text{ } \ddot{\text{e}} / \tilde{\text{a}} \ddot{\text{a}}$. А витрата холодної води будь-яким приладом, що розміщується в кожній квартирі буде дорівнювати: $q_0^C = 0.2 \text{ } \ddot{\text{e}} / \tilde{\text{n}}$.

Вірогідність дії всіх приладів мережі одночасно визначається за формулою:

$$P^C = \frac{q_{HR,U}^C \cdot U}{3600 \cdot q_0^C \cdot N} \quad (3.2)$$

де U – кількість людей, що проживають у будинку;

N – загальна кількість приладів, що розміщуються в будинку.

$$N = n_{i \hat{A}} \cdot n_{\hat{E} \hat{A}} \cdot n_{i \hat{D}}^1 = 7 \cdot 6 \cdot 4 = 168 \text{ } \phi \text{ } \ddot{\text{o}}. \quad (3.3)$$

де $n_{i \hat{A}}$ – кількість поверхів в будинку;

$n_{\hat{E} \hat{A}}$ – кількість квартир на одному поверсі в будинку;

$n_{i \hat{D}}^1$ – кількість приладів, що споживають воду, в одній квартирі.

$$U = n_{i \hat{A}} \cdot n_{\hat{E} \hat{A}} \cdot n_{\hat{E}}^1 = 7 \cdot 6 \cdot 3 = 126 \text{ } \ddot{\text{z}} \text{ } \ddot{\text{e}} \text{ } \hat{\text{a}}^3 \hat{\text{e}} \quad (3.3)$$

де $n_{\hat{E}}^1$ – кількість осіб, що проживають в одній квартирі.

Підставивши всі відповідні значення в формулу (3.2), отримаємо:

$$P^C = \frac{q_{HR,U}^C \cdot U}{3600 \cdot q_0^C \cdot N} = \frac{15.6 \cdot 126}{3600 \cdot 0.2 \cdot 168} = \frac{1965.6}{120960} = 0.01625.$$

Знайдемо максимальну секундну витрату води:

$$q = 5 \cdot q_0^C \cdot N \cdot P^C = 5 \cdot 0.2 \cdot 168 \cdot 0.01625 = 2.73 \text{ } \ddot{\text{e}} / \tilde{\text{n}} \quad (3.4)$$

Оскільки допускається перерва в подачі не більше 6 годин, при відсутності регулюючої ємності, то необхідна подача насоса Q буде визначатися за формулою:

$$Q = 3.6 \cdot q = 3.6 \cdot 2.73 = 9.828 \text{ } \ddot{\text{e}} / \tilde{\text{n}} = 36 \text{ } \grave{\text{i}}^3 / \tilde{\text{a}} \ddot{\text{a}} \quad (3.5)$$

Необхідний напір H_f в зовнішній мережі в точці підключення вводу визначають за наступною формулою:

$$H_f = H_{\text{AAI}} + \sum H + H_F - H_g \quad (3.6)$$

де H_{AAI} – геометрична висота розташування найвищої водорозбірної точки над поверхнею землі, тобто висота розташування самого високого (розрахункового) водозабірної приладу, що споживає воду;

$\sum H = 29.75 \text{ м}$ – втрати напору по довжині трубопроводу при $q = 2.73 \text{ л/с}$, зовнішньому діаметрі труби $D = 40 \text{ мм}$, товщині стінки труби 0.5 мм , довжині трубопроводу $L = 100 \text{ м}$, коефіцієнту, що враховує втрати напору на місцеві опорах $k = 1.2$, та геометричній висоті $H_{\text{AAI}} = 20.25 \text{ м}$, що розраховується нижче;

$H_F = 5 \text{ м}$ – вільний мінімальний напір перед приладом, що споживає воду, відповідно до встановлених норм;

$H_g = 20 \text{ м}$ – вільний напір у мережі зовнішнього водопроводу.

$$H_{\text{AAI}} = Z_{iD} - Z_{\text{AAE}} \quad (3.7)$$

де Z_{iD} – відмітка самого високого водозабірної приладу;

$Z_{\text{AAE}} = 352.3 \text{ м}$ – відмітка державного водного кадастру (знімається з генплану).

$$Z_{iD} = Z_C + a + (n-1) \cdot H_{iA} + H_{iD} \quad (3.8)$$

де $Z_C = 353.7 \text{ м}$ – відмітка будинку (знімається з генплану);

$a = 0.95 \text{ м}$ – перевищення першого поверху над землею (відповідно до завдання);

$n = 7$ – кількість поверхів у будинку;

$H_{iA} = 2.8 \text{ м}$ – висота поверху;

$H_{iD} = 1.1 \text{ м}$ – висота до самого високого водозабірної приладу від підлоги останнього поверху ;

Підставивши відповідні значення в формулу (3.8), отримаємо:

$$Z_{iD} = Z_C + a + (n-1) \cdot H_{iA} + H_{iD} = 353.7 + 0.95 + (7-1) \cdot 2.8 + 1.1 = 373.55 \text{ м}$$

Геометрична висота буде дорівнювати:

$$H_{\text{геом}} = Z_{iD} - Z_{\text{ААЕ}} = 373.55 - 352.3 = 21.25 \text{ м}$$

Необхідний напір насоса матиме наступне значення:

$$H_i = H_{\text{геом}} + \sum H + H_F - H_g = 21.25 + 29.75 + 5 - 20 = 36 \text{ м}$$

3.6 Вибір насоса

Відповідно до розрахованих значень напору $H_i = 36 \text{ м}$ і подачі $Q = 36 \text{ м}^3/\text{год}$ вибираємо насос, що задовольняє дану робочу точку – Grundfos NBE 40-160/172 A-F-A-BAQE за допомогою програми WEBCAPS.

Розшифровка позначень:

NB – тип насоса;

E – частотно-керований електродвигун;

40 – номінальний діаметр напірного патрубку;

160 – номінальний діаметр робочого колеса, мм;

172 – фактичний діаметр робочого колеса, мм;

A – виконання насоса – стандартне виконання;

F – трубне з'єднання – фланець;

A – код матеріалу – стандартне виконання;

BAQE – ущільнення валу – для перекачування води від 0°C до 120°C.

Насос Grundfos NBE 40-160/172 A-F-A-BAQE – нормальновсмоктуючий одноступінчатий консольно-моноблочний відцентровий насос з горизонтальним всмоктуючим патрубком, вертикальним напірним патрубком і горизонтально розташованим валом. Основні характеристики даного насоса приведені в табл.3.1 нижче.

Таблиця 3.1

Опис	Значення
1. Технічні дані	
Частота обертання	2920 об/хв
Поточний діаметр робочого колеса	172 мм
Діаметр вала	24 мм
Максимальний робочий тиск	16 бар
Максимальна температура зовнішнього середовища	40°C
2. Рідина	
Діапазон температури рідини	0°C – 120°C
Температура рідини	20°C
Густина	998.2 $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$
3. Дані електрообладнання	
Тип електродвигуна	132SB
Кількість полюсів	2
Номінальна потужність, P_2	7.5 кВт
Промислова частота	50 Гц
Номінальна напруга	3 x 380 В
Клас захисту	IP 55
Клас ізоляції	F
4. Матеріали	
Корпус насоса	Чавун сірий (EN-GJL-250)
Робоче колесо	Чавун сірий (EN-GJL-200)

Робоче колесо насоса NBE є закритого типу з просторовими лопатками. Така конструкція забезпечує максимальний ККД. Робоче колесо динамічно збалансоване і гідравлічно розвантажене. Це підвищує термін служби насоса, покращує його ККД і знижує рівень шуму і вібрацій. Насос призначений для монтажу в сухому, добре провітрюваному місці, де немає загрози промерзання. Він повинен бути захищений від дії атмосферних опадів. Насос в стандартному виконанні не допускається розміщувати в агресивному і / або вибухонебезпечному місці. Відносна вологість повітря не повинна перевищувати 95%.

Насос NBE забезпечує енергозбереження, підвищення комфорту і оптимізацію технологічних процесів. Можливі режими роботи насоса:

- 1) регулювання по постійній характеристиці;
- 2) регулювання по постійному тиску;
- 3) регулювання температури;
- 4) регулювання по постійній подачі;
- 5) регулювання по перепаду тиску;

В режимі регулювання по постійній характеристиці насос буде коригувати свою частоту обертання, щоб забезпечити необхідну характеристику без використання дросельних клапанів. У даному режимі керування насос може бути налаштований на роботу в межах 12 – 100% від максимальних значень робочих характеристик. Цей режим не вимагає застосування датчика.

В режимі регулювання по постійному тиску насос буде регулювати свою частоту обертання, щоб підтримувати постійний тиск, який вимірюється за допомогою датчика. В даному випадку потрібен датчик тиску з робочим діапазоном, близьким до необхідного тиску.

В режимі управління по температурі насос буде регулювати подачу таким чином, щоб підтримувати постійну температуру або перепад температур. Даний режим керування рекомендується для систем з триходовими клапанами і систем без клапанів управління. Для даного режиму потрібно застосовувати датчик температури або перепаду температур.

В режимі регулювання по постійній подачі насос буде регулювати свою частоту обертання, щоб підтримувати постійну подачу, незалежно від зміни характеристик системи. Для цього режиму керування потрібно застосовувати електронний витратомір або датчика перепаду тиску.

В режимі регулювання по перепаду тиску насос буде регулювати свою частоту обертання, щоб підтримувати заданий перепад тиску в певній точці. Даний режим керування рекомендується для великих циркуляційних систем, в яких насос NBE виконує функцію допоміжного насоса. Також потрібно застосовувати датчик перепаду тиску.

QH-характеристику насоса для робочої точки зображено на рис.3.1.

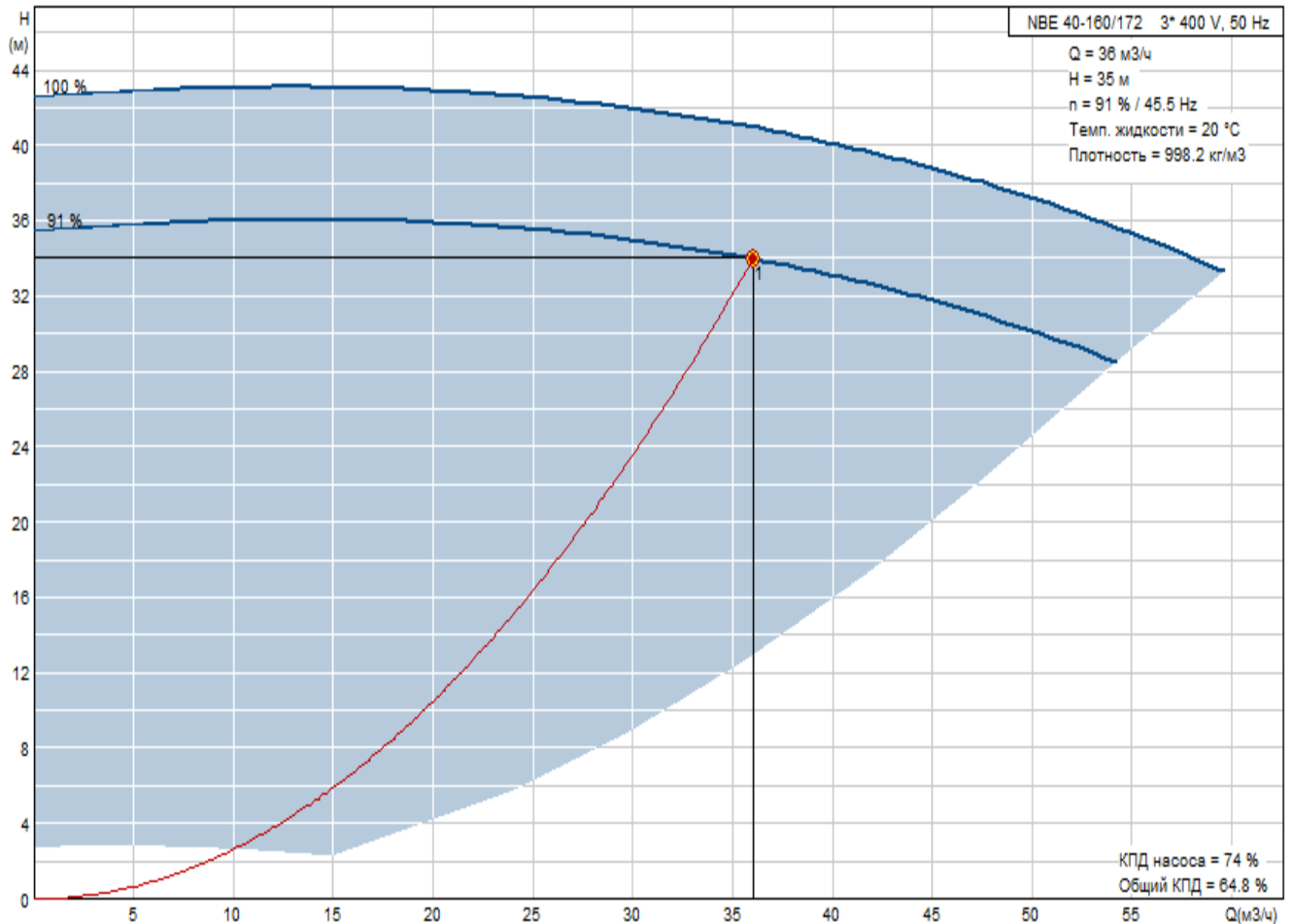


Рис.3.1 – QH-характеристика насоса

Зв'язок з насосом NBE може здійснюватися за допомогою системи диспетчеризації будівлі, пульта дистанційного керування (Grundfos R100) або через панель управління. Оператор може здійснювати обмін інформацією з насосом NBE, навіть якщо він не знаходиться в безпосередній близькості від насоса. Зв'язок може бути встановлений за допомогою системи диспетчеризації, яка дозволяє оператору контролювати і змінювати режими керування і встановлені значення.

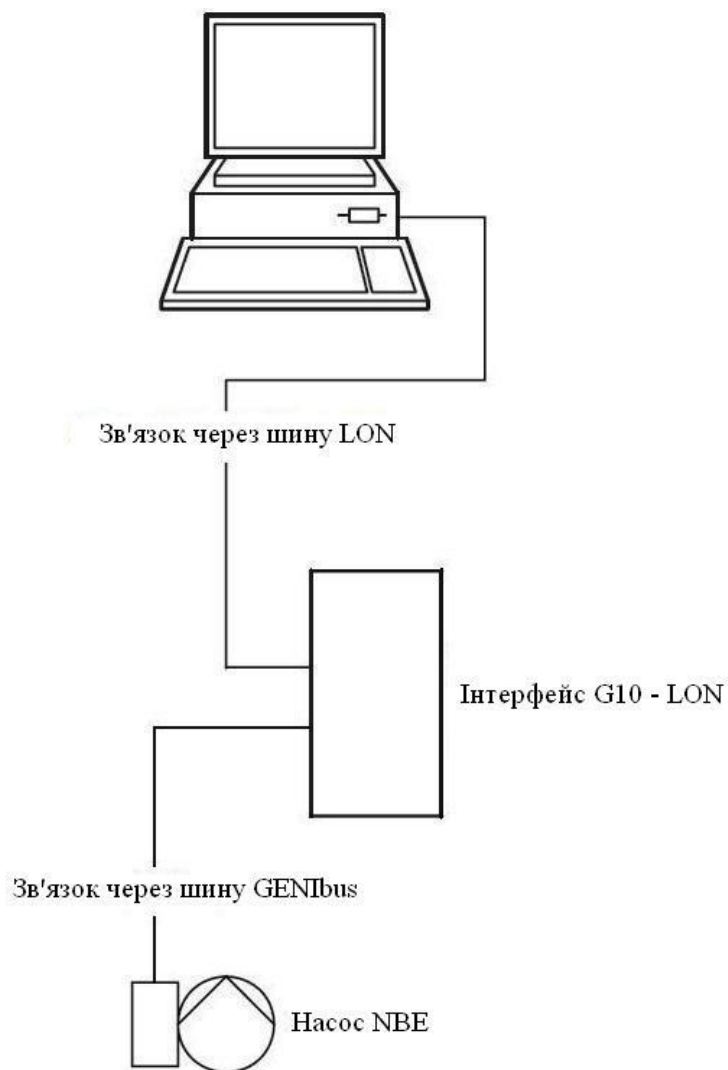


Рис.3.2 – Структура системи диспетчеризації

Оператор може здійснювати обмін інформацією з насосом NBE, контролювати, змінювати режими управління і встановлені значення насоса, направивши пульт R100 на панель керування насоса.

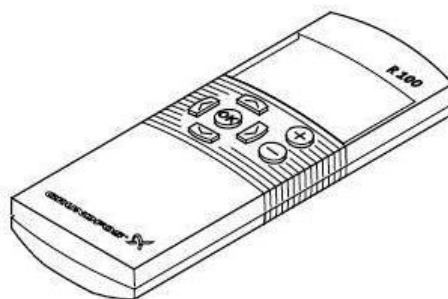


Рис.3.3 – Пульт дистанційного керування R100

Також оператор може вручну змінювати налаштування встановленого значення на панелі управління насоса.

Графіки коефіцієнта активної потужності ($\cos \varphi$), потужності на валу насоса (P_2), коефіцієнта корисної дії (η) та струму насоса (I) зображені на рис.3.4 нижче.

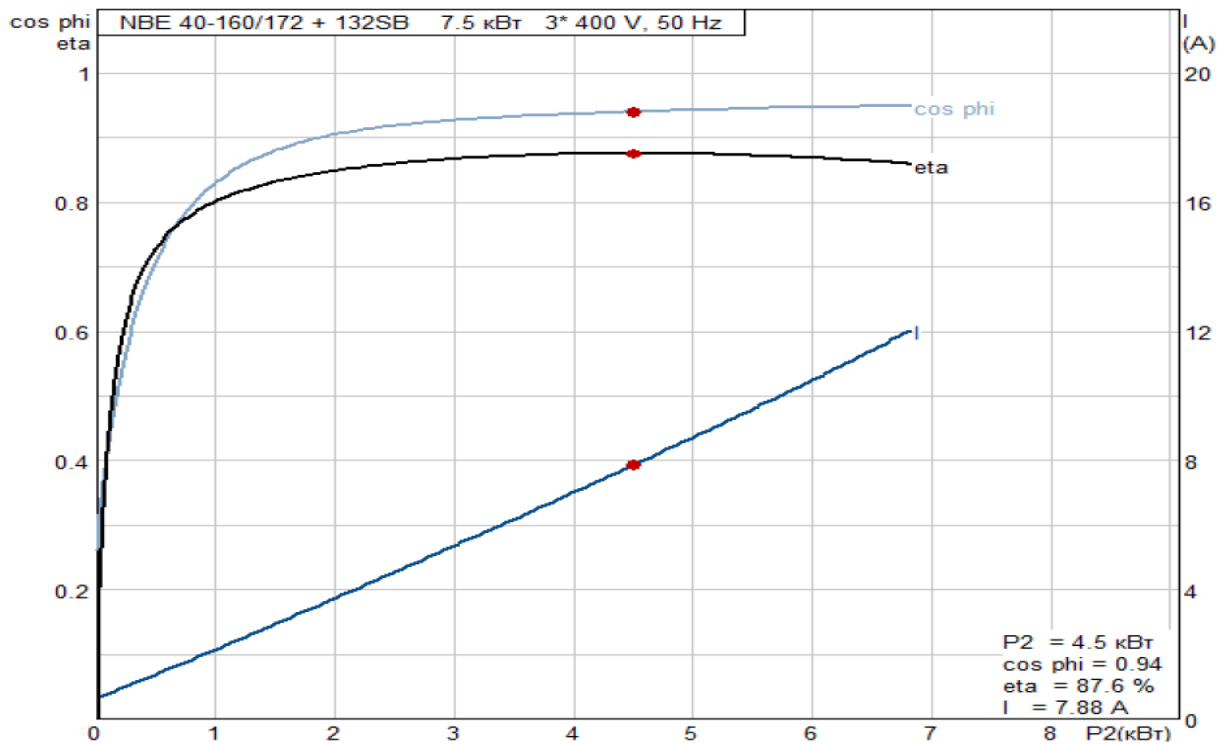


Рис.3.4 – Графіки $\cos \varphi$, P_2 , η , I

Насос оснащений трифазним двигуном MGE (Motor Grundfos Electronic) 132SB з перетворювачем частоти і ПІ-контролером, вбудованим в клемну коробку двигуна.

У клемній коробці знаходяться клеми підключення для:

- пуску / зупинки насоса (безпотенціальний контакт);
- зовнішньої установки значення за допомогою аналогового сигналу (0-5 В, 0-10 В, 0-20 мА);
- джерела напруги 5 В для потенціометра встановленого значення;
- датчика (0-5 В, 0-10 В, 0-20 мА);
- джерела напруги 24 В для датчика;
- входу для примусового регулювання на мінімальній і максимальній характеристиці (безпотенціальний контакт);
- сигнальне реле несправності з нульовим потенціалом і з перекидним контактом;

– RS485 GENIbus.

3.7 Визначення параметрів схеми заміщення та динамічної моделі асинхронного електродвигуна

Параметри двигуна MGE 132SB прийнято на основі еквівалентного двигуна серії 4A112M2Y3 та показані в табл.3.2 [12].

Таблиця .3.2

	Параметри двигуна:	
1	Потужність	7.5 кВт
2	Номінальний $\tilde{m} s\varphi$	0.88
3	Синхронна частота обертання	3000 об/хв
4	Кількість пар полюсів	1
5	Перевантажувальна здатність	2
6	Номінальне ковзання	0.025
7	Критичне ковзання	0.17
8	Момент інерції	0.01 кг·м ²
9	Параметри схеми заміщення:	в.о.
	R_1'	0.046
	X_1'	0.058
	R_1''	0.028
	X_1''	0.14
	X_μ'	3.7
10	ККД	0.875

Знайдемо номінальне значення фазної напруги:

$$U_{1\phi i} = \frac{U_{1\phi i}}{\sqrt{3}} = \frac{380}{\sqrt{3}} = 219.393 \text{ В.}$$

Амплітуда фазної напруги:

$$U_{1\phi i \max} = U_{1\phi i} \cdot \sqrt{2} = 219.393 \cdot \sqrt{2} = 310.269 \text{ В.}$$

Номінальне значення фазного струму:

$$I_{1\phi i} = \frac{P_{2i}}{3 \cdot U_{1\phi i} \cdot \cos \varphi \cdot \eta} = \frac{7500}{3 \cdot 219.393 \cdot 0.88 \cdot 0.875} = 14.8 \text{ А.}$$

Кутова швидкість вектора напруги статора:

$$\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot f = 2 \cdot \pi \cdot 50 = 314.159 \text{ рад/с.}$$

Номинальний потік:

$$\psi_i = \frac{\sqrt{2} \cdot U_{1\delta i}}{\omega_0} = \frac{\sqrt{2} \cdot 219.393}{314.159} = 0.988 \text{ Вб.}$$

Для перерахунку параметрів з Г-подібної схеми заміщення в Т-подібну скористаємося методикою наведеною в [13].

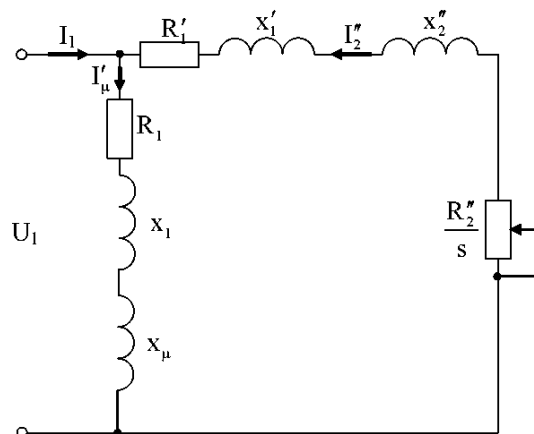


Рис.3.5 – Г-подібна схема заміщення АД

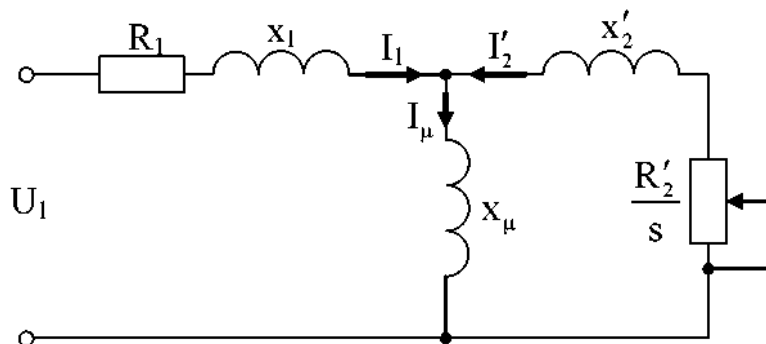


Рис.3.6 – Т-подібна схема заміщення АД

Коефіцієнт перерахунку параметрів з Г-подібної схеми заміщення в Т-подібну:

$$\tilde{n}_1 = \frac{X'_\mu + \sqrt{X'^2_\mu + 4X'_1 X'_\mu}}{2X'_\mu} = \frac{3.7 + \sqrt{3.7^2 + 4 \cdot 0.058 \cdot 3.7}}{2 \cdot 3.7} = 1.015.$$

Знаходимо параметри Т-подібної схеми заміщення у відносних одиницях.

Активний опір статора:

$$R_1' = \frac{R_1^{\bar{A}}}{\tilde{n}_1} = \frac{0.046}{1.015} = 0.045 \hat{\text{a}} \hat{\text{i}} .$$

Індуктивний опір статора:

$$X_1' = \frac{X_1^{\bar{A}}}{\tilde{n}_1} = \frac{0.058}{1.015} = 0.057 \hat{\text{a}} \hat{\text{i}} .$$

Активний опір ротора, приведений до статора:

$$R_2'' = \frac{R_2^{\bar{A}}}{\tilde{n}_1^2} = \frac{0.028}{1.015^2} = 0.027 \hat{\text{a}} \hat{\text{i}} .$$

Індуктивний опір ротора, приведений до статора:

$$X_2'' = \frac{X_2^{\bar{A}}}{\tilde{n}_1^2} = \frac{0.14}{1.015^2} = 0.136 \hat{\text{a}} \hat{\text{i}} .$$

Знаходимо параметри Т-подібної схеми заміщення в абсолютних одиницях.

Активний опір статора:

$$R_1 = R_1' \cdot \frac{U_{1\delta i}}{I_{1\delta i}} = 0.045 \cdot \frac{219.393}{14.8} = 0.667 \hat{\text{I}} \hat{\text{i}} .$$

Індуктивний опір статора:

$$X_1 = X_1' \cdot \frac{U_{1\delta i}}{I_{1\delta i}} = 0.057 \cdot \frac{219.393}{14.8} = 0.845 \hat{\text{I}} \hat{\text{i}} .$$

Активний опір ротора, приведений до статора:

$$R_2' = R_2'' \cdot \frac{U_{1\delta i}}{I_{1\delta i}} = 0.027 \cdot \frac{219.393}{14.8} = 0.4 \hat{\text{I}} \hat{\text{i}} .$$

Індуктивний опір ротора, приведений до статора:

$$X_2' = X_2'' \cdot \frac{U_{1\delta i}}{I_{1\delta i}} = 0.136 \cdot \frac{219.393}{14.8} = 2.016 \hat{\text{I}} \hat{\text{i}} .$$

Індуктивний опір розсіювання:

$$X_\mu = X_\mu' \cdot \frac{U_{1\delta i}}{I_{1\delta i}} = 3.7 \cdot \frac{219.393}{14.8} = 54.85 \hat{\text{I}} \hat{\text{i}} .$$

Індуктивність намагнічуючого контуру:

$$L_m = \frac{X_\mu}{\omega_0} = \frac{54.85}{314.159} = 0.175 \text{ \AA}.$$

Індуктивність розсіювання статора:

$$L_{1\sigma} = \frac{X_1}{\omega_0} = \frac{0.845}{314.159} = 0.00269 \text{ \AA}.$$

Індуктивність розсіювання ротора:

$$L_{2\sigma} = \frac{X'_2}{\omega_0} = \frac{2.016}{314.159} = 0.00642 \text{ \AA}.$$

Індуктивність статора:

$$L_1 = L_m + L_{1\sigma} = 0.175 + 0.00269 = 0.17769 \text{ \AA}.$$

Індуктивність ротора:

$$L_2 = L_m + L_{2\sigma} = 0.175 + 0.00642 = 0.18142 \text{ \AA}.$$

Параметри динамічної моделі:

$$\alpha = \frac{R'_2}{L_2} = \frac{0.4}{0.18142} = 2.205 \text{ c}^{-1};$$

$$\sigma = L_1 - \frac{L_m^2}{L_2} = 0.17769 - \frac{0.175^2}{0.18142} = 0.00888 \text{ \AA};$$

$$\beta = \frac{L_m}{L_2 \cdot \sigma} = \frac{0.175}{0.18142 \cdot 0.00888} = 108.6 \text{ \AA}^{-1};$$

$$\gamma = \frac{R_1}{\sigma} + \alpha \cdot \beta \cdot L_m = \frac{0.667}{0.00888} + 2.205 \cdot 108.6 \cdot 0.175 = 117.02 \text{ c}^{-1};$$

$$\mu = \frac{3 \cdot p_n \cdot L_m}{2 \cdot L_2 \cdot J} = \frac{3 \cdot 1 \cdot 0.175}{2 \cdot 0.18142 \cdot 0.01} = 144.692 \text{ \AA} \cdot \hat{\text{t}}.$$

3.8 Вибір датчика тиску

Для вимірювання тиску в найвищій точці водогону необхідний датчик тиску. Вибираємо датчик тиску MBS 3000 Danfoss, який призначений для вимірювання тиску рідин і газів, та зображений на рис.3.7. Корпус датчика виготовлений з нержавіючої сталі, стійкої до кислот. Точність забезпечується лазерним калібруванням, вбудованою температурною компенсацією та заводозахищеністю відповідно до норм електромагнітної сумісності EU EMC.



Рис.3.7 – Зовнішній вигляд датчика тиску MBS 3000

Технічні характеристики датчика приведені в табл.3.3.

Таблиця 3.3

Робоче середовище	Повітря, газу, рідини
Діапазон допустимих температур робочого середовища, °C	Від -40 °C до +80 °C
Час реакції, мс	< 4
Межа допустимої основної приведеної похибки	$\leq \pm 0.5 - 1\%$ діапазону вимірювань
Клас захисту	IP 65
Вихідний сигнал	0 – 20 мА
Напруга живлення $U_{\text{живл.}}$, В	9 – 32
Граничний струм, мА	28
Електричне з'єднання	Стандартний штекер DIN 43650
Технологічне з'єднання	Зовнішня різьба DIN 3852
Матеріал корпусу та частин, що контактують з середовищем	Нержавіюча сталь AISI 316L
Вага, кг	0.2

Висновки до третього розділу:

1. Виконаний опис досліджуваного об'єкту, а саме теплового пункту.
2. Розрахували значення необхідного напору насоса.
3. З отриманих даних визначили марку насоса Grundfos NBE 40-160/172 A-F-A-BAQE. Визначені режими роботи насосу та параметрів схеми заміщення асинхронного електродвигуна.
4. Параметри двигуна MGE 132SB прийнято на основі еквівалентного двигуна серії 4A112M2Y3 та за обрахованими даними обрали датчик тиску MBS 3000 Danfoss

4 ОСНОВНІ ПРИНЦИПИ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ТА ОСНОВНІ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСІВ

Технологічна схема насосної установки зображена на рис.4.1. Умовні графічні позначення: 1 – насос; 2 – антивібраційна вставка; 3 – засувка. В схемі за (або перед) засувкою ще використовують зворотний клапан, який пропускає рідину тільки в одному напрямку та запобігає виникненню гідроударів. Антивібраційна вставка призначена для компенсації деформацій від теплового розширення або стиснення трубопроводу в результаті коливань температури рідини, що перекачується, та зниження механічних навантажень, викликаних різким підйомом тиску в трубопроводі. При необхідності в систему можна додатково поставити два манометри, які будуть показувати тиск на вході та виході насосу.

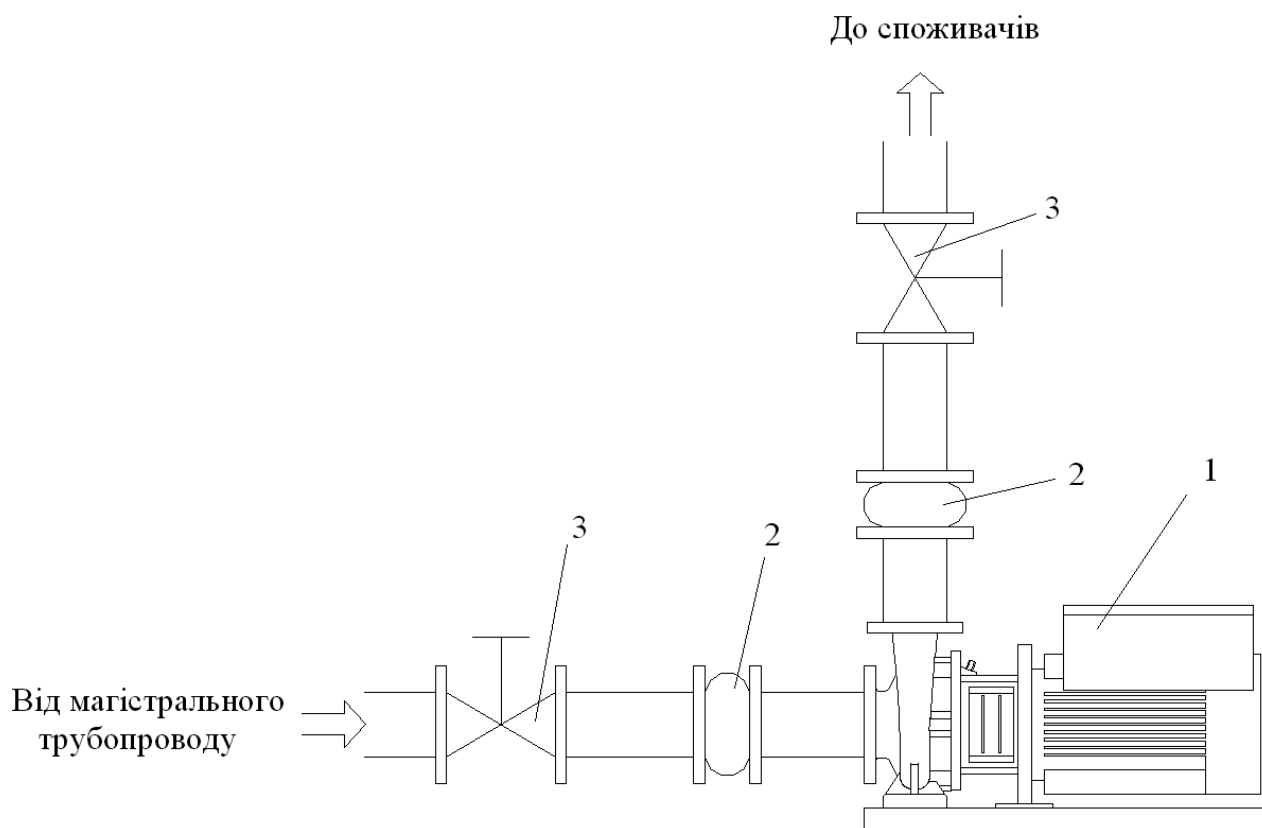


Рис.4.1 – Технологічна схема насосної установки

Статорна обмотка привідного асинхронного двигуна насосу живиться від ПЧ. Система керування виконується одноконтурною та включає контур

регулювання напору в найвищій точці водогону. Зворотний зв'язок за напором реалізується на основі датчика тиску (MBS 3000). Регулювання напору здійснюється на основі вбудованого у ПЧ ПІ-регулятора з аперіодичним фільтром. Контур стабілізації напору підвищує швидкість обертання насосу, якщо в будинку збільшується водовідбір, і зменшує швидкість, якщо водовідбір зменшується.

Розглянемо приклад роботи схеми.

Нехай споживачі відкрили сильніше крани. При цьому збільшуються витрати води й продуктивність насосу. Відповідно зменшується тиск в найвищій точці водогону. Тоді на вході РН виникає додатний сигнал. Враховуючи інтегральну складову РН, його вихідний сигнал збільшується, тобто збільшується завдання контуру швидкості. Це викликає збільшення частоти і амплітуди напруги на виході перетворювача частоти (які зв'язані між собою насосною залежністю). В результаті швидкість насосу зростає, це викликає зростання напору, яке буде відбуватися до того часу, поки напір не стане рівним заданому. При зменшенні водовідбору, процеси протікають аналогічно. При цьому швидкість насосу зменшується. В результаті цього забезпечується енергозбереження.

Розглянемо принципи енергозбереження, які мають системи стабілізації напору в порівнянні з розімкненим керуванням. Нехай початкова робоча точка насосу водопостачання буде точкою А. Початкова характеристика насосу з номінальною швидкістю ω_1 зображена кривою 2; характеристика початкового гідравлічного опору мережі кривою 6 (з гідравлічним опором a_1). Пряма 1 $H_{ref} = const$ (завдання напору насосу у системі стабілізації напору) визначає геометричні місця розміщення можливих робочих точок насосу у системі.

Потужність, яку споживає насос у цьому випадку пропорційна площі прямокутника $H_{ref}AQ_AO$:

$$P_A = \rho g \frac{Q_A H_{ref}}{\eta_A} \quad (4.1)$$

де η_A – коефіцієнт корисної дії насосу для робочої точки А;

ρ – густина води;

g – прискорення вільного падіння.

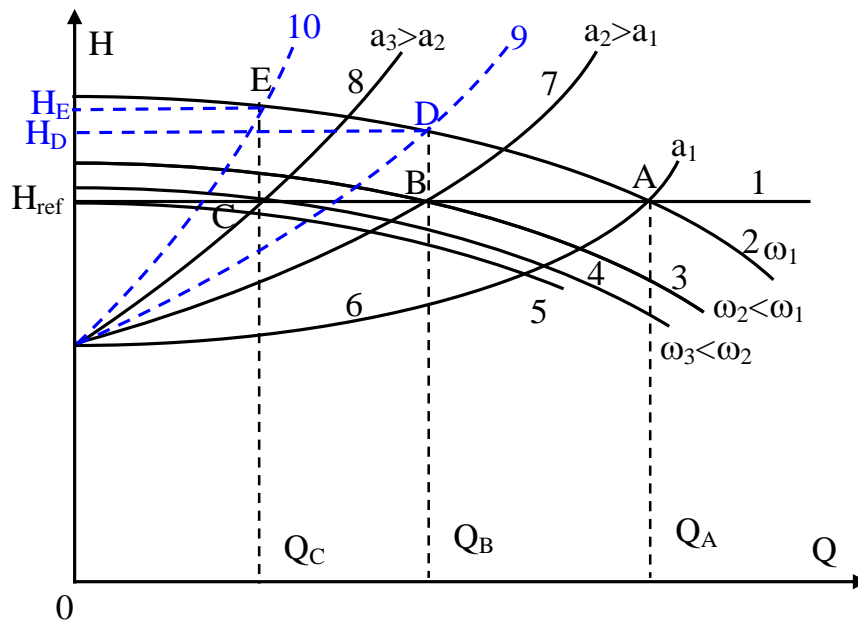


Рис.4.2 – Характеристики насосу у системі стабілізації напору

Якщо споживання води споживачами менше, вони закриють свої крани на стільки, щоб отримати бажану величину продуктивності, наприклад Q_B . При відсутності стабілізації напору необхідно було б закривати крани доти, поки характеристика гідравлічного опору мережі не стане 9. У такому випадку енергія, що споживається, пропорційна площі прямокутника $H_D D Q_B O$:

$$P_D = \rho g \frac{Q_B H_D}{\eta_D} \quad (4.2)$$

У випадку системи стабілізації тиску достатньо підвищити гідравлічний опір до величини a_2 (крива 7). Система стабілізації знизить швидкість насосу до величини ω_2 (насосна характеристика 3), щоб

забезпечити перехід в робочу точку насосу В. Тоді енергія, що споживається, буде пропорційна площі прямокутника $H_{ref}BQ_BO$:

$$P_B = \rho g \frac{Q_B H_{ref}}{\eta_B}. \quad (4.3)$$

Приймаючи, що $\eta_B \approx \eta_D$, величина збереженої енергії буде:

$$\Delta P_B = P_D - P_B = \rho g \left(\frac{Q_B H_D}{\eta_D} - \frac{Q_B H_{ref}}{\eta_B} \right) = \frac{\rho g Q_B}{\eta_B} (H_D - H_{ref}). \quad (4.4)$$

Вона пропорційна площі прямокутника $H_D DBH_{ref}$.

У випадку, якщо робоча точка насосу знаходиться в точці С, величина збереженої енергії буде пропорційна площі прямокутника $H_E ECH_{ref}$:

$$\Delta P_C = P_E - P_C = \rho g \left(\frac{Q_C H_E}{\eta_E} - \frac{Q_C H_{ref}}{\eta_C} \right) = \frac{\rho g Q_C}{\eta_C} (H_E - H_{ref}). \quad (4.5)$$

Таким чином, чим більша різниця між H_{ref} та тиском, що відповідає бажаній величині продуктивності на характеристиці насосу при номінальних обертах, тим більше енергії буде збережено. Іншими словами, чим менша швидкість насоса, тим більше енергозбереження. Мінімально можлива швидкість насоса (крива 5) обмежена величиною H_{ref} . Досвід використання систем стабілізації напору дає приблизно 40% енергозбереження у порівнянні з системами водопостачання без керованого електропривода та стабілізації напору.

Статичні характеристики відцентрових насосів ($Q - H$ характеристики) апроксимуються параболічними залежностями (рис.4.3.а).

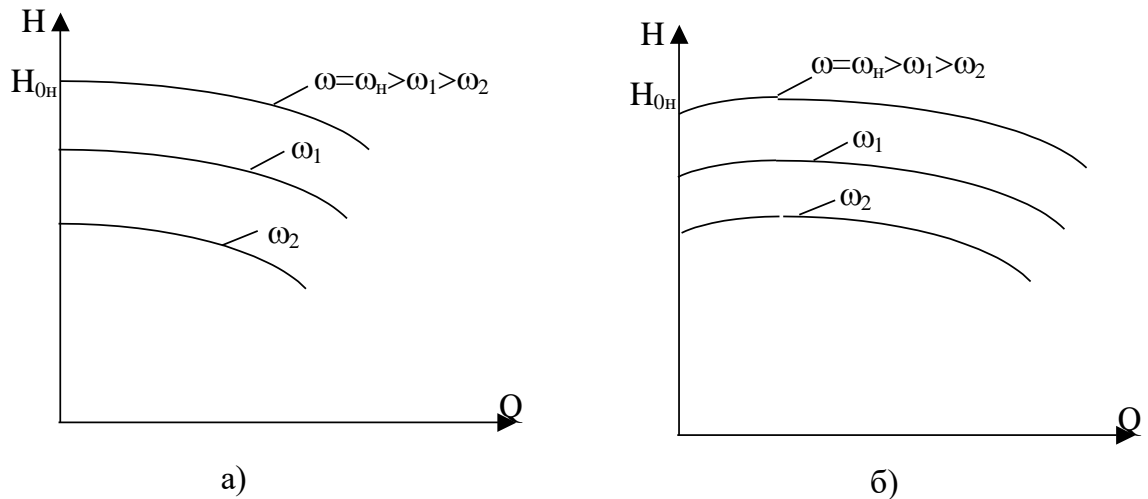


Рис.4.3 – Статичні характеристики відцентрових насосів

При відхиленні кута входження потоку в насос (регулюється спрямовуючим апаратом) від оптимального на характеристиках з'являється точка екстремуму (рис.4.3.б).

Відповідно до рис.4.3.а:

$$H = H_{0i} \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_i} \right)^2 - a_{\delta} \cdot Q^2 \quad (4.6)$$

де a_{δ} – гідравлічний опір насосу; H_{0i} – напір при нульовій подачі та номінальних швидкості ω_i ; Q – продуктивність.

Статичні характеристики гідравлічної мережі (рис.4.4) також апроксимуються параболоми:

$$I = H_{\bar{n}\delta} + a \cdot Q^2 \quad (4.7),$$

де a – гідравлічний опір мережі; $H_{\bar{n}\delta}$ – геодезична висота підйому води.

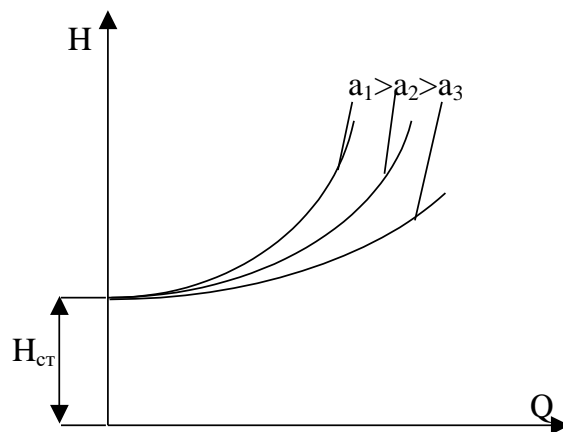


Рис.4.4 – Статичні характеристики гідравлічної мережі

Робоча точка насосу А визначається перетином напірної характеристики насосу та характеристики мережі (рис.4.5).

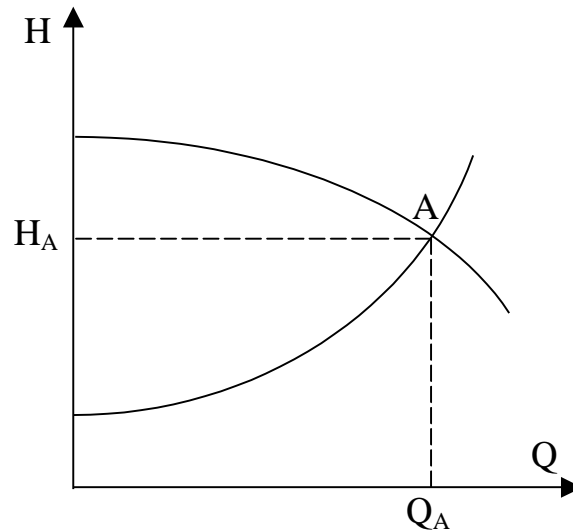


Рис.4.5 – Робоча точка насосу

Таким чином, змінювати положення робочої точки – регулювати подачу чи напір можна двома основними способами: змінюючи гідравлічний опір мережі a засувкою або змінюючи швидкість обертання насосу ω . Другий спосіб забезпечує більш ефективне використання енергії для приводу насосу, але вимагає більше капітальних затрат.

Розв’язуючи рівняння (4.6) і (4.7) аналітично, можна отримати величину продуктивності:

$$Q = \sqrt{\frac{H_{0i} \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_i}\right)^2 - H_{\bar{n}0}}{a + a_{\delta}}}. \quad (4.8)$$

Якщо прийняти, що площі перерізу напірного та всмоктуючого трубопроводів однакові, а складні перехідні процеси в насосі та трубопроводах апроксимувати аперіодичною ланкою, то диференціальне рівняння, яке описує насос при керуванні швидкістю матиме вигляд:

$$T_i \cdot \dot{Q} + (a + a_{\delta}) \cdot Q^2 = \frac{H_{0i}}{\omega_i^2} \cdot \omega^2 - H_{\bar{n}0}, \quad (4.9)$$

де T_i – стала інтегрування насосу (визначається експериментально).

Момент на валу насоса:

$$M = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta \cdot \omega} \quad (4.10)$$

Для забезпечення малих втрат енергії необхідно забезпечити роботу насосу в такій робочій точці, щоб робоча точка знаходилась максимально близько до лінії максимального ККД і характеристики $Q-H$ при номінальних обертах. Залежності $H = f(Q)$ при різних значеннях швидкості обертання та лінії сталого значення ККД зображено на рис.4.6.

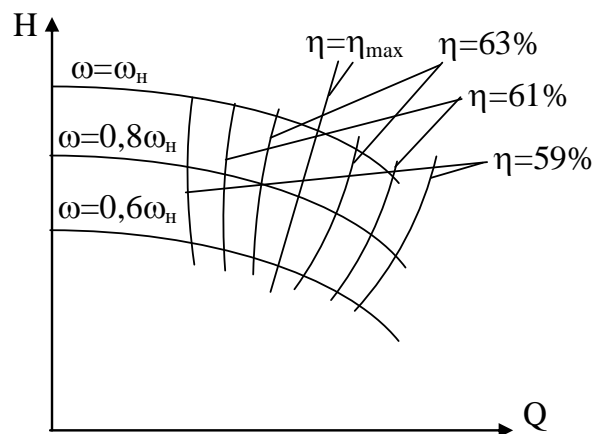


Рис.4.6 – Каталожні характеристики насосу

Оскільки насоси працюють безперервно, то потужність привідного двигуна визначається для режиму S_1 за наступною формулою:

$$P = k \cdot \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta} \quad (4.11)$$

де k – коефіцієнт запасу (1.2÷1.4);

Q, H, η – значення відповідних параметрів в робочій точці.

Значення Q і H при номінальних обертах насосу і $\eta = \eta_{\max}$ прийнято називати номінальними Q_H і H_H . Тип двигуна бажано обирати таким, щоб номінальні швидкості насосу і двигуна збігалися.

Висновки до четвертого розділу

1. Дано опис технологічної схеми насосної установки та приклад роботи схеми.

2. Розібрали приклад роботи схеми та на її основі розглянули принцип енергозбереження які мають системи стабілізації напору.
3. Проаналізовано електромеханічні характеристики насосів.
Виявлено, що на статичних характеристиках при відхиленні кута входження потоку в насос від оптимального на характеристиках з'являється точка екстремуму

5 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ АВТОМАТИЗАЦІЇ НАСОСНОЇ УСТАНОВКИ

5.1 Двофазна модель асинхронного двигуна в системі координат статора

При дослідженні динаміки системи автоматичного керування використовується двофазна модель асинхронного двигуна в координатах статора $a-b$ [14].

Модель АД в системі координат $a-b$ виведемо наступним чином.

Для опису електричної частини машини використовуємо рівняння електричної рівноваги у формі рівнянь Кірхгофа:

$$\begin{aligned}\vec{U}_1 &= R_1 \cdot \vec{i}_1 + \frac{d\vec{\psi}_1}{dt}; \\ \vec{U}_2 &= R_2 \cdot \vec{i}_2 + \frac{d\vec{\psi}_2}{dt} - J \cdot \omega \cdot p_n \cdot \vec{\psi}_2,\end{aligned}\tag{5.1}$$

де $\vec{\psi}_1$ і $\vec{\psi}_2$ – потокозчеплення відповідно статора та ротора, котрі визначаються дією струмів усіх чотирьох обмоток машини:

$$\begin{aligned}\vec{\psi}_1 &= L_1 \cdot \vec{i}_1 + L_{12} \cdot \vec{i}_2; \\ \vec{\psi}_2 &= L_2 \cdot \vec{i}_2 + L_{12} \cdot \vec{i}_1.\end{aligned}\tag{5.2}$$

Виключимо з рівнянь (5.2) \vec{i}_2 та $\vec{\psi}_1$, для цього виразимо \vec{i}_2 з останнього рівняння та підставимо в формулу для $\vec{\psi}_1$ і отримаємо:

$$\vec{i}_2 = \frac{\vec{\psi}_2 - L_{12} \cdot \vec{i}_1}{L_2};\tag{5.3}$$

$$\vec{\psi}_1 = L_1 \cdot \vec{i}_1 + L_{12} \left(\frac{\vec{\psi}_2 - L_{12} \cdot \vec{i}_1}{L_2} \right) = \left(L_1 - \frac{L_{12}^2}{L_2} \right) \cdot \vec{i}_1 + \frac{L_{12}}{L_2} \cdot \vec{\psi}_2.\tag{5.4}$$

Підставим (5.3) у друге рівняння (5.1):

$$\vec{U}_2 = R_2 \cdot \frac{\vec{\psi}_2 - L_{12} \cdot \vec{i}_1}{L_2} + \frac{d\vec{\psi}_2}{dt} - J \cdot \omega \cdot p_n \cdot \vec{\psi}_2. \quad (5.5)$$

З (5.5) виразимо $\frac{d\vec{\psi}_2}{dt}$:

$$\frac{d\vec{\psi}_2}{dt} = -\frac{R_2}{L_2} \cdot \vec{\psi}_2 + J \cdot \omega \cdot p_n \cdot \vec{\psi}_2 + \frac{R_2 \cdot L_{12}}{L_2} \cdot \vec{i}_1 + \vec{U}_2. \quad (5.6)$$

Для отримання $\frac{d\vec{i}_1}{dt}$ підставимо в перше рівняння (5.1) значення $\vec{\psi}_1$:

$$\vec{U}_1 = R_1 \cdot \vec{i}_1 + \frac{d}{dt} \left(\left(L_1 - \frac{L_{12}^2}{L_2} \right) \cdot \vec{i}_1 + \frac{L_{12}}{L_2} \cdot \vec{\psi}_2 \right);$$

$$\vec{U}_1 = R_1 \cdot \vec{i}_1 + \left(L_1 - \frac{L_{12}^2}{L_2} \right) \cdot \frac{d\vec{i}_1}{dt} + \frac{L_{12}}{L_2} \cdot \frac{d\vec{\psi}_2}{dt},$$

введемо заміну $\sigma = L_1 - \frac{L_{12}^2}{L_2}$ та виразимо $\frac{d\vec{i}_1}{dt}$:

$$\frac{d\vec{i}_1}{dt} = -\frac{R_1 \cdot \vec{i}_1}{\sigma} - \frac{L_{12}}{\sigma L_2} \cdot \left(-\frac{R_2}{L_2} \cdot \vec{\psi}_2 + J \cdot \omega \cdot p_n \cdot \vec{\psi}_2 + \frac{R_2 \cdot L_{12}}{L_2} \cdot \vec{i}_1 + \vec{U}_2 \right) + \frac{\vec{U}_1}{\sigma} \quad (5.7)$$

Введемо наступні позначення для рівнянь (5.6) та (5.7) з урахуванням

$$\alpha = \frac{R_2}{L_2}, \quad \beta = \frac{L_{12}}{\sigma L_2},$$

отримаємо:

$$\frac{d\vec{i}_1}{dt} = -\frac{R_1}{\sigma} \cdot \vec{i}_1 - \alpha \cdot \beta \cdot L_{12} \cdot \vec{i}_1 + \alpha \cdot \beta \cdot \vec{\psi}_2 - \beta \cdot J \cdot \omega \cdot p_n \cdot \vec{\psi}_2 - \beta \cdot \vec{U}_2 + \frac{\vec{U}_1}{\sigma}; \quad (5.8)$$

$$\frac{d\vec{\psi}_2}{dt} = -\alpha \cdot \vec{\psi}_2 + J \cdot \omega \cdot p_n \cdot \vec{\psi}_2 + \alpha \cdot L_{12} \cdot \vec{i}_1 + \vec{U}_2.$$

Запишемо похідні по часу для компонент струмів статора та потокозчеплення ротора, з урахуванням отриманих вище виразів:

$$\begin{aligned} \frac{di_{1a}}{dt} &= -\frac{R_1}{\sigma} \cdot i_{1a} - \alpha \cdot \beta \cdot L_{12} \cdot i_{1a} + \alpha \cdot \beta \cdot \psi_{2a} + \beta \cdot \omega \cdot p_n \cdot \psi_{2b} - \beta \cdot U_{2a} + \frac{U_{1a}}{\sigma}; \\ \frac{di_{1b}}{dt} &= -\frac{R_1}{\sigma} \cdot i_{1b} - \alpha \cdot \beta \cdot L_{12} \cdot i_{1b} + \alpha \cdot \beta \cdot \psi_{2b} - \beta \cdot \omega \cdot p_n \cdot \psi_{2a} - \beta \cdot U_{2b} + \frac{U_{1b}}{\sigma}; \end{aligned}$$

$$\frac{d\psi_{2a}}{dt} = -\alpha \cdot \psi_{2a} - \omega \cdot p_n \cdot \psi_{2b} + \alpha \cdot L_{12} \cdot i_{1a} + U_{2a};$$

$$\frac{d\psi_{2b}}{dt} = -\alpha \cdot \psi_{2b} + \omega \cdot p_n \cdot \psi_{2a} + \alpha \cdot L_{12} \cdot i_{1b} + U_{2b}.$$

Рівняння моменту електромеханічного перетворювача, виражене в системі координат статора ($a-b$), має вигляд:

$$M = L_{12} \cdot \vec{i}_1^T \cdot J \cdot \vec{i}_2 = \frac{L_{12}}{L_2} \cdot \vec{i}_1^T \cdot J \cdot (\vec{\psi}_2 - L_{12} \cdot \vec{i}_1) = \frac{L_{12}}{L_2} \cdot \vec{i}_1^T \cdot J \cdot \vec{\psi}_2 - \frac{L_{12}^2}{L_2} \cdot \vec{i}_1^T \cdot J \cdot \vec{i}_1.$$

$$\text{Оскільки } \vec{i}_1^T \cdot J \cdot \vec{i}_1 = 0, \text{ тоді } M = \frac{L_{12}}{L_2} \cdot \vec{i}_1^T \cdot J \cdot \vec{\psi}_2 = \frac{L_{12}}{L_2} \cdot (\psi_{2a} \cdot i_{1b} - \psi_{2b} \cdot i_{1a}).$$

Динамічна модель асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором має вигляд:

$$\dot{\omega} = \frac{1}{J} \cdot \left[\frac{3}{2} \cdot p_n \cdot \frac{L_{12}}{L_2} \cdot (\psi_{2a} \cdot i_{1b} - \psi_{2b} \cdot i_{1a}) - M_C \right];$$

$$\frac{di_{1a}}{dt} = -\frac{R_1}{\sigma} \cdot i_{1a} - \alpha \cdot \beta \cdot L_{12} \cdot i_{1a} + \alpha \cdot \beta \cdot \psi_{2a} + \beta \cdot \omega \cdot p_n \cdot \psi_{2b} + \frac{U_{1a}}{\sigma};$$

$$\frac{di_{1b}}{dt} = -\frac{R_1}{\sigma} \cdot i_{1b} - \alpha \cdot \beta \cdot L_{12} \cdot i_{1b} + \alpha \cdot \beta \cdot \psi_{2b} - \beta \cdot \omega \cdot p_n \cdot \psi_{2a} + \frac{U_{1b}}{\sigma};$$

$$\frac{d\psi_{2a}}{dt} = -\alpha \cdot \psi_{2a} - \omega \cdot p_n \cdot \psi_{2b} + \alpha \cdot L_{12} \cdot i_{1a};$$

$$\frac{d\psi_{2b}}{dt} = -\alpha \cdot \psi_{2b} + \omega \cdot p_n \cdot \psi_{2a} + \alpha \cdot L_{12} \cdot i_{1b};$$

$$\text{де } L_1 = L_{12} + L_{1\sigma}, \quad L_2 = L_{12} + L_{2\sigma}.$$

$$M = \frac{3}{2} \cdot p_n \cdot \frac{L_{12}}{L_2} \cdot (\psi_{2a} \cdot i_{1b} - \psi_{2b} \cdot i_{1a}) - \text{момент на валу двигуна.}$$

Динамічна двохфазова модель двигуна в системі координат статора $a-b$ представлена на рис.5.1.

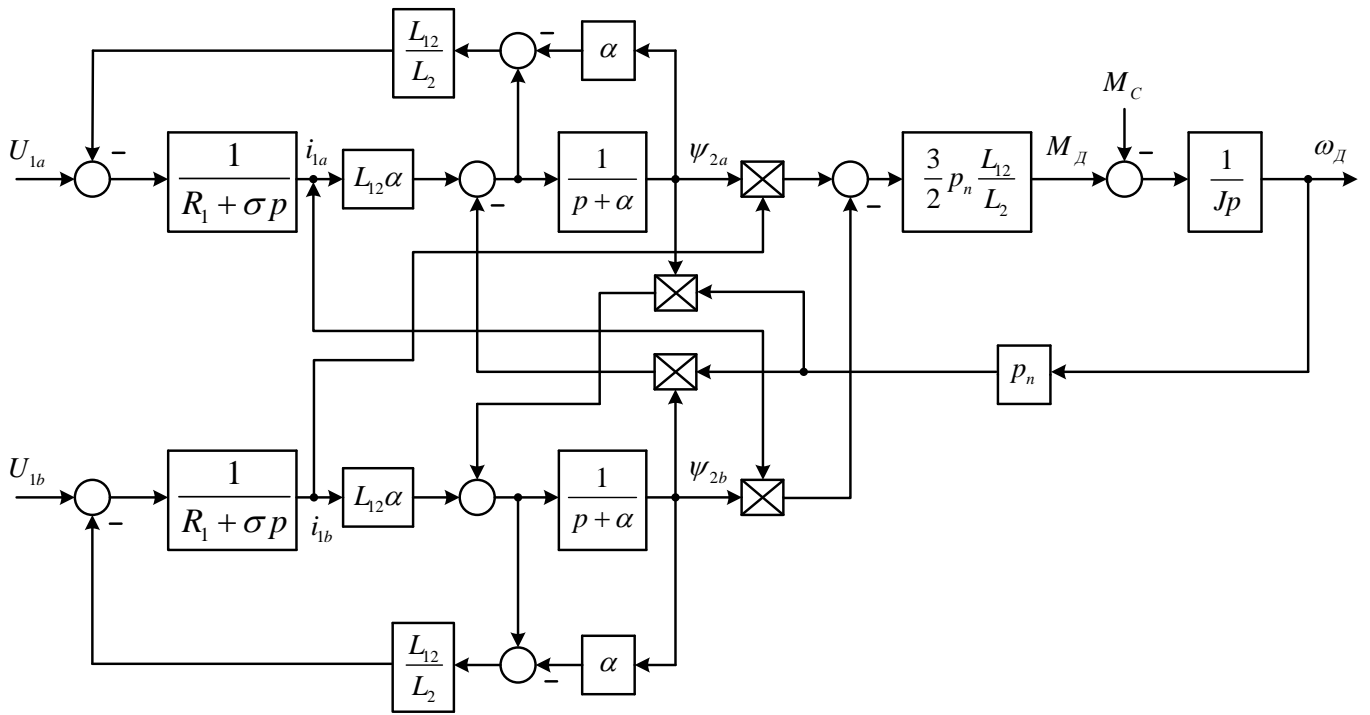


Рис.5.1 – Динамічна модель АД в координатах статора

5.2 Спрощена математична модель асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором

Спрощена модель АД зображена на рис.5.2, де T_e – електромагнітна стала часу; β – коефіцієнт пропорційності; f – частота напруги живлення.

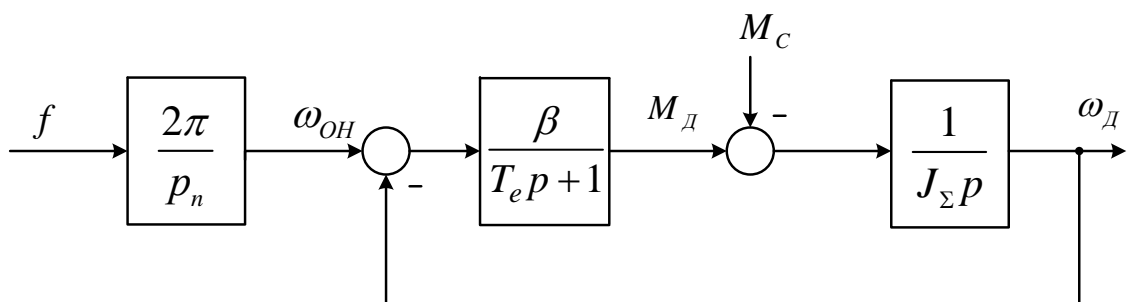


Рис.5.2 – Структурна схема лінеаризованої моделі асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором

Параметри схеми визначаються наступним чином. Номінальна швидкість холостого ходу:

$$\omega_{f_i} = \frac{2 \cdot \pi \cdot f_i}{\delta_n} = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 50}{1} = 314 \text{ рад/с} \quad (5.9)$$

Номинальна частота обертання двигуна:

$$\omega_{\dot{A}i} = \omega_{f_i} \cdot (1 - S_i) = 314 \cdot (1 - 0.025) = 306.15 \text{ рад/с} \quad (5.10)$$

Номинальний електромагнітний момент:

$$\dot{I}_i = \frac{D_i}{\omega_{\dot{A}i}} = \frac{7500}{306.15} = 24.5 \text{ А} \cdot \text{с} \quad (5.11)$$

Коефіцієнт передачі двигуна:

$$\hat{E}_A = \frac{2 \cdot \pi}{\delta_n} = \frac{6.28}{1} = 6.28 \quad (5.12)$$

Електромагнітна стала часу двигуна:

$$\dot{O}_a = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot f_i \cdot S_{\hat{E}}} = \frac{1}{2 \cdot 3.14 \cdot 50 \cdot 0.17} = 0.0187 \quad (5.13)$$

Модуль статичної жорсткості:

$$\beta = \frac{\dot{I}_i}{\omega_{f_i} - \omega_{\dot{A}i}} = \frac{24.5}{314 - 306.15} = 3.121 \quad (5.14)$$

Момент інерції: $J_{\Sigma} = 0.01 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$

В даній моделі АД апроксимується коливальною ланкою другого порядку. Фактично електромагнітну систему двигуна апроксимовано аперіодичною ланкою 1-го порядку з електромагнітною сталою T_e .

Дана модель враховує вплив на швидкість лише за рахунок зміни f . Вона не враховує вплив зміни амплітуди напруги. Зміна амплітуди суттєво впливає на величину β .

5.3 Модель перетворювача частоти

При широкому діапазоні регулювання параметрів насосу доцільне використання перетворювачів частоти, в яких забезпечується за допомогою функціонального перетворювача «насосна» залежність між U_m і f (рис.5.3), де U_m – амплітуда напруги статора.

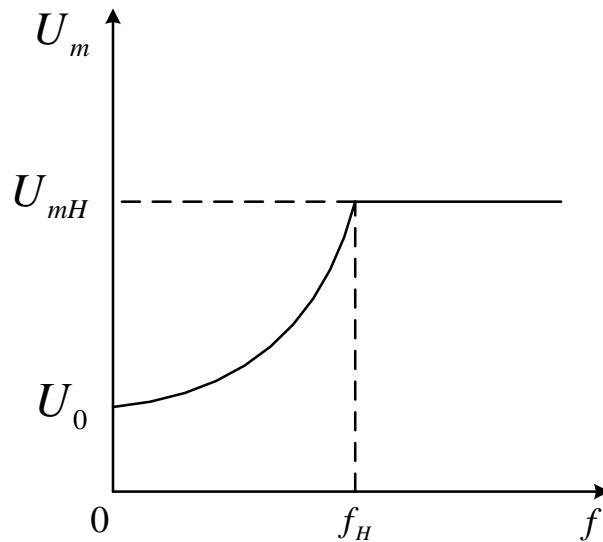


Рис.5.3 – Залежність U_m від f

Наявність напруги U_0 при $f = 0$ забезпечує більшу здатність перевантаження двигуна на малих частотах. Параболічний характер залежності на робочій ділянці – плавний пуск розімкненої системи, оскільки момент опору на валу двигуна пропорційний квадрату швидкості.

Частотний перетворювач дозволяє одночасно змінювати частоту і амплітуду напруги статора.

Усі сучасні перетворювачі частоти мають вмонтовані функції плавного наростання частоти. Структурна схема перетворювача частоти представлена на рис.5.4.

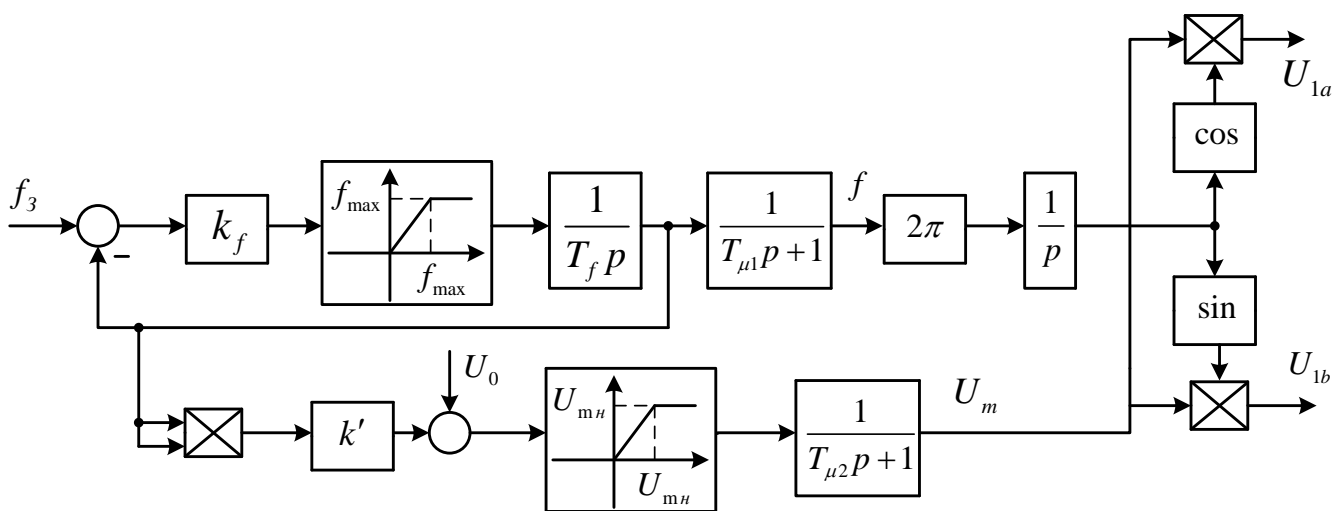


Рис.5.4 – Структурна схема перетворювача частоти

На схемі прийнято наступні позначення:

- коефіцієнт передачі перетворювача за частотою $k_f = \frac{f_{\max}}{U_{\zeta f \max}}$;
- електричний кут $\theta = \int_0^t 2\pi f dt$;
- амплітуда вихідної напруги перетворювача U_m ;
- коефіцієнт передачі перетворювача за амплітудою $k_U = \frac{U_{m \max}}{U_{\zeta U_m \max}}$;
- малі сталі часу каналів частоти і амплітуди $T_{\mu 1}, T_{\mu 2}$;
- напруги завдань частоти і амплітуди $U_{\zeta f}, U_{\zeta U_m}$.

Якщо статична точність в розімкненій системі керування не задовольняє вимоги технологічного процесу, то необхідна організація замкненого контуру за технологічним параметром. Сучасні перетворювачі частоти дозволяють підключити сигнал зворотного зв'язку за технологічним параметром і мають вмонтований ПД-регулятор. При цьому унеможливлується функція плавного наростання частоти і структурна схема перетворювача частоти трансформується до вигляду (рис.5.5).

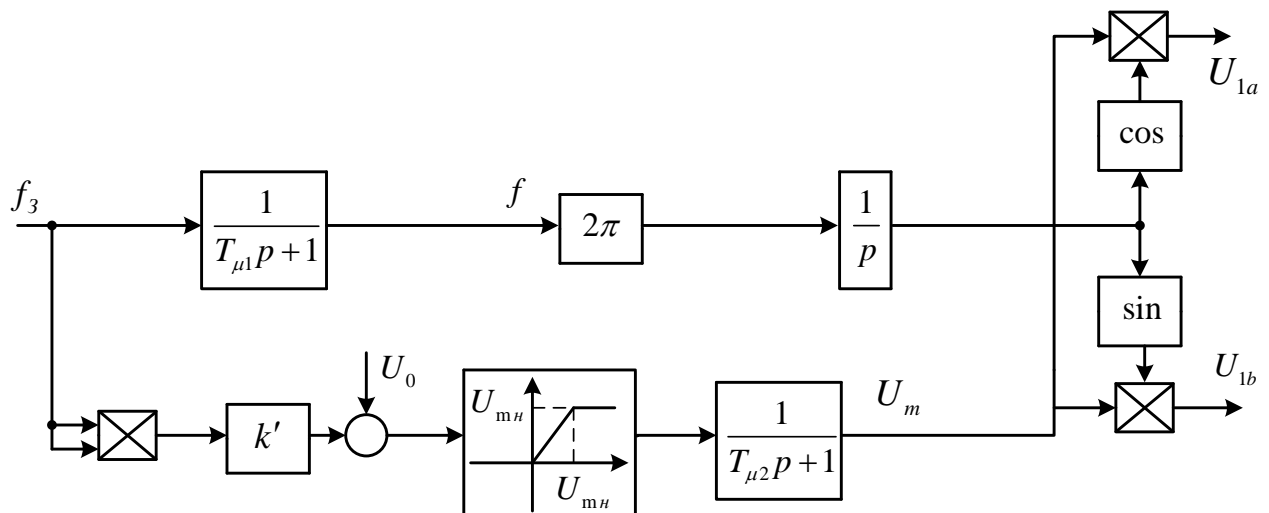


Рис.5.5 – Спрощена структурна схема перетворювача

Функцію плавної зміни частоти виконуватиме вихідний сигнал регулятора, технологічного параметру насосу.

5.4 Динамічна модель насосу

Динамічна модель насосу зображена на рис.5.6, де a_{δ} – гідравлічний опір насосу; ρ – щільність рідини, що перекачується, $\hat{e}\tilde{a}/\hat{i}^3$.

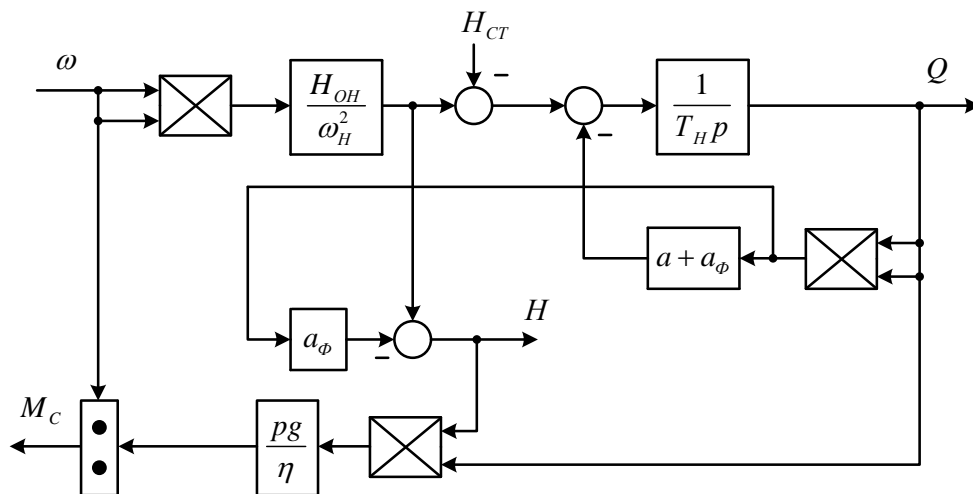


Рис.5.6 – Динамічна модель насосу

З структурної схеми отримаємо систему рівнянь (5.15), яка описує залежність напора від продуктивності та продуктивності від швидкості :

$$\begin{cases} T_i \cdot \frac{dQ}{dt} = \frac{H_{i i}}{\omega_i^2} \cdot \omega^2 - (a + a_{\delta}) \cdot Q^2 - H_{N\delta} \\ \dot{I} = \frac{H_{i i}}{\omega_i^2} \cdot \omega^2 - a_{\delta} \cdot Q^2 \end{cases} \quad (5.15)$$

Отримаємо із системи рівнянь (5.15) одне рівняння, записане відносно H .

Продиференціюємо 2-ге рівняння за часом:

$$\frac{d\dot{I}}{dt} = \frac{H_{i i}}{\omega_i^2} \cdot 2 \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{dt} - a_{\delta} \cdot 2 \cdot Q \cdot \frac{dQ}{dt} \quad (5.16)$$

З рівняння (5.16) виразимо $\frac{dQ}{dt}$:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{H_{ii} \cdot \omega}{\omega_i^2 \cdot a_\delta \cdot Q} \cdot \frac{d\omega}{dt} - \frac{1}{2 \cdot a_\delta \cdot Q} \cdot \frac{dI}{dt} \quad (5.17)$$

Також з 2-го рівняння системи (5.15) виразимо Q^2 :

$$Q^2 = \frac{\frac{H_{ii} \cdot \omega^2}{\omega_i^2} - H}{a_\delta} \quad (5.18)$$

Після підстановки рівнянь (5.17) та (5.18) в перше рівняння системи (5.16) та групування подібних елементів, отримаємо диференціальне рівняння відносно H :

$$\begin{aligned} \frac{T_i}{2 \cdot a_\delta} \cdot \frac{dH}{dt} = & \frac{T_i \cdot H_{ii}}{\omega_i^2 \cdot a_\delta} \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{dt} + H_{\tilde{N}\delta} \cdot Q + \frac{H_{ii}}{\omega_i^2} \cdot \left(\frac{a + a_\delta}{a_\delta} - 1 \right) \cdot \omega^2 \cdot Q - \\ & - \frac{a + a_\delta}{a_\delta} \cdot Q \cdot H \end{aligned} \quad (5.19)$$

Нехай якісь із вхідних змінних отримали приріст $\omega = \omega + \Delta\omega$ та $Q = Q + \Delta Q$, тоді напір також отримає приріст $H = H + \Delta H$. Після заміни значень в рівнянні (5.19) та розкриття дужок отримаємо:

$$\begin{aligned} \frac{T_i}{2 \cdot a_\delta} \cdot \frac{d(H + \Delta H)}{dt} = & \frac{T_i \cdot H_{ii}}{\omega_i^2 \cdot a_\delta} \cdot \left(\omega \cdot \frac{d\omega}{dt} + \omega \cdot \frac{d\Delta\omega}{dt} + \Delta\omega \frac{d\omega}{dt} + \Delta\omega \cdot \frac{d\Delta\omega}{dt} \right) + \\ & + H_{\tilde{N}\delta} \cdot (Q + \Delta Q) - \frac{a + a_\delta}{a_\delta} \cdot (H \cdot Q + H \cdot \Delta Q + Q \cdot \Delta H + \Delta H \cdot \Delta Q) + \frac{H_{ii}}{\omega_i^2} \cdot \frac{a}{a_\delta} \times \\ & \times (\omega^2 \cdot Q + 2 \cdot \omega \cdot Q \cdot \Delta\omega + Q \cdot \Delta\omega^2 + \omega^2 \cdot \Delta Q + 2 \cdot \omega \cdot \Delta\omega \cdot \Delta Q + \Delta\omega^2 \cdot \Delta Q), \end{aligned} \quad (5.20)$$

де змінними є прирости, а H, ω, Q – статичні значення величин для певної робочої точки.

Віднявши від рівняння (5.20) рівняння (5.19) отримаємо рівняння динаміки приросту напору:

$$\begin{aligned} \frac{T_i}{2 \cdot a_\delta} \cdot \frac{d\Delta H}{dt} = & \frac{T_i \cdot H_{ii}}{\omega_i^2 \cdot a_\delta} \cdot \left(\omega \cdot \frac{d\Delta\omega}{dt} + \Delta\omega \frac{d\omega}{dt} + \Delta\omega \cdot \frac{d\Delta\omega}{dt} \right) + H_{\tilde{N}\delta} \cdot \Delta Q - \\ & - \frac{a + a_\delta}{a_\delta} \cdot (H \cdot \Delta Q + Q \cdot \Delta H + \Delta H \cdot \Delta Q) + \frac{H_{ii}}{\omega_i^2} \cdot \frac{a}{a_\delta} \times \\ & \times (2 \cdot \omega \cdot Q \cdot \Delta\omega + Q \cdot \Delta\omega^2 + \omega^2 \cdot \Delta Q + 2 \cdot \omega \cdot \Delta\omega \cdot \Delta Q + \Delta\omega^2 \cdot \Delta Q) \end{aligned} \quad (5.21)$$

При нехтуванні малих другого і третього порядку рівняння (5.21) спроститься до вигляду:

$$\frac{T_i}{2 \cdot a_\delta} \cdot \frac{d\Delta H}{dt} = \frac{T_i \cdot H_{ii}}{\omega_i^2 \cdot a_\delta} \cdot \omega \cdot \frac{d\Delta \omega}{dt} + H_{\tilde{N}\delta} \cdot \Delta Q - \frac{a + a_\delta}{a_\delta} \cdot (H \cdot \Delta Q + Q \cdot \Delta H) + \frac{H_{ii}}{\omega_i^2} \cdot \frac{a}{a_\delta} \cdot (2 \cdot \omega \cdot Q \cdot \Delta \omega + \omega^2 \cdot \Delta Q) \quad (5.22)$$

Нехай початковим станом системи є номінальна точка, тобто $Q_i = Q$, $\omega = \omega_i$, $H_i = H$ тоді підставимо ці значення у рівняння (5.22) та перейдемо до операторного вигляду. Провівши математичні перетворення, отримаємо рівняння:

$$W(p) = \frac{\Delta H}{\Delta \omega} = \frac{\frac{2 \cdot a \cdot H_{ii}}{\omega_i \cdot (a + a_\delta)} \cdot \left(\frac{T_i}{2 \cdot Q_i \cdot a} \cdot p + 1 \right)}{\frac{T_i}{2 \cdot (a + a_\delta) \cdot Q_i} \cdot p + 1} = \frac{K_i (T_{H1} \cdot p + 1)}{T_{H2} \cdot p + 1}, \quad (5.23)$$

$$\text{де } K_i = \frac{2 \cdot a \cdot H_{ii}}{\omega_i \cdot (a + a_\delta)}; \quad T_{H1} = \frac{T_i}{2 \cdot Q_i \cdot a}; \quad T_{H2} = \frac{T_i}{2 \cdot (a + a_\delta) \cdot Q_i} \quad (5.24)$$

З цього виходить, що насос можна замінити аперіодичною ланкою першого роду:

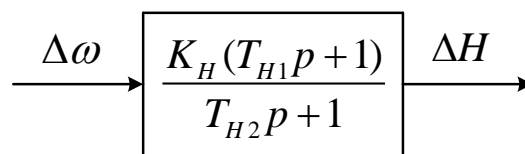


Рис.5.7 – Лінеаризована модель насоса за продуктивністю

Висновок до п'ятого розділу.

1. Дослідивши динаміку системи автоматичного керування - використовується двофазна модель асинхронного двигуна в координатах статора.
2. Використавши рівняння електричної рівноваги у формі рівнянь Кірхгофа описали електричну частину машини

3. Проаналізували спрощену математичну модель асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором. В даній моделі АД апроксимується коливальною ланкою другого порядку.

6 СИНТЕЗ РЕГУЛЯТОРА НАПОР

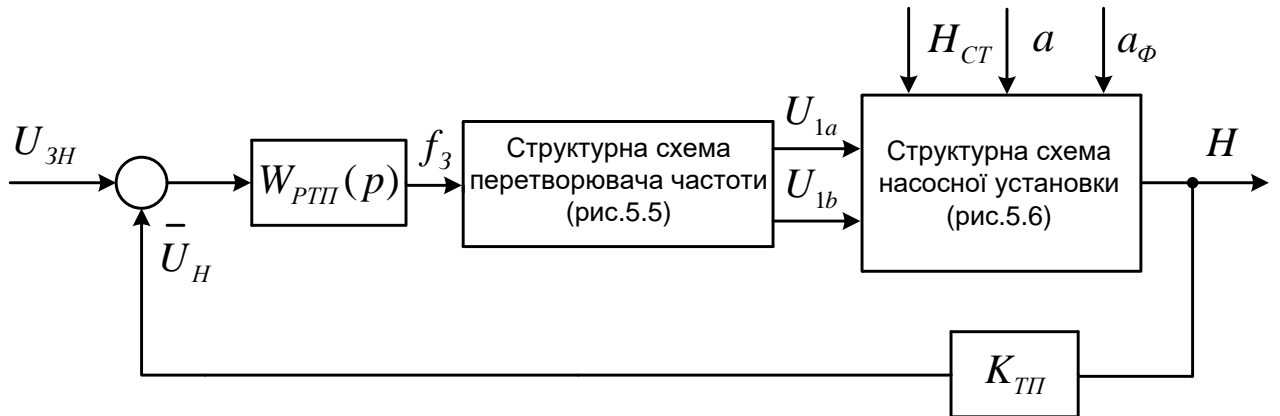


Рис.6.1 – Структурна схема замкненої системи керування

На рисунку прийнято наступні позначення: U_{α} – напруга завдання напором; U_f – напруга зворотного зв'язку; K_{α} – коефіцієнт зворотного зв'язку за напором; $W_{D\alpha}(p)$ – передаточна функція регулятора напором.

$$K_{\alpha} = \frac{U_{QH \max}}{H_{\max}} \quad (6.1)$$

Якщо не враховувати інерційності перетворювача частоти і електромагнітних кіл двигуна, вважаючи, що вони на порядок нижчі, ніж стала часу технологічного об'єкту, і зв'язок об'єкту та електроприводу через M_c , вважаючи, що жорсткість механічної характеристики двигуна достатньо висока, то структурну схему у випадку керування H без $H_{\dot{0}}$ можливо лінеаризувати в околі номінальної точки і спростити до вигляду (рис.6.2).

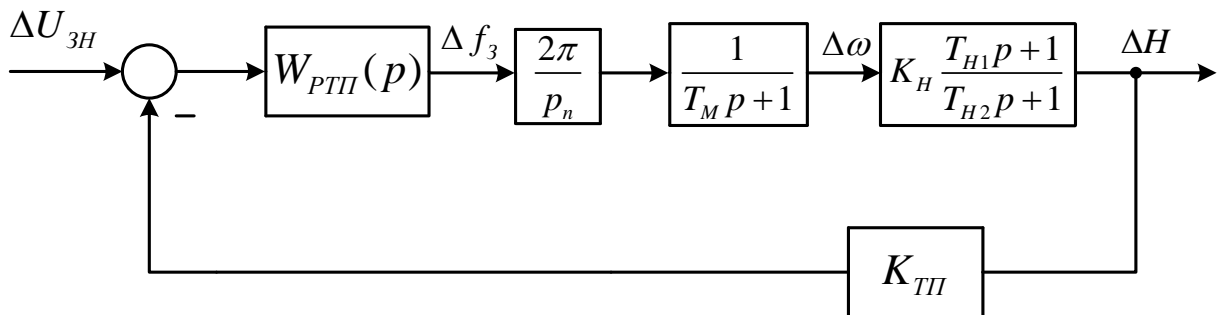


Рис.6.2 – Структурна схема системи керування напором

де $K_f = \frac{2 \cdot a \cdot H_{f1}}{(\dot{a}_\delta + a) \cdot \omega_f}$ – коефіцієнт передачі об'єкту по напору;

$\dot{O}_{f1} = \frac{T_f}{2 \cdot \dot{a} \cdot Q_f}$, $\dot{O}_{f2} = \frac{T_f}{2 \cdot (\dot{a}_\delta + \dot{a}) \cdot Q_f}$ – сталі часу об'єкту при

регулюванні напору.

Контур напору налаштовуємо на модульний оптимум. Здійснюємо процедуру синтезу у наступним порядку.

1. Знаходимо передаточну функцію розімкненої системи, попередньо перетворивши схему до вигляду з одиничним зворотним зв'язком:

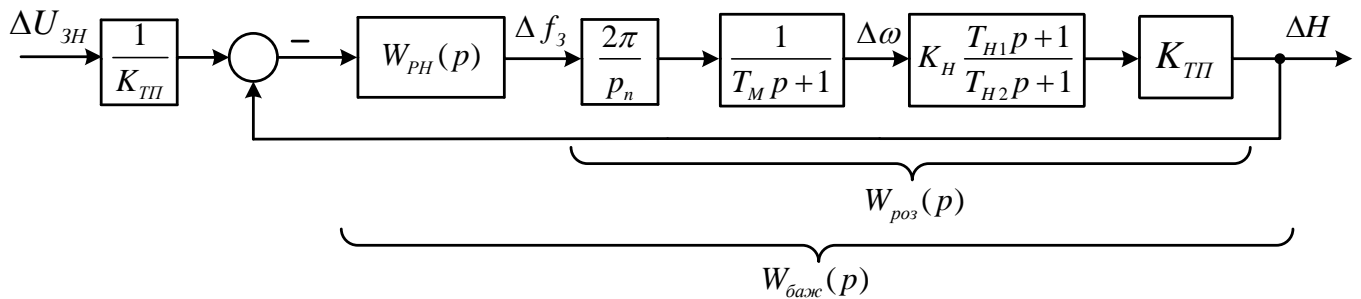


Рис.6.3 – Спрощена структурна схема системи керування напором

Таким чином, передаточна функція розімкненої системи має наступний вигляд:

$$W_{\delta\alpha\zeta}(p) = \frac{2\pi K_H (T_{H1}p + 1)}{p_n (T_M p + 1)(T_{H2}p + 1)} K_{\delta\alpha} \quad (6.2)$$

2. Знайдемо передаточну функцію регулятора, знаючи попередньо бажану передаточну функцію системи. Отже, при налаштуванні контура на модульний оптимум:

$$W_{\delta\alpha\alpha}(p) = \frac{1}{2T_\mu p (T_\mu p + 1)}, \quad (6.3)$$

$$W_{\delta\alpha\alpha}(p) = W_{PH}(p) \cdot W_{\delta\alpha\zeta}(p). \quad (6.4)$$

З виразу (6.4) знайдемо передаточну функцію регулятора:

$$\begin{aligned}
W_{PH}(p) &= \frac{W_{\dot{a}a\dot{a}e}(p)}{W_{\delta i \zeta}(p)} = \frac{1}{2T_{\mu}p(T_{\mu}p+1)} \cdot \frac{p_n(T_M p+1)(T_{H2}p+1)}{2\pi K_H K_{\ddot{\alpha}}(T_{H1}p+1)} = [T_{\mu} = T_M] = \\
&= \frac{p_n(T_{H2}p+1)}{4\pi K_H K_{\ddot{\alpha}} T_M p(T_{H1}p+1)} = \frac{p_n}{4\pi K_H K_{\ddot{\alpha}} T_M} \cdot \frac{1}{p} \cdot \frac{(T_{H2}p+1)}{(T_{H1}p+1)} = \\
&= \left[\frac{p_n T_{H2}}{4\pi K_H K_{\ddot{\alpha}} T_M} + \left(\frac{p_n}{4\pi K_H K_{\ddot{\alpha}} T_M} \right) \cdot \frac{1}{p} \right] \cdot \frac{1}{T_{H1}p+1}.
\end{aligned} \tag{6.5}$$

За даних налаштувань контуру отримуємо послідовне з'єднання ІІІ-регулятора та аперіодичного фільтра, що в загальному випадку має вигляд:

$$W(p) = \left(K_p + \frac{K_i}{p} \right) \frac{1}{\dot{O}_{i1}p+1}, \tag{6.6}$$

$$\text{де } K_{\delta} = \frac{p_n T_{H2}}{4\pi K_H K_{\ddot{\alpha}} T_M}, \tag{6.7}$$

$$K_i = \frac{p_n}{4\pi K_H K_{\ddot{\alpha}} T_M} \tag{6.8}$$

Застосування ІІІ-регулятора в системі керування напором забезпечує відсутність статичної помилки, тобто стабілізацію напором.

Висновки до шостого розділу.

1. В розділі розглянули структурну схему замкненої системи керування.
2. Налаштували контур напором на модульний оптимум за допомогою процедури синтезу.
3. Визначили, що застосування ІІІ-регулятора в системі керування напором забезпечує відсутність статичної помилки, тобто стабілізацію напором

7 ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ЗАМКНЕНОЇ ТА РОЗІМКНЕНОЇ СИСТЕМИ НАСОСНОЇ УСТАНОВКИ

7.1 Дослідження динамічних характеристик розімкненої системи

В даному підрозділі дослідимо перехідні процеси основних характеристик системи ПЧ-АД-насос та проаналізуємо на основі отриманих даних якісні характеристики системи. Дослідимо реакцію системи на стрибок функції завдання та на зміну збурюючої дії.

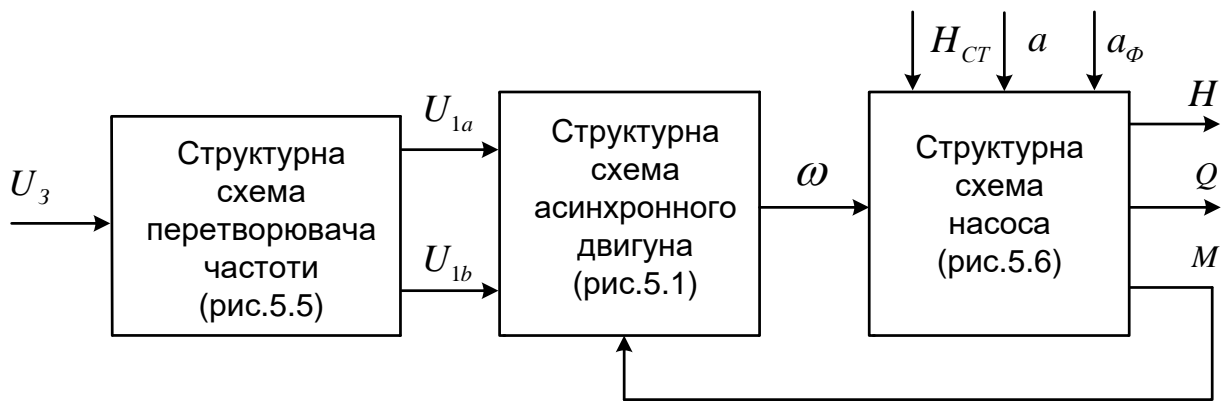


Рис.7.1 – Функціональна схема розімкненої системи керування насосною установкою

Також, необхідно дослідити поведінку системи при дії керуючої та збурюючої дій. Напряга завдання $U_c = 10 \hat{A}$.

Графіки перехідних процесів напору $H(\hat{i})$, подачі $Q(\hat{i}^3 / \hat{a} \hat{a})$, швидкості на валу двигуна $\omega (\hat{\delta} \hat{a} \hat{a} / \hat{n})$, напруги $U_{1a}(\hat{A}), U_{1b}(\hat{A})$ та струмів $I_{1a}(\hat{A}), I_{1b}(\hat{A})$ асинхронного двигуна в координатах статора $a-b$ зображені на рис.7.2 – рис.7.8.

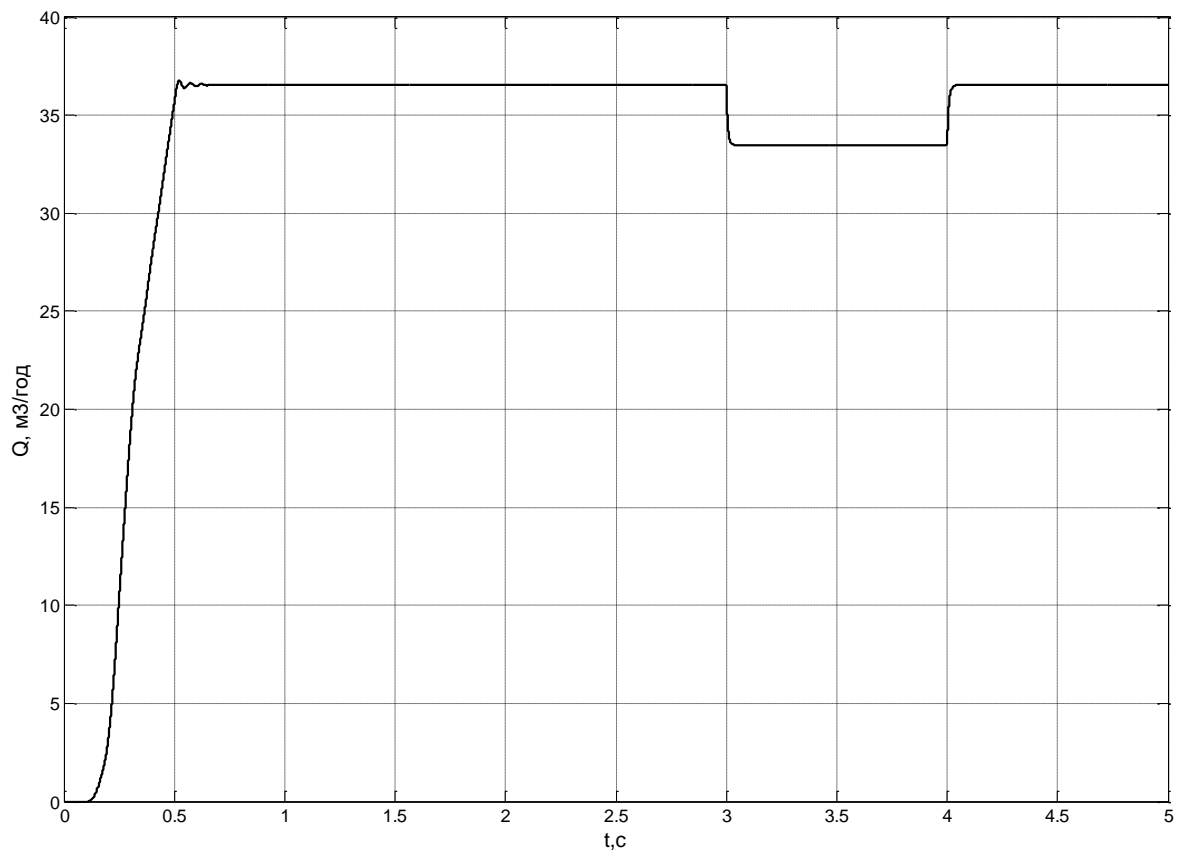


Рис.7.2 – Перехідний процес продуктивності насосної установки

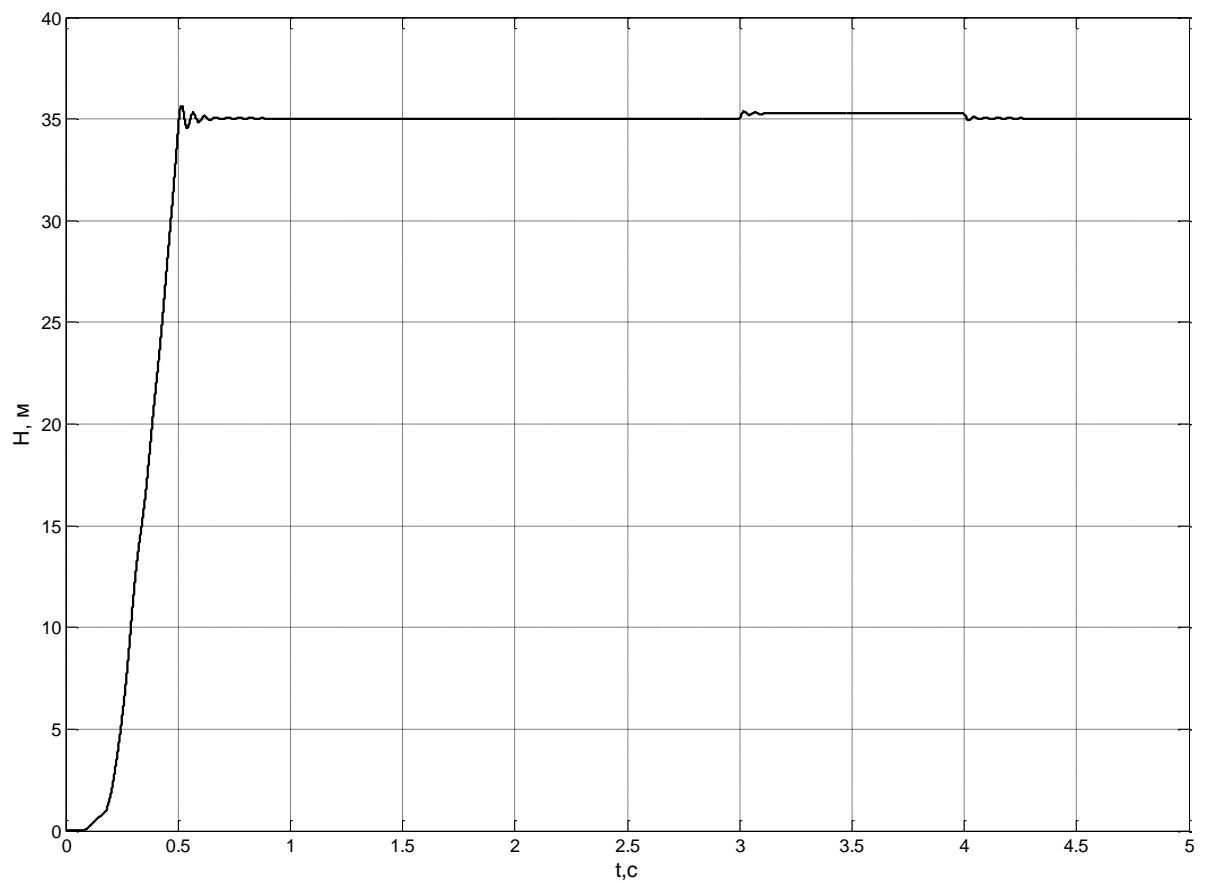


Рис.7.3 – Перехідний процес напору насосної установки

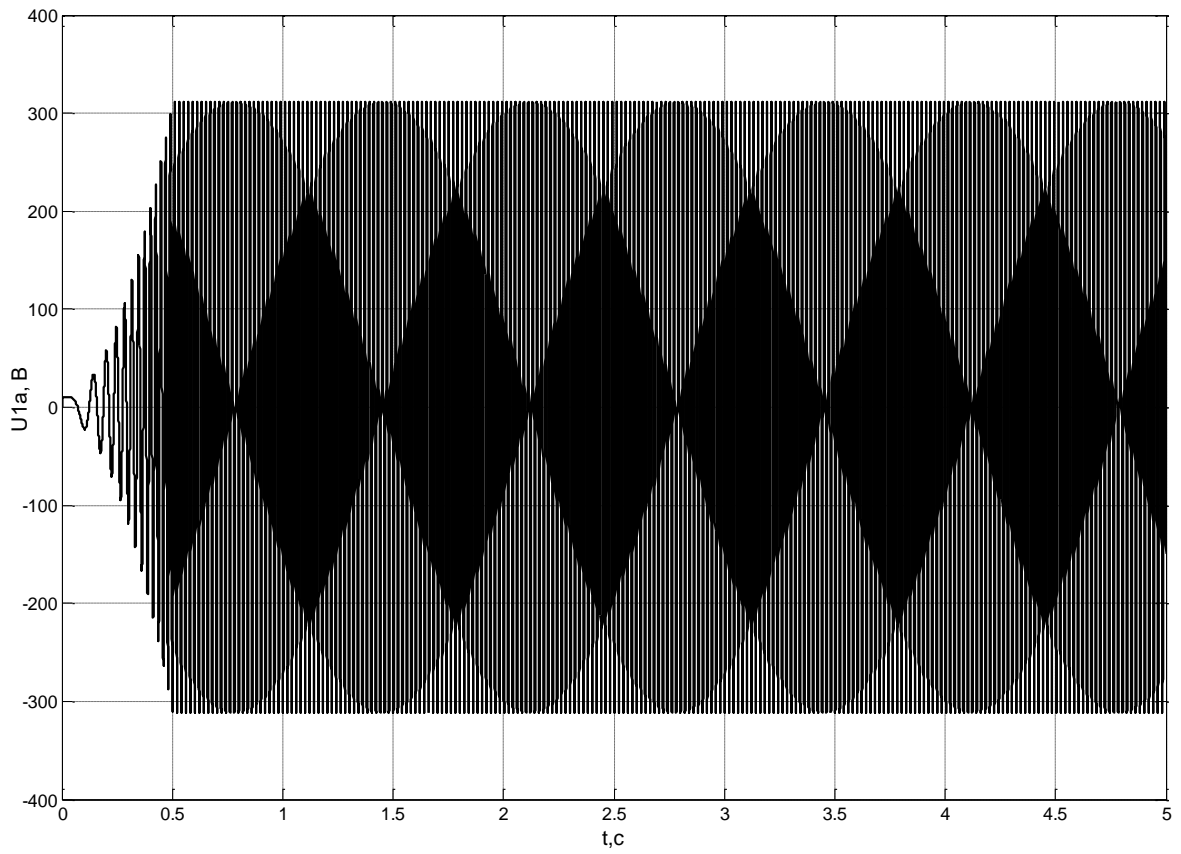


Рис.7.4 – Перехідний процес напруги U_{1a} двигуна в координатах статора $a-b$

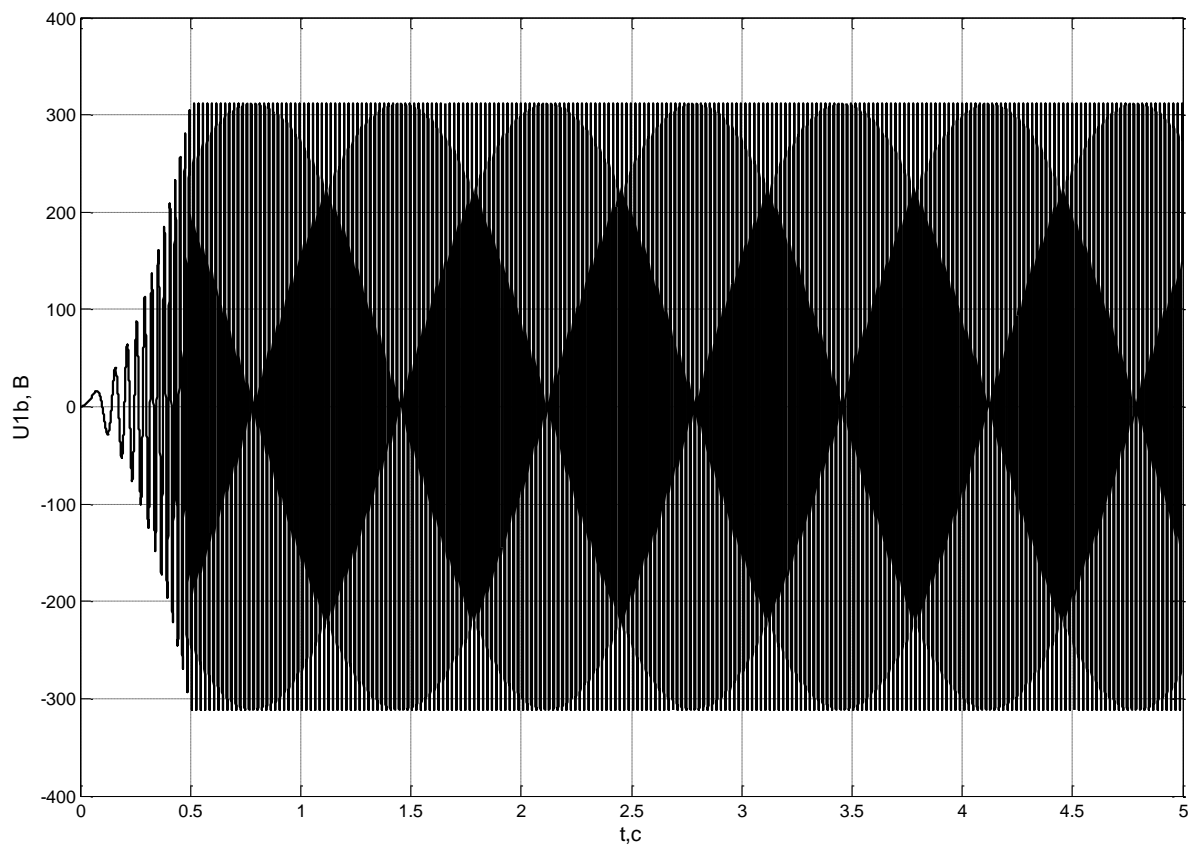


Рис.7.5 – Перехідний процес напруги U_{1b} двигуна в координатах статора $a-b$

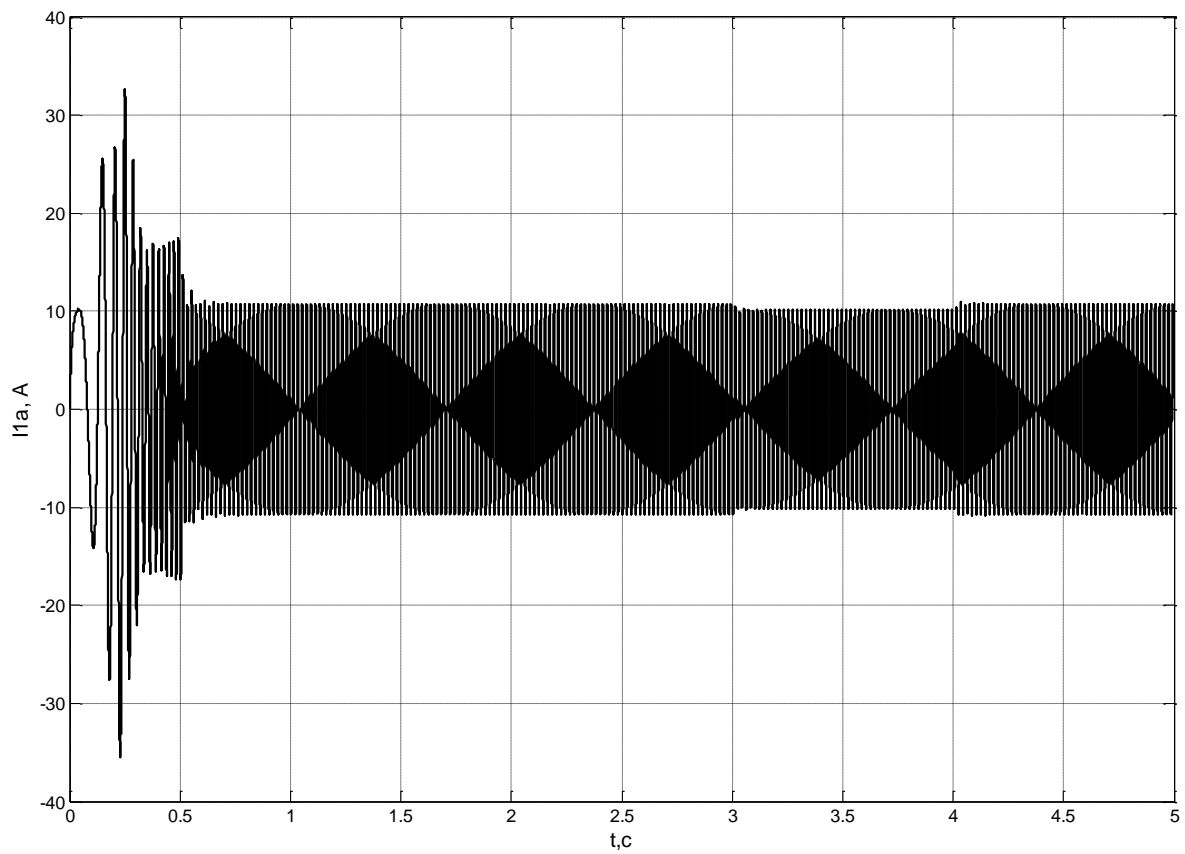


Рис.7.6 – Перехідний процес струму I_{1a} двигуна в координатах статора $a - b$

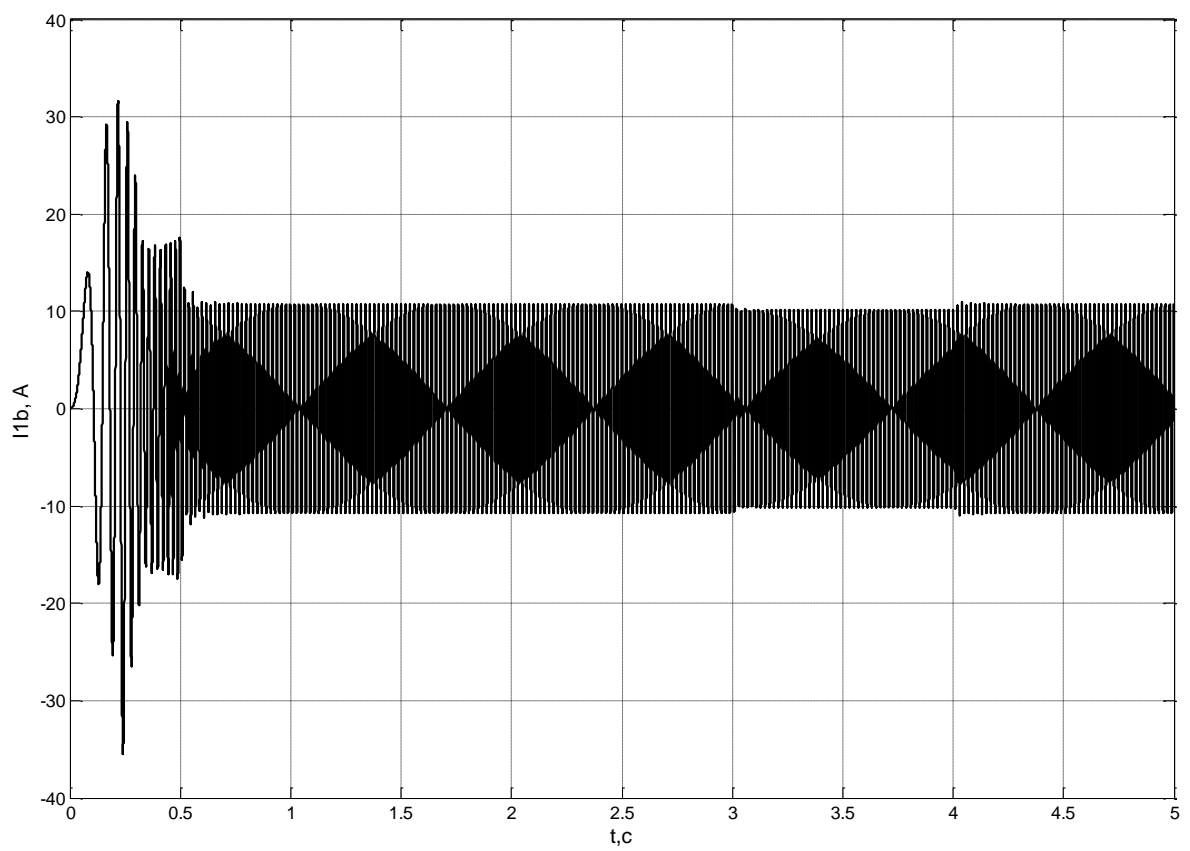


Рис.7.7 – Перехідний процес струму I_{1b} двигуна в координатах статора $a - b$

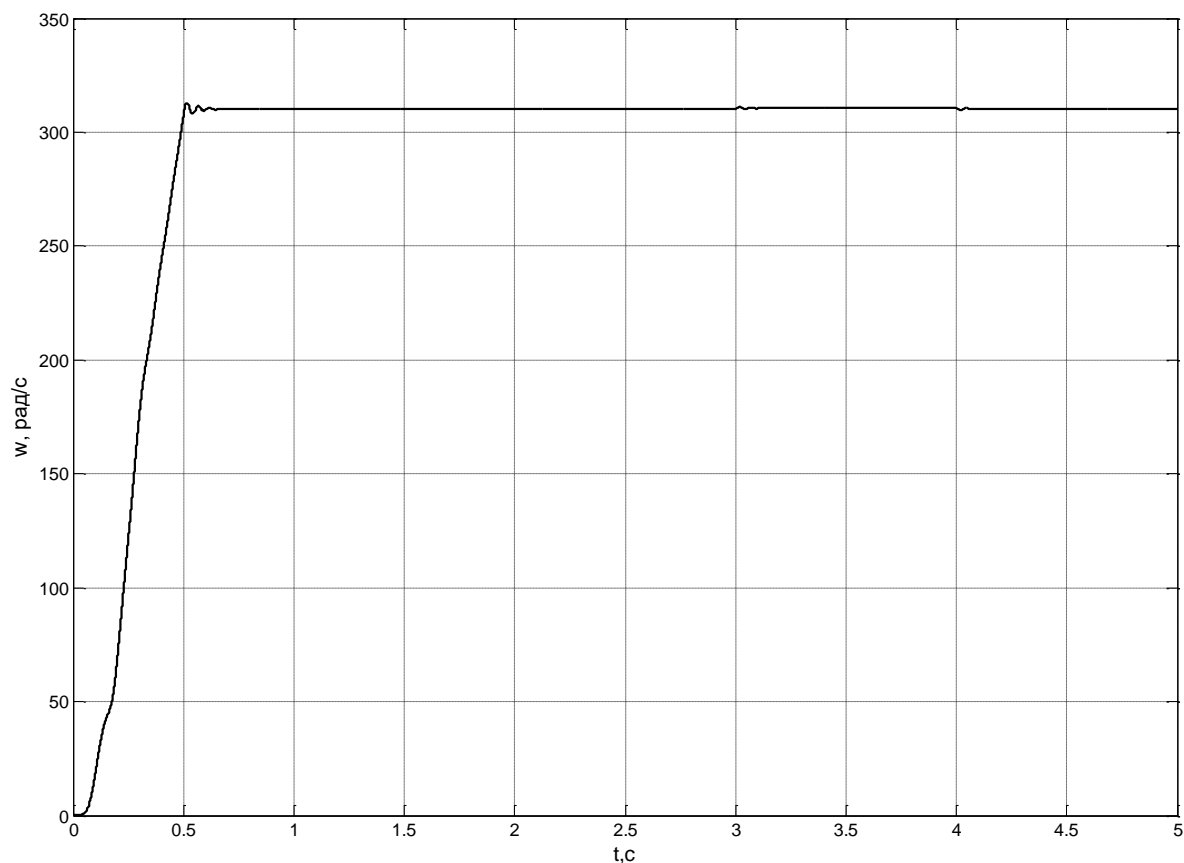


Рис.7.8 – Перехідний процес швидкості на валу двигуна

Проаналізуємо якісні характеристики розімкненої системи.

Час перехідного процесу: $t_{\text{пр}} = 0.75\tilde{n}$.

Перерегулювання: $\sigma = \frac{H_{\text{max}} - H_H}{H_H} \cdot 100\% = \frac{35.65 - 35}{35} \cdot 100\% = 1.86\%$.

Коливальність: $\psi = \left(1 - \frac{H_{\text{max}}}{H_i}\right) \cdot 100\% = \left(1 - \frac{35}{35.32}\right) \cdot 100\% = 0.91\%$.

7.2 Дослідження динамічних характеристик замкненої системи керування за фактичним значенням напору насосної установки

На рис.7.9 представлено структурну схему системи стабілізації напору.

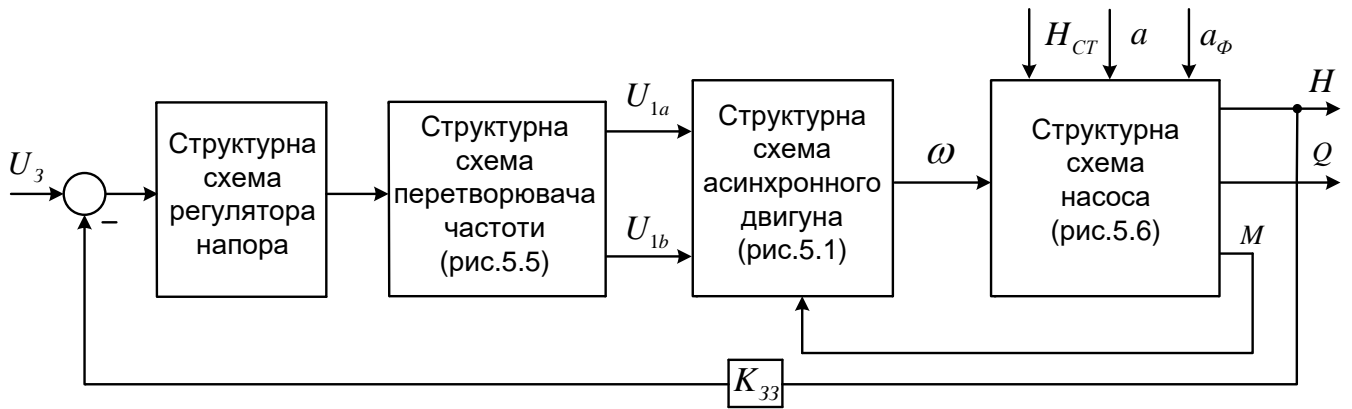


Рис.7.9 – Функціональна схема замкненої системи керування напором

Дослідження проведемо аналогічно як і в попередньому пункті.

Графіки перехідних процесів напору $H(\dot{t})$, подачі $Q(\dot{t}^3/\tilde{a}\ddot{a})$, швидкості на валу двигуна $\omega(\delta\dot{\alpha}\ddot{\alpha}/\tilde{n})$, напруги $U_{1a}(\hat{A}), U_{1b}(\hat{A})$ та струмів $I_{1a}(\hat{A}), I_{1b}(\hat{A})$ асинхронного двигуна в координатах статора $a-b$ зображені на рис.7.10 – рис.7.16.

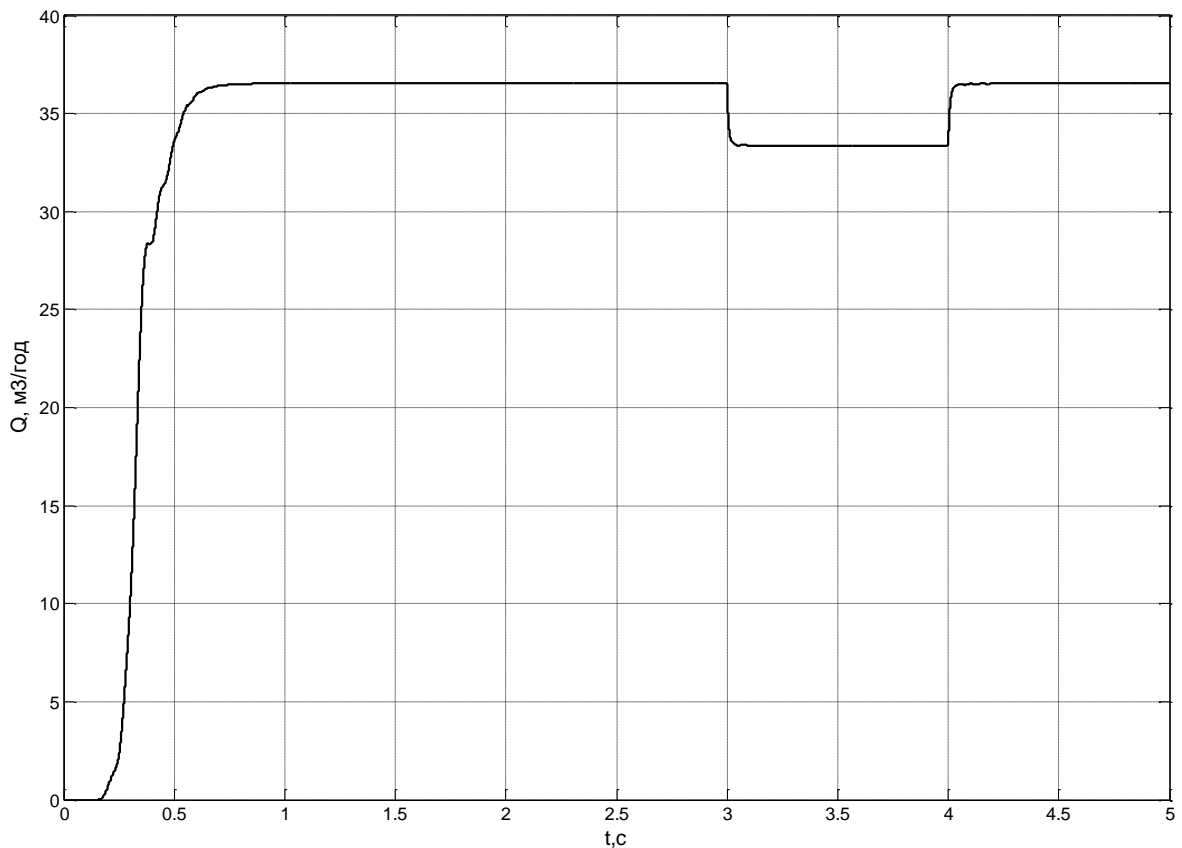


Рис.7.10 – Перехідний процес продуктивності насосної установки

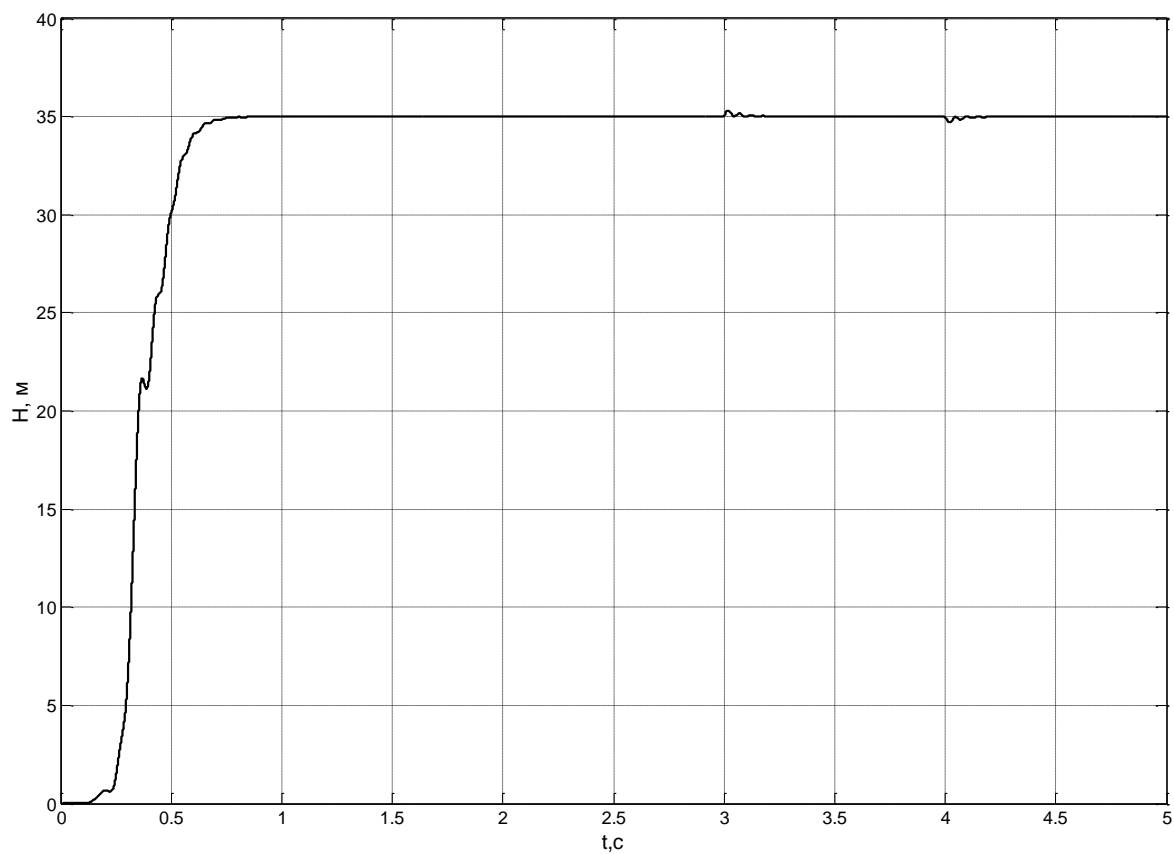


Рис.7.11 – Перехідний процес напору насосної установки

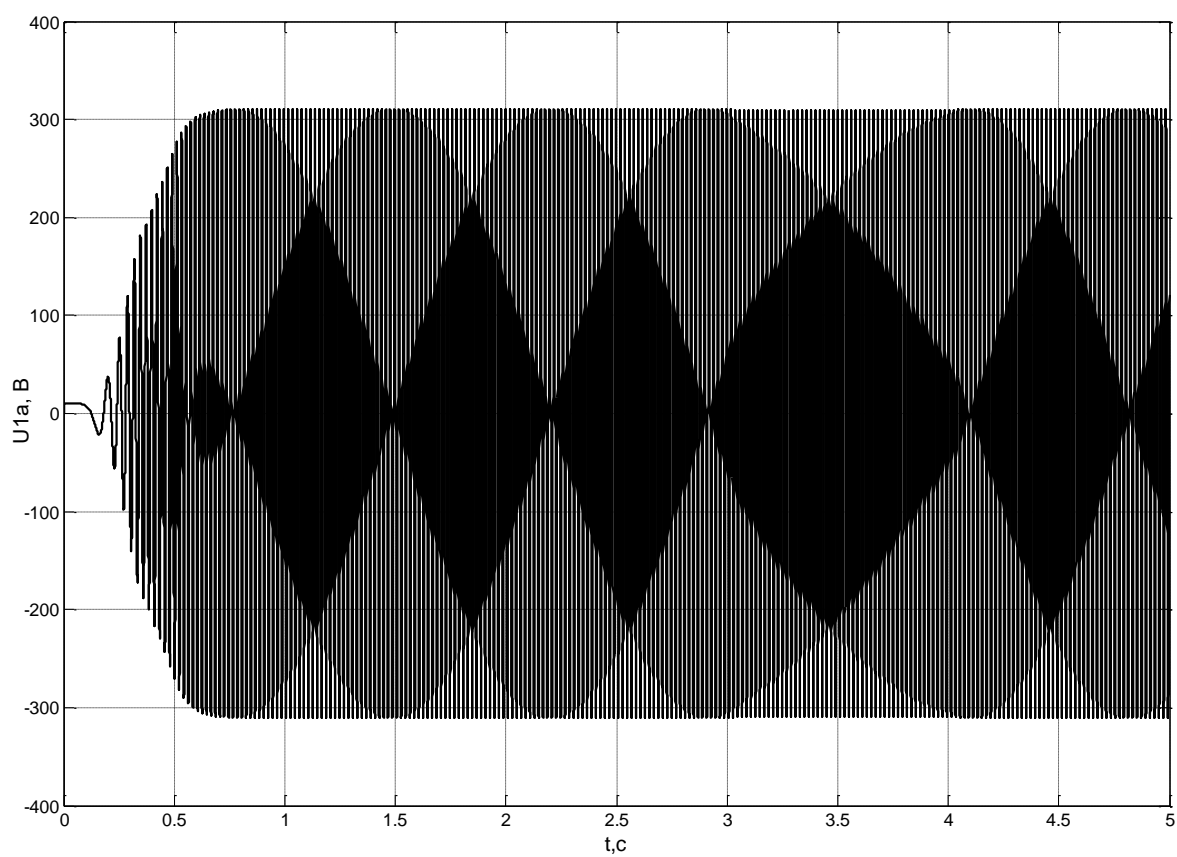


Рис.7.12 – Перехідний процес напруги U_{1a} двигуна в координатах статора $a-b$

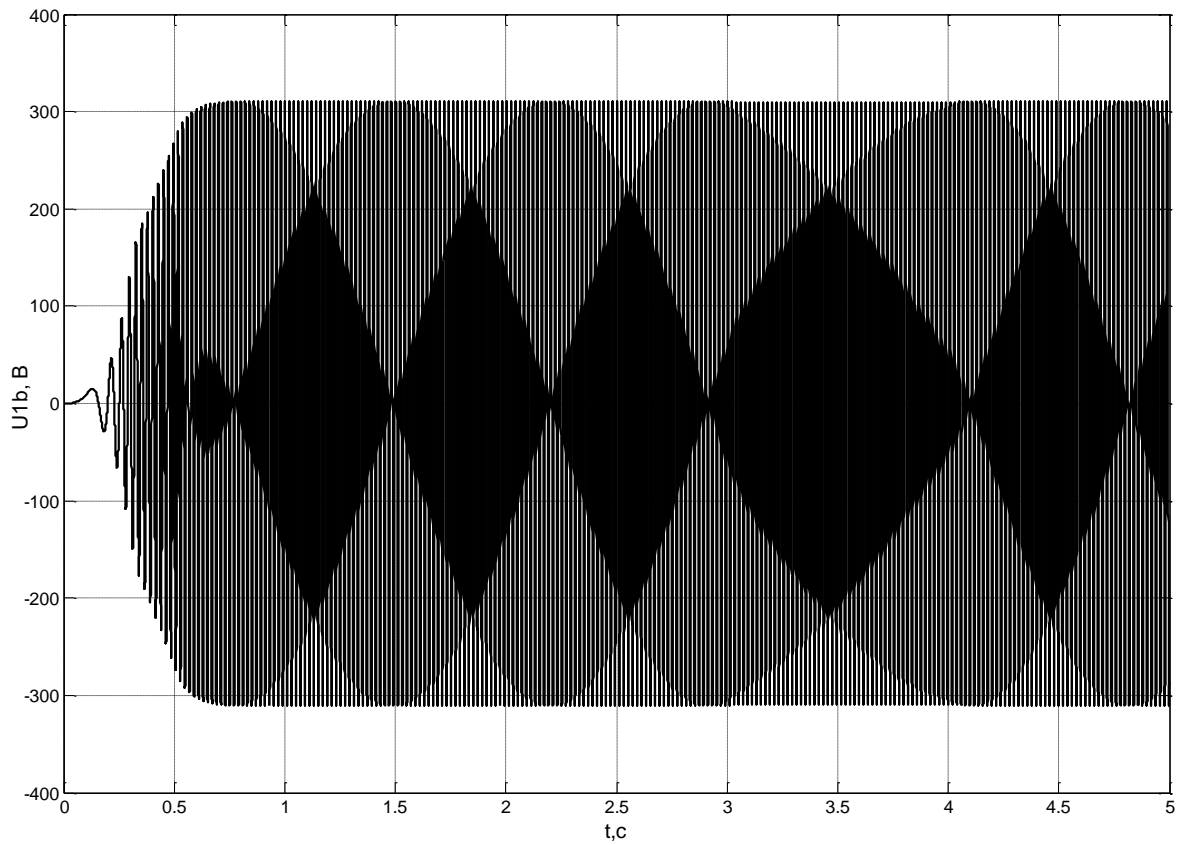


Рис.7.13 – Перехідний процес напруги U_{1b} двигуна в координатах статора $a-b$

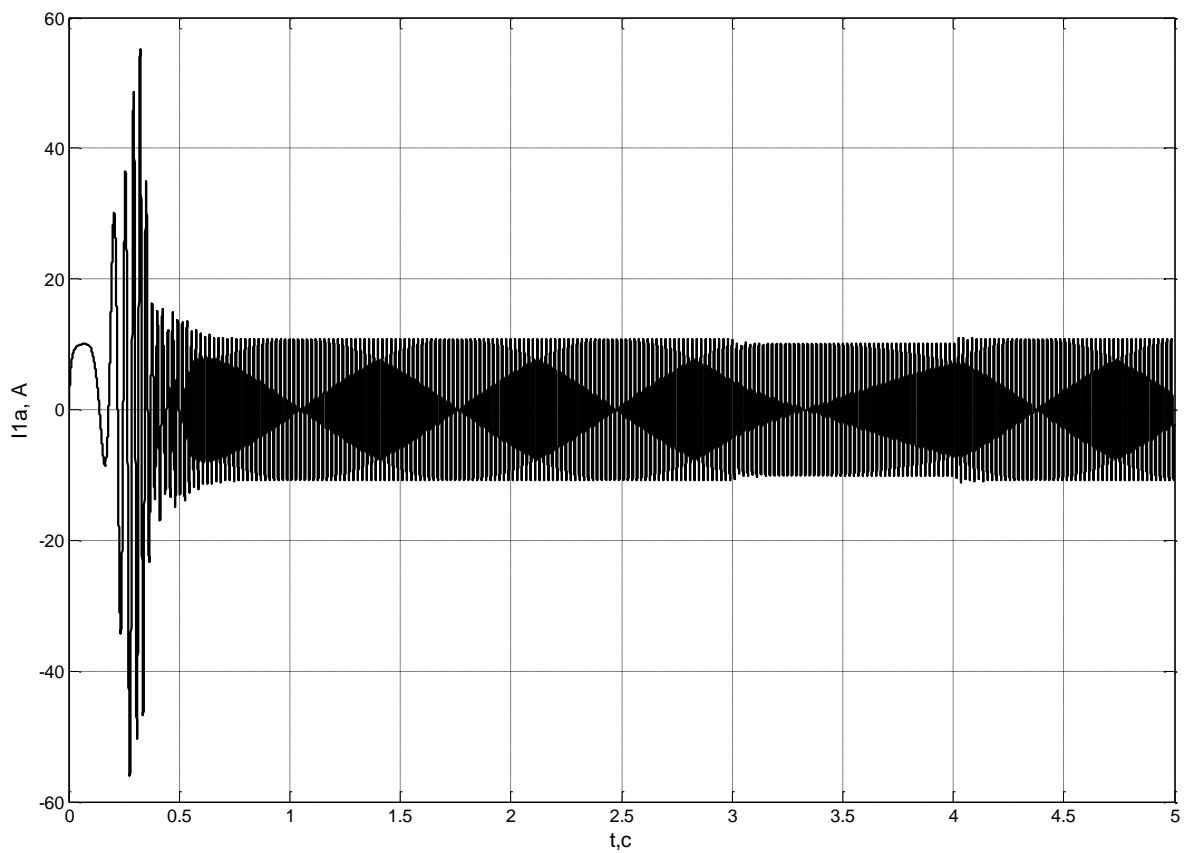


Рис.7.14 – Перехідний процес струму I_{1a} двигуна в координатах статора $a-b$

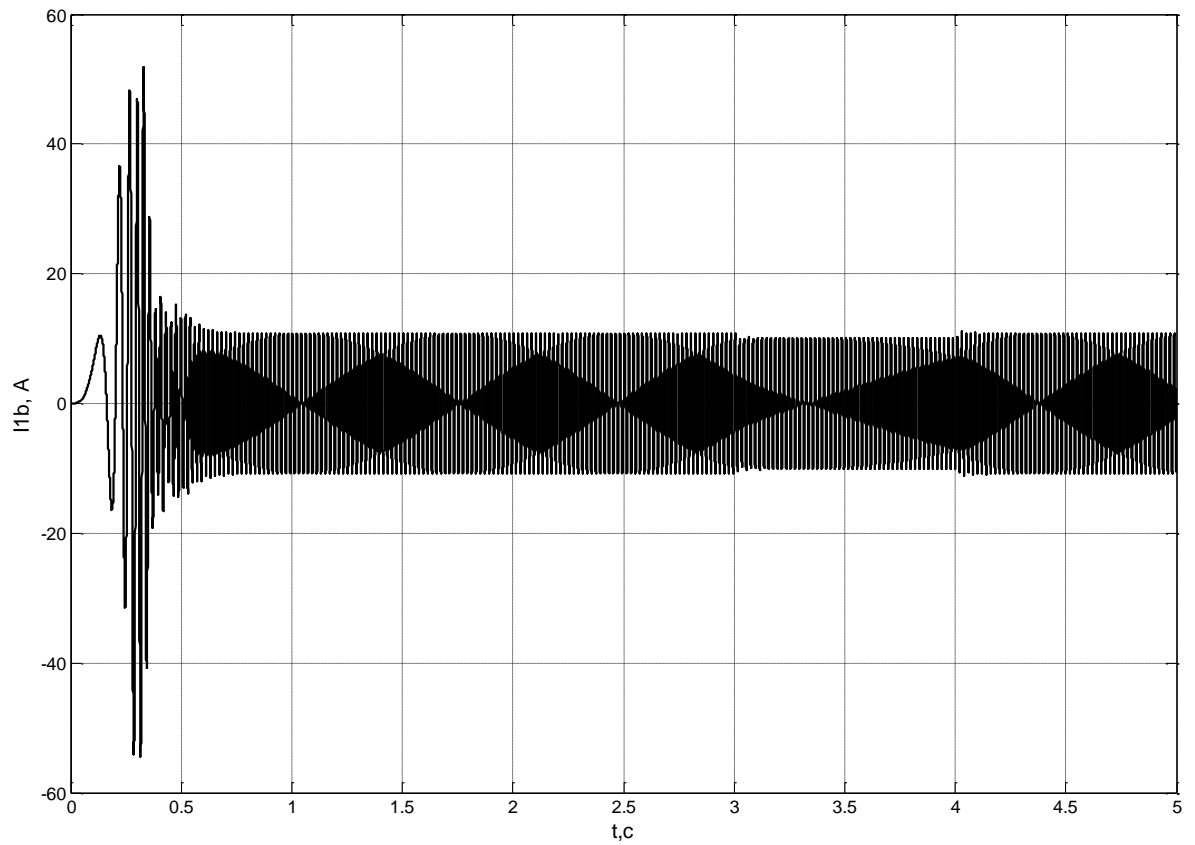


Рис.7.15 – Перехідний процес струму I_{1b} двигуна в координатах статора $a - b$

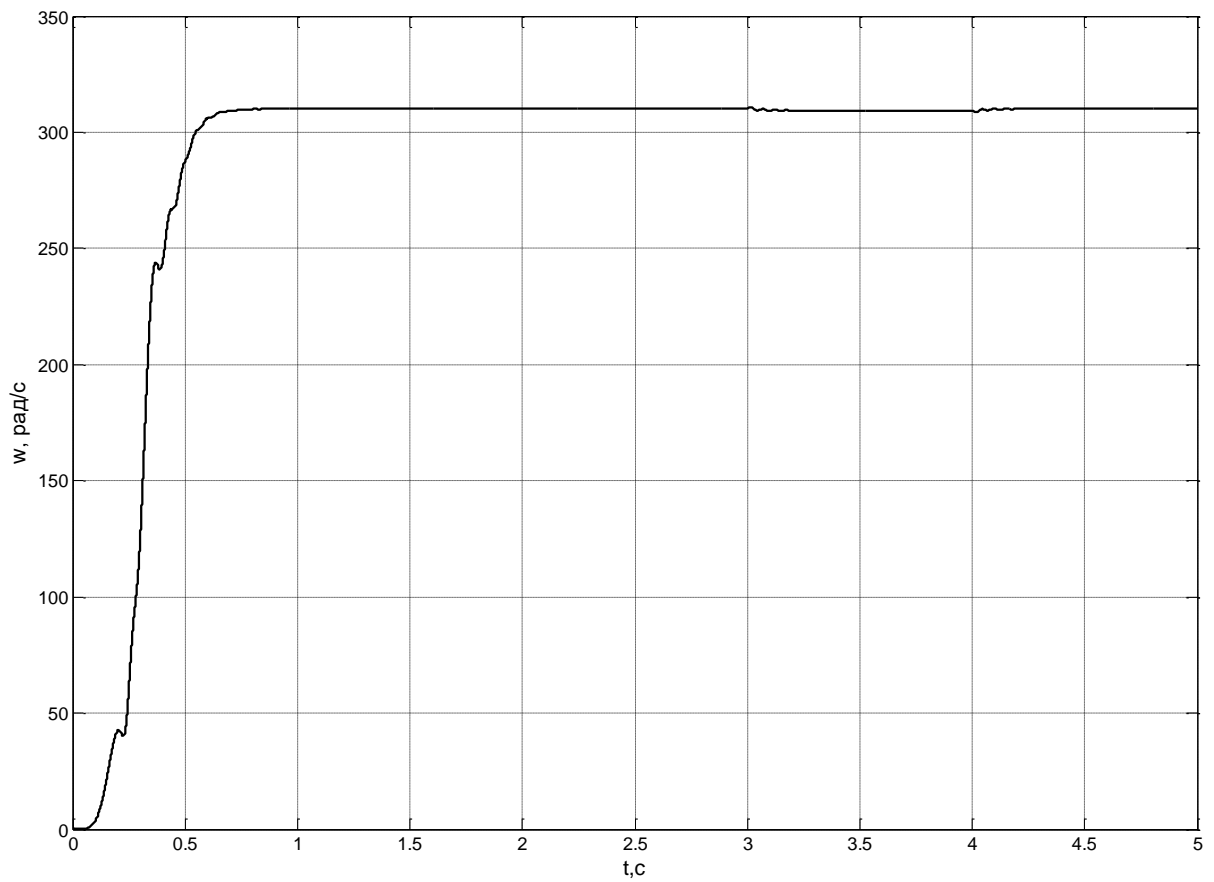


Рис.7.16 – Перехідний процес швидкості на валу двигуна

Проаналізуємо якісні характеристики замкненої системи.

Час перехідного процесу: $t_{\text{пр}} = 0.8\tilde{n}$.

Перерегулювання – відсутнє.

Коливальність – відсутня.

Висновки до сьомого розділу.

1. В підрозділі дослідили перехідні процеси основних характеристик системи ПЧ-АД-насос та проаналізували. На основі отриманих даних якісні характеристики системи.
2. З графіків перехідних процесів, робимо висновок, що замкнена система має хорошу стійкість до накидання і скидання навантаження, допустиму коливальність.
3. Побудований регулятор забезпечує роботу системи стабілізації напору на необхідному рівні точності, про що свідчать приведені показники якості. Система характеризується достатньою швидкістю та точністю підтримання величини напору в диктуючій точці.

8 СИНТЕЗ ДИСКРЕТНОГО ПІ-РУГЕЛЯТОРА

Передаточна функція неперервного ПІ-регулятора складається з двох складових: пропорційної та інтегральної:

$$W_D(p) = k_I + \frac{1}{T_{\dot{E}} p}.$$

Дискретний ПІ-регулятор також включатиме дві складові. Отримаємо рівняння для кожної з них. Очевидно, що для пропорційної складової рівняння таке ж, як і для неперервного випадку.

$$X_{\hat{a}\hat{e}\hat{o}i}(nT_S) = k_I \cdot X_{\hat{a}\hat{o}i}(nT_S),$$

де $X_{\hat{a}\hat{o}i}$, $X_{\hat{a}\hat{e}\hat{o}i}$ – вхідний та вихідний сигнали пропорційної складової,

n – ціле додатне число.

Рівняння неперервної інтегральної складової:

$$X_{\hat{a}\hat{e}\hat{o}i} = \frac{1}{T_{\dot{E}} p} \cdot X_{\hat{a}\hat{o}i}.$$

Запишемо у вигляді:

$$\frac{dX_{\hat{a}\hat{e}\hat{o}i}}{dt} = \frac{1}{T_{\dot{E}}} \cdot X_{\hat{a}\hat{o}i}.$$

У дискретні моменти часу:

$$\frac{X_{\hat{a}\hat{e}\hat{o}i}((n+1) \cdot T_S) - X_{\hat{a}\hat{e}\hat{o}i}(nT_S)}{T_S} = \frac{1}{T_{\dot{E}}} X_{\hat{a}\hat{o}i}(nT_S).$$

Здійснимо Z перетворення:

$$\frac{X_{\hat{a}\hat{e}\hat{o}i} \cdot z - X_{\hat{a}\hat{e}\hat{o}i}}{T_S} = \frac{1}{T_{\dot{E}}} \cdot X_{\hat{a}\hat{o}i}.$$

В результаті отримаємо рівняння дискретної інтегральної складової:

$$X_{\hat{a}\hat{e}\hat{o}i} = \frac{T_S}{T_{\dot{E}}} \cdot \frac{1}{z-1} \cdot X_{\hat{a}\hat{o}i}.$$

Входи усіх складових регулятора однакові й дорівнюють різниці між завданням і сигналом зворотного зв'язку:

$$X_{\ddot{a}\ddot{o}}(nT_S) = X_{\ddot{a}\ddot{o}}(nT_S) = X_{\dot{c}\ddot{a}\ddot{i}}(nT_S) - X_{\dot{c}\dot{c}}(nT_S).$$

Вихідний сигнал регулятора є сумою вихідних сигналів усіх його складових:

$$X_{\ddot{a}\ddot{o}}(nT_S) = X_{\ddot{a}\ddot{o}}(nT_S) + X_{\ddot{a}\ddot{o}}(nT_S).$$

Дискретна передаточна функція ПІ-регулятора:

$$W_D(z) = k_I + \frac{T_S}{T_{\dot{E}}} \frac{1}{z-1}.$$

Структурна схема дискретного ПІ-регулятора зображена на рис.8.1.

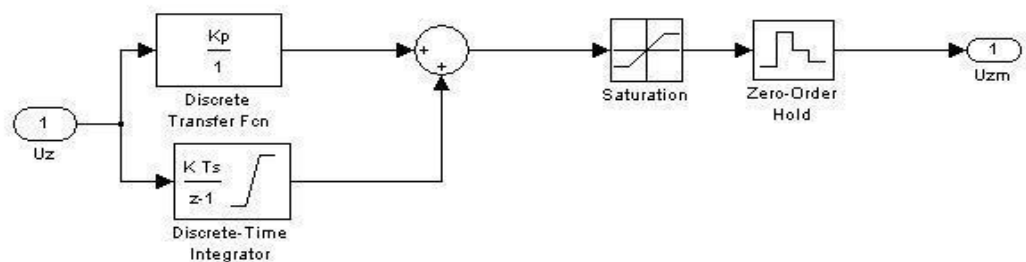


Рис.8.1 – Структурна схема дискретного ПІ-регулятора

Визначимо період квантування T_S .

Передаточна функція розімкненого контуру швидкості згідно структурної схеми на рис.6.3 має вигляд:

$$W_{\ddot{o}\dot{c}}(p) = \frac{2\pi K_H (T_{H1}p + 1)}{p_n (T_M p + 1)(T_{H2}p + 1)} K_{\ddot{o}}.$$

Побудуємо амплітудну логарифмічну характеристику розімкненого контура (рис.8.2) за допомогою m-файла.

```
Kn=0.222;
Tn1=0.000074;
Tn2=0.000072;
Tm=0.01;
Ktp=0.233;
a=[2*3.14*Kn];
b=[Tm 1];
w1=tf(a,b);
c=[Ktp*Tn1 Ktp];
d=[Tn2 1];
w2=tf(c,d);
w3=series(w1,w2);
bode(w3).
```

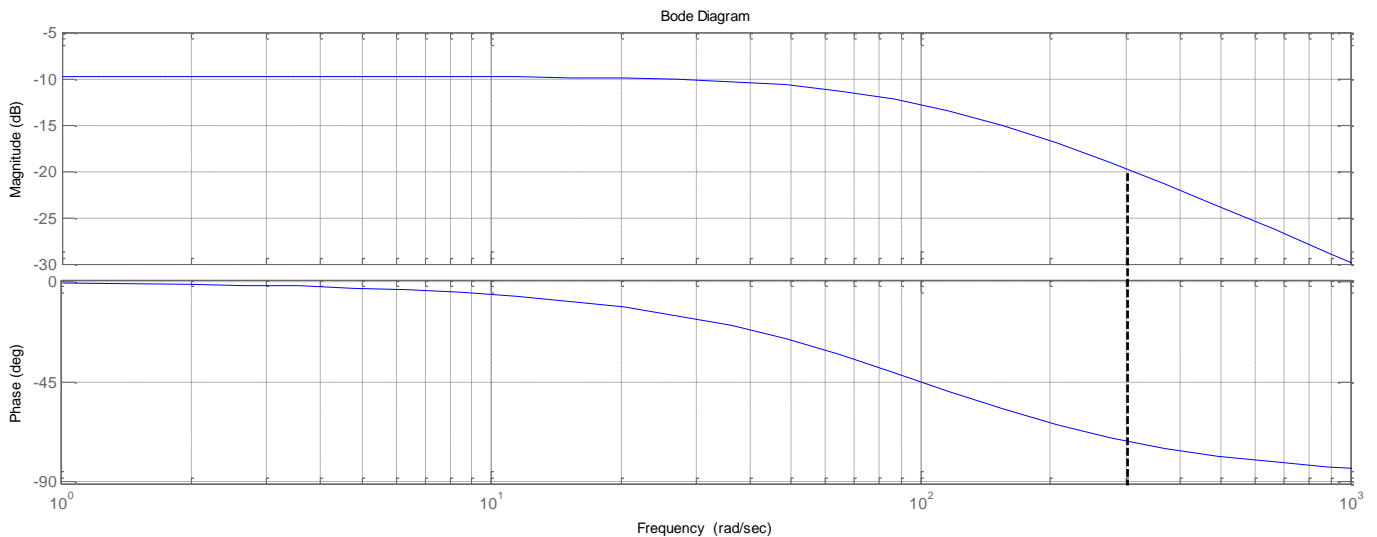


Рис.8.2 – Амплітудна логарифмічна характеристика розімкненого контура

Для визначення періоду квантування згідно теореми Котельникова-Шеннона попередньо необхідно знайти частоту, на якій вхідний сигнал ослаблюється в 10 раз, тобто $A_{df\zeta}(\omega) = 0.1$. Врахуємо, що $20 \cdot \lg A(\omega) = 20 \cdot \lg 0.1 = -20$. По рис.8.2 знаходимо, що амплітудна логарифмічна характеристика перетинає горизонталь -20 при частоті $\omega_N = 10^{2.485} = 305.5 \text{ рад/с}$. Період квантування розраховується:

$$T_s < \frac{2 \cdot \pi}{6 \cdot \omega_N} = \frac{2 \cdot 3.14}{6 \cdot 305.5} = 0.0034 \tilde{n}.$$

Прийmemo $T_s = 0.001 \tilde{n}$.

На рис.8.7 показані перехідні процеси швидкості в системах з ПІ-регулятором і дискретним ПІ-регулятором при завданні типу стрибок величиною 10 В. Причому, крива 1 відповідає дискретній системі, 2 – неперервній, 3 – збільшена в 10 разів різниця швидкостей дискретної та неперервної систем. Криві швидкостей для дискретного та неперервного випадку збігаються. Також обидві системи забезпечують задану якість керування. Перехідні процеси напруг та струмів статора для неперервної систем показано на рис.7.12 – рис.7.15, а для дискретної на рис.8.3 – рис.8.6.

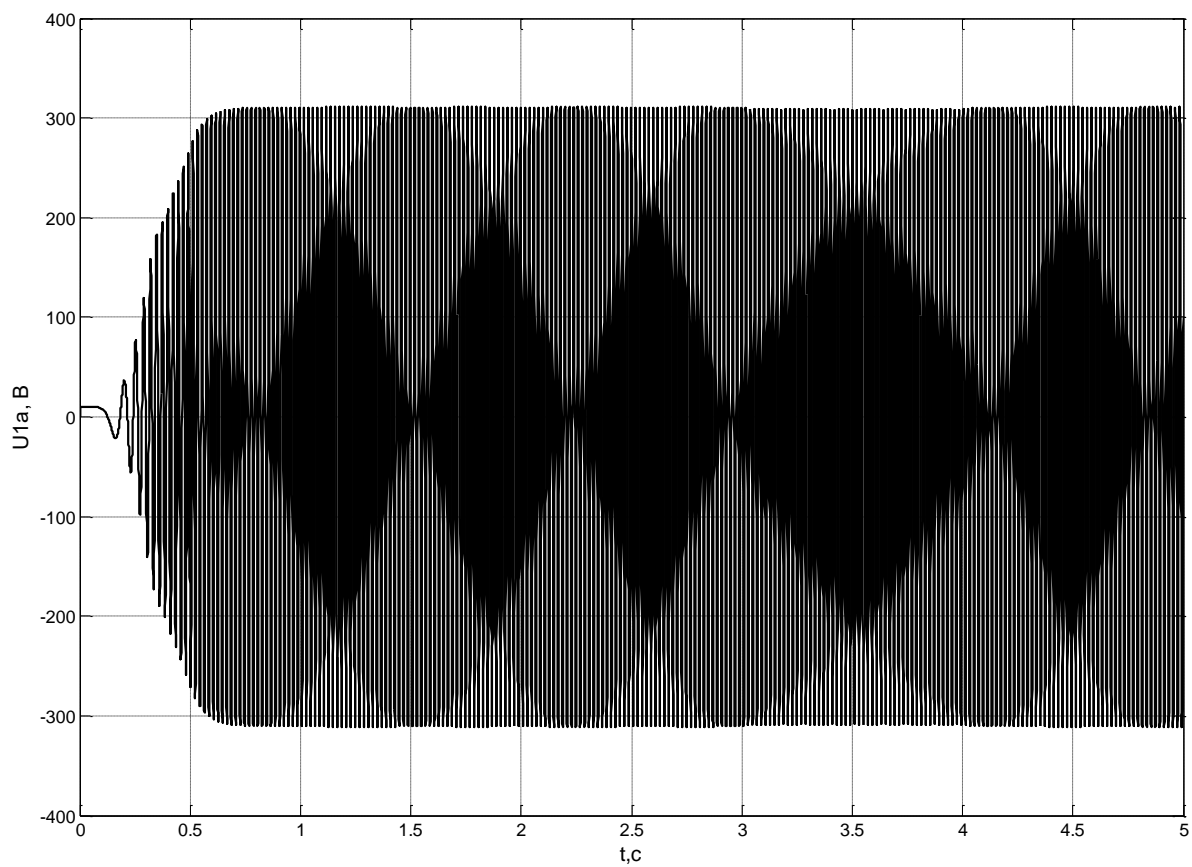


Рис.8.3 – Перехідний процес дискретної системи напруги U_{1a}

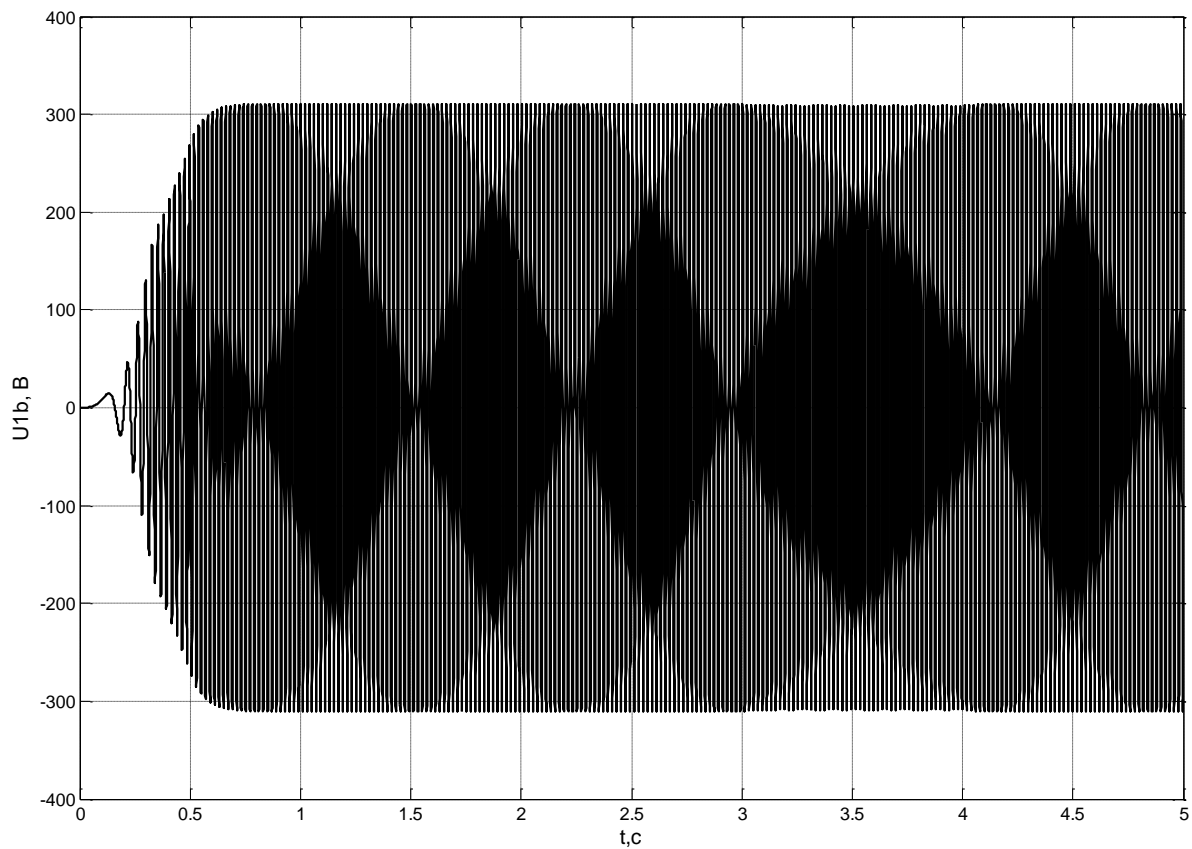


Рис.8.4 – Перехідний процес дискретної системи напруги U_{1b}

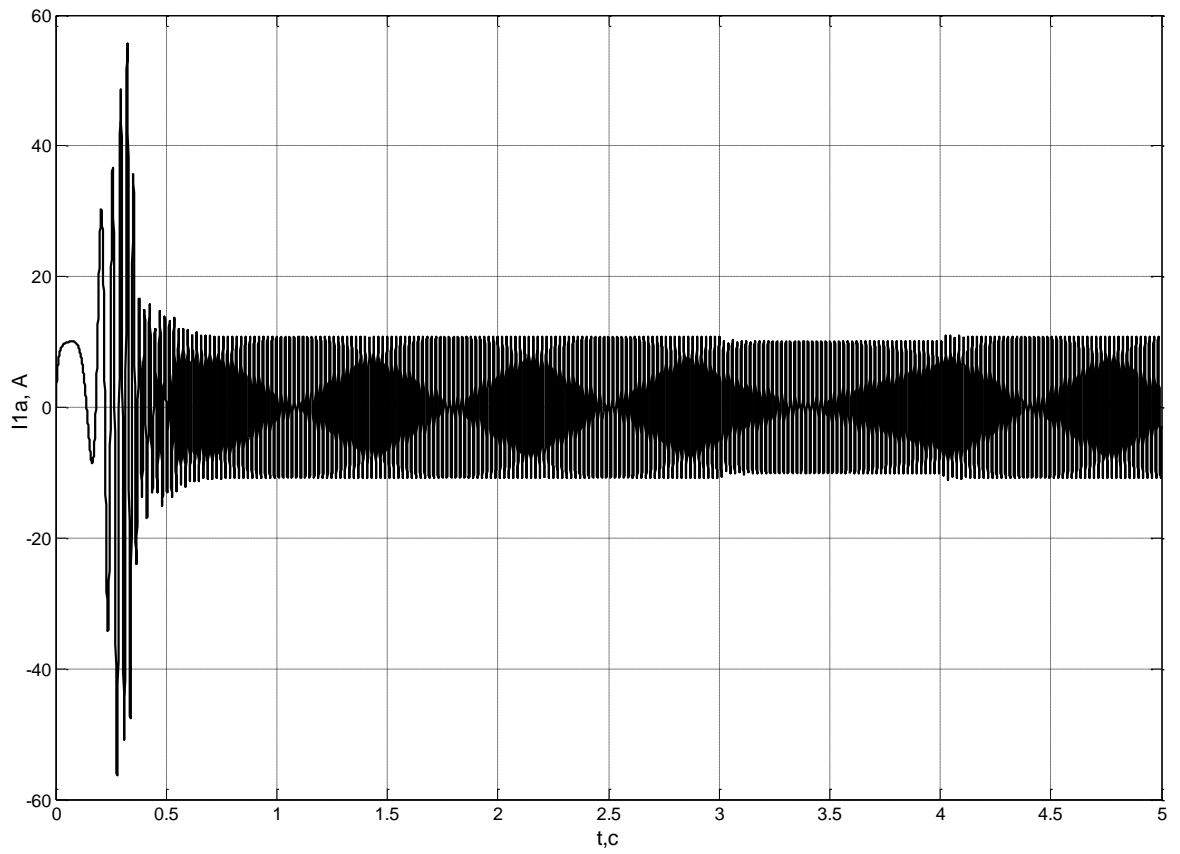


Рис.8.5 – Перехідний процес дискретної системи струму I_{1a}

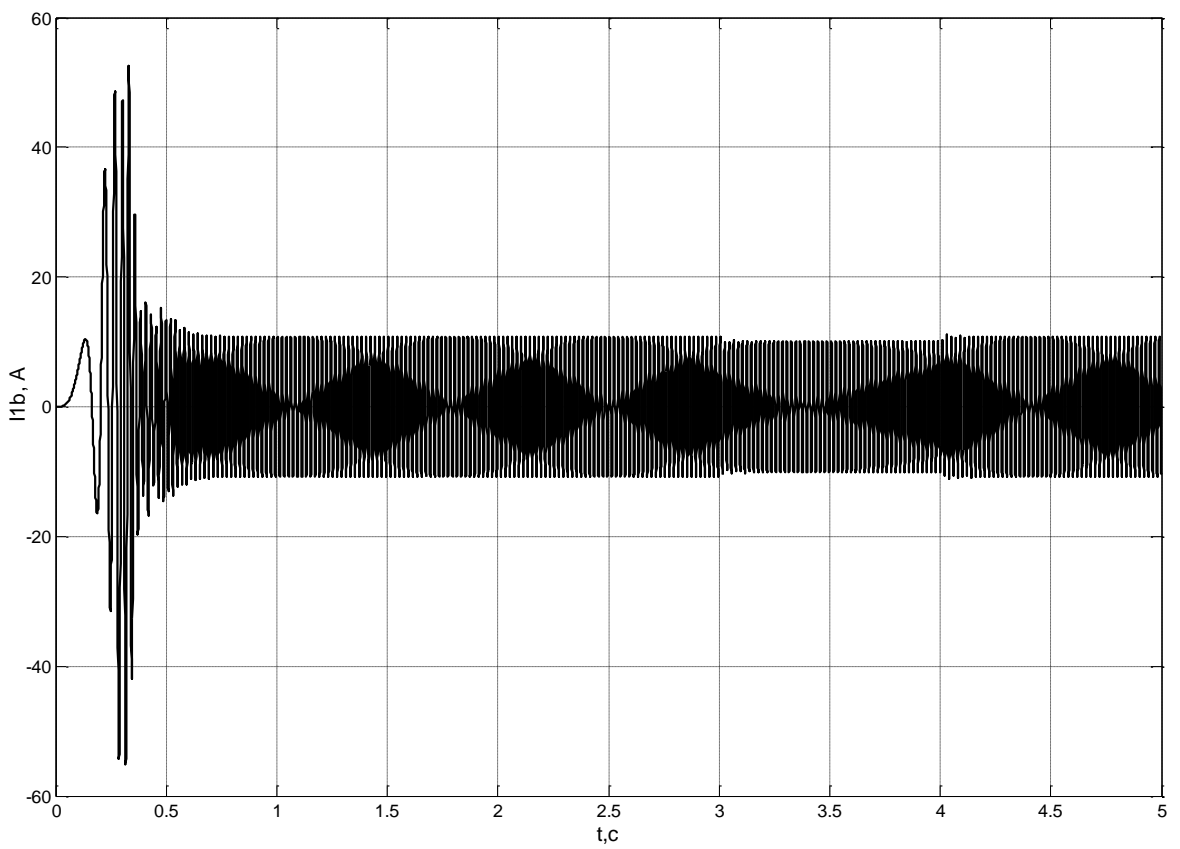


Рис.8.6 – Перехідний процес дискретної системи струму I_{1b}

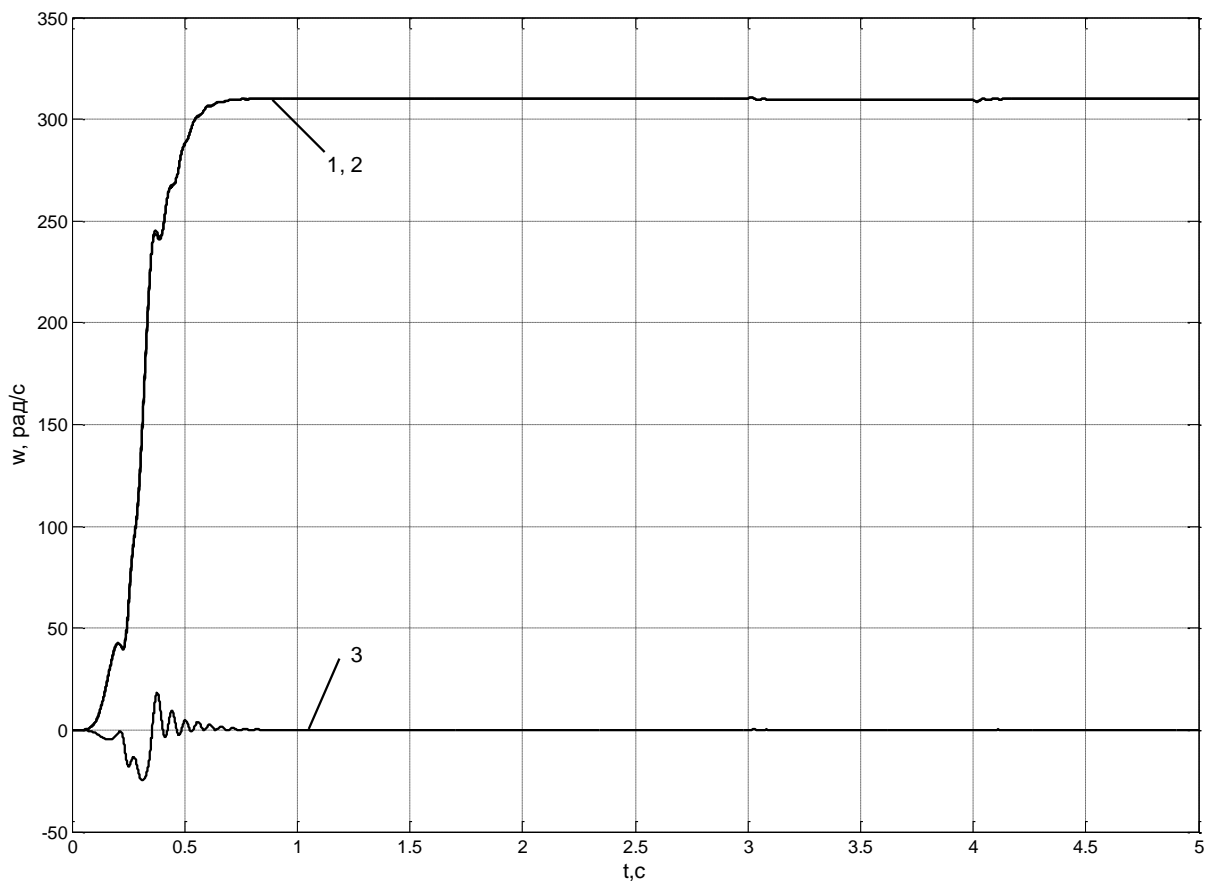


Рис.8.7 – Перехідні процеси в дискретній та неперервній системах

Висновки до восьмого розділу.

1. Для визначення періоду квантування згідно теореми Котельникова-Шеннона попередньо знайшли частоту, на якій вхідний сигнал ослаблюється
2. Провівши синтез дискретного ПІ-регулятора бачимо, оскільки криві швидкостей дискретної та неперервної систем збігаються, то період квантування вибрано вірно. Системи забезпечують задану якість керування.

9 РОЗРОБЛЕННЯ СТАРТАП-ПРОЕКТУ

9.1 Опис ідеї проекту

У даному підрозділі буде проведено аналіз змісту ідеї, напрямки для застосування пристрою та всі можливі переваги, які отримує користувач. Результати аналізу подані у табл.9.1.

Таблиця 9.1

Опис ідеї проекту

Зміст ідеї	Напрямки застосування	Вигоди для користувача
Впровадження даної системи в проектуваннях індивідуального теплового пункту для забезпечення економії теплових ресурсів та фінансової складової.	В новому будівництві	Регулятори перепаду тиску, встановлені в ІТП, в автоматичному режимі балансують витрати теплоносія між ІТП одного мікрорайону
	При реконструкції та капітальному ремонті;	Автоматично підтримуються комфортні умови проживання за рахунок контролю параметрів теплоносія.
	Термомодернізації будинків для оснащення вузлів вводу теплових мереж.	Економія тепла при модернізації теплових пунктів з морально застарілими приладами автоматики та контролю

Таблиця 9.2

Визначення сильних, слабких та нейтральних характеристик ідеї
проекту

№ П/ П	Техніко- економічні характеристики ідеї	(потенційні) товари/концепції конкурентів				W (слабка сторон а)	N (нейтра льна сторона)	S (силь на стор она)
		Мій проект	Конкур ент1	Конкур ент2	Конку рент3			
1.	Можливість контролювати температурний режим в залежності від зміни зовнішнього температурного режиму	Так	Ні	Ні	Ні			+
2.	Регулювання відпуску тепла в системи опалення	Так	Ні	Так	Так		+	
3.	Масо-габаритні показники	Низькі	Низькі	Низькі	Високі		+	
4.	Відносно проста будова	Так	Ні	Так	Ні			+

Враховуючі проаналізовані переваги та недоліки данного продукту, ці данні можна вважати підґрунтям для конкурентноспроможності.

9.2 Технологічна здійсненість ідеї проекту

У даному підрозділі проведено аудит технологій, за допомогою яких можна реалізувати ідею проекту

Таблиця 9.3

Технологічна здійсненність ідеї проекту

№ п/п	Ідея проекту	Технології її реалізації	Наявність технологій	Доступність технологій
1.	Виробництво ІТП	Збірка з готових деталей конструкції	Наявна	Доступна
2.	Налаштування ІТП	Інструкції для самостійної наладки	Необхідно розробити	Доступна
		Наладка спеціалістами	Наявна	Доступна
Обрана технологія реалізації ідеї проекту: збірка продукту з готових деталей конструкції та наладка спеціалістами. Таке рішення аргументовано наявністю та доступністю технологій.				

9.3 Аналіз ринкових можливостей запуску стартап-проекту

Для планування розвитку стартапу необхідно проаналізувати та визначити можливості ринку, які можливо використати під час ринкової інтеграції проекту, та небезпеку на ринку, які можуть завадити втіленню проекту.

Спочатку проведем аналіз попиту: наявність попиту, обсяг, динаміка розвитку ринку

Таблиця 9.4

Попередня характеристика потенційного ринку стартап-проекту

№ п/п	Показники стану ринку (найменування)	Характеристика
-------	--------------------------------------	----------------

1	Кількість головних гравців, од	3
2	Загальний обсяг продаж, грн/ум.од	3
3	Динаміка ринку (якісна оцінка)	Зростає
4	Наявність обмежень для входу (вказати характер обмежень)	Немає
5	Специфічні вимоги до стандартизації та сертифікації	Немає
6	Середня норма рентабельності в галузі (або по ринку), %	ARR=20%

Таблиця 9.5

Характеристика потенційних клієнтів стартап-проекту

№ п/п	Потреба, що формує ринок	Цільова аудиторія (цільові сегменти ринку)	Відмінності у поведінці різних потенційних цільових груп клієнтів	Вимоги споживачів до товару
1.	Необхідність збільшити КПД обігрівання оселі/підприємства. Зменшити витрати на електроенергію та опалення.	Приватні будинки, житлові комплекси	Цільова група не має обмежень, окрім наявності необхідних коштів	Надійність, відносно невелика габаритність, приємливий рівень шуму

Таблиця 5.6

Фактори загроз

№ п/п	Фактор	Зміст загрози	Можлива реакція компанії
1.	Конкуренція	Наявність великих міжнародних компаній на ринку	Проведення рекламної кампанії.

2.	Масо-габаритні показники	Високі масо-габаритні показники реалізованого товару	Знаходження можливостей використання менших за розміром деталей конструкції.
----	--------------------------	--	--

Таблиця 5.7

Фактори можливостей

№ п/п	Фактор	Зміст можливості	Можлива реакція компанії
1.	Зростання потреб потенційних користувачів	Бажання заощадити кошта та підвищити якість отоплювального процесу.	Розширення рекламної кампанії та надання безкоштовного обслуговування товару певний час
2.	Вихід на міжнародний ринок	Підвищити якість продукту	Співпраця з міжнародними виробниками.

Таблиця 9.8

Ступеневий аналіз конкуренції на ринку

Особливості конкурентного середовища	В чому проявляється дана характеристика	Вплив на діяльність підприємства (можливі дії компанії, щоб бути конкурентоспроможною)
1. Тип конкуренції - чиста	Прозора боротьба, перемагатиме більш якісніша продукція	Підвищення якості товару. Впровадження новітніх технологій
2. Рівень конкурентної боротьби - локальна	Належать до певної території	Створення новизни
3. За галузевою ознакою -	Товари запропоновані конкурентами	Розширення функціоналу та якості

міжгалузева		
4. Конкуренція за видами товарів - товарно-родова	Є багато видів товарів конкурентів, використовуються різні типи конструкцій	Підвищення енергоефективності
5. За характером конкурентних переваг - нецінова	Вдосконалення існуючих технологій	Використання менших за розміром елементів конструкції, з метою зменшення масо-габаритних показників
6. За інтенсивністю - не марочна	Не жорстка конкуренція	Співпраця з відомими компаніями. Активна реклама.

Таблиця 9.9

Обґрунтування факторів конкурентоспроможності

№ п/п	Фактор конкурентоспроможності	Обґрунтування (наведення чинників, що роблять фактор для порівняння конкурентних проектів значущим)
1.	Універсальність	Значущість полягає в широкому спектрі приміщень, де може використовуватися
2.	Гарний рівень окупності	Це робить товар для користувачів привабливим, оскільки інші подібні системи дорогі.

Таблиця 9.10

Порівняльний аналіз сильних та слабких сторін «Підвісного конвеєра з ланцюговим тяговим елементом»

№ п/п	Фактор конкурентоспроможності	Бали 1-20	Рейтинг товарів-конкурентів у порівнянні з запропонованим проектом							
			-3	-2	-1	0	+1	+2	+3	
1	Універсальність	20	+							
2	Гарний рівень окупності	15		+						

Таблиця 9.11

SWOT- аналіз стартап-проекту

Сильні сторони: Економія теплової енергії,	Слабкі сторони: високі масо-габаритні показники
Можливості: вихід на міжнародний ринок	Загрози: високий рівень конкуренції конкуренція

Таблиця 9.12

Альтернативи ринкового впровадження стартап-проекту

№ п/п	Альтернатива (орієнтовний комплекс заходів) ринкової поведінки	Ймовірність отримання ресурсів	Строки реалізації
1.	Збірка продукту з готових деталей конструкції та наладка розробником проекту. Таке рішення більш швидке	90%	1 місяць
2.	Збірка з готових деталей конструкції, та наладка за інструкцією, що є більш дешевим рішенням, але необхідно доробити інструкцію	35%	3 місяців

Оцінивши аналіз альтернативи ринкового впровадження стартап-проекту, зупинитися необхідно на 1 варіанті, бо строки реалізації менші і ймовірність отримання ресурсів більша.

Результати розроблення ринкової стратегії проекту наведені у наступних таблицях

Таблиця 9.13

Визначення базової стратегії розвитку

№ п/п	Обрана альтернатива розвитку проекту	Стратегія охоплення ринку	Ключові конкурентоспроможні позиції відповідно до обраної альтернативи	Базова стратегія розвитку
1.	Збірка продукту з готових деталей конструкції та налагодка розробником проекту	Масовий маркетинг	Застосування в різних галузях, низька собівартість	Стратегія диференціації

Таблиця 9.14

Визначення базової стратегії конкурентної поведінки

№ п/п	Чи є проект «першопрохідцем» на ринку?	Чи буде компанія шукати нових споживачів, або забирати існуючих у конкурентів?	Чи буде компанія копіювати основні характеристики товару конкурента, і які?	Стратегія конкурентної поведінки
1.	Ні	Шукати нових споживачів та забирати існуючих	Так, розробка можливості виконання додаткових типів операцій	Стратегія наслідування лідеру

9.4 Розроблення маркетингової програми стартап-проекту

Таблиця 9.15

Визначення ключових переваг концепції потенційного товару

№ п/п	Потреба	Вигода, яку пропонує товар	Ключові переваги перед конкурентами (існуючі або такі, що потрібно створити)
1.	Необхідність підвищити ефективність постачання тепла до об'єкту	Підвищення ефективності постачання тепла до об'єкту	Надійність, простота в обслуговуванні

Таблиця 9.16

Визначення меж встановлення ціни

№ п/п	Рівень цін на товари-замінники	Рівень цін на товари-аналоги	Рівень доходів цільової групи споживачів	Верхня та нижня межі встановлення ціни на товар/послугу
1.	-	+ - 20% від ціни на наш продукт	55000	300 000 / 500 000

Таблиця 5.21

Формування системи збуту

№ п/п	Специфіка закупівельної поведінки цільових клієнтів	Функції збуту, які має виконувати постачальник товару	Глибина каналу збуту	Оптимальна система збуту
1.	Купують ІТП та платять за ремонт, у разі виникнення помилок	Продаж	0 – напряму, 1 – через одного посередника	Власна та залучена

Висновки до дев'ятого розділу

1. Описаний зміст стартапу його сильні і слабкі сторони задля розробки стартап-проекту.
2. З огляду на потенційні групи клієнтів, бар'єри входження, стан конкуренції, конкурентоспроможність проекту - він має перспективи впровадження.
3. Наступним етапом був технологічний аудит стартапу, огляд ринку: клієнтів та конкурентів, після чого можна оцінити можливості та загрози проекту.

Розроблено маркетингову програму стартап проекту, описано ключові переваги.

4. Визначили, що проект має достатню кількість переваг та можливостей щоб вийти на ринок збуту. Подальша розробка проекту є доцільним з оглядом на ринок.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У даній магістерській роботі було вирішено актуальне питання підвищення автономності процесів опалення будинку, шляхом розроблення електромеханічної системи автоматичного керування водопостачання.

При цьому отримано наступні результати:

1. На базі проведеного аналітичного огляду було представлено основні проблеми, які вирішує система, її можливості застосування, для подальшого визначення функціональних можливостей технологічної схеми насосної установки та сформульовані вимоги щодо показників якості керування. Прийнята система керування ПЧ-АД-насос.

2. Було описано технологічну схему насосної установки, для того, щоб розглянути приклад роботи схеми. Для більшого розуміння проаналізовано всі елементи технологічної схеми.

3. Відповідно до розрахованої робочої точки був вибраний насос Grundfos NBE 40-160/172 A-F-A-BAQE з потужністю двигуна 7.5 кВт, датчик тиску MBS 3000 Danfoss.

4. Для обраного раніше технологічного обладнання було сформовано характеристики обладнання та сформована математична модель електромеханічної системи автоматизації насосної установки. Описано її принцип роботи.

5. Для перевірки працездатності була складена математична модель системи, в додатку Simulink пакета MATLAB, за допомогою якої отримано час перехідного процесу, перерегулювання, коливальність – для розімкнутої системи та час перехідного процесу для замкненої системи.

6. Завершенням магістерської роботи, було створення стартап-проекту. В якому був описаний зміст та ідея проекту, огляд ринку даної сфери. Було розроблено маркетингову програму стартап-проекту, описано ключові

переваги. Даний проект є перспективним для стартапу, система має гарну окупність, може розширюватись та застосовуватись для різних будівель.

7. Система керування забезпечує необхідні динамічні характеристики.

Також вона має енергозберігаючі властивості, оскільки при збільшенні водоспоживання збільшує швидкість обертання насосу, а при зменшенні – зменшує.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Чиликин М.Г., Сандлер А.С. Общий курс электропривода. – М.: Энергоиздат, 1981. – 576 с.
2. Лезнов Б.С. Экономия электроэнергии в насосных установках. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 144 с.
3. Турк В.И., Минаев А.В., Карелин В.Я. Насосы и насосные станции. Учебник для вузов. М.: Строй издат, 1976. – 304 с.
4. C. S. Kallesoe, V. Cocquempot and R. Izadi-Zamanabadi, "Model based fault detection in a centrifugal pump application", *IEEE transactions on control systems technology*, vol. 14, no. 2, pp. 204-215, 2006.
5. Попович М.Г., Кіселичник О.І., «Задачі автоматизації установок водопостачання на основі електромеханічних систем керування» // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. №3/2008 (50). Ч.2. С.8-12.
6. Місюренко В.О. Частотно-керований електропривод насосної станції водовідведення / Електромашинобудування та електрообладнання. «Проблеми автоматизованого електропривода», Випуск 66, Київ, «Техніка», 2006. –с.184-185.
7. C.V. Nayar, E. Vasu and S.J. Phillips, "Optimised Solar Water Pumping System Based on an Induction Motor Driven Centrifugal Pump", *IEEE TENCON'93/Beijing. Proceedings. Computer Communication Control and Power Engineering*, vol. 5, pp. 388-393, 1993.
8. Лезнов Б.С., В.Б.Чебанов. Применение регулируемого электропривода в насосных установках систем водоснабжения и водоотведения / «Электротехника», №7, 1995. – с.9-12.
9. Перекрест А.Л., Коренькова Т.В. Структура системы регулирования параметров насосной установки с активным регулировочным устройством / Збірник наукових праць Дніпродзержинського державного технічного

- університету. Тематичний випуск «Проблеми автоматизованого електропривода» / Дніпродзержинськ : ДДТУ, 2007. – с.267-272.
10. Попович М.Г., Ковальчук О.В. Теорія автоматичного керування. – К.: Либідь, 2007. – 656 с.
11. О.М. Zakladniy, Т.М. Timchenko, V. Yu. Peredriy and V.V. Grom, "Energy-saving aspects of the use of frequency-regulated electric drive", *Vestnik of the Kremenchug State Polytechnic University: Scientific Papers of the KPUU*, vol. 2, no. 19, pp. 136-139, 2003.
12. Журба М.Г., Соколов Л.И., Говорова Ж.М. Водоснабжение. Проектирование систем и сооружений. – М.: Издательство АСВ, 2003. – 288с.
13. Закладной А.Н., Праховник А.В., Соловей А.И. Энергосбережение средствами промышленного электропривода. – К.: Дія. 2001 г.
14. L. Gevorkov, V. Vodovozov and Z. Raud, "Simulation study of the pressure control system for a centrifugal pump", *2016 57th International Scientific Conference on Power and Electrical Engineering of Riga Technical University (RTUCON)*, pp. 1-5, 2016.
15. I. Bakman and L. Gevorkov, "Speed control strategy selection for multi-pump systems. Proc", *56th International Scientific Conference on Power and Electrical Engineering of Riga Technical University (RTUCON)*, pp. 1-4, 2015.
16. Репин Б.Н., Запорожець С.С., Ереснов В.Н. Водоснабжение и водоотведение. Наружные сети и сооружения. – М.: Высшая школа, 1995. – 431 с.
17. S. Burian, M. Pechinik, M. Pushkar and A. Tytarenko, "Investigation of the Pump Unit Control System With the Neural Network Productivity Estimator", *2019 IEEE 6th International Conference on Energy Smart Systems (ESS)*, pp. 298-302, 2019.

18.Кравчик А.Э., Шлаф М.М., Афонин В.И., Соболевская Е.А. Асинхронные двигатели серии 4А. – М.: Энергоиздат, 1982. – 504 с.

19.А.И.Вольдек. Электрические машины. – М.: Энергия, 1974. – 840 с.