

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
"КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО"

Факультет електроенерготехніки та автоматики

(повне найменування інституту, факультету)

Кафедра автоматизації електромеханічних систем та електроприводу

(повна назва кафедри)

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

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

“ ___ ” _____ 2019 р.

Дипломний проект

на здобуття освітнього ступеня бакалавра

за спеціальністю 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» по спеціалізації «Електромеханічні системи автоматизації та електропривод»

(код і назва)

на тему: Система автоматичного керування насосною установкою в умовах невідомих параметрів гідромережі

Виконав: студент 3 курсу, групи _____ ЕПг-61-2
(шифр групи)

_____ Проволовський Ілля Володимирович _____
(прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Керівник _____ к.т.н., доц. Бур'ян Сергій Олександрович _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

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

Рецензент _____ _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали) (підпис)

Засвідчую, що у цьому дипломному проекті немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 20__ р.

ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ

№ з/п	Формат	Позначення	Найменування	Кількість листів	Примітка
1	A4		Завдання на дипломний проект	2	
2	A4	141.61207.006.БР	Пояснювальна записка	74	
3	A1	141.61207.006.БР	Рисунки опису роботи програми Spaix Quick&Easy 4.0	1	
4	A1	141.61207.006.БР	Структурні схеми та графіки дослідження	1	
5	A1	141.61207.006.БР	Графіки дослідження стабілізації тиску та енергоефективності	1	

				141.61207.006.БР		
	ПІБ	Підп.	Дата			
Розробн.	Проволовський І.В.			Відомість дипломного проекту	Лист	Листів
Керівн.	Бур'ян С.О.				2	74
Консульт.					КПІ ім. Ігоря Сікорського Каф. АЕМС-ЕП Гр. ЕПг-61-2	
Н/контр.	Теряєв В.І.					
Зав.каф.	Пересада С.М.					

Пояснювальна записка до дипломного проекту

на тему: Система автоматичного керування насосною установкою в умовах
невдомих параметрів гідромережі

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

Факультет електроенерготехніки та автоматики
(повна назва)

Кафедра автоматизації електромеханічних систем та електроприводу
(повна назва)

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Спеціальність – 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка
(код і назва)

Спеціалізація – Електромеханічні системи автоматизації та електропривод

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

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

« ___ » _____ 20__ р.

ЗАВДАННЯ

на дипломний проект студенту

Проволовському Іллі Володимировичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту Система автоматичного керування насосною установкою в умовах невідомих параметрів гідромережі

керівник проекту Бур'ян Сергій Олександрович, к.т.н. доц.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від « ___ » _____ 20__ р. № _____

2. Термін подання студентом проекту 12.06.19

3. Вихідні дані до проекту, параметри насосної установки: максимальна точка тиску $H=60$ м, максимальна точка продуктивності $100 \text{ м}^3/\text{год}$;

4. Зміст пояснювальної записки: Зміст. Вступ. 1. Аналітичний огляд. 2. Розрахунок потужності насосу та вибір приводного двигуна. 3. Математичні моделі насосної установки. 4. Розробка електромеханічної системи

автоматизації насосної установки. 5. Дослідження статичних і динамічних режимів електромеханічної системи. Висновки. Перелік літератури.

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо). Рисунки опису роботи програми Sraix Quick&Easy 4.0, структурні схеми та графіки дослідження, графіки дослідження стабілізації тиску та енергоефективності

6. Консультанти розділів проекту*

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

7. Дата видачі завдання 05.04.19

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Термін виконання етапів	Примітка
1	Аналітичний огляд	19.04.2019	
2	Розрахунок потужності двигуна та насоса	25.04.2019	
3	Математична модель електромеханічного об'єкта.	13.05.2019	
4	Розробка електромеханічної системи автоматизації насосної установки.	20.05.2019	
5	Проектування системи керування.	24.05.2019	
6	Дослідження статичних і динамічних режимів електромеханічної системи.	28.05.2019	
7	Опис схеми керування	10.06.2019	
8	Оформлення пояснювальної записки та розробка графічної частини ДП	14.06.2019	

Студент

_____ (підпис)

_____ (ініціали, прізвище)

Керівник проекту

_____ (підпис)

_____ (ініціали, прізвище)

* Консультантом не може бути зазначено наукового керівника дипломного проекту.

РЕФЕРАТ

Дипломний проект містить: сторінок – 74, рисунків – 47, таблиць – 5.

Метою роботи є розробка та дослідження системи керування насосної установки при невідомих параметрах гідромережі.

Було проведено аналітичний аналіз і підбір теоретичних відомостей, щодо відцентрових насосів, їх будови, області використання. Представлені теоретичні характеристики систем керування насосними установками та вимоги до електроприводу. Для точного підбору сучасного насосу та приводного двигуна була використана програма Spaix 2 Pump Selector від провідної фірми Vogel та розроблена інструкція по роботі в даному програмному забезпеченні. Проведено розрахунок приводного двигуна та розроблена математична модель насосної установки в програмному середовищі Matlab.

Виконано дослідження стабілізації тиску за допомогою ПІ-регулятора зі зміною гідравлічного опору мережі. Розрахована енергоефективність стабілізованої системи.

*ТУРБОМЕХАНІЗМ, ПІ-РЕГУЛЯТОР, НАСОСНА УСТАНОВКА,
ПРОДУКТИВНІСТЬ, ТИСК, ТЕХНОЛОГІЧНІ ПАРАМЕТРИ,
ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ, ГІДРАВЛІЧНИЙ ОПІР, ПРОГРАМНЕ
ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ.*

					141.61207.006.БР			
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Проволовський			Система автоматичного керування насосною установкою в умовах невідомих параметрів гідромережі РЕФЕРАТ	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Бур'ян С.О.					6	74
Н. Контр.		Теряєв В.І.				КПІ ім. Ігоря Сікорського Каф. АЕМС-ЕП		
Затверд.		Пересада С. М.				Гр. ЕПг-61-2		

SUMMARY

The diploma projet comprises: 73 pages, 47 figures, 5 tables.

The purpose of the work is development and further monitoring of the system of the control pumping unit with the unknown parameters of the hydromechanism.

In this work has been made analytical analysis and selection of theoretical material of the centrifugal pump, their essence and areas of use. Presented the theoretical characteristics of the control system with centrifugal pump installations and requirements for use to the electric drive. For the accurate selection of a sucker pump and a drive motor has been used the Spaix 2 Pump Selector program a Vogel software, and a detailed installation program in a given software environment. Motors parameters were calculated and work out the mathematical model of a pump and installation in the Matlab software.

A check was made PI-regulator its training and checking of efficiency at the variation of parameters of the hydraulic resistance in the conditions of stabilization of pressure is carried out. In this work has been made energy efficiency stabilized systems.

PI-REGULATOR, PUMPING INSTALLATION, PROGRAMMED PLANE.TURBOMECHANISM, PUMP INSTALLATION, PRODUCTIVITY, PRESSURE, METHODOLOGY, TECHNOLOGICAL PARAMETERS, HYDRAULIC RESISTANCE.

					141.61207.006.BP			
	Letter	№ of doc.	Sign.	Date				
Devel.	Provolovskii				<i>The system automatic control of pumping unit with unknown parameters of the hydromechanism.</i>	L.	Page	Pages
Checked	Burian S.O.						7	74
N. Contr.	V.Tirayev				<i>KPI Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute, FEA</i>			
Approved.	S Peresada				<i>SUMMARY</i>			

ЗМІСТ

ВСТУП.....	10
1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД	12
1.2 Загальні відомості і класифікація відцентрових насосів.....	12
1.2 Система керування насосом	20
1.3 Вимоги до електроприводу насосної установки.....	25
2 РОЗРАХУНОК ПОТУЖНОСТІ НАСОСУ ТА ВИБІР ПРИВІДНОГО ДВИГУНА	26
Розрахунок номінальних параметрів двигуна	34
Розрахунок параметрів Т-подібної схеми заміщення.....	35
3 МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ НАСОСНОЇ УСТАНОВКИ	41
3.1 Математична модель одинарної насосної установки.....	41
3.2 Математична модель перетворювача частоти	42
4 ДОСЛІДЖЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ НАСОСНОЇ УСТАНОВКИ ПРИ НЕВІДОМИХ ПАРАМЕТРАХ ГІДРОМЕРЕЖІ.....	45
4.1 Дослідження статичних та динамічних характеристик зі сталим опором гідромережі.....	45
4.2 Синтез ПІ-регулятора для забезпечення стабілізації тиску	49
4.3 Дослідження характеристик гідромережі зі змінним гідравлічним опором та статичним напором в умовах стабілізації тиску	55
4.4 Аналіз енергоефективності насосної установки при зміні технічних умов та налаштувань	66
ВИСНОВОК	69
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	71

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ

ККД – коефіцієнт корисної дії;

ПЧ – перетворювач частоти;

ПЛІС – програмована логічна інтегральна схема;

САК – система автоматичного керування;

Q – продуктивність;

НС – насосна станція;

НУ – насосна установка;

ВН – відцентровий насос;

P – потужність;

H – тиск (напір).

ВСТУП

Україна, яка споживає у загальному балансі більше 60–70 % імпортованих енергоресурсів, є однією з енергозалежних країн Європи. Тому вирішення питань енергозбереження та енергоефективності є одним з першочергових в умовах енергетичної кризи в країні.

Енергоефективність означає раціональне використання енергетичних ресурсів, досягнення економічно доцільної ефективності використання існуючих паливно-енергетичних ресурсів при дійсному рівні розвитку техніки та технології та дотриманні вимог до навколишнього середовища.

Зараз це питання дуже гостро стоїть в системах комунального та промислового водопостачання, які в основному обладнані потужними та енергозатратними насосними установками (НУ).

На виході насосної установки основними керованими координатами управління є тиск і продуктивність [1].

Сучасна система управління асинхронним двигуном повинна забезпечувати максимальну економію електроенергії, високу точність регулювання частоти, оптимальний закон керування, мати високу надійність і невисоку вартість. Такі системи управління будуються на базі мікропроцесорів і дозволяють досягти високих показників необхідних технологічних параметрів.

Контроль і управління установкою з частотним регулюванням здійснюється контролером. Сигнал зворотного зв'язку про підвищення або зниження тиску в системі, що надходить з датчика тиску на контролер, порівнюється з раніше введеним завданням, і потім сигнал неузгодженості надходить на перетворювач частоти. Перетворювач, відповідно до сигналів змінює частоту обертання робочого насоса. Таким чином, перетворювач частоти постійно підтримує необхідний тиск в системі [8].

При збільшенні витрати перетворювач частоти збільшує частоту обертання робочого насоса, а при досягненні його номінальної швидкості обертання включається додатковий насос. При зниженні витрати

перетворювач частоти зменшує частоту обертання робочого насоса, а при досягненні мінімальної швидкості його обертання вимикає по черзі додаткові насоси. Установка з перетворювачем частоти працює всередині заданого інтервалу. При отриманні від перетворювача частоти сигналу аварії установка переходить в автоматичний режим роботи, при якому насоси включаються і вимикаються при досягненні кордонів заданого інтервалу.

Хоча зараз дедалі більше користується попитом векторне керування в таких системах як: турбомеханізми, насоси, вентилятори, тобто механізми із статичним навантаженням і вентиляторною характеристикою, частотне керування більш доцільне для використання. Адже в таких системах не має потреби в космічній точності, яку забезпечує векторне керування, а частотне повністю забезпечує всі необхідні умови для роботи даних установок.

В даному дипломному проекті буде доведена енергоефективність частотного керування насосною установкою, шляхом дослідження математичної моделі гідромережі з частотним керуванням з ПІ-регулятором із зворотнім зв'язком за тиском. Буде проведено техніко-економічне дослідження зі зміною гідравлічного опору та статичного тиску по довільній траєкторії та аналіз стабілізації тиску в системі при зміні наведених параметрів.

1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД

1.2 Загальні відомості і класифікація відцентрових насосів

Насос – гідравлічна машина, призначена для створення потоку рідкого середовища, яка перетворює механічну енергію приводу насоса у кінетичну енергію та енергію тиску рідини. Робота насоса характеризується його подачею, напором, потужністю, коефіцієнтом корисної дії та частотою обертання.

Усі насоси за принципом роботи можна розділити на два типи: динамічні та об'ємні.

Динамічні насоси – це насоси, в яких рідина під впливом гідродинамічних сил переміщається в камері, що постійно сполучена з вхідним і вихідним патрубками насоса.

Динамічні насоси в свою чергу поділяються на лопатеві насоси, насоси тертя та насоси інерційного типу. Найбільшого поширення набули лопатеві насоси.

Лопатеві насоси – це ті насоси, в яких рідина переміщається за рахунок енергії, що передається їй при обтіканні лопатей робочого колеса. Лопатеві насоси поділяються на два види: відцентрові та осьові [8].

Конструкція і принцип роботи відцентрових насосів

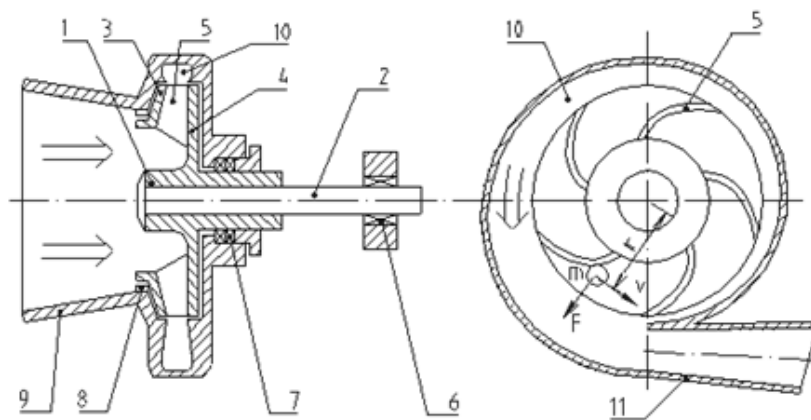


Рисунок 1.1 – Схема будови відцентрового насосу

1 – робоче колесо;

2 – вал, на який насаджено робоче колесо.

- 3 – передній диск;
- 4 – задній диск;
- 5 – лопасті;
- 6 – підшипники;
- 7 – прокладка ущільнення для зниження витоків з насоса;
- 8 – прокладка ущільнення для зменшення циркуляції всередині насоса;
- 9 – усмоктувальний трубопровід;
- 10 – спіральна камера відведення
- 11 – напірний трубопровід

На рисунку 1.1 показана будова відцентрового насоса. Основним робочим органом є колесо, що вільно обертається усередині корпусу і прикріплене до валу 2. Робоче колесо на вал насаджується за допомогою шпонки. Робоче колесо складається з двох дисків (переднього 3 і заднього 4), віддалених на певній відстані один від одного. Між дисками, поєднуючи їх в єдину конструкцію, знаходяться лопасті 5, плавно вигнуті в сторону, протилежну напрямку обертання колеса.

Внутрішні поверхні дисків і поверхні лопастей утворюють так звані міжлопастні канали колеса, які при роботі насоса заповнені рідиною, що перекачується.

Ротор обертається в підшипниках 6. Між обертовими і нерухомими деталями можуть бути встановлені сальники – ущільнення 7 для зниження витоків з насоса і ущільнення 8 для зменшення циркуляції всередині насоса. При обертанні колеса на кожну частину рідини (масою m), що знаходиться в межлопастному каналі на відстані r від осі вала і рухається зі швидкістю v , буде діяти відцентрова сила [22].

$$F = m \cdot \frac{V^2}{r} \quad (1.1)$$

Під дією цієї сили рідина виштовхується з робочого колеса, внаслідок чого, в центрі колеса створюється розрідження, а в периферійній його частині – підвищений тиск. Для забезпечення безперервного руху рідини через насос

необхідно забезпечити підведення рідини до робочого колеса і відведення від нього. Рідина надходить через отвір в передньому диску робочого колеса по усмоктувальному трубопроводі (підводу 9). Рух рідини по усмоктувальному трубопроводі відбувається внаслідок різниці тисків над вільною поверхнею рідини в приймальному басейні (атмосферний) і в центральній області колеса (розрідження). Для відводу рідини в корпусі насоса є розширювальна спіральна камера (у формі равлика), куди надходить рідина, що викидається з робочого колеса. Спіральна камера (відведення 10) переходить в короткий дифузор, який утворює напірний патрубок 11, що сполучається зазвичай з напірним трубопроводом [16].

Відцентровий насос повинен бути обладнаний наступними приладами:

- прийомним зворотним клапаном з сіткою, призначеним для утримання в корпусі і усмоктувальному патрубку насоса води при його затоці перед пуском;

- сітка слугує для затримки великих суспензій, що плавають у воді;

- засувкою на усмоктувальному патрубку, яка встановлюється поблизу насоса;

- вакуумметром, для виміру розрідження на усмоктувальній стороні.

Вакуумметр встановлюється на трубопроводі між засувкою і корпусом насоса;

- краном для випуску повітря при затоці (встановлюється у верхній частині корпусу);

- зворотнім клапаном на напірному трубопроводі, що запобігає рух води через насос в зворотному напрямку при паралельній роботі іншого насоса;

- засувкою на напірному трубопроводі, призначеної для пуску в роботу, зупинки та регулювання продуктивності і напору насоса;

- манометром на напірному патрубку для вимірювання напору, що розвивається насосом.

У зв'язку з тим, що насосні установки часто включаються в основний комплекс обладнання для регулювання режимів роботи різного призначення, вони можуть бути обладнані різноманітними приладами автоматики.

Ознаки, по яким класифікують відцентровані насоси:

За кількістю робочих коліс: одноколісні, двоколісні і багатоколісні (насоси секційні), в яких рідина проходить послідовно крізь ряд коліс, причому загальний напір насоса дорівнює сумі напорів, які створюються кожним колесом. У багатоступінчастому відцентровому насосі на вал насаджено декілька коліс. Рідина через усмоктувальний патрубок підводиться до центру 1-го колеса, від периферії цього колеса до центру наступного колеса і далі до підсилюючого патрубку. У колеса (2, 3, 4 і так далі) рідина надходить під тиском. Кожне колесо збільшує тиск рідини. Багатоколісні насоси створюють напір високого тиску.

За створюваним тиском:

– низьконапірні (до 2 атм.); – середньонапірні (2–6 атм.); – високонапірні (понад 6 атм.).

За способом підведення рідини до робочого колеса: насоси з одnobічним підведенням і насоси з двобічним підведенням;

За розташуванням вала – горизонтальні та вертикальні. Вертикальні насоси застосовуються для відкачування рідини з глибоких колодязів і свердловин, а також з фабричних зумпфів, куди вони опускаються.

За конструкцією корпусу – з вертикальним роз'єднанням і горизонтальним роз'єднанням.

За відводом рідини з робочого колеса – спіральні та турбінні, в яких рідина до спірального каналу (завитки) надходить через спрямовуючий апарат (нерухоме колесо з лопатками);

За способом з'єднання з двигуном – приводні (зі шківом або редуктором), з'єднані безпосередньо через муфту та моноблок-насоси, де робоче колесо встановлене на подовженому кінці вала електродвигуна;

За родом рідини, яка перекачується – вугільні, ґрунтові, а також водопровідні, каналізаційні, теплофікаційні, кислотні і т. ін. [13].

Основні характеристики відцентрових насосів

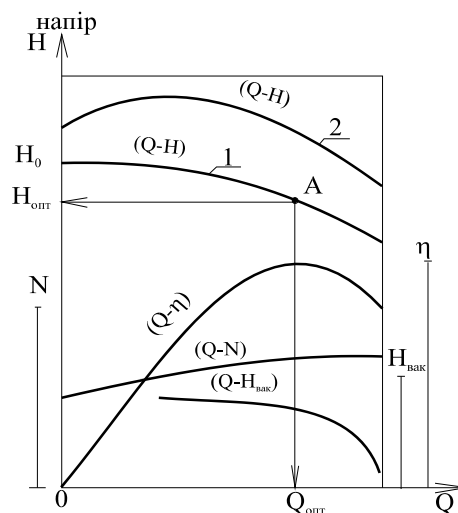
До робочих характеристик насоса відносяться графічна залежність напору, потужності, ККД від подачі при постійній частоті обертання робочого колеса, в'язкості і щільності рідини на вході.

Розрізняють теоретичні і експериментальні характеристики насосів.

Теоретичні характеристики насоса отримують з основних рівнянь відцентрового насоса, а експериментальні характеристики будуються на основі даних дослідження. В процесі дослідження змінюється подача насоса і вимірюються тиск і споживана потужність. Насоси, як правило, досліджують в заводських умовах. При проведенні заводських випробувань будується характеристика $Q-H$, яка заноситься в паспорт насоса і потім застосовується при проектуванні насосних установок і насосних станцій.

В окремих випадках насоси досліджують на місці їх установки. Це відноситься до насосів великої потужності або якщо характеристики насоса істотно змінюються в залежності від умов експлуатації.

За отриманими даними визначається ККД насоса. За значеннями подачі, напору, потужності і ККД будуються графіки $Q-H$. Зазвичай всі три криві наносять на один графік, представлено на рисунку 1.1.



Рисунк 1.2 – Побудова робочих характеристик насоса

На графіку можна виділити кілька характерних точок або областей.

Початкова точка 0 відповідає роботі насоса при закритій засувці на напірному патрубку. Споживана потужність витрачається на механічні втрати і нагрів води в насосі.

Оптимальна точка відповідає оптимальному режиму роботи насоса. Оптимальним називається режим, при якому ККД приймає максимальне значення. Виходячи з цього експлуатація насоса рекомендується в зоні оптимальної точці.

Точка максимальної подачі насоса відповідає значенню подачі, після якого насос може при певних умовах увійти в кавітаційний режим.

Технічні характеристики відцентрових насосів

Подача – Q [$\text{м}^3 / \text{год}$] – обсяг води, що подається насосом в одиницю часу. Оптимальна подача відцентрового насоса досягається при максимальному значенні коефіцієнта корисної дії. Фактична подача насоса визначається розвинутим напором.

Напір – H [м.вод.ст] – різниця тисків між вхідним і вихідним патрубком насоса. У замкнутому циркуляційному кільці натиск насоса визначається сумою втрат напору на всіх елементах циркуляційного кільця.

Напірно–видаткова характеристика – графічне відображення залежності напору відцентрового насоса від його подачі. Тихохідні насоси з частотою обертання менше 1500 об / хв мають більш пологі характеристики, тобто натиск створюваний насосом зі зміною подачі змінюється несуттєво як у швидкохідних насосів.

Гідравлічна характеристика мережі – графічне відображення залежності втрат напору в мережі (циркуляційному кільці) від протікаючих витрат. Гідравлічна характеристика мережі має форму параболи, так як зміна втрат напору в циркуляційному кільці, дорівнює квадрату зміни протікаючих витрат.

Робоча точка насоса – це точка на перетині напірно-видаткової характеристики насоса і гідравлічної характеристики мережі. Робоча точка визначає якими будуть подача і напір насоса при включенні його в мережу

(циркуляційний кільце). Напір завжди дорівнює опору системи, а сталу витрат можна визначити опустивши з робочою точки перпендикуляр на вісь подачі (абсцис).

Висота всмоктування – $H_{вс}$ [м] – різниця рівня в метрах, між віссю робочого колеса насоса і рівнем рідини в нижньому резервуарі, з вирахуванням витрат напору в трубопроводі, що з'єднує нижній резервуар з насосом і за умови, що вода в нижньому резервуарі знаходиться під атмосферним тиском.

Підйом води з нижнього резервуара відбувається за рахунок різниці тисків, при цьому в робочому колесі насоса створюється розрідження, а на воду діє атмосферний тиск. Так як атмосферному тиску відповідає стовп води висотою в 10,3 метра, а насос не може створити в робочому колесі абсолютний вакуум - висота всмоктування насоса не може бути більше 8 метрів.

Кавітаційний запас – $NPSH$ [м.вод.ст] – мінімальний тиск у всмоктуючому патрубку насоса забезпечує безкавітаційну роботу. Значення кавітаційного запасу визначається дослідним шляхом виробниками насосів і наводиться у вигляді графіка в залежності від подачі насоса.

Корисна потужність насоса – $P_{кор}$ [Вт] – визначається повною енергією переданої в насосі рідини за одиницю часу.

$$P_{кор} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (1.2)$$

Потужність на валу насоса – $P_{мех}$ [Вт] – механічна потужність, яка передається на вал відцентрового насоса. Механічна потужність більше корисної, на величину гідравлічних витрат і втрат на тертя в робочому колесі.

$$P_{мех} = \frac{P_{кор}}{\eta} \quad (1.3)$$

ККД насоса – η [%] – коефіцієнт корисної дії характеризує ступінь досконалості відцентрового насоса і визначається як відношення корисної потужності до потужності на валу [6].

Клас енергоефективності – [A-G] – загальноприйнята класифікація побутових товарів відображає ефективність використання енергії. Класи енергоефективності позначаються латинськими буквами від А до G. Товари марковані літерою А мають найменше енергоспоживання, а товари з маркуванням G відповідно – найбільше.

Якщо порівнювати насоси зі схожими гідравлічними характеристиками різного класу енергоефективності, можна встановити що різниця в споживанні енергії насосами двох суміжних класів становить 22%. Насос класу А споживає тільки близько 33% електроенергії, необхідної для роботи насоса класу D.

Номінальний діаметр – DN – чисельне позначення внутрішнього діаметра приєднувальних патрубків відцентрового насоса загальне для всіх трубопровідних елементів. Номінальний діаметр насоса не має розмірності, але його значення приблизно дорівнює внутрішньому діаметру приєднуваного трубопроводу.

Номінальний тиск – PN – найбільший надмірний тиск води з температурою в 20 ° C, при якому допускається тривала робота насоса.

Насоси, незалежно від їх відмінностей в принципі дії, конструкцій повинні задовольняти основним вимогам:

- надійність і довговічність роботи;
- економічність і зручність експлуатації;
- зміна робочих параметрів в широких межах за умови спів-зберігання ККД;
- мінімальні розміри і маса;
- простота пристрою, яка полягає в мінімальній кількості деталей і повної їх взаємозамінності;
- зручність монтажу і демонтажу.

1.2 Система керування насосом

Спосіб частотного регулювання кутової швидкості електроприводу асинхронного двигуна застосовується в широких межах, так як дозволяє з низьким значенням похибок змінювати швидкість обертання асинхронного двигуна як вище так і нижче номінальних значень.

Частотні перетворювачі – це сучасні та високотехнологічні пристрої, яким підпорядкований великий діапазон регулювання швидкості, та які мають в наявності досить великий асортимент функцій для управління електроприводами асинхронних двигунів. Висока якість та надійність дозволяють застосовувати їх у великій кількості галузей для управління приводами насосів, турбомеханізмів та вентиляторів і т.д. [4].

Частотні перетворювачі по напрузі живлення підрозділяються на однофазні та трифазні, а по конструктивному виконанню на електромашини обертаючі і статичні. В електромашинних перетворювачах змінна частота отримується за рахунок використання звичайних або спеціальних електричних машин. У статичних частотних перетворювачах змінної частоти струм живлення досягається за рахунок застосування не маючих руху електричних елементів.

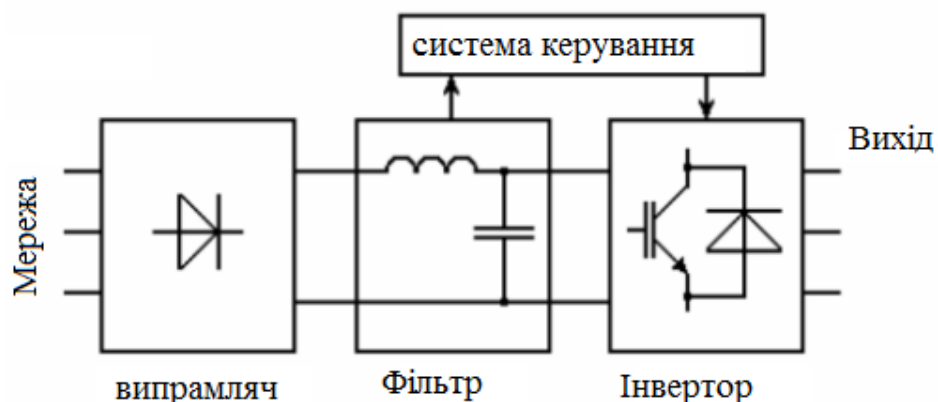


Рисунок 1.3 – Схема частотного перетворювача асинхронного двигуна

Частотники для однофазної мережі можуть забезпечити електропривод виробничого обладнання потужністю понад 7,5 кВт. Особливою рисою конструкції сучасних перетворювачів є те, що у них на вході є одна фаза з

напругою 220В, а на виході – трьохфазна система з тим же значенням напруги, що дозволяє підключати до пристрою трифазні електроприводи без застосування конденсаторів.

Частотники з живленням від трифазної мережі 380В випускаються в серійному продажі в діапазоні потужностей від 0,75 до 630 кВт. В залежності від величини потужності пристрою виготовляються в полімерних комбінованих і металевих корпусах. Великою популярністю користується стратегія управління асинхронними електродвигунами під назвою векторне управління. В даний час більшість частотних перетворювачів реалізують векторне управління або навіть векторне бездавачеве управління. Виходячи з типу навантаження на виході, перетворювачі частоти поділяються за типом виконання:

- для насосного та вентиляторного приводу;
- для загальнопромислового електропривода;
- експлуатуються у складі електродвигунів, що працюють з перевантаженням.

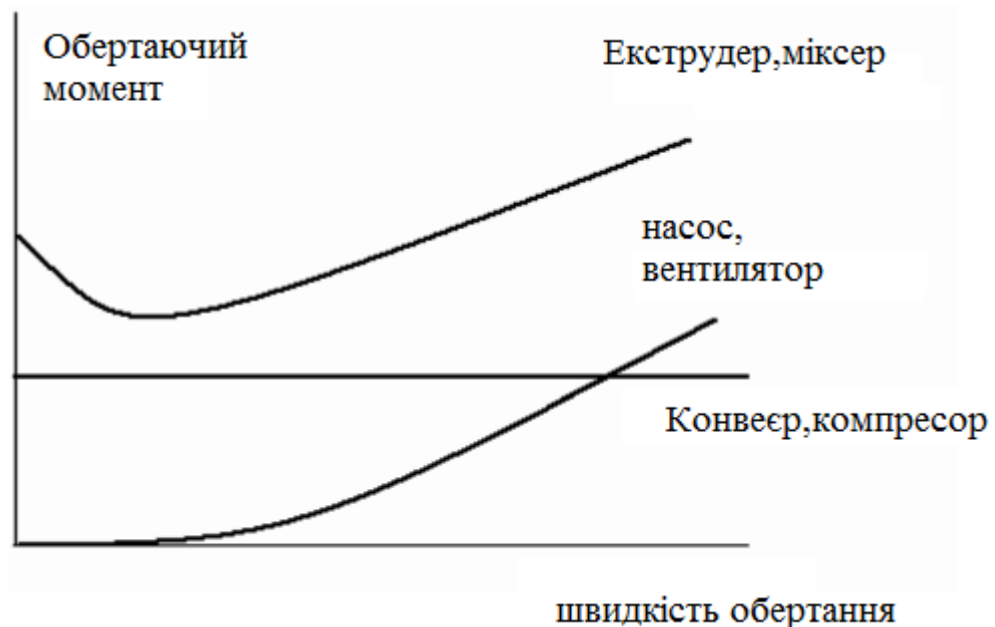


Рисунок 1.4 – Механічні характеристики типових навантажень

В сьогоденні перетворювачі частоти містять різноманітні набори функціональних та конструктивних особливостей, наприклад: мають ручне і автоматичне управління швидкістю і напрямком обертання двигуна, а також

можуть містити вбудований потенціометр на панелі управління. Наділені потенціалом регулювання діапазону вихідних частот від 0 до 800 Гц.

Перетворювачі здатні керувати асинхронним двигуном отримуючи сигнали з периферійних датчиків і приводити в дію електропривод по заданому часовому алгоритму. Можуть підтримувати функції автоматичного відновлення режиму роботи при можливості короткочасного переривання живлення. Виконують управління перехідними процесами з віддаленого пульта і здійснюють захист електродвигунів від перевантажень [22].

Зв'язок залежності між кутовою швидкістю обертання і частотою струму живлення впливає з рівняння: $\omega_0 = 2\pi f_1/p$. При постійній напрузі джерела живлення U_1 і зміні частоти, змінюється магнітний потік асинхронного двигуна. При цьому для кращого використання магнітної системи при зниженні частоти живлення необхідно пропорційно зменшувати напругу, інакше значно збільшується намагнічуваний струм і втрати в сталі.

Аналогічно при збільшенні частоти живлення слід пропорційно збільшувати напругу, щоб зберегти магнітний потік постійним, так як в протилежному випадку (при постійному моменті на валу) це приведе до наростання струму ротора, перевантаження його обмоток по струму, зниження максимального моменту.

Раціональний закон регулювання напруги залежить від характеру моменту опору.

При постійному моменті статичного навантаження ($M_c = \text{const}$) напруга повинна регулюватися пропорційно його частоті $U_1/f_1 = \text{const}$. Для вентиляторного характеру навантаження співвідношення приймає вигляд $U_1/f_1^2 = \text{const}$.

При моменті навантаження, обернено пропорційна швидкості $U_1/\sqrt{f_1} = \text{const}$.

На рисунках нижче представлені: спрощена схема підключення і механічні характеристики асинхронного двигуна при частотному регулюванні кутової швидкості.

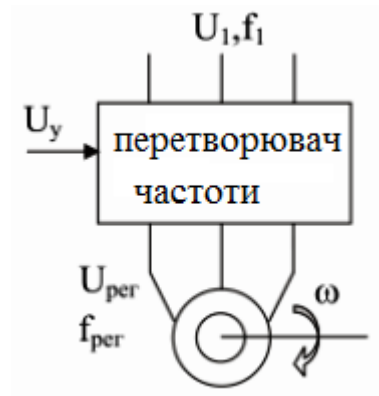


Рисунок 1.5 – Схема підключення частотного перетворювача до асинхронного електродвигуна

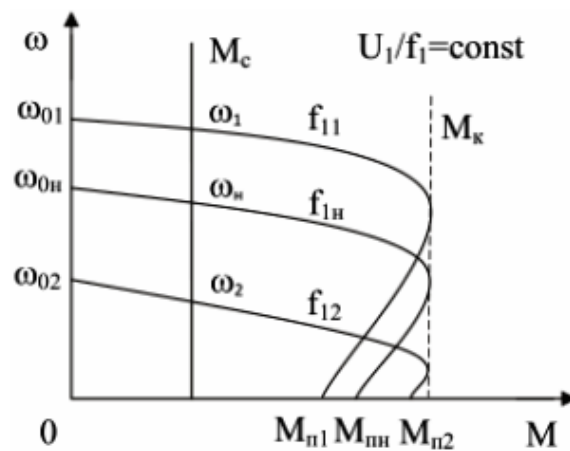


Рисунок 1.6 – Характеристики для навантаження з постійним статичним моментом опору

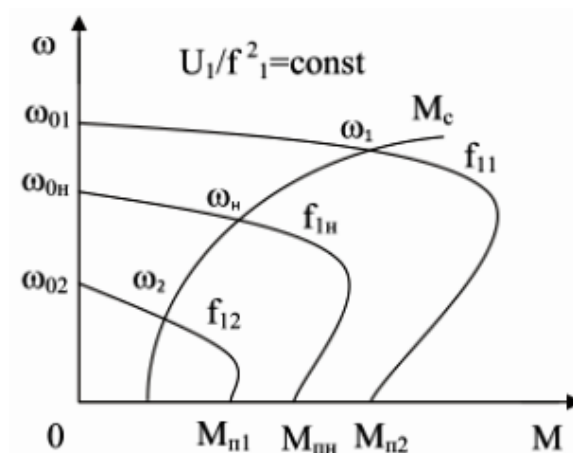


Рисунок 1.7 – Характеристики для навантаження вентиляторного характеру

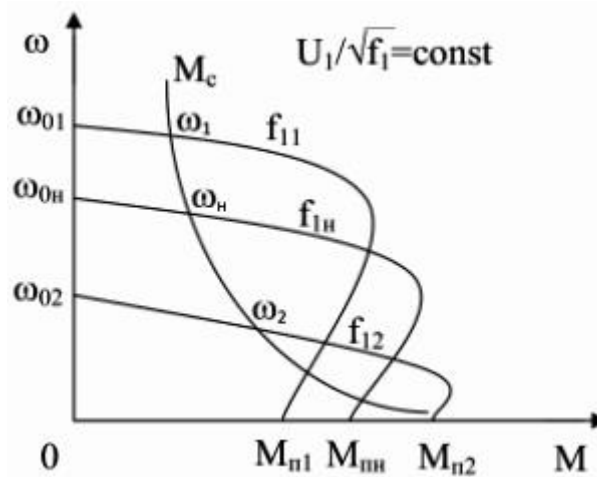


Рисунок 1.8 – Характеристики при статичному моменті навантаження
обернено пропорційна кутовій швидкості обертання

Частотне регулювання кутової швидкості асинхронного двигуна дозволяє варіативно змінювати кутову швидкість обертання в діапазоні – 20 ... 30 до 1. Регулювання кутової швидкості асинхронного двигуна вниз від основної, здійснюється практично до нуля.

Якщо змінювати частоту мережі живлення, то верхня межа частоти обертання асинхронного двигуна залежить від її механічних властивостей, тим більше, що на частотах вище номінальної асинхронний двигун працює з кращими енергетичними показниками якості, ніж на знижених частотах. Тому, якщо в системі приводу використовується редуктор, то це частотне управління двигуном слід проводити не тільки вниз, але і вгору від номінальної точки, допоки не буде досягнута максимальна частота обертання, але не вище допустимої, за умовами механічної міцності ротора.

Частотний спосіб – це найбільш перспективним для регулювання асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором. Втрати потужності при такому регулюванні невеликі, оскільки не супроводжуються збільшенням ковзання [12].

1.3 Вимоги до електроприводу насосної установки

Насоси є механізмами з режимом тривалого навантаження з малим числом включень і великою кількістю годин роботи.

Навантаження на валу механізму носить чисто вентиляторний характер, тобто статичний момент опору на валу механізму пропорційний квадрату швидкості.

Електропривод повинен нормально функціонувати в умовах підвищеної вологості і відносно високих температур, а також мати максимально можливі показники надійності. У цих умовах реальним є застосування асинхронного електродвигуна з короткозамкненим ротором, що отримує живлення від перетворювача частоти. АД з КР відрізняється простотою, надійністю, відсутністю контактних з'єднань (щіток), дешевизною, а перетворювач частоти дозволяє домогтися досить точного регулювання швидкості АД КР [11].

Таким чином, можна сформулювати вимоги до електроприводу. Електропривод повинен забезпечувати:

- діапазон регулювання швидкості 3: 1;
- перевантажувальну здатність не нижче 1,5;
- плавний пуск насосного агрегату і розгону до заданої швидкості;
- гальмування вибігом;
- кліматичне виконання УХЛ4;
- ступінь захисту IP44.

Висновок по розділу 1

В даному розділі був проведений теоретичний аналіз будови, основних функцій, та характеристик відцентрових насосів. Були наведені основні технічні терміни. Сформульовані завдання та типи систем керування насосами, а також вимоги до електроприводу.

2 РОЗРАХУНОК ПОТУЖНОСТІ НАСОСУ ТА ВИБІР ПРИВІДНОГО ДВИГУНА

Перш за все необхідно обрати двигун для насосної установки. Вибір має бути максимально вивіреним і обгрунтованим, адже помилка може призвести до виходу з ладу всієї установки, або надмірного використання електроенергії.

Підбір двигуна здійснюється за наступними параметрами: продуктивність $Q, м^3 / год$ на напір $H, м$, які створюють робочу точку на характеристиці. Оптимально обраний насос в обраній робочій точці працює з максимальним ККД. Якщо не дотримуватись цієї умови, то в обраному двигуні буде перебільшене споживання потужності, що призведе до його перевантаження, або навіть виходу з ладу. В такому випадку необхідно обрати і перерахувати новий двигун.

Інформація щодо характеристик напору та ККД насосу не завжди є у відкритому доступу, або можна знайти тільки одну з них. Є багато онлайн сервісів по автоматичному підбору по робочій точці, але не завжди є можливість перевірити, чи правильно підібраний запропонований насос по відповідності робочої точки та ККД. Тому було прийняте рішення використовувати програмне забезпечення для інженерного підбору обладнання, а саме – насосів.

Програма такого типу пропонується відомою німецькою компанією VOGEL. Даний софт пропонується у різних версіях та з різним функціоналом, але у відкритому доступі її не було знайдено. Вдалою виявилася спроба завантажити демо версію Spaix Quick&Easy 4.0, що є дещо застарілою версією по функціоналу користування, але можна здійснювати підбір сучасного і актуального обладнання. Надалі поетапно буде вказано етапи налаштування та вибору насоса по заданій робочій точці.

Задаємося певними значеннями $Q=100 м^3 / год$ $H=60 м$. За цими даними необхідно підібрати насос з максимальним ККД в даній точці.

Перш за все по відкритті програмного забезпечення Sraix, налаштуємо мову, із зручних присутня англійська та російська. На панелі інструментів знаходимо Language. За замовчуванням зразу встановлена англійська мова.

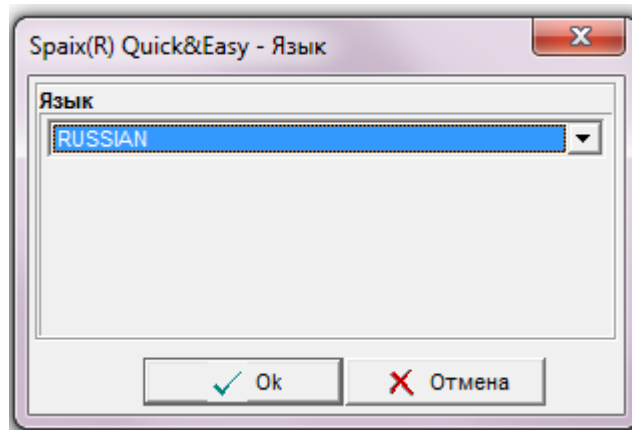


Рисунок 2.1 – Вибір мови у програмному забезпеченні Sraix

Після цього необхідно налаштувати одиниці виміру згідно яких буде здійснюватися підбір обладнання. За замовсчуванням в програмі встановлені одиниці виміру США, тому необхідно змінити на міжнародну систему виміру SI. Для цього переходимо на вкладку «Настройки» – «Ед.измерения» і обираємо систему SI.

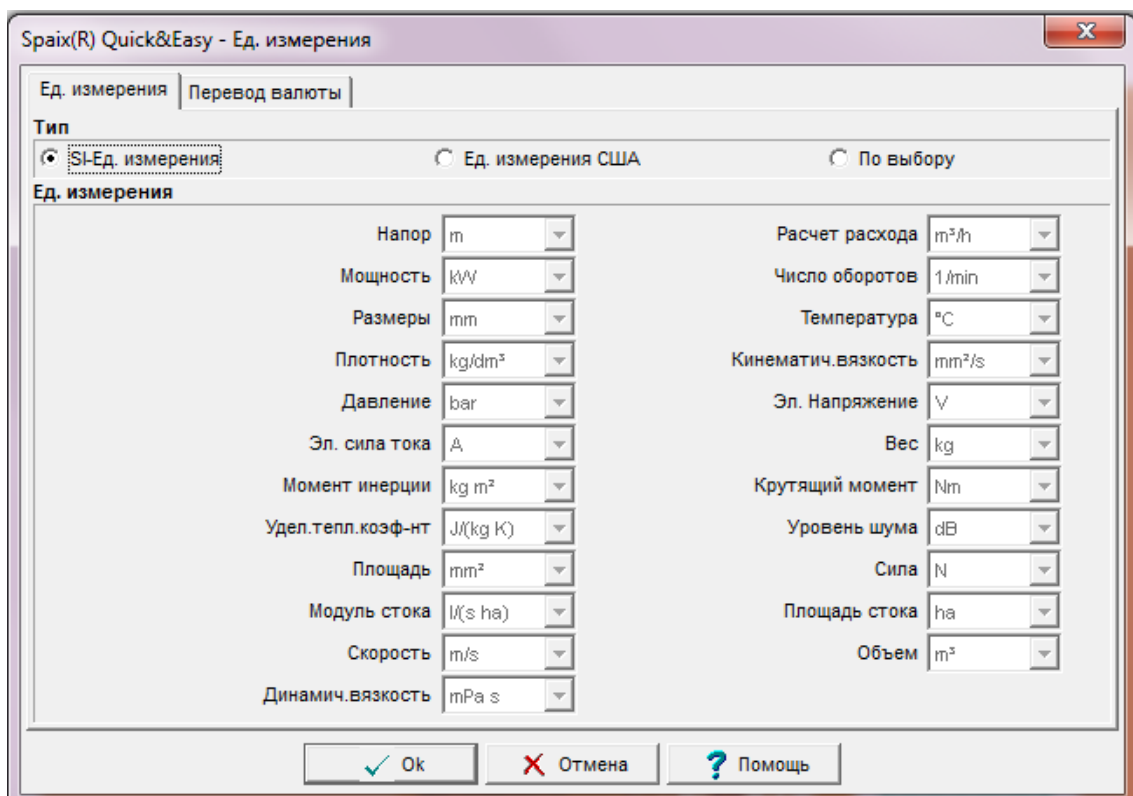


Рисунок 2.2 – Вибір одиниць виміру у програмному забезпеченні Sraix

Найпростіше та найшвидше обрати насос по робочій точці через вкладку «Гидравлический выбор». Після появи діалогового вікна натискаємо «Рабочая точка» де більш детально можна вказати всі необхідні характеристики для пошуку такі як: тип води, що буде перекачуватися та її властивості, характеристики оточуючого середовища та ін. Якщо такої необхідності немає, то ще на вкладці «Гидравлический выбор» вказуємо значення Q та H та натискаємо галочку. Якщо жоден з представлених насосів в каталозі не відповідає заданій робочій точці, то про це повідомить діалогове вікно.

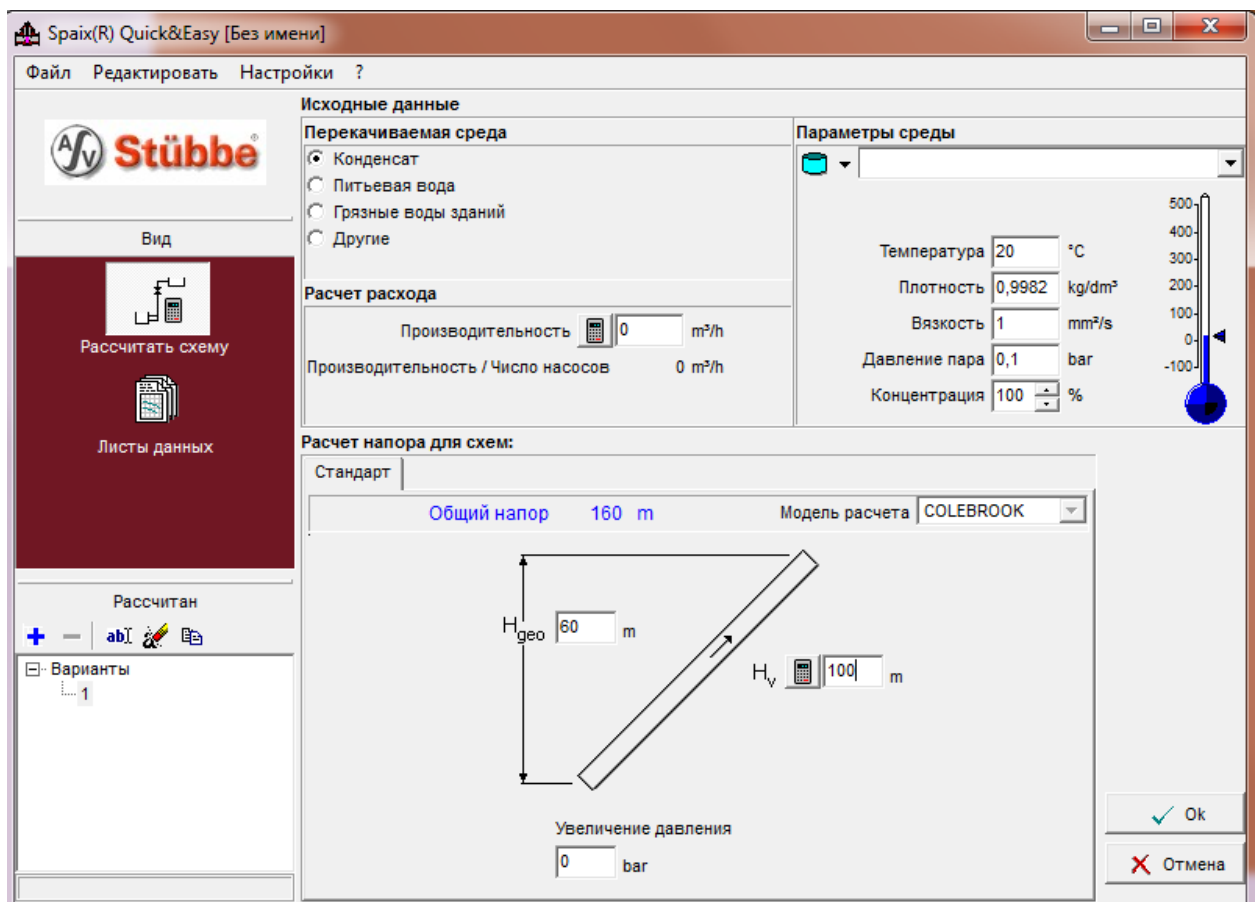


Рисунок 2.3 – Пошук насоса по робочій точці

Якщо відповідний насос в каталозі присутній то на екрані з'являться його робочі характеристики. Також може бути, що підходить декілька, тоді необхідно проаналізувати графіки і обрати найбільш відповідний. Також в програмі присутні фільтри за допомогою яких можна спростити вибір найбільш відповідного умовам.

Може бути, що замість лінійних характеристик буде широка штрихована ділянка рисунку 2.4, тоді необхідно зверху, під вкладкою «Діаграма» натиснути «Вид» і обрати «Выбранный насос» – «Выбранная характеристика» рисунок 2.5.

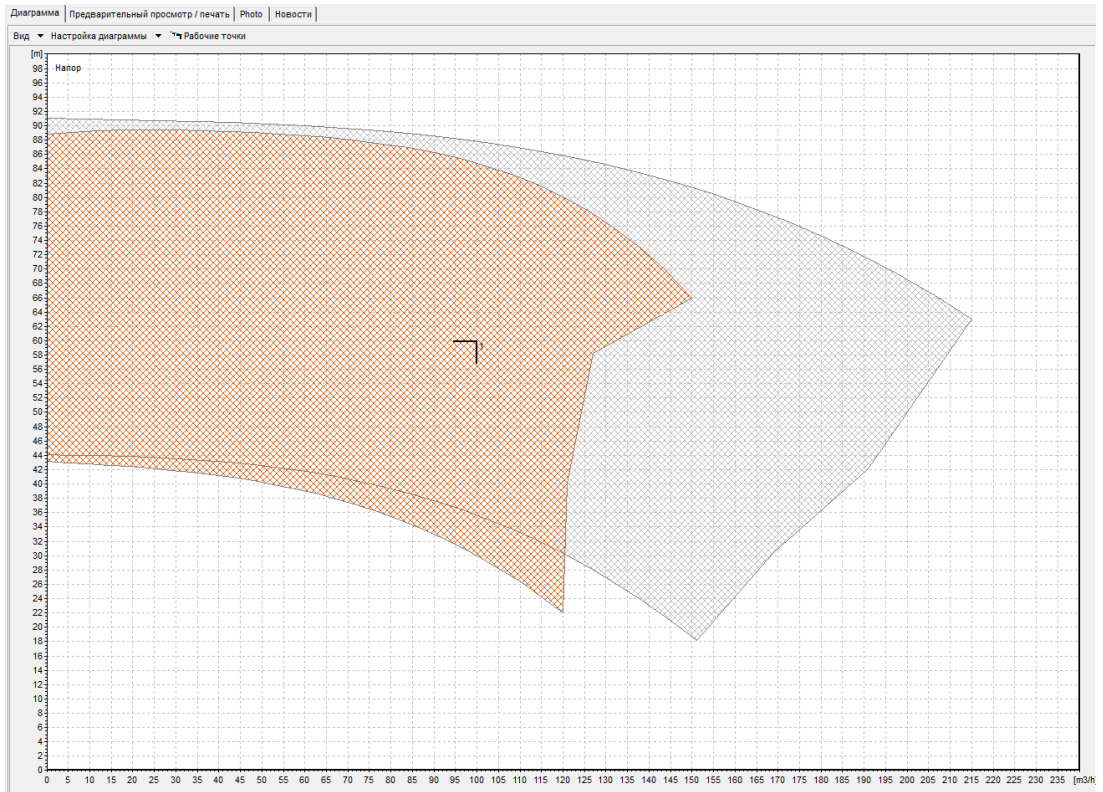


Рисунок 2.4 – Вигляд налаштування області кривих

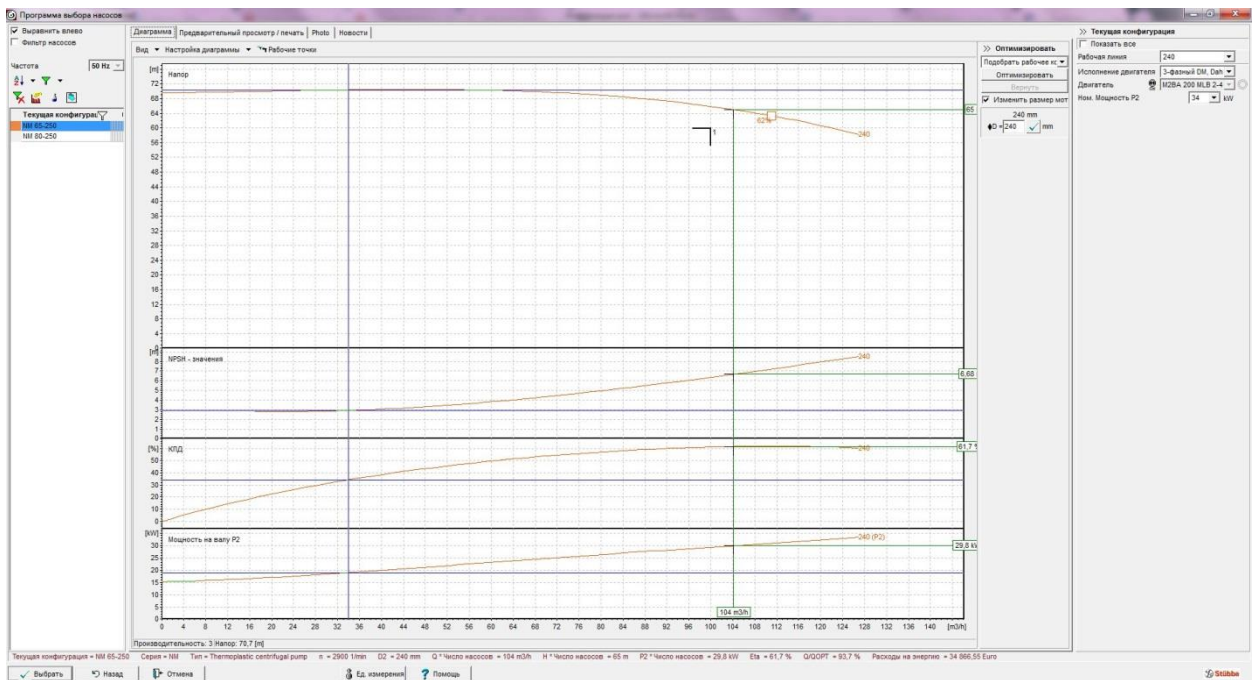


Рисунок 2.5 – Характеристики обраного насоса

За бажанням можна налаштувати вивід графіків і величин, така можливість представлена у вкладці «Настройки диаграммы».

В нашому випадку запропонувала програма 2 насоси серії NM 65-250, NM 80-250, в яких задана нами робоча точка знаходиться на їх напірній характеристиці. Проаналізувавши графіки, відкидаємо двигун NM 80-250, так як не забезпечується умова максимального ККД в заданій робочій точці. Обираємо насос італійської фірми CALPEDA серії NM 65-250 з такими значеннями $Q=104 \text{ м}^3 / \text{год}$ $H=65 \text{ м.}$, як найбільш відповідаючими заданим вихідним умовам.

Також програмне забезпечення Spaix Quick&Easy 4.0 проводить підбір двигуна відповідно до робочої точки обраного насоса.

Перейшовши на вкладку «Предварительный просмотр/печать» можемо роздрукувати всю інформацію щодо обраного насоса, двигуна, та їх характеристик. Інформація стосовно нашого запиту представлена на рисунках 2.6 – 2.7:

NM 65-250

Данные запроса

Производительность	100 м3/ч
Напор	60 м
Жидкость	Вода, чистая
Концентрация	100%
Температура	20 °C
Плотность	0,9982 kg/dm3
Вязкость	1 mm2/s
Вид агрегата	Насос
Число насосов	1
Высота подвода	1 м

Данные насоса

Тип	NM 65-250
Серия	NM

Данные мотора

Ном. Мощность P2	34 kW
Ном. Число оборотов	2950 1/min
Ном. Напряжение	400 V
Номинальный ток	18 A
Частота	50 Hz
Соединение полюсов	1
Тип двигателя	3~
Размер	200 L
Вид защиты	IP 55

Рисунок 2.6 – Характеристики насоса та двигуна



Рисунок 2.7 – Обрана насосна установка

Для того щоб отримати більш детальну інформацію стосовно двигуна, необхідно в правому верхньому кутку натиснути значок двигуна (рис. 2.8):

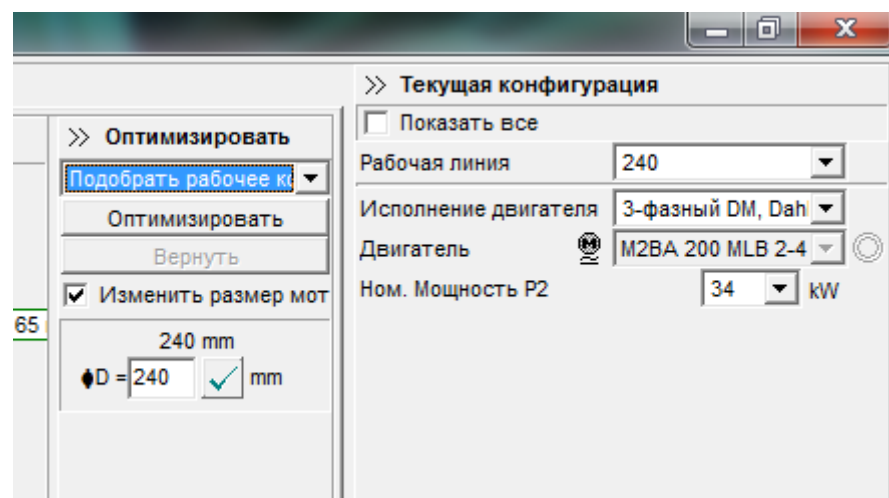


Рисунок 2.8 – Перехід на відображення інформації двигуна

Порахуємо за формулами потужність двигуна для перевірки правильності підбору.

Споживана потужність $P_{мех}$ насоса, яка вимірюється у кіловатах (kW), це передаюча від приводу до муфти або валу насосу механічна енергія, яка обчислюється за такими формулами:

$$P_{нас} = \rho g Q H = 1000 \cdot 9.81 \cdot \frac{104}{3600} \cdot 65 = 18421 \text{ Вт}, \quad (2.1)$$

де ρ - щільність рідини, що перекачується, в $\text{кг} / \text{дм}^3$

$$P_{мех} = 1.2 \frac{P_{нас}}{\eta_{нас}} = 1.2 \frac{18421}{0.617} = 1.2 \cdot 29855.75 = 35826 \text{ Вт} \approx 36 \text{ кВт}, \quad (2.2)$$

Порахована потужність дещо перебільшує потужність запропонованого програмою двигуна, але це не помилка роботи програмного забезпечення, а надмірно взятий запас по нагріву в формулі (2.2), адже, механічна потужність без урахування коефіцієнту 1.2 повністю співпадає з представленою на графіку P2 від Q (рис. 2.9):

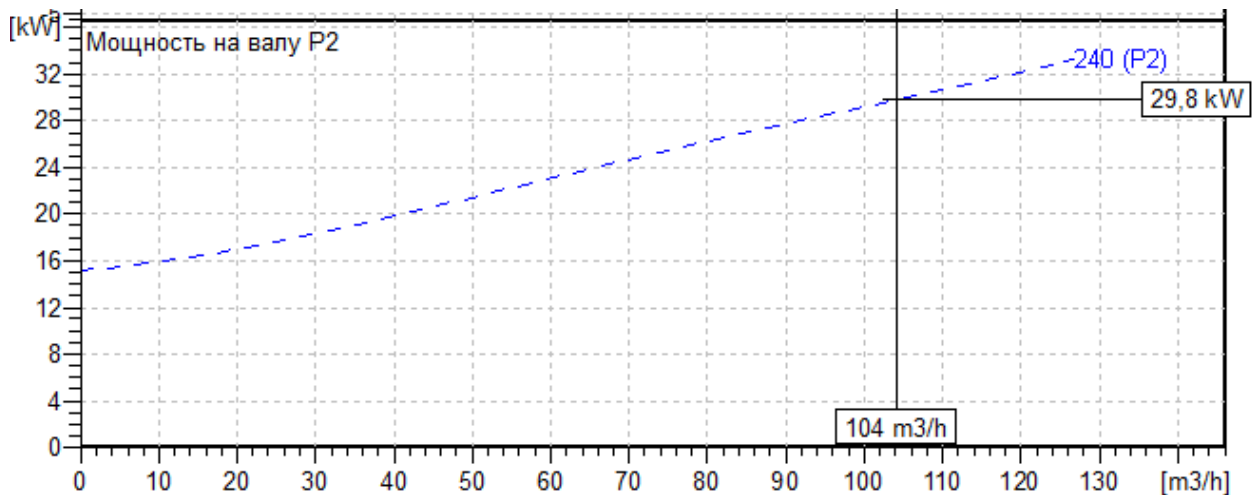


Рисунок 2.9 – Графік залежності P2 від Q

Так як жодна програма та ресурс не надає інформації стосовно параметрів схеми заміщення двигуна, будемо вибирати двигун серії 4A на 37 кВт як найбільш близький по потужності.

Побудуємо графіки залежності H від Q – напірна характеристика, та ККД від Q, щоб наочно відобразити відповідність обраного насоса згідно заданим точкам. Характеристики представлені на рисунку 2.10.

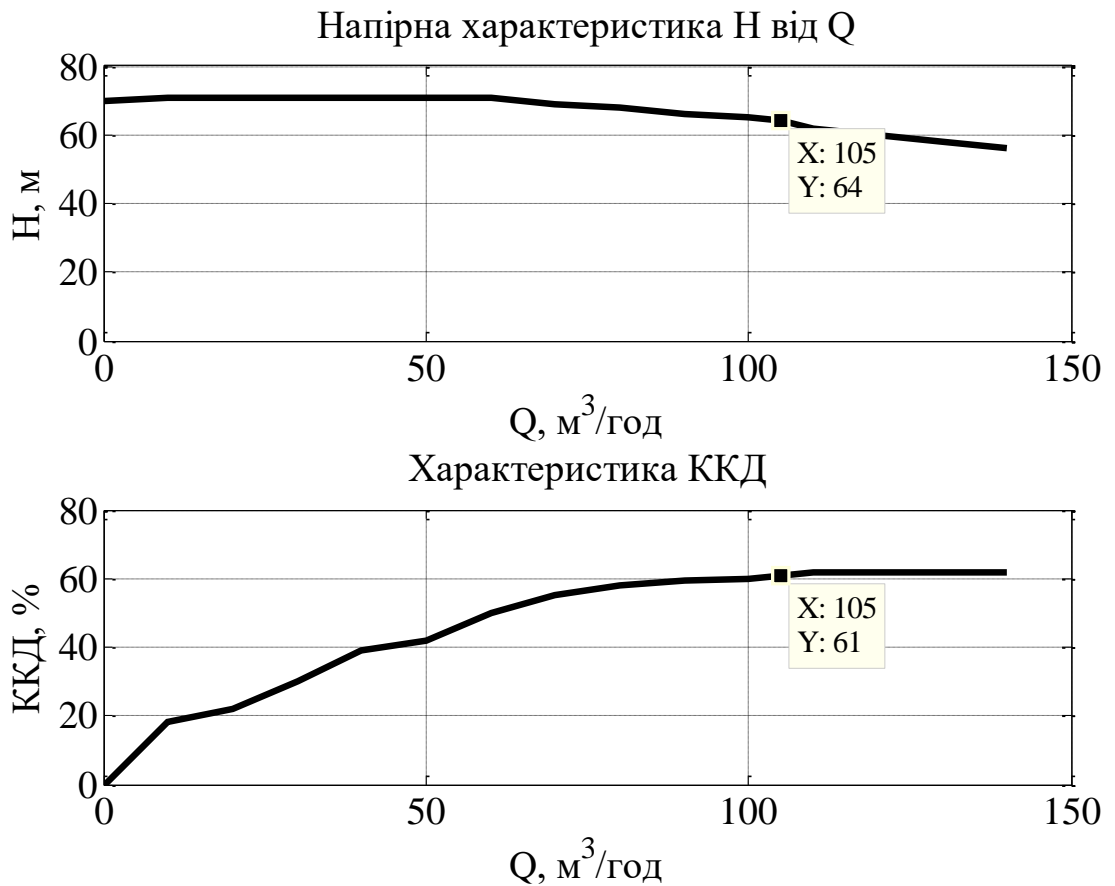


Рисунок 2.10 – Характеристики насоса NM 65-250

Обирати насос необхідно виходячи з того, щоб в точка заданого напору відповідала точці максимального ККД насоса. Як бачимо з графіків представлених на рисунку 2.10 все відповідає умовам, отже насос обрано вірно.

Паспортні дані двигуна 4A200M2УЗ, якщо обмотки статора з'єднані у зірку, наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Паспортні дані двигуна 4A200M2УЗ

Номінальна потужність	$P_{2n} = 37(\text{кВт})$
Коефіцієнт потужності	$\cos \varphi = 0.8$
Число пар полюсів	$p_n = 1$
Перевантажувальна здатність	$\lambda = 2.5$
Номінальна лінійна напруга статора	$U_{1n} = 380(\text{В})$
Коефіцієнт корисної дії	$\eta = 0.9$
Момент інерції	$J_d = 0.15(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$

Табл. 2.1 Продовження

Номінальне ковзання	$s_n = 0.019$
Критичне ковзання	$s_k = 0.115$
Номінальна частота напруги статора	$f = 50(\text{Гц})$
Параметри Г-подібної схеми заміщення (відносні одиниці)	
Приведений індуктивний опір розсіювання ротора	$\overline{x_2}'' = 0.12$
Активний опір статора	$\overline{R_1}' = 0,029$
Індуктивний опір розсіювання статора	$\overline{x_1}' = 0,094$
Індуктивний опір намагнічуючого контуру	$\overline{x_\mu} = 4.1$
Приведений активний опір ротора	$\overline{R_2}'' = 0,021$

Розрахуємо номінальні параметри двигуна:

Знаходимо кутова частоту напруги статора:

$$\omega_{0n} = 2 \cdot \pi \cdot f = 2 \cdot 3.14 \cdot 50 = 314(\text{рад} / \text{с}). \quad (2.3)$$

Кутову швидкість ідеального холостого ходу асинхронного двигуна:

$$\omega_{xx} = \frac{\omega_{0n}}{p_n} = \frac{314}{1} = 314(\text{рад} / \text{с}). \quad (2.4)$$

Номінальну кутову швидкість двигуна:

$$\omega_n = \omega_{xx}(1 - s_n) = 314(1 - 0,019) = 308.19(\text{рад} / \text{с}). \quad (2.5)$$

Номінальний момент навантаження двигуна:

$$M_n = \frac{P_{2n}}{\omega_n} = \frac{37000}{308.19} = 120.05(\text{Н} \cdot \text{м}). \quad (2.6)$$

Критичний момент навантаження двигуна (по перевантажувальній здатності λ з каталогу):

$$M_k = \lambda \cdot M_n = 2,5 \cdot 120.05 = 300.139(\text{Н} \cdot \text{м}). \quad (2.7)$$

Знайдемо номінальні діючі значення фазної напруги та струму статора:

$$U_n = U_{1n} / \sqrt{3} = 380 / \sqrt{3} = 220(\text{В}), \quad (2.8)$$

$$I_n = \frac{P_{2n}}{3 \cdot U_n \cdot \eta \cdot \cos \varphi} = \frac{37000}{3 \cdot 220 \cdot 0,9 \cdot 0,8} = 78.07(A). \quad (2.9)$$

Визначимо амплітудні значення фазної напруги і струму статора:

$$\begin{aligned} U_{na} &= \sqrt{2} \cdot U_n = \sqrt{2} \cdot 220 = 311(B), \\ I_{na} &= \sqrt{2} \cdot I_n = \sqrt{2} \cdot 78.07 = 110.41(A). \end{aligned} \quad (2.10)$$

Амплітудне значення потокозчеплення статора в режимі холостого ходу при $R_1 = 0$:

$$\psi_{1XX} = \frac{U_{na}}{\omega_{0n}} = \frac{311}{314} = 0,987(B\phi). \quad (2.11)$$

Розрахунок параметрів Т-подібної схеми заміщення

Математична модель асинхронного двигуна отримана для Т-подібної схеми заміщення, що представлена на рисунку 2.11, в той час коли приведені каталожні параметри відповідають Г-подібній схемі заміщення, рисунок 2.12. Для відповідного перерахунку параметрів з Г-подібної схеми в Т-подібну використовується наступна методика:

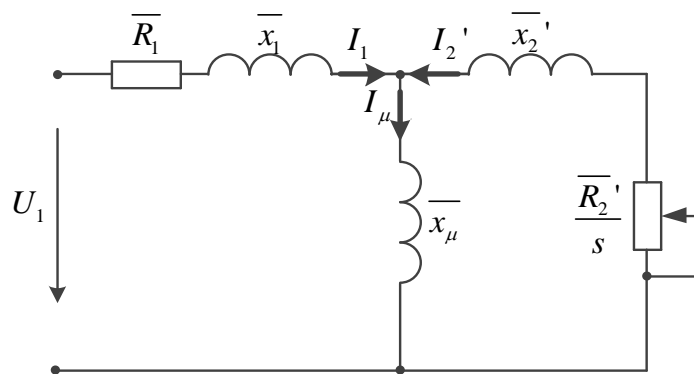


Рисунок 2.11 – Т-подібна схема заміщення асинхронного двигуна

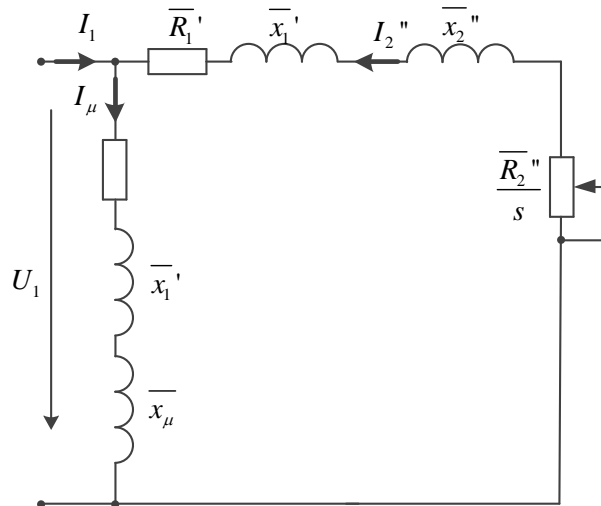


Рисунок 2.12 – Г-подібна схема заміщення асинхронного двигуна

Знаходимо коефіцієнт перерахунку між Т-подібною та Г-подібною схемами заміщення за формулами:

$$c_1 = \frac{\bar{x}_\mu + \sqrt{\bar{x}_\mu^2 + 4 \cdot \bar{x}_1' \cdot \bar{x}_\mu}}{2 \cdot \bar{x}_\mu} = \frac{4.1 + \sqrt{(4.1)^2 + 4 \cdot 0.094 \cdot 4.1}}{2 \cdot 4.1} = 1,0224. \quad (2.12)$$

Розрахуємо параметри Т-подібної схеми заміщення у відносних одиницях:

$$\bar{x}_1 = \frac{\bar{x}_1'}{c_1} = \frac{0,094}{1,0224} = 0,0919, \quad \bar{R}_1 = \frac{\bar{R}_1'}{c_1} = \frac{0,029}{1,0224} = 0,0284, \quad (2.13)$$

$$\bar{x}_2' = \frac{\bar{x}_2''}{c^2} = \frac{0,12}{(1,0224)^2} = 0,1174, \quad \bar{R}_2' = \frac{\bar{R}_2''}{c^2} = \frac{0,021}{(1,0224)^2} = 0,0205. \quad (2.14)$$

Параметри Т-подібної схеми заміщення в абсолютних одиницях:

$$\begin{aligned} x_1 &= \bar{x}_1 \frac{U_n}{I_n} = 0,0919 \cdot \frac{220}{78,07} = 0,2583(\text{Ом}), \\ R_1 &= \bar{R}_1 \frac{U_n}{I_n} = 0,0284 \cdot \frac{220}{78,07} = 0,0797(\text{Ом}), \\ x_2' &= \bar{x}_2' \frac{U_n}{I_n} = 0,1174 \cdot \frac{220}{78,07} = 0,3298(\text{Ом}), \\ R_2 &= \bar{R}_2' \frac{U_n}{I_n} = 0,0205 \cdot \frac{220}{78,07} = 0,0577(\text{Ом}), \\ x_\mu &= \bar{x}_\mu \frac{U_n}{I_n} = 4,1 \cdot \frac{220}{78,07} = 11,5208(\text{Ом}). \end{aligned} \quad (2.15)$$

Індуктивності розсіювання статора і ротора знайдемо за формулами:

$$L_{1\sigma} = \frac{x_1}{\omega_0} = \frac{0.2583}{314} = 0,000822(\Gamma\text{H}),$$

$$L_{2\sigma} = \frac{x_2'}{\omega_0} = \frac{0.3298}{314} = 0,001(\Gamma\text{H}).$$
(2.16)

Також індуктивність намагнічуючого контуру:

$$L_m = \frac{x_\mu}{\omega_0} = \frac{11.5208}{314} = 0.0367(\Gamma\text{H}).$$
(2.17)

Індуктивності статора і ротора:

$$L_1 = L_m + L_{1\sigma} = 0.0367 + 0,000822 = 0.0375(\Gamma\text{H}),$$

$$L_2 = L_m + L_{2\sigma} = 0.0367 + 0,001 = 0.0377(\Gamma\text{H}).$$
(2.18)

На основі вище розрахованого обчислимо значення параметрів $\alpha, \alpha_1, \beta, \gamma, \sigma, \mu_1$:

$$\alpha = \frac{R_2}{L_2} = \frac{0.0205}{0.0377} = 0.543(\text{Ом} / \Gamma\text{H}),$$

$$\alpha_1 = \frac{R_1}{L_1} = \frac{0.0284}{0.0375} = 0.75(\text{Ом} / \Gamma\text{H}),$$

$$\sigma = L_1 \left(1 - \frac{L_m^2}{L_1 \cdot L_2}\right) = 0.0375 \left(1 - \frac{(0,0367)^2}{0.0375 \cdot 0,0377}\right) = 0,001773(\Gamma\text{H}),$$

$$\beta = \frac{L_m}{L_2 \cdot \sigma} = \frac{0.0367}{0.0377 \cdot 0.001773} = 549.0395(1 / \Gamma\text{H}),$$

$$\gamma = \frac{R_1}{\sigma} + \alpha \cdot L_m \cdot \beta = \frac{0.0284}{0,001773} + 0.543 \cdot 0.0367 \cdot 549.0395 = 26.959(\text{Ом} / \Gamma\text{H}),$$

$$\mu_1 = \frac{3}{2} \cdot \frac{L_m}{L_2} = \frac{3}{2} \cdot \frac{0.0367}{0.0377} = 0.9734.$$
(2.19)

Таблиця 2.2 – Параметри двигуна 4A280M8У3

$P_{2n}, (\text{кВт})$	37	$R_1, (\text{Ом})$	0,0284
$\omega_{xx}, (\text{рад} / \text{с})$	314	$R_2, (\text{Ом})$	0,0205
$\omega_n, (\text{рад} / \text{с})$	308.19	$L_1, (\Gamma\text{H})$	0.0375
$M_n, (\text{H} \cdot \text{м})$	120.055	$L_2, (\Gamma\text{H})$	0.0377

Табл. 2.2 Продовження

$M_k, (H \cdot м)$	300.139	$L_m, (Гн)$	0.0367
λ	2.5	$\alpha, (Ом / Гн)$	0.543
$I_{na}, (A)$	110.418	$\alpha_1, (Ом / Гн)$	0.75
$\psi_{1XX}, (Вб)$	0,987	$\sigma, (Гн)$	0,001773
η	0,9	$\beta, (1 / Гн)$	549.0395
$\cos \varphi$	0,8	$\gamma, (Ом / Гн)$	26.959
$J_d, (кг \cdot м^2)$	0.15	μ_1	0.9734

Механічна характеристика будується двома основними способами – за формулою Клосса, або з використанням динамічної моделі АД.

Формула Клосса записується у вигляді:

$$M = \frac{2 \cdot M_k \cdot (1 + q)}{\frac{s}{s_k} + \frac{s_k}{s} + 2 \cdot q}, \quad (2.20)$$

$$\text{де } q = \frac{s_k \cdot R_1}{R_2} = \frac{R_1}{\sqrt{R_1^2 + x_k^2}} = \frac{0.115 \cdot 0.0284}{0.0205} = 0.159 \quad (2.21)$$

$$x_k = x_1 + x'_2 = 0.2583 + 0.3298 = 0.5881 (Ом). \quad (2.22)$$

Значення критичного моменту M_k та ковзання s_k можуть бути взяті з довідникових таблиць або визначені за параметрами двигуна, використовуючи наступні вирази:

$$M_k = \frac{3 \cdot p_n \cdot U_n^2}{2 \cdot \omega_{0n} (R_1 \pm \sqrt{R_1^2 + x_k^2})}, \quad (2.23)$$

$$s_k = \pm \frac{R_2}{\sqrt{R_1^2 + x_k^2}}, \quad (2.24)$$

де $x_k = x_1 + x'_2$ – індуктивний опір короткого замикання, знак «+» застосовують для розрахунку значень критичного моменту та ковзання в рушійному режимі, а знак «-» в генераторному.

Рушійний режим:

$$M_k = \frac{3 \cdot p_n \cdot U_n^2}{2 \cdot \omega_{0n} (R_1 + \sqrt{R_1^2 + x_k^2})} = \frac{3 \cdot 1 \cdot 220^2}{2 \cdot 314 \cdot (0,0284 + \sqrt{(0,0284)^2 + (0,5881)^2})} = 374,62 (H \cdot M), \quad (2.25)$$

$$s_k = \frac{R_2}{\sqrt{R_1^2 + x_k^2}} = \frac{0,0205}{\sqrt{(0,0284)^2 + (0,5881)^2}} = 0,0348 \quad (2.26)$$

Генераторний режим:

$$M_k = \frac{3 \cdot p_n \cdot U_n^2}{2 \cdot \omega_{0n} (R_1 - \sqrt{R_1^2 + x_k^2})} = \frac{3 \cdot 1 \cdot 220^2}{2 \cdot 314 \cdot (0,0284 - \sqrt{(0,0284)^2 + (0,5881)^2})} = -412,59 (H \cdot M), \quad (2.27)$$

$$s_k = -\frac{R_2}{\sqrt{R_1^2 + x_k^2}} = -\frac{0,0205}{\sqrt{(0,0284)^2 + (0,5881)^2}} = -0,0348 \quad (2.28)$$

Для визначення номінального ковзання можна скористатись формулою:

$$s_n = \frac{s_k}{(\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1})} = \frac{0,0348}{(2,5 + \sqrt{(2,5)^2 - 1})} = 0,00726. \quad (2.29)$$

Критичні точки, а відповідно і природна характеристика також можуть бути розраховані за наближеними формулами, у випадку, коли вони не наведені в довіднику. Для цього визначають коефіцієнт розсіювання:

$$\sigma_1 = \frac{L_{1\sigma}}{L_m} = \frac{0,000822}{0,0367} = 0,02239, \quad (2.30)$$

$$\sigma_2 = \frac{L_{2\sigma}}{L_m} = \frac{0,001}{0,0367} = 0,0272, \quad (2.31)$$

$$\sigma' = 1 - \frac{1}{(1 + \sigma_1)(1 + \sigma_2)} = 1 - \frac{1}{(1 + 0,02239)(1 + 0,0272)} = 0,231. \quad (2.32)$$

$$\cos \varphi = \frac{1 - \sigma'}{1 + \sigma'} = \frac{1 - 0,231}{1 + 0,231} = 0,624. \quad (2.33)$$

Критичне ковзання:

$$s_k = \frac{R_2}{\sigma' \cdot \omega_{0n} \cdot L_2} = \frac{0,0205}{0,231 \cdot 314 \cdot 0,0377} = 0,00749. \quad (2.34)$$

Номінальне ковзання:

$$s_n = s_k \sqrt{\sigma'} = 0,00749 \sqrt{0,231} = 0,0359. \quad (2.35)$$

Перевантажувальна здатність:

$$\lambda = \frac{1 + \sigma'}{2\sqrt{\sigma'}} = \frac{1 + 0.231}{2\sqrt{0.231}} = 1.24. \quad (2.36)$$

Критичний момент:

$$M_k = \lambda \cdot M_n = 1.24 \cdot 374.62 = 464.52 (H \cdot m). \quad (2.37)$$

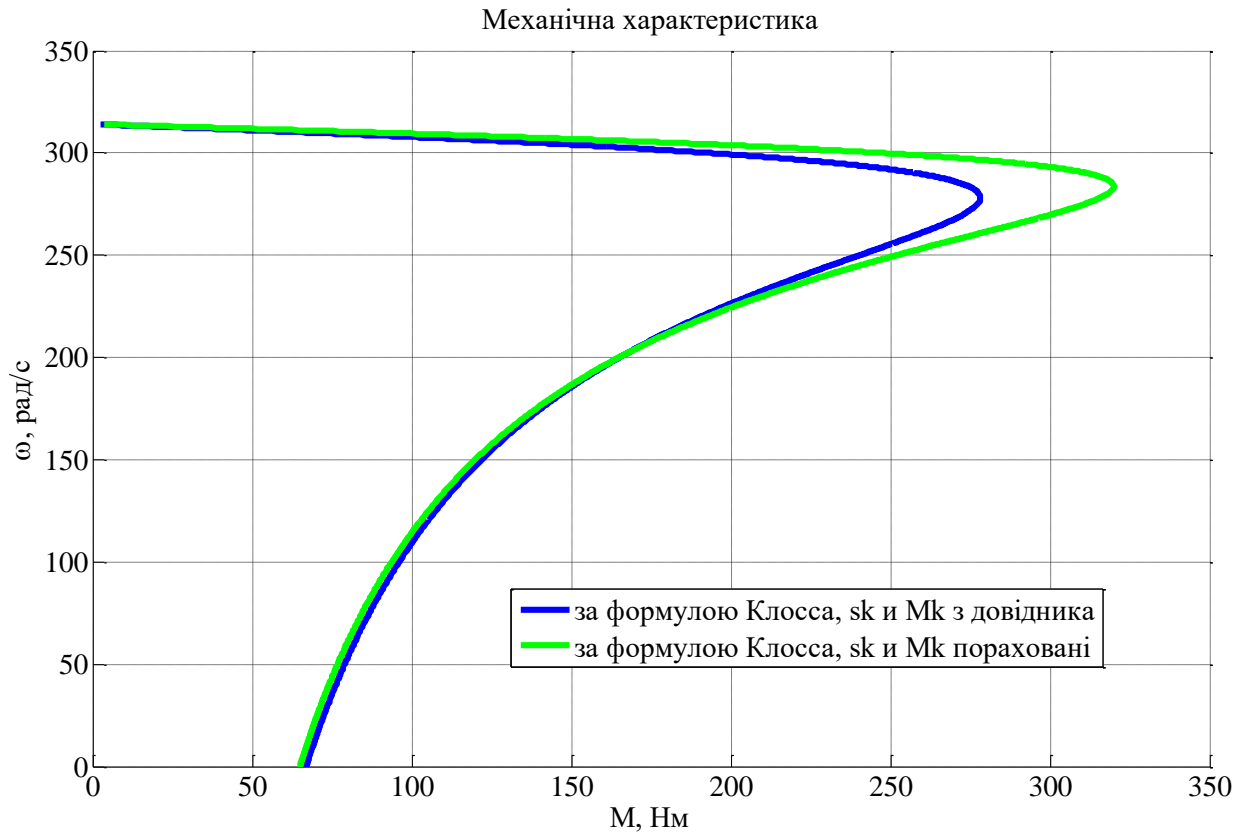


Рисунок 2.13 – Механічна характеристика. Режим двигуна

Висновок по розділу 2

В даному розділі здійснений вибір насоса та приводного двигуна за заданими умовами: точками напору і продуктивності $Q=100 \text{ м}^3/\text{год}$ $H=60 \text{ м}$. Для точного та сучасного вибору гідравлічної системи використовувалася програма Sprix Quick&Easy 4.0 за допомогою якої можна найбільш точно та автоматично здійснити підбір насоса та двигуна. Був обраний насос NM-65-250 та двигун 4A280M8Y3. Проведено розрахунок параметрів двигуна необхідних для подальшого моделювання та побудована механічна характеристика.

3 МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ НАСОСНОЇ УСТАНОВКИ

3.1 Математична модель одинарної насосної установки

Відцентровий насос – це складна та нелінійна електромеханічна система з численними параметрами, в якій сумісно протікають електричні, механічні та гідравлічні процеси. В даний момент немає досить точного опису цього технологічного процесу, який би детально врахував всі гідромеханічні явища мережі. Перехідні процеси в одинарній насосній установці опишемо нелінійним диференціальним рівнянням першого порядку:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{H_{0н}}{\chi\omega_n^2} \omega^2 - \frac{H_{ст}}{\chi} - \frac{1}{\chi} (a_n + a) Q^2; \quad (3.1)$$

а також рівнянням напору насоса

$$H = \frac{H_{0н}}{\chi\omega_n^2} \omega^2 - a_n Q^2; \quad (3.2)$$

і моменту статичного навантаження привідного двигуна

$$M_c = \frac{\rho g Q H}{\eta_{нас} \omega} \quad (3.3)$$

де M_c – момент навантаження на валу двигуна насосу; $H_{0н}$ – номінальний напір при нульовій подачі насосу на номінальній швидкості; ω – швидкість обертання насосу; H – напір насосу; Q – продуктивність насосу; ω_n – номінальна швидкість обертання насосу; g – прискорення вільного падіння; χ – стала інтегрування насосу; $H_{ст}$ – геодезична висота підйому води; a_n – номінальний гідравлічний опір насосу; a – гідравлічний опір мережі; ρ – густина води; $\eta_{нас}$ – ККД насосу; t – час.

Нижче представлена математична модель насосної установки побудована із врахуванням законів певної подібності між гідравлічними та електричними колами. Таким чином математичну модель можемо представити у вигляді схеми заміщення, яка представлена на рисунку 3.1.

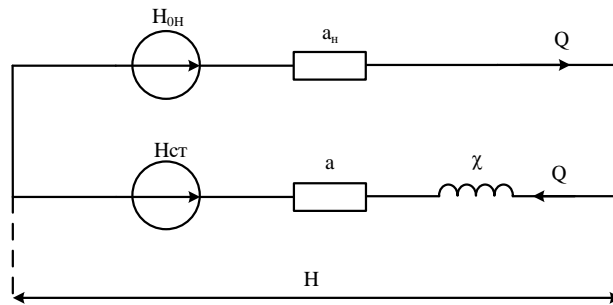


Рисунок 3.1 – Еквівалентна схема заміщення насосу з гідравлічною мережею

Структурна схема одинарної насосної установки, яка побудована на основі рівнянь (3.1) – (3.3), представлена на рисунку 3.2.

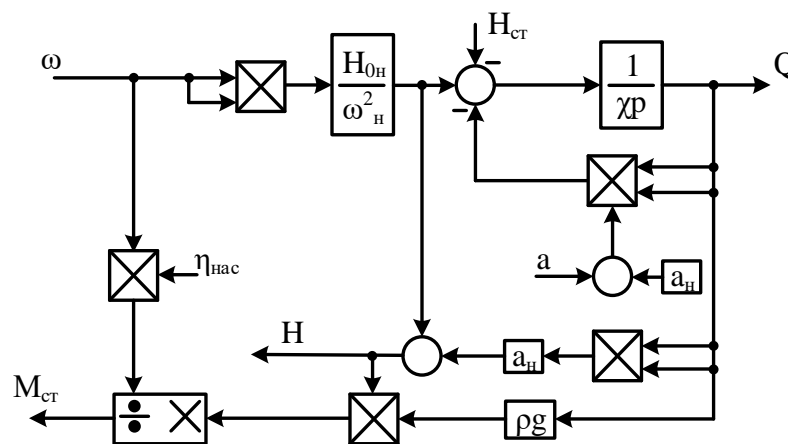


Рисунок 3.2 – Структурна схема одинарної насосної установки

Як видно з рисунку 3.2, насосна установка має дві збурюючі дії: статичний напір – $H_{ст}$ та гідравлічний опір системі a , що залежать від параметрів гідромережі, реакції споживачів, часу доби або року та ін. З іншої сторони така модель не враховує зміну ККД насоса $\eta_{нас}$, що є справедливим тільки, якщо насос працює з незмінними $H_{ст}$ та a в околі робочої точки з максимальним ККД. Проте зазвичай параметри гідромережі змінні, тому необхідно розробити систему із ПІ-регулятором, який буде стабілізувати тиск незалежно від зміни параметрів.

3.2 Математична модель перетворювача частоти

На практиці для приведення в рух турбомеханізмів застосовують квадратичну залежність напруги від частоти $U/f^2 = \text{const}$. При цьому

досягається зменшення втрат активної потужності при навантаженнях, які менше номінального

$$U_{1m} = (u_{1d}^2 + u_{1q}^2)^{\frac{1}{2}} = \psi^* \sqrt{\alpha_1^2 + (\omega^* p_n)^2} \quad (3.4)$$

$$U_{1m} = \left(\psi^* + (\psi_n^* - \psi_0^* \frac{|\omega^* p_n|}{\omega_{on}}) \right) \sqrt{\alpha_1^2 + (\omega^* p_n)^2} \quad (3.5)$$

Фізичні напруги, які прикладаються до обмоток АД дорівнюють:

$$\begin{pmatrix} u_{1a} \\ u_{1b} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta_0(t) & -\sin \theta_0(t) \\ \sin \theta_0(t) & \cos \theta_0(t) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \alpha_1 \psi^* \\ \omega^* p_n \psi^* \end{pmatrix} \quad (3.6)$$

$$\theta_0 = \omega^* p_n$$

Для практичної реалізації алгоритму частотного керування необхідно знати параметр α_1 , який легко визначається на основі стандартних тестів. Потреби у вимірюванні струмів статора та кутової швидкості для реалізації алгоритму (3.6) немає.

Для встановлення зв'язку алгоритму частотного керування (3.6) записують вирази для модуля напруги статора (3.4).

Структурна схема алгоритму частотного керування (3.6) показана на рисунку 3.3.

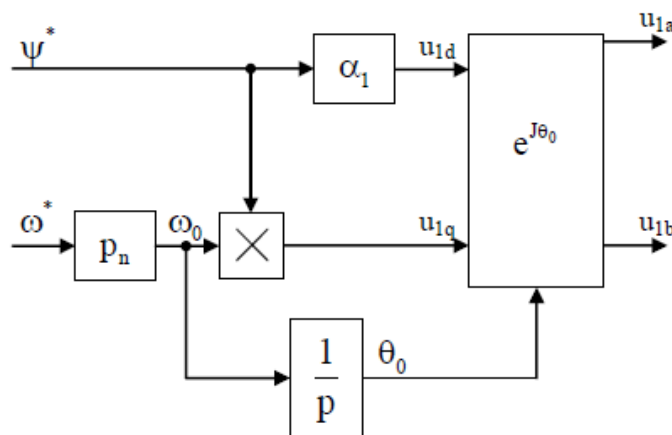


Рисунок 3.3 – Структурна схема алгоритму частотного керування

Запишемо вираз:

$$\begin{aligned}
 u_{1d} &= \alpha_1 \psi^* \\
 u_{1q} &= \omega^* p_n \psi^* \\
 \psi^* &= \psi_0^* + (\psi_a^* - \psi_0^*) \frac{|\omega^* p_n|}{\omega_{0n}}
 \end{aligned}
 \tag{3.7}$$

Враховуючи, що $\omega_0 = \omega^* p_n$, при застосуванні алгоритму (3.7) модуль напруги статора в залежності від заданої швидкості набуває вигляду (3.5). Структурна схема алгоритму частотного керування з квадратичною залежністю напруги від частоти показана на рисунку 3.4.

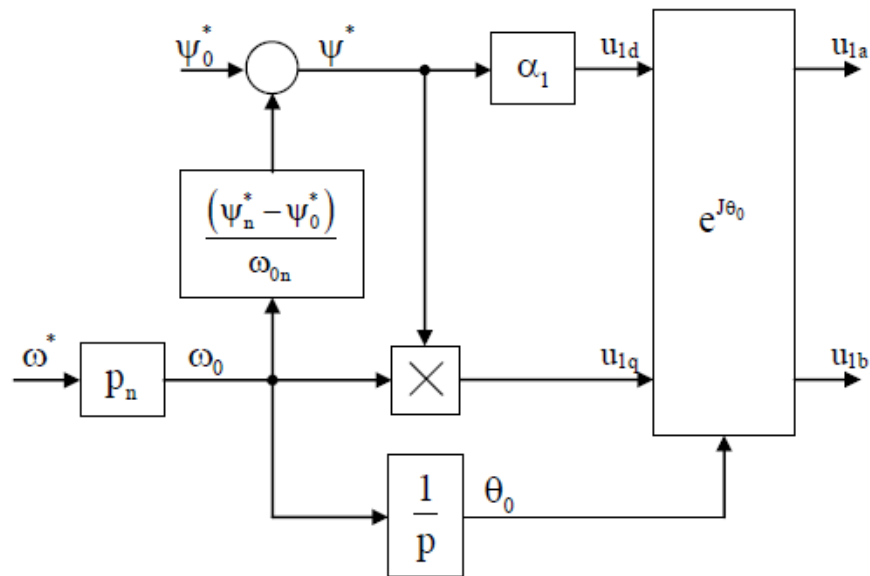


Рисунок 3.4 – Структурна схема алгоритму частотного керування з квадратичною залежністю напруги від частоти

Висновок по розділу 3

В даному розділі було спрощено описано математичні моделі перетворювача частоти, одинарної насосної установки, наведені типові формули і розрахунки. Було представлено структурні схеми в тому числі і схему частотного регулювання з квадратичною залежністю напруги від частоти. Отримані результати дають змогу провести моделювання статичних та динамічних режимів гідромережі.

4 ДОСЛІДЖЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ НАСОСНОЇ УСТАНОВКИ ПРИ НЕВІДОМИХ ПАРАМЕТРАХ ГІДРОМЕРЕЖІ

4.1 Дослідження статичних та динамічних характеристик зі сталим опором гідромережі

Першопочатково здійснюємо запуск математичної моделі зі статичним гідравлічним опором для того, щоб запевнитись у правильності проведених розрахунків. Перевіряємо відпрацювання номінальної швидкості двигуна ω_n , налаштовуємо плавний пуск до моменту відсутності перебільшення струму та моменту вище критичних значень. Результати налаштувань представлені на рисунках 4.1-4.3.

Розрахуємо значення номінального гідравлічного опору:

$$a = \frac{H_p - H_{ст}}{Q^2} = \frac{64 - 15}{105^2} = 57647 \frac{c^2}{m^5} \quad (4.1)$$

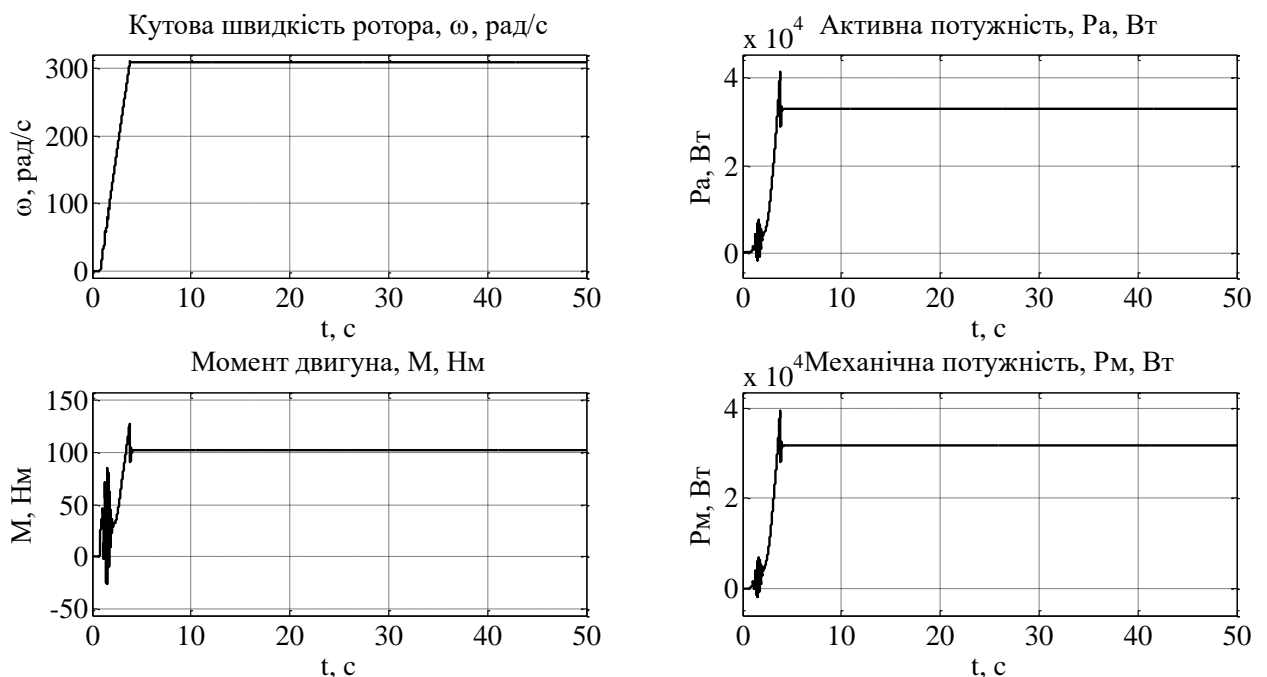


Рисунок 4.1 – Графіки перехідних процесів приводного двигуна: швидкості ω_n , статичного моменту M_c , активної потужності P_a , та механічної потужності P_m , при незмінному гідравлічному опорі гідромережі $a = \text{const}$

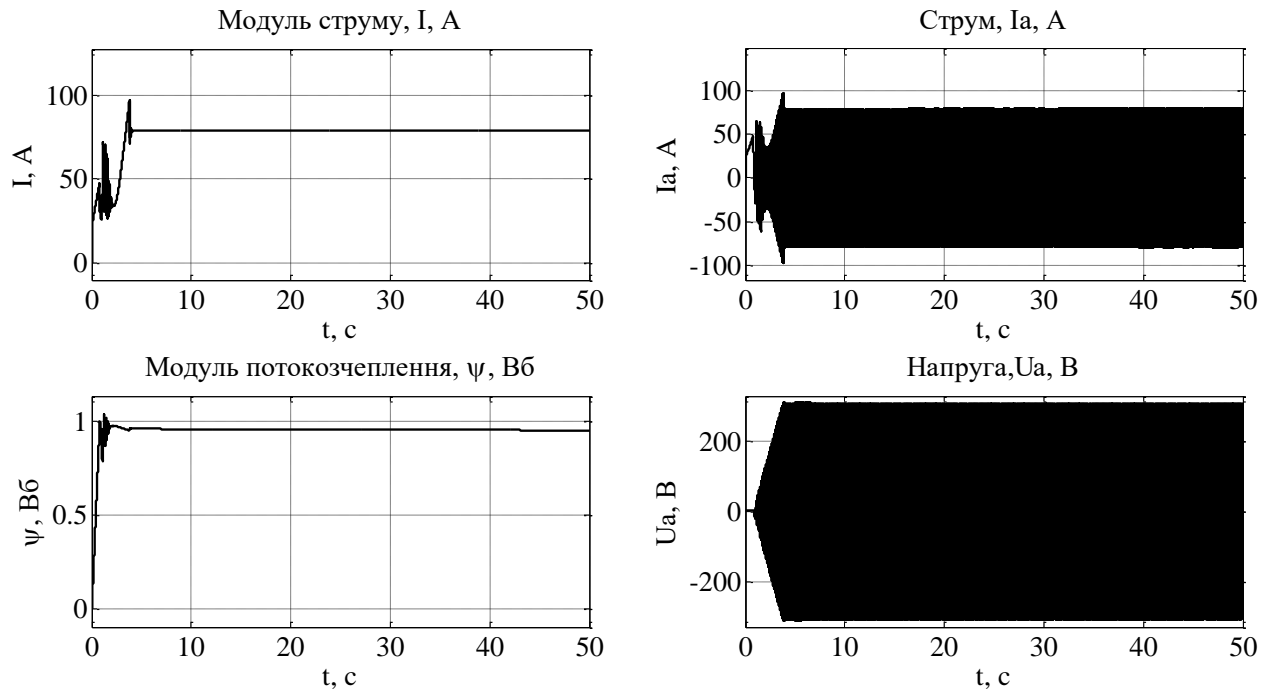


Рисунок 4.2 – Графіки перехідних процесів приводного двигуна: модуля струму I , модуля потокозчеплення ψ , струму I_a та напруги U_a , при незмінному гідравлічному опорі гідромережі $a = \text{const}$

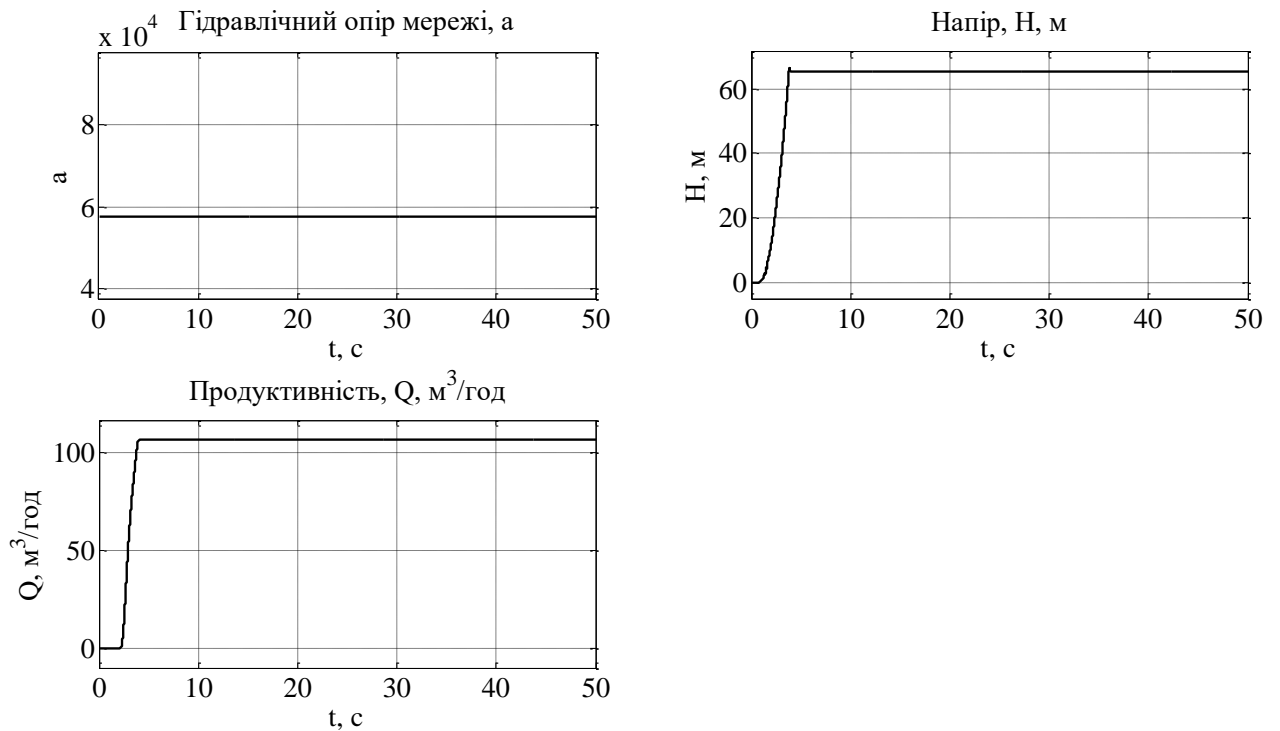


Рисунок 4.3 – Графіки перехідних процесів параметрів насоса: гідравлічного опору a , продуктивності Q , та напору H , при незмінному гідравлічному опорі мережі $a = \text{const}$

Як бачимо, двигун відпрацьовує номінальну швидкість – струм та момент при пуску не перебільшують критичних значень. Двигун, після форсування збудження, здійснює розгін за 3 с – мінімальний час для плавного запуску. При розрахованому значенні $a = 57647 \frac{c^2}{M^5}$ насос відпрацьовує бажану робочу точку, де $H=63$, а $Q=106$, з похибкою менше 3%, що задовольняє умови.

Далі промодельємо налаштовану насосну установку зі зміною гідравлічного опору a по вільній траєкторії, та проведемо аналіз отриманих значень. Отримані результати представлені на рисунках 4.4-4.6

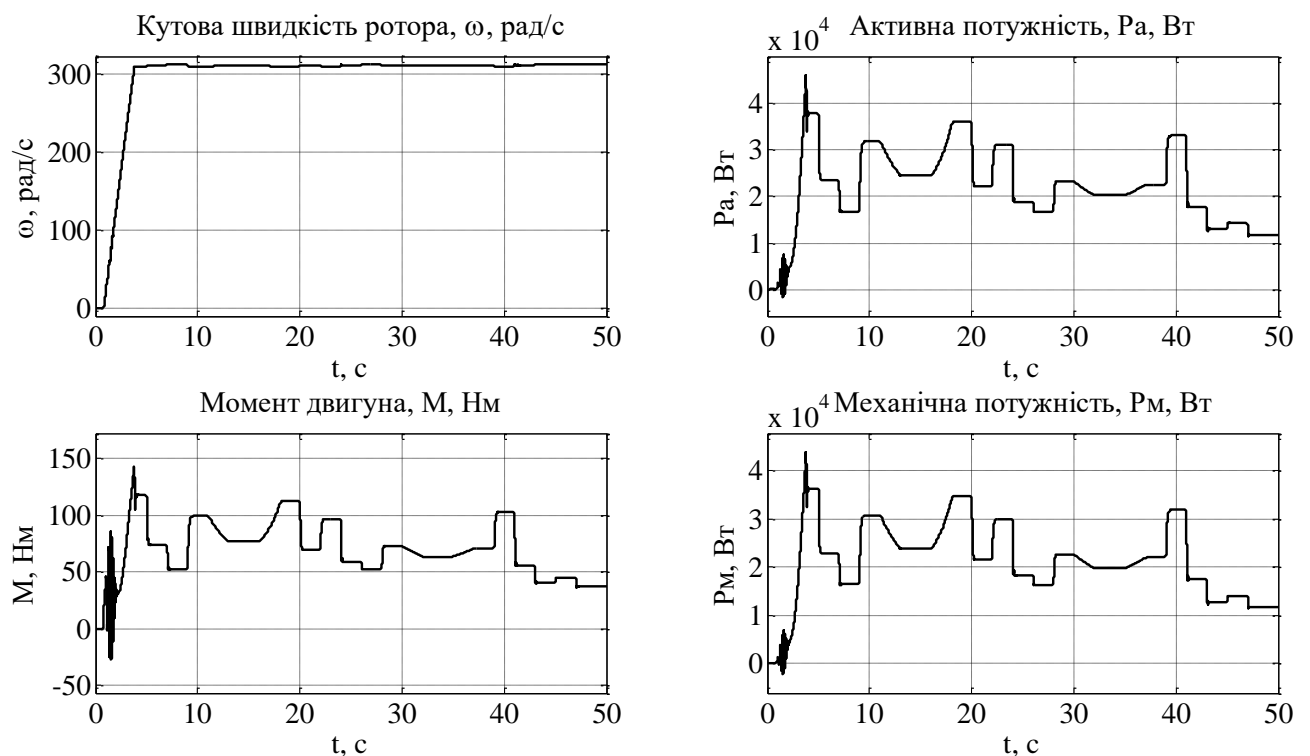


Рисунок 4.4 – Графіки перехідних процесів приводного двигуна: швидкості ω_n , статичного моменту M_c , активної потужності P_a , та механічної потужності P_m , при змінюваному по довільній траєкторії гідравлічному опору гідромережі a

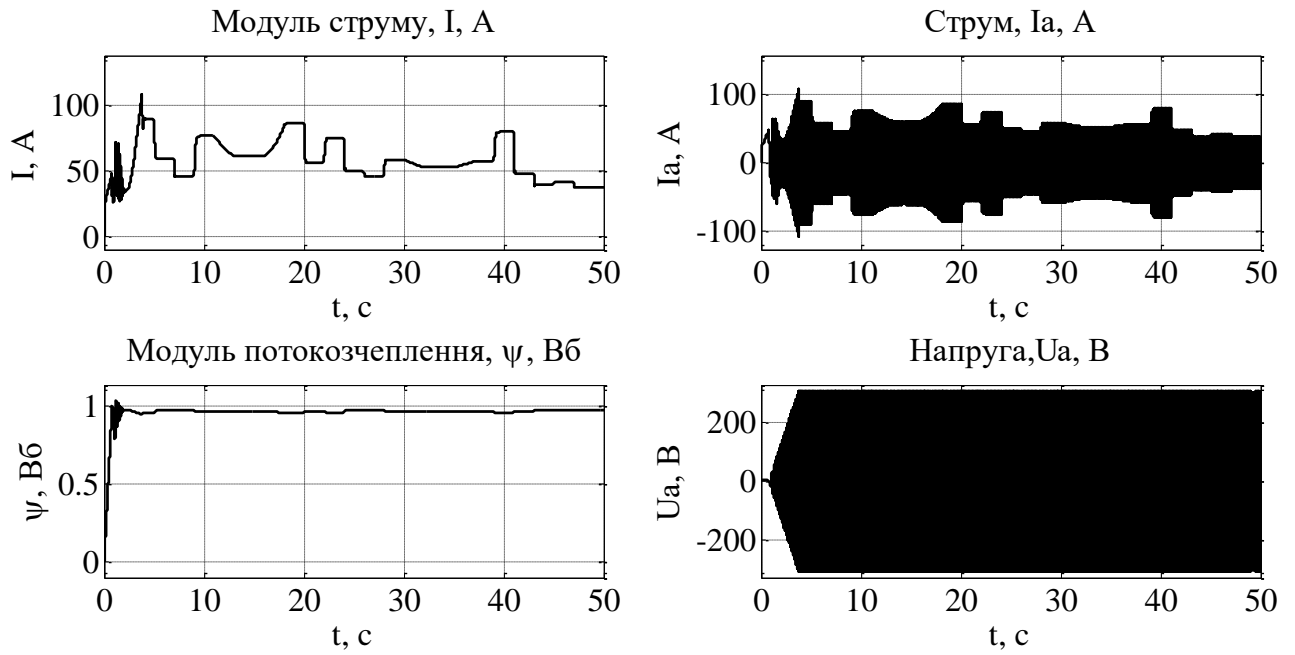


Рисунок 4.5 – Графіки перехідних процесів приводного двигуна: модуля струму I , модуля потокозчеплення ψ , струму I_a та напруги U_a , при змінюваному по довільній траєкторії гідравлічному опорі гідромережі a

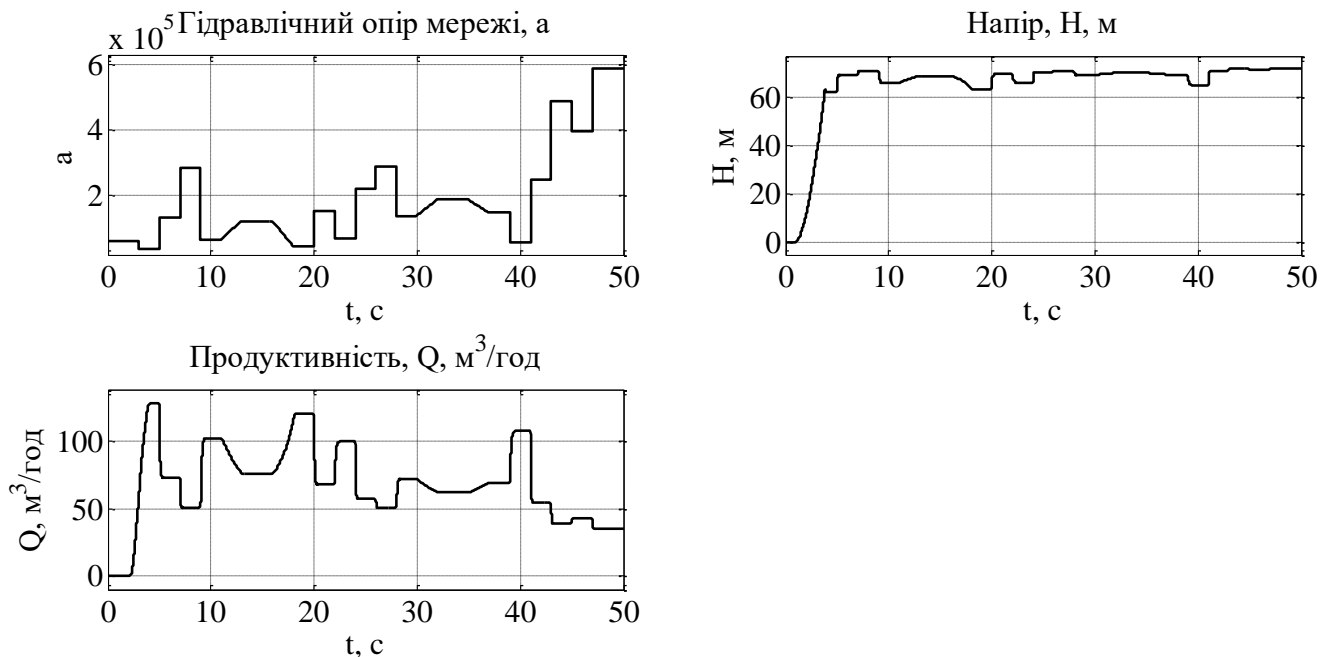


Рисунок 4.6 – Графіки перехідних процесів параметрів насоса: гідравлічного опору a , продуктивності Q , та напору H , при змінюваному по довільній траєкторії гідравлічному опорі гідромережі a

Проаналізувавши отримані характеристики робимо висновок, що при довільній та невідомій траєкторії зміни опору a , насосна установка неспроможна відпрацювати бажану траєкторію з незмінним, або в допустимих межах тиску. Це відображено на рисунку 4.6 перехідного процесу напірної характеристики. Тому є необхідним введення ПІ-регулятора для стабілізації тиску в системі.

4.2 Синтез ПІ-регулятора для забезпечення стабілізації тиску

Представимо математичну модель насосу у наступному вигляді:

$$\chi \frac{dQ}{dt} = \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} \omega^2 - H_{CT} - (a_H + a)Q^2; \quad (4.2)$$

$$H = \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} \omega^2 - a_H Q^2. \quad (4.3)$$

Зведемо дані рівняння в одне, яке описане відносно напору H і лінеаризуємо в околі нашої робочої точки напору та продуктивності за допомогою методу кінцевих приростів.

Проведемо диференціювання рівняння (4.2) за часом:

$$\frac{dH}{dt} = \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} 2\omega \frac{d\omega}{dt} - a_H 2Q \frac{dQ}{dt}. \quad (4.4)$$

Знайдемо з рівняння значення (4.3) $\frac{dQ}{dt}$:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{2 \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} \omega \frac{d\omega}{dt} - \frac{dH}{dt}}{2a_H Q}. \quad (4.5)$$

Зробимо підстановку рівняння (4.4) у (4.2):

$$\chi \frac{2 \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} \omega \frac{d\omega}{dt} - \frac{dH}{dt}}{2a_H Q} = \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} \omega^2 - H_{cm} - (a_H + a)Q^2. \quad (4.6)$$

Виведемо з рівняння (4.5) Q^2 :

$$Q^2 = \frac{\frac{H_{0H}}{\omega_H^2} \omega^2 - H}{a_H}. \quad (4.7)$$

Зробимо підстановку рівняння (4.6) у (4.5):

$$\chi \frac{2 \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} \omega \frac{d\omega}{dt} - \frac{dH}{dt}}{2Qa_H} = \left(-(a_H + a) + \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} \omega^2 - H_{CT} \right) \times \frac{\left(\frac{H_{0H}}{\omega_H^2} \omega^2 - H \right)}{a_H}. \quad (4.8)$$

Проведемо перетворення (4.7) щоб отримати рівняння динаміки напору:

$$\begin{aligned} \frac{dH}{dt} = & 2 \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} \omega \frac{d\omega}{dt} - \frac{2Qa_H}{\chi} \times \left(-H_{cm} + \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} \omega^2 \right) + \\ & + \frac{(a + a_{H2})2Q}{\chi} \times \left(-H + \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} \omega^2 \right). \end{aligned} \quad (4.9)$$

Якщо якась з вхідних змінних отримала приріст:

$$\omega = \omega + \Delta\omega; H_{CT} = H_{CT} + \Delta H_{CT}; Q = Q + \Delta Q,$$

Тоді напір насоса отримає відповідний приріст $H = H + \Delta H$.

Зробимо підстановку значень у рівняння (4.8):

$$\begin{aligned} \frac{d(H + \Delta H)}{dt} = & (\omega + \Delta\omega) \frac{d(\omega + \Delta\omega)}{dt} 2 \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} - \frac{2(Q + \Delta Q)a_H}{\chi} \times \\ & \times \left(-H_{cm} - \Delta H_{cm} + \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} (\omega + \Delta\omega)^2 \right) + \frac{2(a_H + a)(Q + \Delta Q)}{x} \times \\ & \times \left(-H - \Delta H + \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} (\omega + \Delta\omega)^2 \right). \end{aligned} \quad (4.10)$$

Проведемо віднімання рівняння (4.9) від (4.8):

$$\begin{aligned} \frac{dH}{dt} + \frac{d\Delta H}{dt} - \frac{dH}{dt} = & 2 \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} \omega \frac{d\omega}{dt} - 2 \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} \omega \frac{d\omega}{dt} + 2 \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} \omega \frac{d\Delta\omega}{dt} + \Delta\omega \frac{d\omega}{dt} 2 \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} + \\ & + 2 \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} \Delta\omega \frac{d\Delta\omega}{dt} - \frac{2Qa_H}{\chi} \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} (\omega + \Delta\omega)^2 - H_{cm} - \Delta H_{cm} - \frac{2\Delta Qa_H}{\chi} \left((\omega + \Delta\omega)^2 \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} - \right. \\ & \left. - H_{cm} - \Delta H_{cm} \right) + \frac{2Qa_H}{\chi} \left(-H_{cm} + \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} \omega^2 \right) + \frac{2Q(a_H + a)}{\chi} \times \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \times \left((\omega + \Delta\omega)^2 \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} - H - \Delta H \right) \frac{2\Delta Q(a + a_{H2})}{\chi} \times \\
& \times \left(\frac{H_{0H}}{\omega_H^2} (\omega + \Delta\omega)^2 - H - \Delta H \right) \frac{2Q(a + a_H)}{\chi} \left(\frac{H_{0H}}{\omega_H^2} \omega^2 - H \right).
\end{aligned} \tag{4.11}$$

Здійснимо перетворення (4.10):

$$\begin{aligned}
\frac{d\Delta H}{dt} = & 2\omega \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} \frac{d\Delta\omega}{dt} + 2\Delta\omega \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} \frac{d\Delta\omega}{dt} + 2\Delta\omega \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} \frac{d\omega}{dt} + \frac{2Qa_H}{x} \Delta H_{cm} + \\
& + \frac{2Qa_H}{x} H_{cm} - \frac{2Qa_H}{x} \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} \Delta\omega^2 - \frac{2Qa_H}{x} \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} \omega^2 - \frac{2Qa_H}{x} \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} 2\omega\Delta\omega - \\
& - \frac{2\Delta Qa_H}{x} \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} \omega^2 - \frac{2\Delta Qa_H}{x} \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} \Delta\omega^2 - \frac{2\Delta Qa_H}{x} \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} 2\omega\Delta\omega^2 + \frac{2\Delta Qa_H}{x} H_{cm} + \\
& + \frac{2\Delta Qa_H}{x} \Delta H_{cm} + \frac{2Qa_H}{x} \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} \omega^2 - \frac{2Qa_H}{x} H_{cm} + \frac{2Q(a_{H2} + a)}{x} \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} \omega^2 + \\
& + \frac{2Q(a_H + a)}{x} \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} \Delta\omega^2 + \frac{2Q(a_H + a)}{x} \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} 2\omega\Delta\omega - \frac{2Q(a_H + a)}{x} H - \\
& - \frac{2Q(a_H + a)}{x} \Delta H + \frac{2\Delta Q(a_H + a)}{x} \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} \omega^2 + \frac{2\Delta Q(a + a_H)}{x} \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} \Delta\omega^2 + \\
& + \frac{2\Delta Q(a_H + a)}{x} \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} 2\omega - \frac{2\Delta Q(a_H + a)}{x} H - \\
& - \frac{2\Delta Q(a_H + a)}{x} \Delta H - \frac{2Q(a_H + a)}{x} \frac{H_{0H}}{\omega_H^2} \omega^2 + \frac{2Q(a + a_H)}{x} H.
\end{aligned} \tag{4.12}$$

Якщо знехтувати малими других та 3 порядків, то рівняння буде спрощене до вигляду:

$$\begin{aligned}
\frac{d\Delta H}{dt} = & 2 \frac{H_{0H}}{\omega_H} \frac{d\Delta\omega_2}{dt} + \frac{2Qa_H}{x} \Delta H_{cm} - \\
& - \frac{4Qa_H}{x} \frac{H_{0H}}{\omega_H} \Delta\omega - \frac{2\Delta Qa_{H2}}{x} H_{0H} - \frac{4\Delta Qa_H}{x} \frac{H_{0H}}{\omega_H} \Delta\omega + \\
& + \frac{2\Delta Qa_H}{x} H_{cm} + \frac{4Q(a + a_H)}{x} \frac{H_{0H}}{\omega_H} \Delta\omega - \\
& - \frac{2Q(a + a_H)}{x} \Delta H + \frac{2\Delta Q(a + a_H)}{x} H_{0H} + \\
& + \frac{2\Delta Q(a + a_H)}{x} H_H + \frac{2\Delta Q(a + a_{H2})}{x} H.
\end{aligned} \tag{4.13}$$

Зробимо перетворення (4.12):

$$\begin{aligned}
\frac{d\Delta H}{dt} &= 2 \frac{H_{0H}}{\omega_H} \frac{d\Delta\omega}{dt} + \frac{2Q(a_H)}{x} \times \\
&\times \left(\Delta H_{cm} 2 \frac{H_{0H}}{\omega_H} \Delta\omega \right) - \frac{2\Delta Q a_H}{x} - \\
&- (H_{0H} - H_{cm}) + \frac{2Q(a_H + a)}{x} \left(2 \frac{H_{0H}}{\omega_H} \Delta\omega - \Delta H \right) + \\
&+ \frac{2\Delta Q(a_H + a)}{x} (H_{0H} + H).
\end{aligned} \tag{4.14}$$

Проведемо групування однакових членів (4.13):

$$\begin{aligned}
\frac{d\Delta H}{dt} + \frac{2Q(a_H + a)}{x} \Delta H &= 2 \frac{H_{0H}}{\omega_H} \frac{d\Delta\omega}{dt} - \frac{2Q a_H}{x} 2 \frac{H_{0H}}{\omega_H} \Delta\omega + \\
&+ \frac{2Q(a_H + a)}{x} 2 \frac{H_{0H}}{\omega_H} \Delta\omega + \frac{2Q a_H}{x} \Delta H_{cm} - \frac{2\Delta Q a_H}{x} \times \\
&\times (H_{0H} - H_{cm}) + \frac{2\Delta Q(a_H + a)}{x} (H_{0H} + H).
\end{aligned} \tag{4.15}$$

$\frac{d}{dt} \rightarrow p$: поділимо рівняння на $\frac{2Q(a_H + a)}{\chi}$:

$$\begin{aligned}
\frac{\chi}{2Q(a_H + a)} p\Delta H + \Delta H &= \frac{\chi H_{0H}}{Q(a_H + a)\omega_H} p\Delta\omega_2 - \\
&- \frac{2H_{0H}a_H}{(a_H + a)\omega_H} \Delta\omega + 2 \frac{H_{0H}}{\omega_H} \Delta\omega + \Delta H_{cm} \frac{a_H}{(a_H + a)} - \\
&- \Delta Q \left(\frac{a_H}{Q(a_H + a)} (H_{0H} - H_{cm}) - \frac{(H_{0H} - H)}{Q} \right).
\end{aligned} \tag{4.16}$$

Проведемо перетворення (4.15), шляхом заміни:

$$\frac{\chi}{2Q(a_H + a)} = T_H; \quad \frac{\chi H_{0H}}{Q(a_H + a)\omega_H} = T_\omega;$$

$$\begin{aligned}
\frac{2H_{0H}}{\omega_H} - \frac{2H_{0H}a_H}{(a_H + a)\omega_H} &= \frac{2H_{0H}(a_H + a)\omega_H - 2H_{0H}a_H\omega_H}{(a_H + a)\omega_H^2} = \\
&= \frac{2H_{0H}\omega_H(a_H + a - a_H)}{(a_H + a)\omega_H^2} = \frac{2aH_{0H}}{(a_H + a)\omega_H} = K_{\omega 1};
\end{aligned} \tag{4.17}$$

$$\frac{a_H}{a_H + a} = K_{Hcm} \quad (4.18)$$

$$\begin{aligned} & \frac{a_H (H_{0H} - H_{cm})}{(a_H + a)Q} - \frac{H_{0H} + H}{Q} = \\ & = \frac{a_H (H_{0H} - H_{cm}) - (a_{H2} + a)(H_{0H} + H)}{(a_2 + a)Q} = \\ & = \frac{-(H_{cm} a_H + H a_H + H_{0H} a + H a)}{(a_H + a)Q} = K_Q; \end{aligned} \quad (4.19)$$

$$T_H p \Delta H + \Delta H = T_\omega p \Delta \omega + K_\omega \Delta \omega + \Delta H_{cm} K_{Hcm} - \Delta Q K_Q \quad (4.20)$$

$$\Delta H (T_H p + 1) = \Delta \omega (T_\omega p + K_\omega) + \Delta H_{cm} K_{Hcm} - \Delta Q K_Q \quad (4.21)$$

Відповідно до рівняння (4.20) структурна математична схема регулювання напору насоса буде мати наступний вигляд:

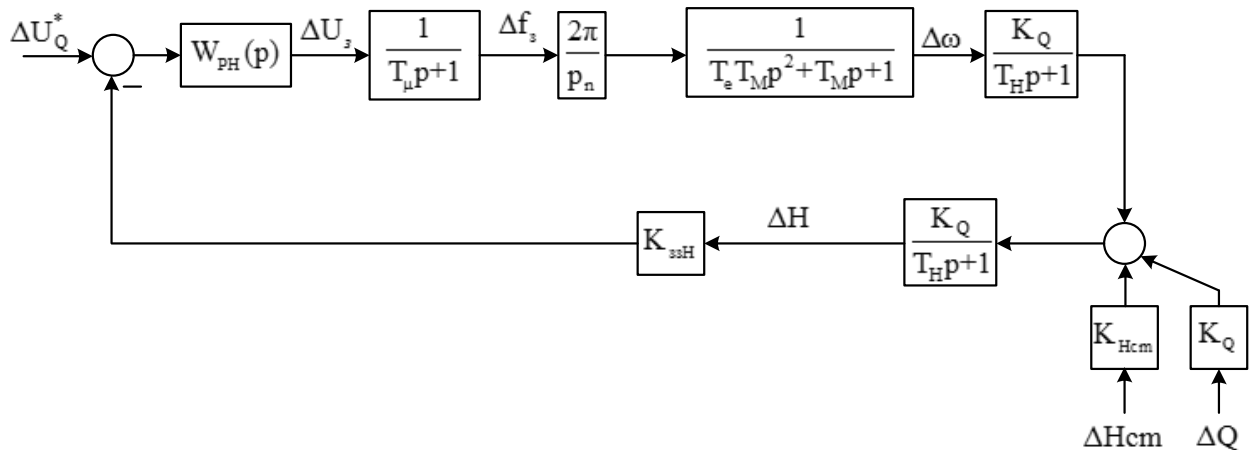


Рисунок 4.7 – Структурна схема моделі контуру регулювання напору насоса

де $W_{рн}(p)$ – передаточна функція регулятора за напругою; T_M – механічна стала часу; ΔU_H^* – напруга завдання за напругою; T_μ – некомпенсована стала часу; T_e – електромеханічна стала часу; p – кількість пар полюсів; $T_{ззН}$ – коефіцієнт зворотного зв'язку за напругою.

Отримані прирости $\Delta H_{ст}$, та ΔQ в даному випадку приймаються як незалежні збурення тому у синтезі регулятора тиску вони не враховуються.

Отримаємо структурну схему без урахування збурень з одинарним зворотнім зв'язком:

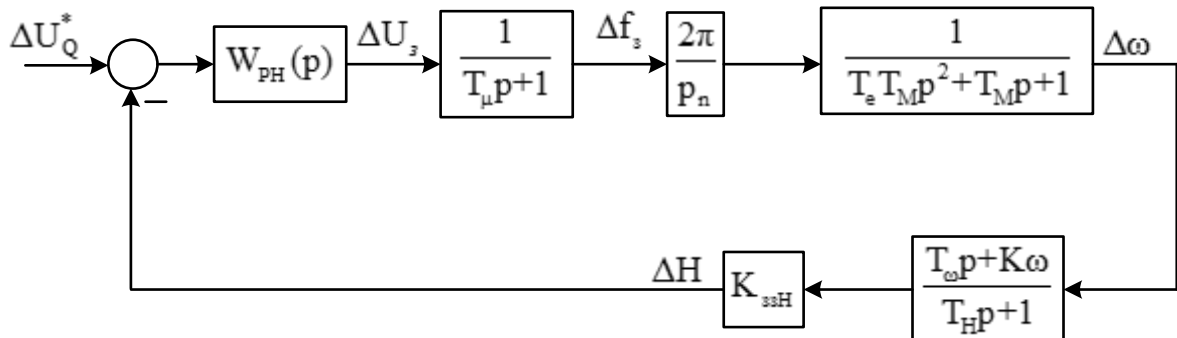


Рисунок 4.8 – Структурна схема контуру регулювання напору насоса

Проведемо налаштування контура насоса на модульний оптимум:

$$W_{\text{баз}} = \frac{1}{2T_{\mu}(T_{\mu}p + 1)}. \quad (4.22)$$

Тоді передаточна функція регулятора $W_{PH}(p)$ буде знайдена, як:

$$W_{PH} = \frac{W_{\text{баз}}(p)}{W_{\text{роз}}(p)}. \quad (4.23)$$

Передаточну функцію замкненої системи отримаємо як:

$$W_{\text{роз}}(p) = \frac{2\pi(T_{\omega p} + K_{\omega})K_{\text{ззН}}}{(T_H p + 1)(T_{\mu} p + 1)p_n(T_e T_M p^2 + T_M p + 1)}. \quad (4.24)$$

Також визначаємо $W_{PH}(p)$:

$$\begin{aligned} W_{PH}(p) &= \frac{(T_{\mu} p + 1)p_n(T_H p + 1)(T_e T_M p^2 + T_M p + 1)}{2(T_{\mu} p + 1)T_{\mu} p 2\pi(T_{\omega} p + K_{\omega})K_{\text{ззН}}} = \\ &= \frac{(T_e T_M p^2 + T_M p + 1)(T_H p + 1)p_n}{(T_{\omega} p + K_{\omega})4T_{\mu} p \pi K_{\text{ззН}}}. \end{aligned} \quad (4.25)$$

Так як, $T_e T_M \ll T_M$, то можемо останній вираз спростити до наступного вигляду:

$$\begin{aligned}
 W_{PH}(p) &= \frac{(T_H p + 1)(T_M p + 1)p_n}{4\pi K_{33H} T_\mu p (T_\omega p + K_\omega)} = \\
 &= \frac{p_n}{4\pi K_{33H} T_\mu p} \frac{(T_M p + 1)(T_H p + 1)}{T_\omega p + K_\omega} = \\
 &= \frac{p_n}{4\pi K_\omega K_{33H} T_\mu p} \frac{(T_H p + 1)(T_M p + 1)}{T_\omega p + 1},
 \end{aligned} \tag{4.26}$$

де $T_\omega = \frac{T_\omega}{K_\omega}$.

Нехтуємо $T_M T_H$ та отримаємо бажаний ПІ-регулятор для стабілізації тиску в системі:

$$W_{PH}(p) = \frac{K_p}{p} \frac{T_{H1} p + 1}{T_{H2} p + 1}, \tag{4.27}$$

де: $K_p = \frac{p_n}{4\pi K_{33H} T_\mu}$; $T_{H1} = T_M + T_H$; $T_{H2} = T_\omega$.

4.3 Дослідження характеристик гідромережі зі змінним гідравлічним опором та статичним напором в умовах стабілізації тиску

Проводимо дослідження перехідних процесів насосної установки з довільною зміною гідравлічного опору a , із стабілізацією тиску в системі з ПІ-регулятором із зворотнім зв'язком за напором.

За вихідними графіками обраного насосу визначено, що при перебільшенні продуктивності вище 140 м³/год, насос не здатен забезпечувати заданий тиск. Тому при перевищенні цього параметру необхідно зменшувати сигнал завдання.

Результати моделювання представлені на рисунках 4.9-4.11.

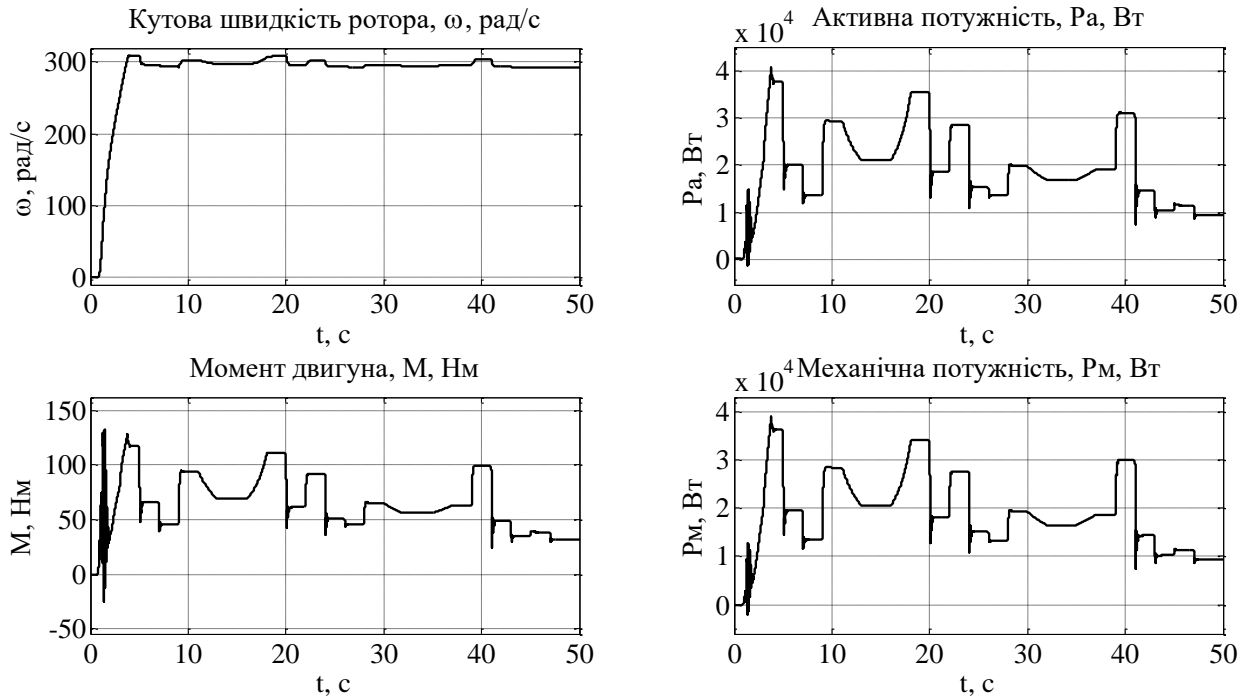


Рисунок 4.9 – Графіки перехідних процесів приводного двигуна: швидкості ω_n , статичного моменту M_s , активної потужності P_a , та механічної потужності P_m , при змінному опорі гідромережі a , та в умовах стабілізації тиску

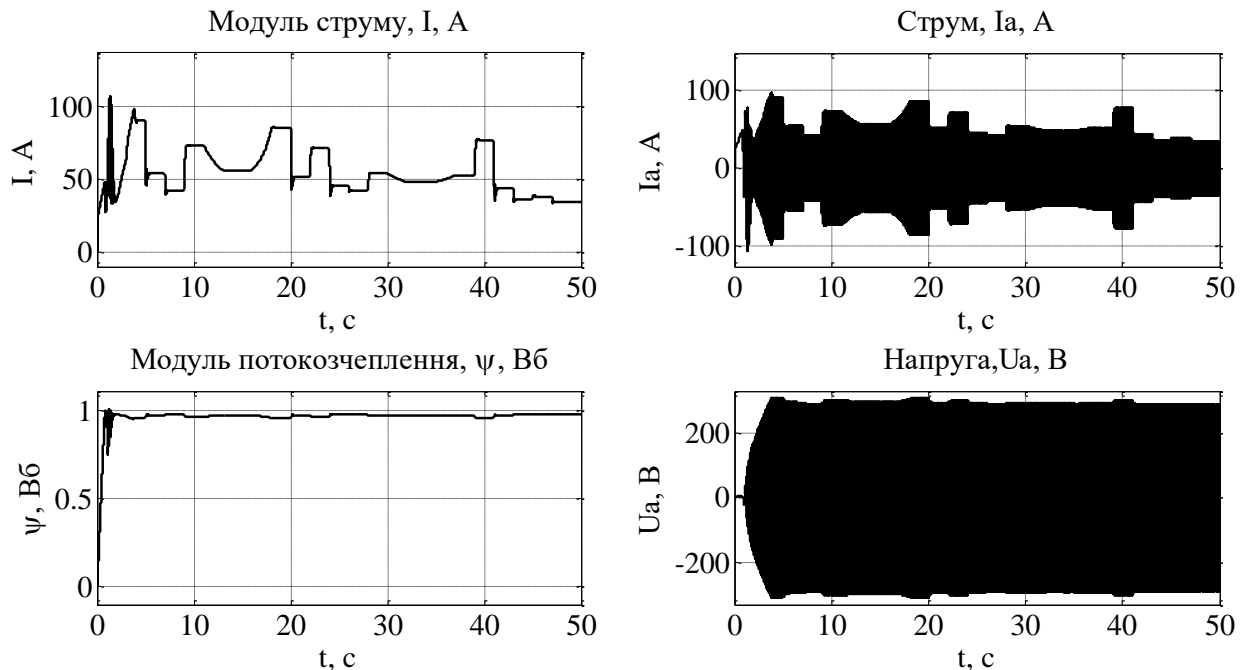


Рисунок 4.10 – Графіки перехідних процесів приводного двигуна: модуля струму I , модуля потокозчеплення ψ , струму I_a та напруги U_a , при змінному опорі гідромережі a , та в умовах стабілізації тиску

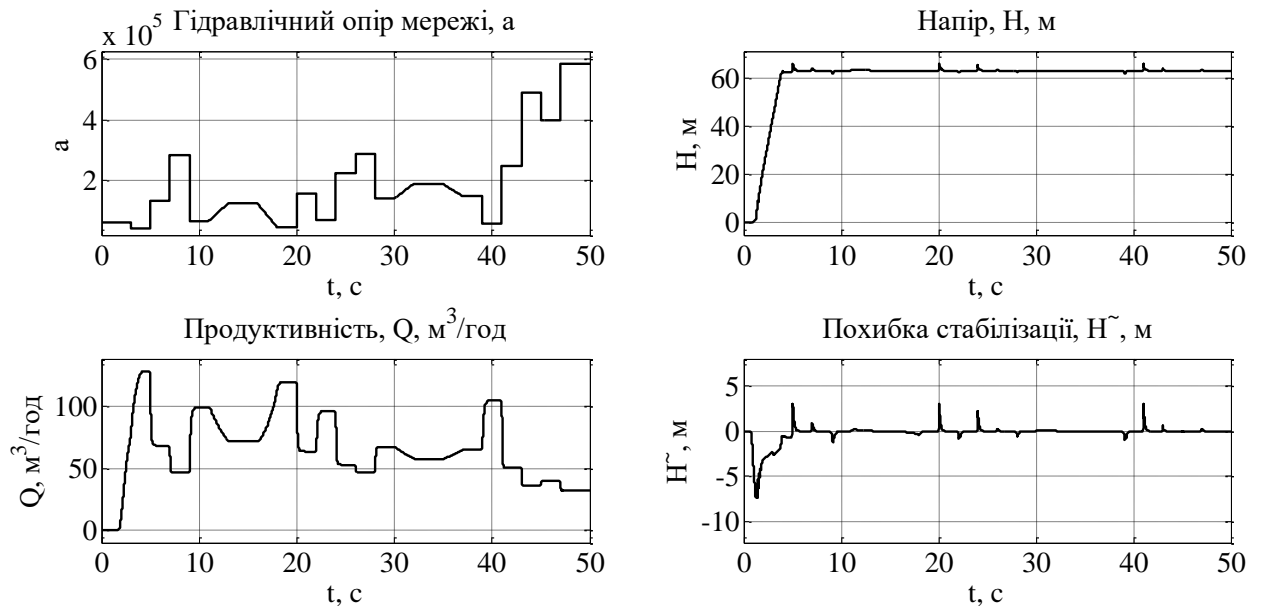


Рисунок 4.11 – Графіки перехідних процесів параметрів насоса: гідравлічного опору a , продуктивності Q , та напору H , при змінному опорі гідромережі a , та в умовах стабілізації тиску

Порівняно з дослідом без стабілізації, система підтримує заданий постійний тиск гідромережі, незалежно від зміни гідравлічного опору з похибкою, що не перевищує 5%, що повністю відповідає нормам, які допускають похибку в межах до 10% в таких системах. ПІ-регулятор повністю стабілізує систему, зводячи похибку до нуля за короткий період часу, як бачимо з графіка похибки відпрацювання тиску.

Наступний дослід проведемо змінивши по довільній траєкторії статичний напір системи, та проведемо аналіз отриманих характеристик, щодо стабілізації тиску в системі. Результати моделювання представлені на рисунках 4.12-4.15

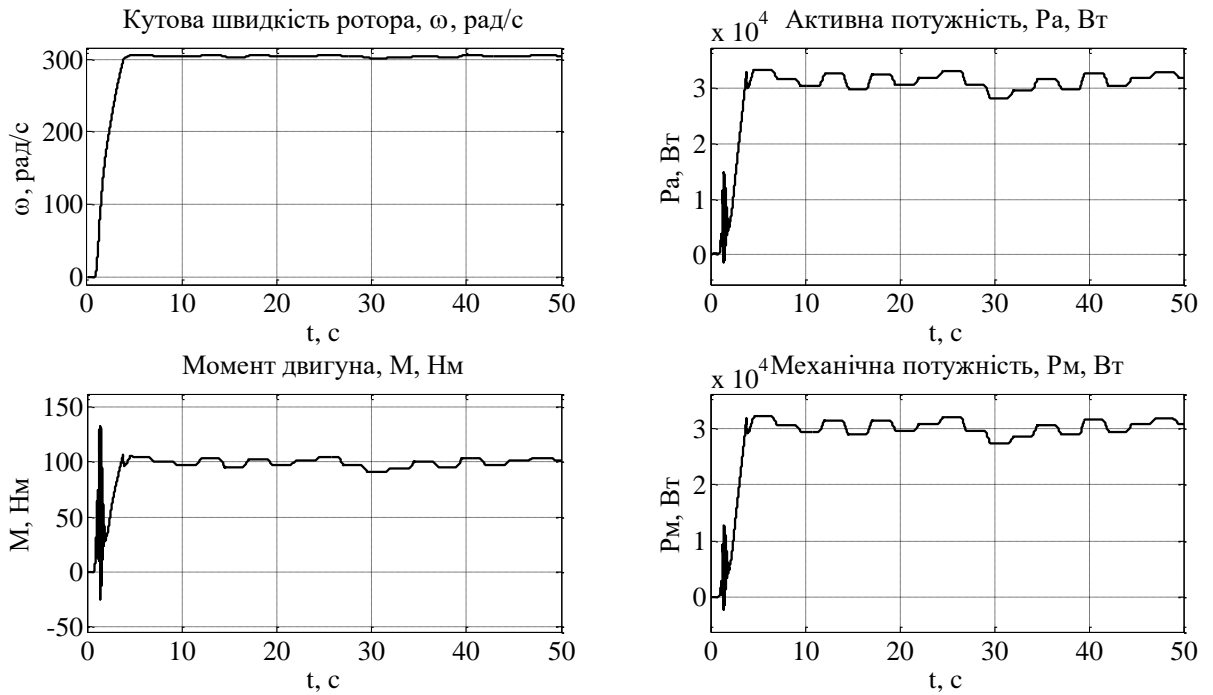


Рисунок 4.12 – Графіки перехідних процесів приводного двигуна: швидкості ω_n , статичного моменту M_c , активної потужності P_a , та механічної потужності P_m , при статичному опорі гідромережі $a = \text{const}$, і змінному статичному напору H , та в умовах стабілізації тиску

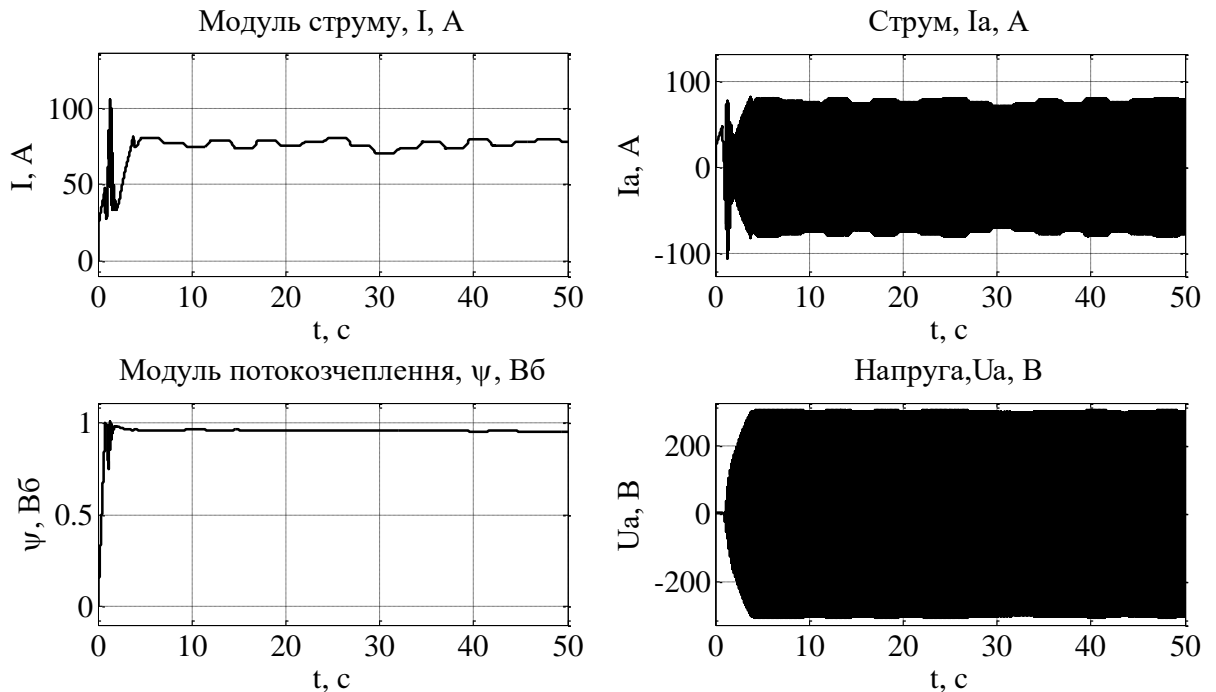


Рисунок 4.13 – Графіки перехідних процесів приводного двигуна: модуля струму I , модуля потокозчеплення ψ , струму I_a та напруги U_a , при статичному опорі гідромережі $a = \text{const}$, і змінному статичному напору H , та в умовах стабілізації тиску

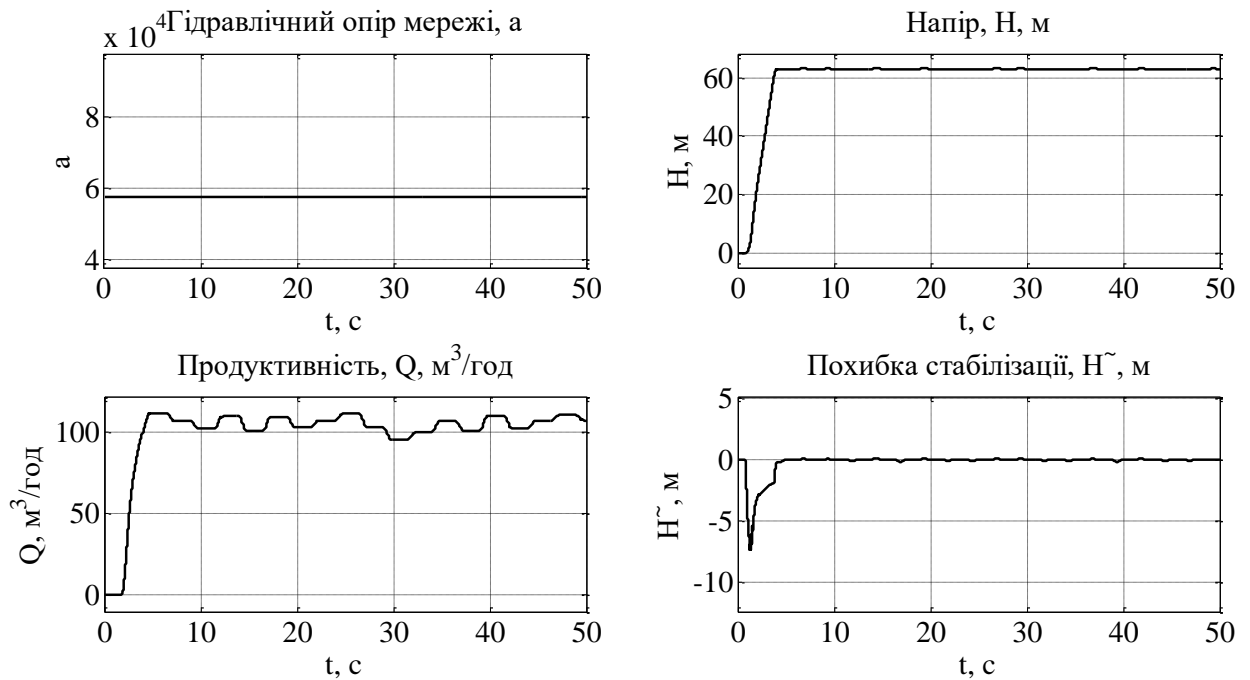


Рисунок 4.14 – Графіки перехідних процесів параметрів насоса: гідравлічного опору a , продуктивності Q , та напору H , при статичному опорі гідромережі $a = \text{const}$, і змінному статичному напору H , та в умовах стабілізації тиску

Як добре видно з похибки відпрацювання стабілізації тиску, при зміні статичного напору вона майже відсутня, адже миттєво зводиться до нуля за допомогою ПІ-регулятора.

Проведемо 4 досліді з різним заданим рівнем стабілізації тиску та з змінними статичним напором та гідравлічним опором мережі, та проаналізуємо отримані результати.

Задаємо наступні значення рівня стабілізації тиску:

- 59.5 $m^3/год$;
- 56 $m^3/год$;
- 49 $m^3/год$;
- 28 $m^3/год$;

При спробі виставити рівень стабілізації тиску вище 60 – перевищується допустимий для обраного насоса рівень продуктивності і відбувається просадка стабілізованого тиску, тому перше значення обране 59.5 $m^3/год$. Результати моделювання представлені на рисунках 4.15-4.26

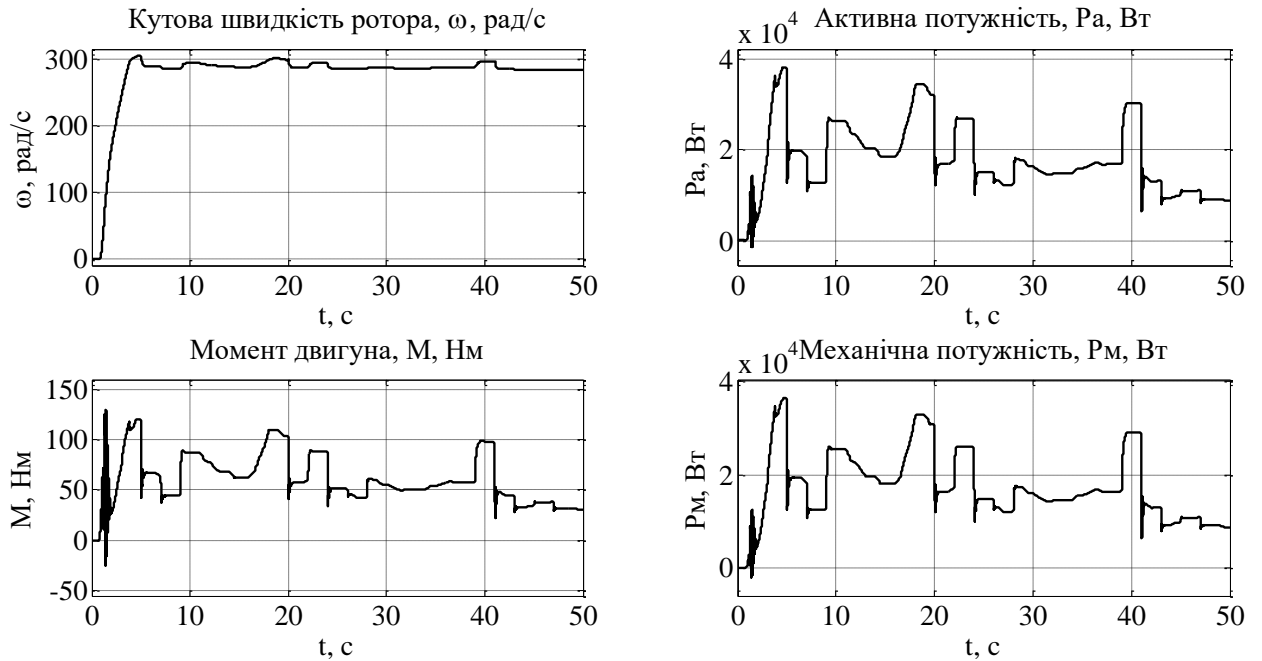


Рисунок 4.15 – Графіки перехідних процесів приводного двигуна: швидкості ω_n , статичного моменту M_c , активної потужності P_a , та механічної потужності P_m , при змінних опорі гідромережі a і напорі $H_{ст}$, та в умовах стабілізації тиску на рівні 59.5 м

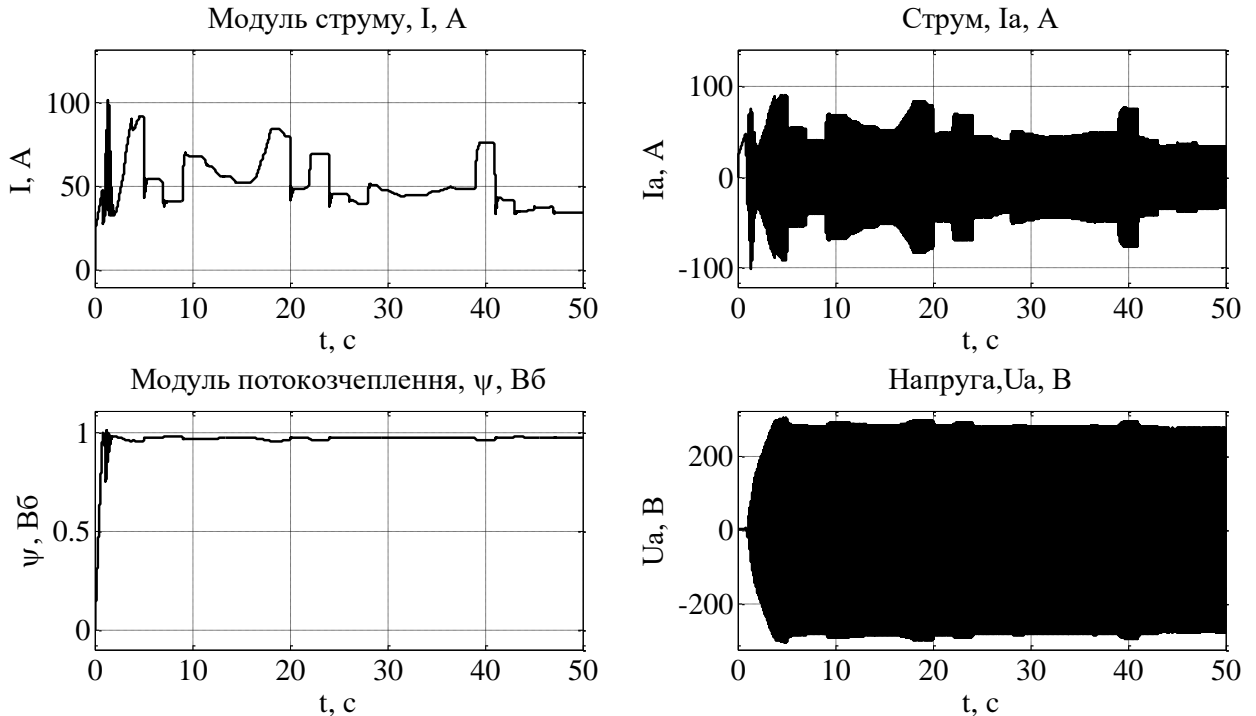


Рисунок 4.16 – Графіки перехідних процесів приводного двигуна: модуля струму I , модуля потокозчеплення ψ , струму I_a та напруги U_a , при змінних опорі гідромережі a і напорі $H_{ст}$, та в умовах стабілізації тиску на рівні 59.5 м

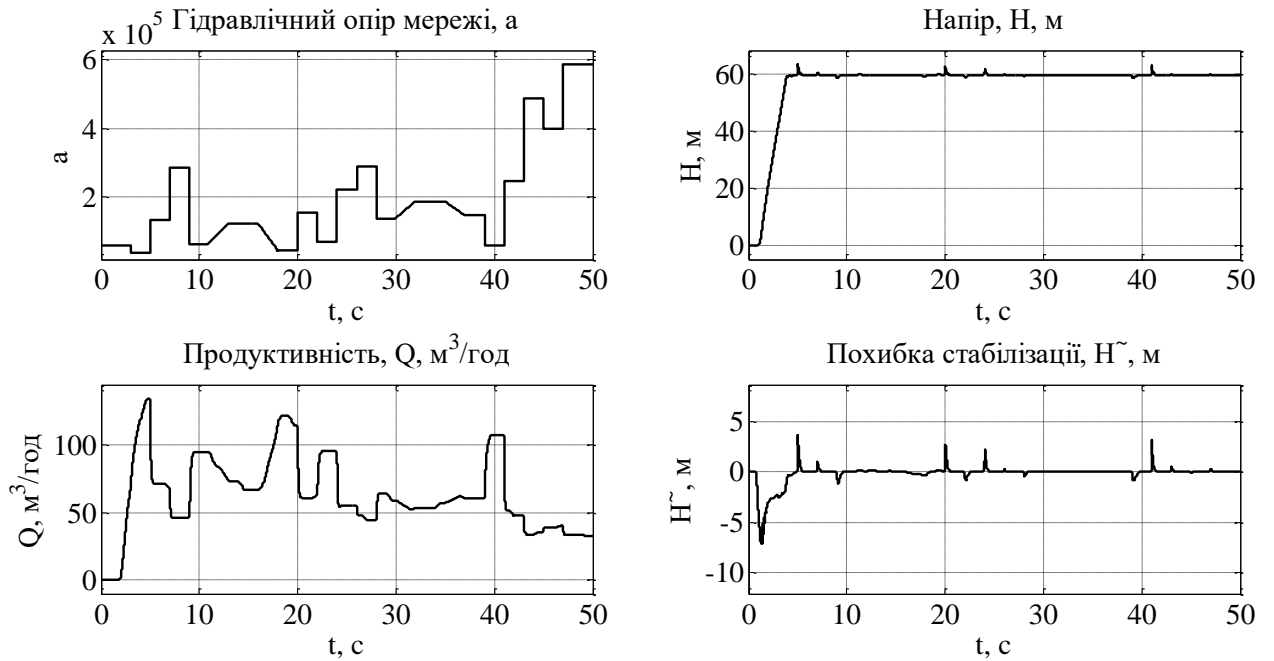


Рисунок 4.17 – Графіки перехідних процесів параметрів насоса: гідравлічного опору a , продуктивності Q , та напору H , при змінних опорі гідромережі a і напору $H_{ст}$, та в умовах стабілізації тиску на рівні 59.5 м

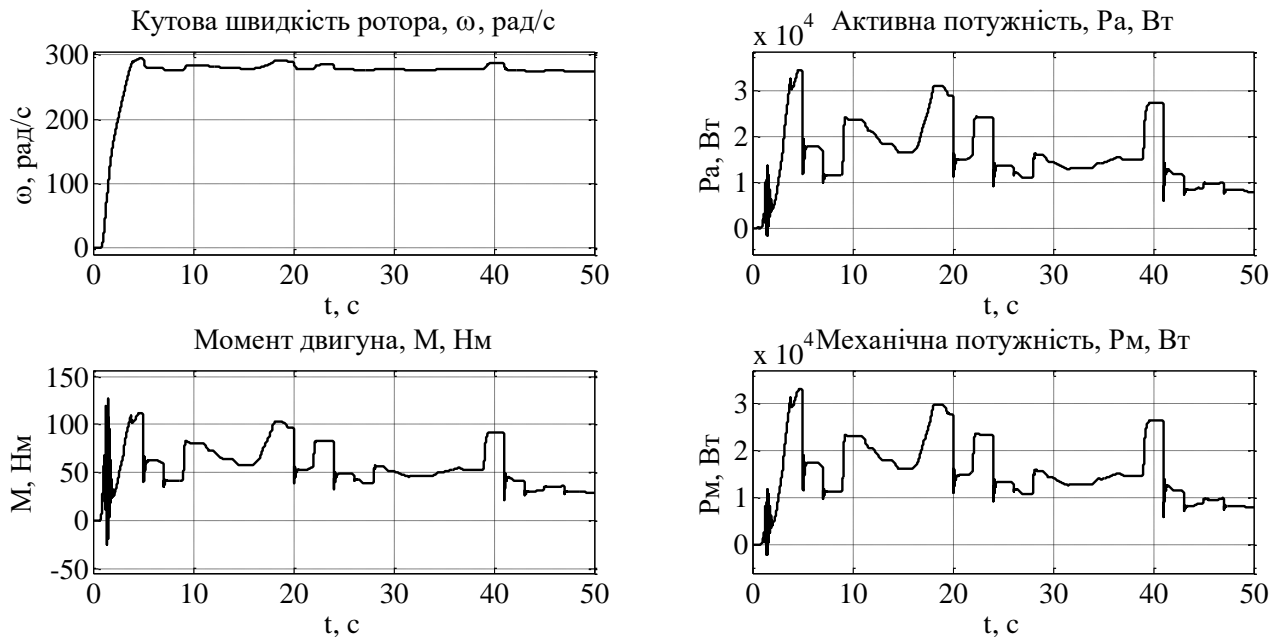


Рисунок 4.18 – Графіки перехідних процесів приводного двигуна: швидкості ω_n , статичного моменту M_c , активної потужності P_a , та механічної потужності P_m , при змінних опорі гідромережі a і напору $H_{ст}$, та в умовах стабілізації тиску на рівні 56 м

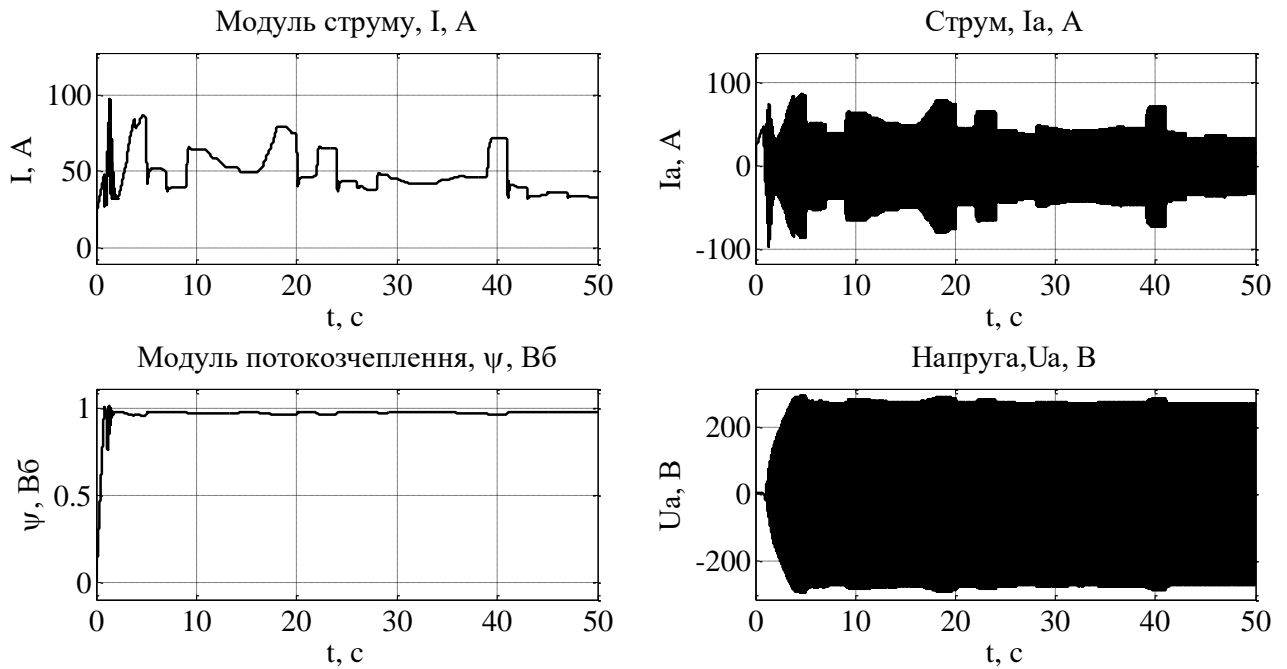


Рисунок 4.19 – Графіки перехідних процесів приводного двигуна: модуля струму I , модуля потокозчеплення ψ , струму I_a та напруги U_a , при змінних опорі гідромережі a і напорі $H_{ст}$, та в умовах стабілізації тиску на рівні 56 м

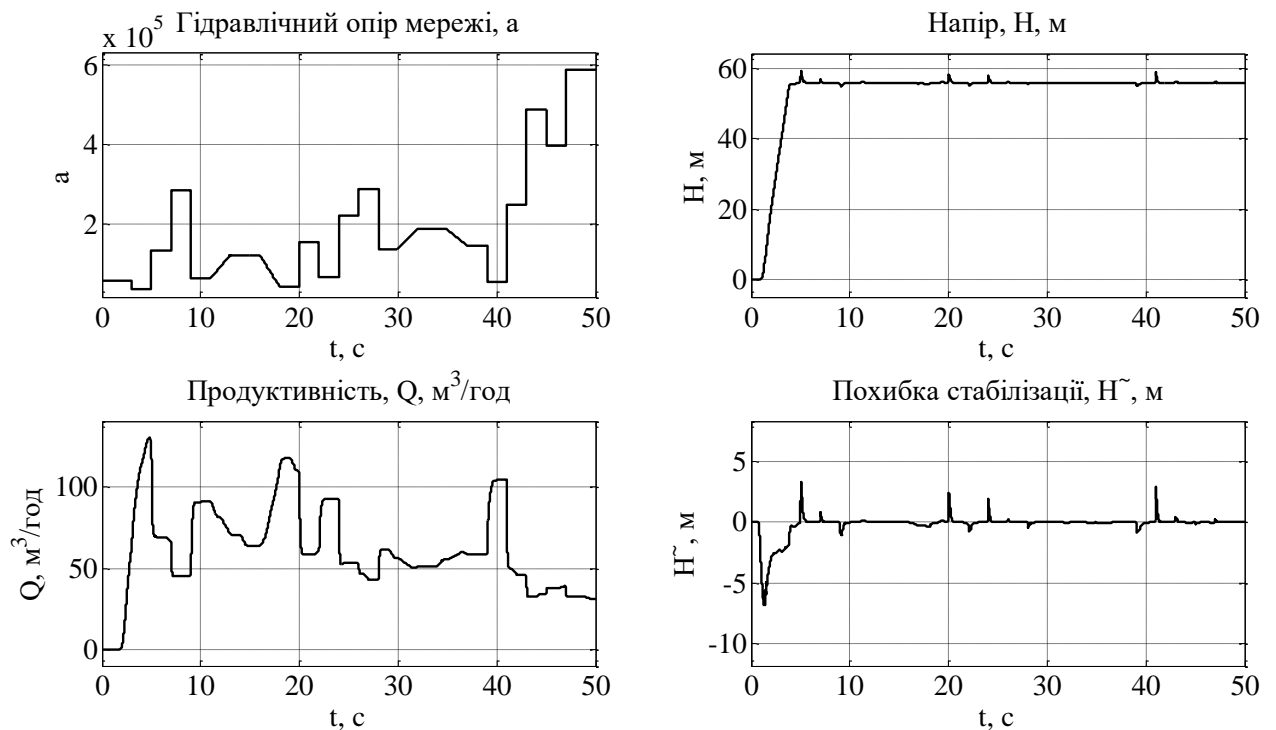


Рисунок 4.20 – Графіки перехідних процесів параметрів насоса: гідравлічного опору a , продуктивності Q , та напорі H , при змінних опорі гідромережі a і напорі $H_{ст}$, та в умовах стабілізації тиску на рівні 56 м

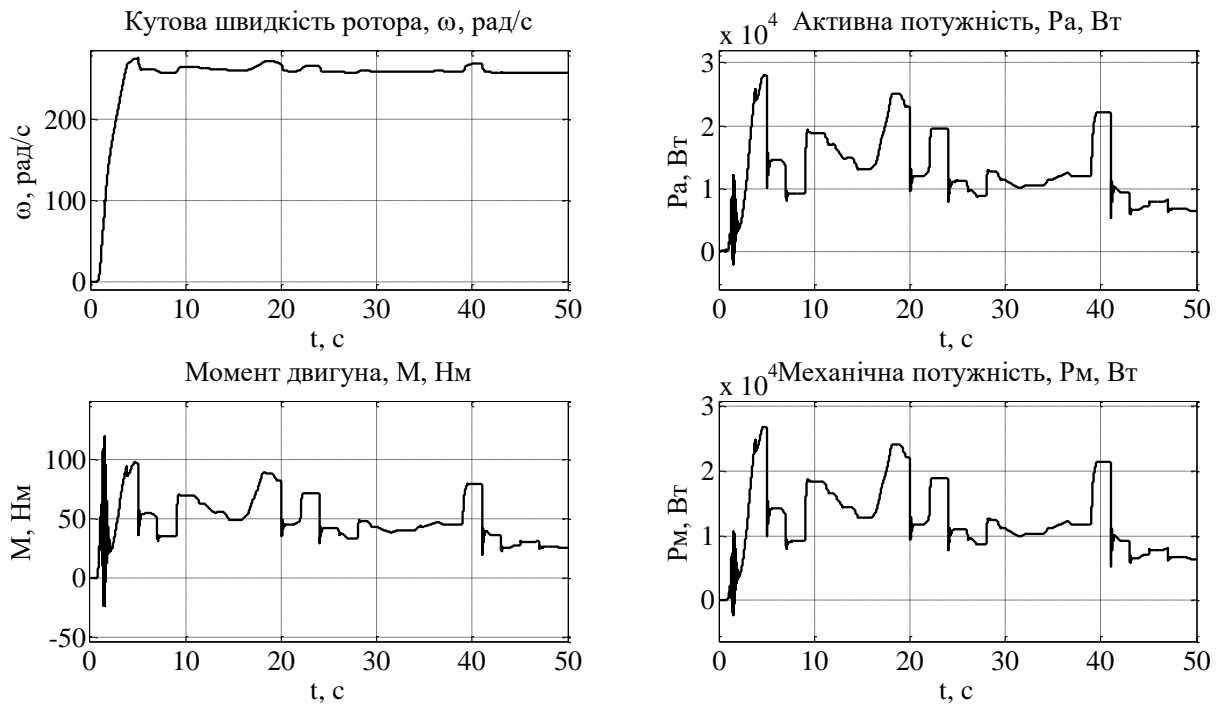


Рисунок 4.21 – Графіки перехідних процесів приводного двигуна: швидкості ω_n , статичного моменту M_s , активної потужності P_a , та механічної потужності P_m , при змінних опорі гідромережі a і напорі $H_{ст}$, та в умовах стабілізації тиску на рівні 49 м

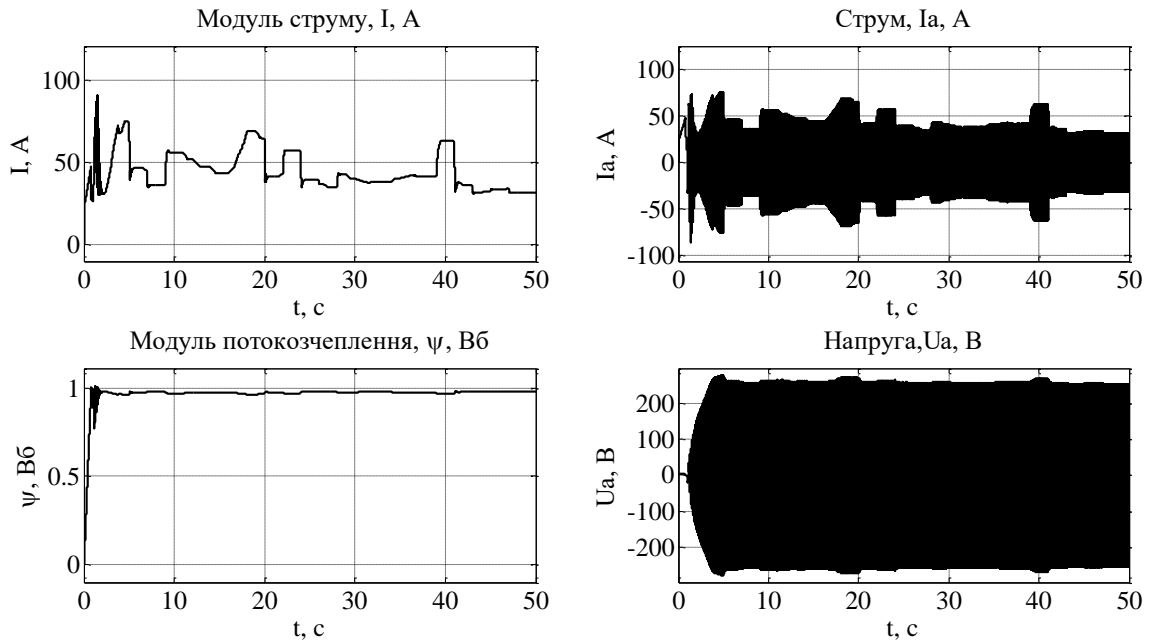


Рисунок 4.22 – Графіки перехідних процесів приводного двигуна: модуля струму I , модуля потокозчеплення ψ , струму I_a та напруги U_a , при змінних

опору гідромережі a і напору $H_{ст}$, та в умовах стабілізації тиску
на рівні 49 м

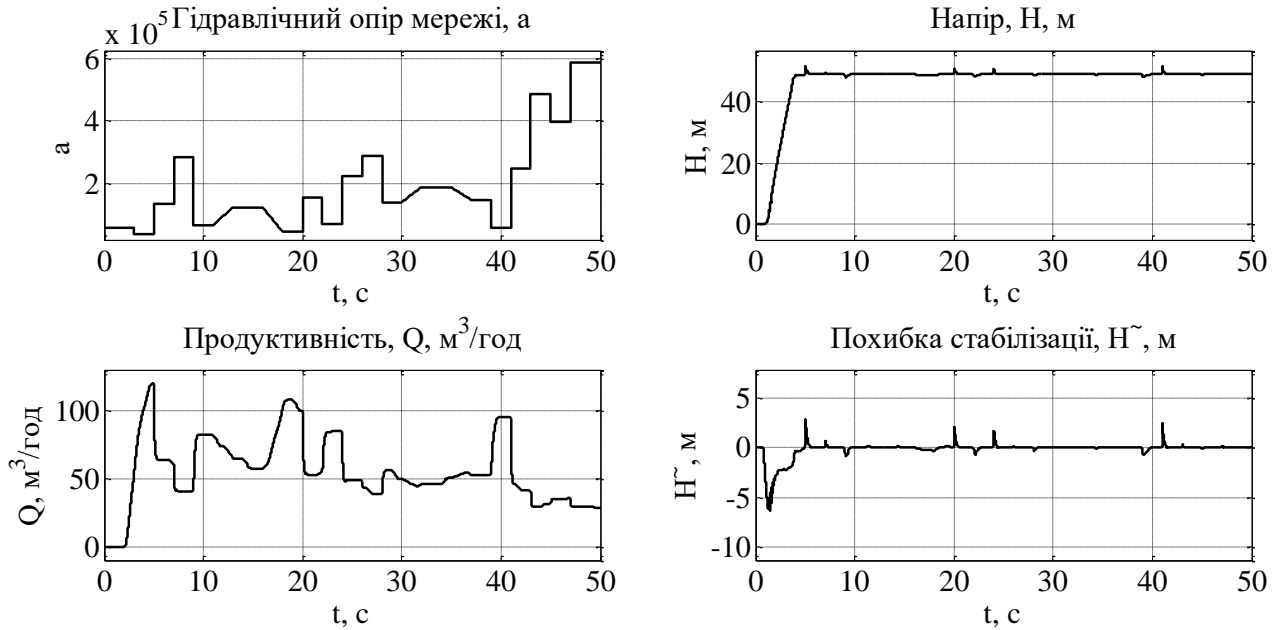


Рисунок 4.23 – Графіки перехідних процесів параметрів насоса: гідравлічного опору a , продуктивності Q , та напору H , при змінних опору гідромережі a і напору $H_{ст}$, та в умовах стабілізації тиску на рівні 49 м

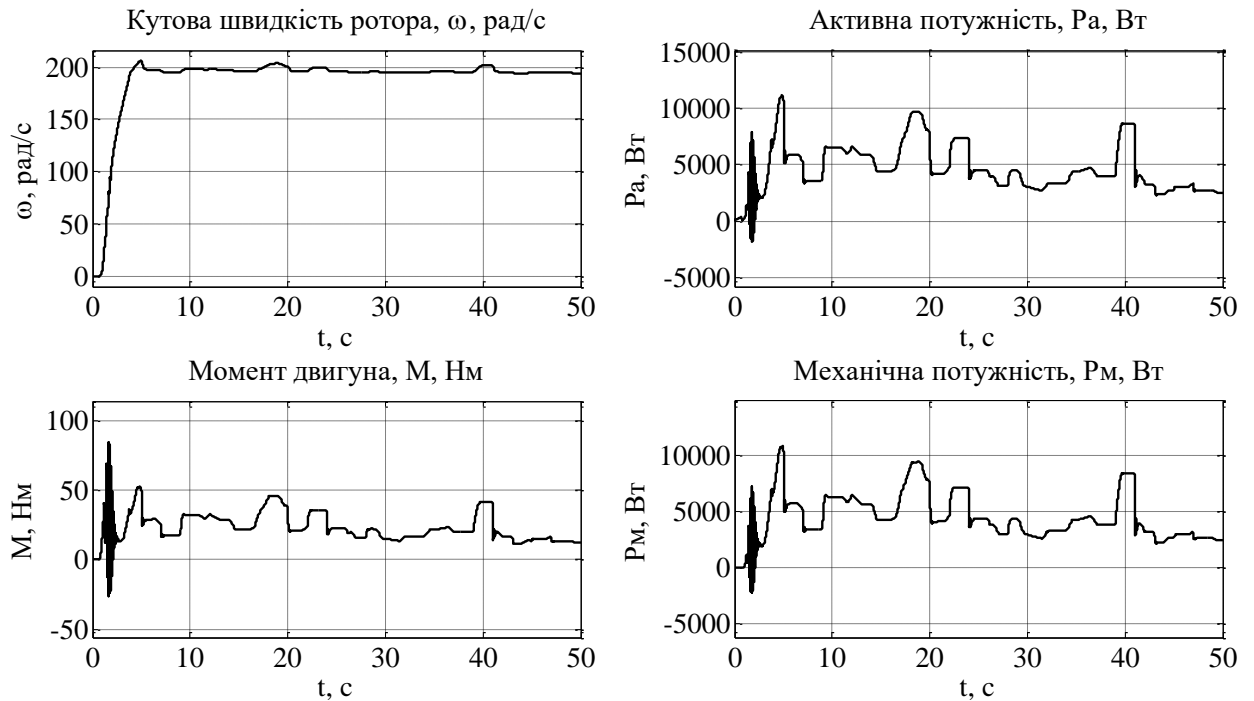


Рисунок 4.24 – Графіки перехідних процесів приводного двигуна: швидкості ω_n , статичного моменту M_c , активної потужності P_a , та механічної потужності P_m , при змінних опору гідромережі a і напору $H_{ст}$, та в умовах стабілізації тиску на рівні 28 м

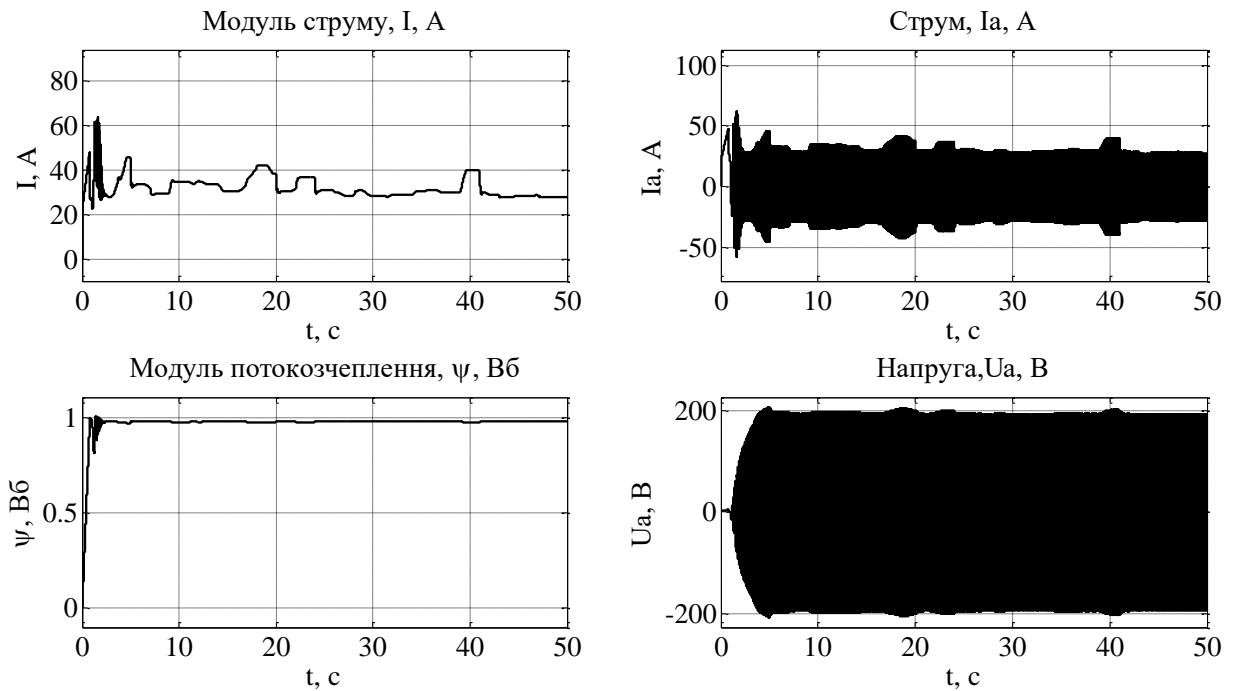


Рисунок 4.25 – Графіки перехідних процесів приводного двигуна: модуля струму I , модуля потокозчеплення ψ , струму I_a та напруги U_a , при змінних опорі гідромережі a і напорі $H_{ст}$, та в умовах стабілізації тиску на рівні 28 м

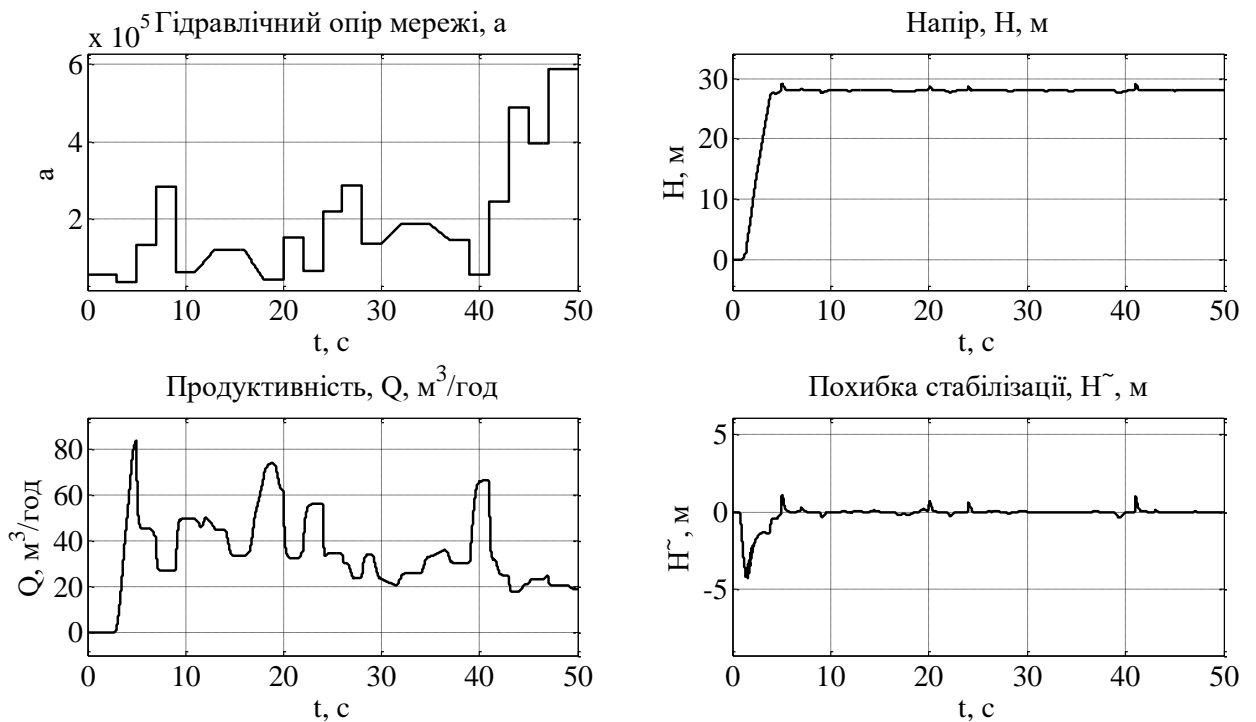


Рисунок 4.26 – Графіки перехідних процесів параметрів насоса: гідравлічного опорі a , продуктивності Q , та напорі H , при змінних опорі гідромережі a і напорі $H_{ст}$, та в умовах стабілізації тиску на рівні 28 м

Проаналізувавши графіки можемо зробити висновок, що система повністю стійка та відпрацьовує заданий рівень стабілізації, окрім перевищення допустимого значення $Q=140 \text{ м}^3/\text{год}$. При будь-яких значеннях зміни статичного напору та гідравлічного опору ІІІ-регулятор зводить отриману похибку до нуля, як ми бачимо з графіка перехідного процесу відпрацювання похибки статичного напору H .

4.4 Аналіз енергоефективності насосної установки при зміні технічних умов та налаштувань

Зробимо дослідження енергоефективності зібраної системи насосної установки шляхом інтегрування механічної потужності за формулою:

$$E = \int P_{adt} \quad (4.28)$$

Визначимо динаміку покращення або погіршення енергоефективності з використанням ІІІ-регулятора з системою без стабілізації тиску та протестуємо систему в різних режимах. Результати зводимо до таблиці 4.1

Таблиця 4.1. Дослідження енергоефективності гідромережі

Назва режиму	Витрата енергії в кВт/год
Зі зміною гідравлічного опору a за довільною траєкторією і статичним значеннями напору $H_{ст}=15\text{м}$ та з відсутністю стабілізації тиску	0.30341
Зі зміною гідравлічного опору a за довільною траєкторією і статичним значеннями напору $H_{ст}=15\text{м}$ та з стабілізацією тиску в системі з ІІІ-регулятором	0.26836
Із статичним значенням гідравлічного опору a і зміною статичного напору $H_{ст}$ за довільною траєкторією та з відсутністю стабілізації тиску	0.4353
Із статичним значенням гідравлічного опору a і зміною	

статичного напору $H_{ст}$ за довільною траєкторією та з стабілізацією тиску в системі з ПІ-регулятором	0.41324
Зі зміною за довільними траєкторіями гідравлічного опору a і напором $H_{ст}$ та без стабілізації тиску	0.30676
Зі зміною за довільними траєкторіями гідравлічного опору a і напором $H_{ст}$ та з стабілізацією тиску з ПІ-регулятором	0.29346
Зі зміною за довільними траєкторіями гідравлічного опору a і напором $H_{ст}$ без стабілізації тиску в системі з заданим рівнем напору $H=59.5$ м	0.25942
Зі зміною за довільними траєкторіями гідравлічного опору a і напором $H_{ст}$ та з стабілізацією тиску в системі з ПІ-регулятором з заданим рівнем стабілізації напору $H=59.5$ м	0.24812
Зі зміною за довільними траєкторіями гідравлічного опору a і напором $H_{ст}$ без стабілізації тиску в системі з заданим рівнем напору $H=56$ м	0.23545
Зі зміною за довільними траєкторіями гідравлічного опору a і напором $H_{ст}$ та з стабілізацією тиску в системі з ПІ-регулятором з заданим рівнем стабілізації $H=56$ м	0.22424
Зі зміною за довільними траєкторіями гідравлічного опору a і напором $H_{ст}$ без стабілізації тиску в системі з заданим рівнем напору $H=49$ м	0.18787
Зі зміною за довільними траєкторіями гідравлічного опору a і напором $H_{ст}$ та з стабілізацією тиску в системі з ПІ-регулятором з заданим рівнем стабілізації $H=49$ м	0.17894
Зі зміною за довільними траєкторіями гідравлічного опору a і напором $H_{ст}$ без стабілізації тиску в системі з заданим рівнем напору $H=28$ м	0.06786
Зі зміною за довільними траєкторіями гідравлічного опору a і напором $H_{ст}$ та з стабілізацією тиску в системі з ПІ-регулятором з заданим рівнем стабілізації $H=28$ м	0.06463

Висновок по розділу 4

В даному розділі було проведене масштабне дослідження моделі насосної установки з частотним керуванням та стабілізацією тиску в мережі гідроприводу. Застосування частотного керування дозволяє керувати величиною швидкості в широких межах, а застосування ПІ-регулятора позбавляє недоліків і похибок даний тип керування в умовах застосування в даній системі гідро мережі. Вже з графіків можна було побачити значне покращення відпрацювання заданого тиску та похибку, яка повністю зводилася до нуля за відсутності перебільшення критичних значень для обраного типу насоса. Останнє дослідження енергоефективності чисельно підтвердило доцільність використання даного типу керування, який за короткий проміжок часу в 50 с вже дає суттєве покращення в споживанні електроенергії та збільшення показників енергоефективності.

ВИСНОВОК

1) Проведено аналітичний огляд відцентрових насосів, наведені загальні відомості щодо будови та конструктивних особливостей. Детально описаний принцип роботи та наведені розшифровки основних термінів та понять. Представлені основні типи та характеристики відцентрових установок.

Важливим етапом проектування системи керування є вибір типу системи. В даному проекті обраний та детально описаний частотний тип керування насосною установкою з графіками залежностей та аналізом доцільності використання.

Керування електроприводом має свої чіткі закони і правила, тому були наведені основні вимоги до частотного керування електроприводом.

2) Дуже важливим етапом проектування є вибір насоса та приводного двигуна. В даному дипломному проекті було прийняте рішення використати автоматичну програму підбору гідравлічної установки Spaix Quick&Easy 4.0 від фірми VOGEL та приведений опис роботи в даному програмному забезпеченні. В результаті чого був обраний насос італійської фірми CALPEDA NM 65-250 з робочою точкою $Q=104 \text{ м}^3 / \text{год}$ $H=65 \text{ м.}$, як найбільш відповідаючими заданим вихідним умовам. По відомим формулам була обрахована потужність приводного двигуна в результаті чого був обраний 4A200M2У3

3) На основі представлених математичних моделей, а саме: моделі асинхронного двигуна, моделі перетворювача частоти та моделі одинарної насосної установи надалі була спроектована та побудована система автоматизації насосної установки зі стабілізацією тиску на виході за допомогою ПІ-регулятора.

4) Розроблена та спроектована система автоматизації керування насосною установкою, побудовані та налаштовані математичні моделі представлені вище, та проведений аналіз відпрацювання стабілізації тиску в системі при довільній зміні по невідомій траєкторії параметрів гідромережі:

гідравлічного опору a , та статичного напору H . Проведений аналіз показав, що система зводить похибку до нуля, тобто на виході отримуємо стабілізований тиск згідно заданого рівня, незалежно від того як ми змінюємо гідравлічні параметри, але при умові відсутності переходу за межі допустимої продуктивності обраного насоса. Також був проведений аналіз щодо енергоефективності частотного керування, який показав, що навіть на малому проміжку часу економиться велика кількість енергії завдяки застосування правильно налаштованого керування.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Системы активного регулирования параметров насосных комплексов / А.Л. Перекрест, Т.В. Коренькова, Д.И. Родькин. – Монография.– Кременчуг: ЧП Щербатых А.В., 2011. – 180 с.
2. Sensorless control of water supply pump based on neural network estimation. / N. Pechenik N, O. Kiselychnyk, S. Buryan, D. Petukhova. – Electrotechnic and Computer Systems, 2011. – No 3. – pp. 462-466.
3. Integrated model of water pump and electric motor based on BP neural network. / Qiang Zhu, Guoli Li, Rui Zhou. – IEEE 10th Conference on Industrial Electronics and Applications (ICIEA). – New Zealand, 15-17 June 2015. – pp. 1449-1452.
4. Техномаш-Львів [Електронний ресурс] – URL:<https://snk-lviv.com.ua/avtomatychna-nasosna-stantsiyavodopostachannya-scho-tse-take-i-yaki-vony-buvayut/>
5. Автоматизация насосной станции с применением частотно-регулируемого электропривода / В.С. Копырин, Е.Г. Бородацкий. – Силовая электроника. – 2006. – № 2. – 23 с.
6. Гідравлічні і аеродинамічні машини / О. М. Романюк, Г. П. Вербицький, М. І. Колотило, В. Д. Колотило, Ф. М. Клепиков. – Кіровоград. – 1997. – 176 с.
7. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер, Я. Т. Ковалев, Б. Б. Некрасов. – Минск: Высшая школа. – 1976. – 416 с.
8. Шевченко Т. О. Конспект лекцій з дисциплін «Гідравлічні та аеродинамічні машини» і «Насосні та повітродувні станції» Модуль 1. «Гідравлічні та аеродинамічні машини» (для студентів 3 курсу денної і заочної форм навчання напрямів підготовки 6.060103 «Гідротехніка (Водні ресурси)», 6.060101 «Будівництво» (спеціальність «Водопостачання та водовідведення»)) / Т. О. Шевченко, – Харк. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Х.: ХНУМГ, 2014. – 110 с.

9. Вентиляторы и насосы / Э.Э. Струве, И.П. Дик, Г.С. Старцев. – М.: Машгиз, 1955.
10. Каталог насосных установок Calpeda [Электронный ресурс] – URL: https://220volt.com.ua/uploads/shop_info_data/file/0592/72.pdf
11. Каталог товаров по насосным установкам [Электронный ресурс] – URL: https://220volt.com.ua/nasos-poverhnostnij-calpedamxh02e/?gclid=Cj0KCQjwz7rXBRD9ARIsABfBl814qXULYuEI2I4Y_yuOf2XGTCxMOuWxjBrR-Kro6H6ulDRnhsH4CcaAsVbEALw_wcB
12. Параметры відцентрованих насосів [Электронный ресурс] – URL: <http://rsnasos.ru/info/ksb-rassch-param-centrobejnasosov.pdf>
13. Теорія мехатронних систем – 1: Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічної роботи для студентів заочної форми навчання напряму підготовки 6.050702 – "Електромеханіка" спеціальності "Електромеханічні системи автоматизації та електропривод" / Уклад: С. М. Пересада, С. М. Ковбаса. –К.: НТУУ "КПІ", 2011 р. –96 с.
14. Асинхронные двигатели серии 4А: Справочник / А. Э. Кравчик, М. М. Шлаф, В. И. Афонин, Е. А. Соколенская. – М.: Энергоатомиздат, 1982. – 504 с.
15. Вольдек А. И. Электрические машины / А.И. Вольдек. – Учебник для студентов высш. техн. учебн. Заведений. – 3-е изд., перераб. – Л.: Энергия, 1978 г. – 832 с.
16. Карелин, В. Я. Насосы и насосные станции / В. Я. Карелин, А. В. Минаев – М.: Стройиздат. – 1986. – 320 с.
17. Кривченко, Г. И. Гидравлические машины. Турбины и насосы. Учебник для вузов. 2-е изд., перераб. / Г. И. Кривченко – М.: Энергоатомиздат. – 1983. – 320 с.
18. Справочник по гидравлическим расчетам систем водоснабжения и канализации / А. М. Курганов, Н. Ф. Федоров–Л.: Стройиздат. – 1978. – 424 с.
19. Лобачев, П. В. Насосы и насосные станции / П. В. Лобачев – М.: Стройиздат. – 1990. – 320 с.

20. Преобразователи частоты Lenze 8200 Vector [Електронний ресурс] – URL: http://www.lenze.org.ua/?inc=inverters/01_inv/01e_8200_Vector

21. Overview of DE1-SoC Development Board. Solution for Altera FPGAs [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <http://www.terasic.com.tw/cgi-bin/page/archive.pl?Language=English&No=836>.

22. Офіційний сайт Calpeda [Електронний ресурс] – URL: <https://calpeda.ua/about>

23. Електромеханічні системи автоматизації загальнопромислових механізмів-2: Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт для студентів денної форми навчання напряму підготовки 6.050702- "Електромеханіка" спеціальності "Електромеханічні системи автоматизації та електропривод"/ М.В. Печеник, О.І. Кіселичник, В.І. Теряєв, С.М. Ковбаса, С.О. Бур'ян, – К.: НТУУ "КП", 2011. – 87 с.

24. Електромеханічні системи автоматичного керування робочими параметрами турбомеханізмів на основі принципу пасивності"/ М.Г.Попович, О.І.Кіселичник. – Проблеми автоматизованого електропривода. Теорія і практика. Вісник НТУ"ХП", Випуск 43, 2004. – с.16-19.

25. Електричні машини і трансформатори : навч. посібник / М. О. Осташевський, О. Ю. Юр'єва; за ред. В. І. Мілих. – Харків : ФОП Панов А. М., 2017. – 452 с.

26. Електротехніка, електроніка та мікропроцесорна техніка : підручник / В.І. Мілих, О.О. Шавьолкін; за ред. В.І.Мілих. – Київ : Каравела, 2012. – 688 с.

27. Мілих В.І. Електротехніка та електромеханіка / В.І. Мілих. – Київ : "Каравела", 2006. – 376 с

28. Електричні машини : навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл., які навч. за напрямом підгот. «Електротехніка та електротехнології» / В.М. Андрієнко, В.П. Куєвда. – К. : НУХТ, 2010. – 366 с.

29. Transient Torques in Squirrelcage Induction Motors, with Special Reference to Plugging / E.S. Gilfillan, E.L. Kaplan. – Trans. AIEE. – 1941. – V. 60. – 1200 p.

30. Толочко О. І. Моделювання електромеханічних систем. Математичне моделювання систем асинхронного електроприводу: навчальний посібник / О. І. Толочко. – Київ, НТУУ «КПІ», 2016. – 150 с. Іл.