

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»  
(повне найменування закладу вищої освіти)

Навчально-науковий інститут інформаційних технологій і робототехніки  
(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

Кафедра автоматичної, електроніки та телекомунікацій  
(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

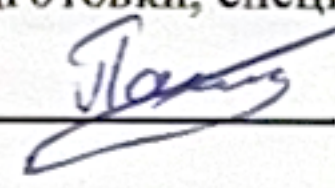
## **Пояснювальна записка**

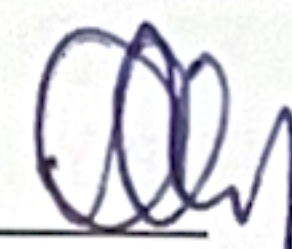
до кваліфікаційної роботи

магістр  
(ступінь вищої освіти)

на тему «Удосконалення та дослідження електроприводу насосного агрегату моделі СА 125/315»

Виконав: студент 2 курсу, групи 601-МЕ  
спеціальності 141 «Електроенергетика,  
електротехніка та електромеханіка»  
(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)

Пашенко А.В.   
(прізвище та ініціали)

Керівник Шефер О.В.   
(прізвище та ініціали)

Рецензент Захарченко А.В.  
(прізвище та ініціали)

Полтава - 2025 рік

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»  
 Інститут Навчально-науковий інститут інформаційних технологій і робототехніки  
 Кафедра Автоматики, електроніки та телекомунікацій  
 Ступінь вищої освіти Магістр  
 Спеціальність 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

### ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри автоматики,  
 електроніки та телекомунікацій  
 О.В. Шефер  
 « 02 » 09 2024 р.

### ЗАВДАННЯ НА МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТУ Пашенку Андрію Віталійовичу

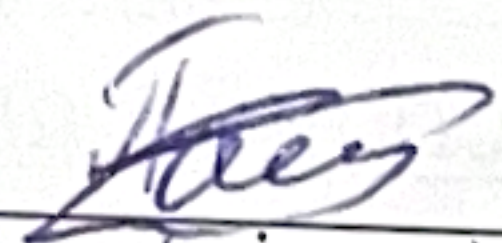
1. Тема проекту (роботи) «Удосконалення та дослідження електроприводу насосного агрегату моделі СА 125/315»  
 керівник проекту (роботи) Шефер Олександр Віталійович, д.т.н., професор  
затверджена наказом вищого навчального закладу від 09.08.2024 року № 818-ф,а
2. Строк подання студентом проекту (роботи) 19.12.2024 р.
3. Вихідні дані до проекту (роботи). Технічний паспорт на насосний агрегат моделі СА 125/315. Постійна часу насосу – 0,9 с, постійна часу мережі - 4с. Потужність приводу до 50 кВт.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Вступ. Опис технологічної системи міського водопостачання. Розрахунок необхідної потужності та вибір електродвигуна насосного агрегату. Регулювання продуктивністю насосного агрегату збільшенням числа однаково працюючих насосів. Визначення необхідного технологічного діапазону регулювання швидкості обертання насосу. Дослідження режимів роботи електроприводу. Математичний опис роботи насосного агрегату з паралельно включеними насосами. Синтез системи автоматичного керування, замкнутої по технологічному параметру. Висновки.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових плакатів): Актуальність, мета, об'єкт та предмет дослідження. Номінальна характеристика насосного агрегату. Сумарна характеристика насосної установки кількох насосних агрегатів. Регульовальні характеристики продуктивністю насосу. Механічні характеристики АД. Швидкісні характеристики ЕП. Енергетичні характеристики приводу. Аналіз втрат пужності двигна. Залежність продуктивності насосноо агрегату від швидкості ЕП. Функціональна схема САК. Контур стабілізації шидкості. САК технологічного процесу водопостачання. Математична модель електропривода ПЧ-АД. Перехідні характеристики насоса та мережі. Двоконтурна система стабілізації тиску в магістралі. Функціональна схема САК мережевою інфраструктурою.

Дата видачі завдання 02.09.2024 р.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Пор №	Назва етапів магістерської роботи	Термін та обсяг виконання етапів роботи			Примітки (плакати)
1	Вступ. Загальна характеристика процесу подачі і розподілу чистої води. Опис технологічної схеми системи міського водопостачання.	07.10.24		15%	Пл. 1
2	Розрахунок необхідної потужності та вибір електродвигуна насосного агрегату. Керування продуктивністю водонапірної насосної станції.	16.10.24	I	25%	Пл. 2, 3
3	Методи регулювання продуктивністю насосних агрегатів. Визначення необхідного технологічного діапазону регулювання швидкості обертання насосу. Обґрунтування вибору системи регулювання електропривода.	05.11.24		40%	Пл.4, 5
4	Дослідження режимів роботи електроприводу. Побудова статичних характеристик регульованого електроприводу.	12.11.24		50%	Пл.6
5	Математичний опис роботи насосного агрегату з паралельно включеними насосами.	19.11.24	II	60%	Пл.7
6	Аналіз напірних і енергетичних характеристик насосного агрегату з паралельно працюючими насосами.	26.11.24		70 %	Пл. 8
7	Синтез системи автоматичного керування, замкнутої по технологічному параметру.	11.12.24		90 %	Пл. 9
8	Висновки. Робота над графічною частиною. Оформлення кваліфікаційної роботи.	19.12.24	III	100%	Пл. 10

Магістрант

  
(підпис)

Пащенко А.В.  
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

  
(підпис)

Шефер О.В.  
(прізвище та ініціали)

## ЗМІСТ

Вступ.....	6
1. Технологічна частина.....	10
1.1. Загальна характеристика процесу подачі і розподілу чистої води.....	10
1.2. Опис технологічної схеми системи міського водопостачання.....	10
1.3. Характеристика електроустаткування насосного агрегату Моделі СА 125/315.....	15
1.4. Контрольно-вимірювальна та регулювальна апаратура.....	22
1.5. Розрахунок необхідної потужності та вибір електродвигуна насосного агрегату.....	26
1.6. Висновки за розділом.....	29
2. Конструкторсько-розрахункова частина.....	30
2.1. Керування продуктивністю водонапірної насосної станції.....	30
2.1.1. Паралельна робота насосних агрегатів на загальну гідравлічну мережу.....	30
2.1.2. Методи регулювання продуктивністю насосних агрегатів.....	32
2.1.3. Регулювання продуктивністю насосного агрегату збільшенням числа однаково працюючих насосів.....	36
2.2. Визначення необхідного технологічного діапазону регулювання швидкості обертання насосу.....	38
2.3. Аналіз вимог до електроприводів насосів. Обґрунтування вибору системи регулювання електропривода.....	41
2.4. Опис системи узгодження енергосилової установки з параметрами системи електроприводу насоса.....	43
2.5. Висновки за розділом.....	48
3. Дослідження режимів роботи електроприводу.....	49
3.1. Розрахунок параметрів асинхронного двигуна.....	49
3.2. Побудова статичних характеристик регульованого електроприводу.....	52

3.3.Отримання енергетичних характеристик регульованого електроприводу.....	56
3.4. Аналіз режимів роботи насосного агрегату.....	60
3.4.1. Математичний опис напірних і енергетичних характеристик насоса.....	60
3.4.2. Математичний опис роботи насосного агрегату з паралельно включеними насосами.....	63
3.5.Аналіз напірних і енергетичних характеристик насосного агрегату з паралельно працюючими насосами.....	69
3.5.1. Синтез системи автоматичного керування, замкнутої по технологічному параметру.....	72
3.5.2. Двоконтурна система стабілізації тиску.....	80
3.6 Висновки за розділом.....	89
Висновки.....	90
Література.....	92
Додатки.....	94

## Вступ

Питання підвищення надійності систем енергопостачання як складного розгалуженого ланцюга генерування, перетворення, передачі енергії до споживачів в даний час набули особливої актуальності у зв'язку з усвідомленням того факту, що не тільки підприємства або окремі механізми, але і соціальна сфера суспільства виявляються уразливими при порушеннях схемного або системного характеру навіть невеликої тривалості. Недооцінка цієї обставини приводить до ряду крупних аварійних ситуацій, викликаних стихійними лихами. Ліквідація наслідків аварій в системах електропостачання вимагає чималих витрат, людських і матеріальних ресурсів.

Системи комплектних електроприводів створюються спеціально для ряду механізмів, що відрізняються конструктивними особливостями, динамічними характеристиками. В окремих випадках технологічні механізми вносять істотний вплив на динаміку електрифікованого агрегату і їх недооцінка, навіть при простих реалізаціях систем, може дати негативний результат. Таким механізмом може вважатися насосна установка - складний динамічний об'єкт, характеристики якого не тільки не достатньо повно вивчені, але мають властивості змінюватися з ряду причин.

**Метою кваліфікаційної роботи** є удосконалення енергетичних характеристик електроприводу насосного агрегату моделі СА 125/315.

**Об'єктом дослідження** є комбіноване управління режимами насосної установки.

**Предметом дослідження** є насосний агрегат моделі СА 125/315.

На сучасному етапі розвитку промисловості можна говорити про відставання практики проектування від конкретних потреб підприємств для створення і забезпечення аварійного електропостачання. Не визначені питання методологічного підходу до розрахунку і визначення потужності аварійного джерела, визначенню умов запуску потужних електроприводів. Актуальність цього питання підтверджується тим, що пускові режими виявляються

найуразливішою ланкою в створюваній системі автономного живлення з причини обмеженої потужності згаданого джерела. В цьому випадку важливими і актуальними є питання використання регульованого електроприводу, який найбільш повно вирішує задачу пускових режимів при максимальних енергетичних показниках. Представляє інтерес пошук шляхів узгодження параметрів електроустаткування з автономною генеруючою установкою.

Найбільш раціональним представляється варіант вирішення задачі підвищення надійності системи електропостачання в аварійний період шляхом цілеорієнтованого застосування аварійного живлення енергоустановок, як одного з організаційно-технічних заходів підприємств, з обов'язковим використанням пристроїв узгодження з комплектом апаратури управління і захисту, яке встановлюється на підприємстві.

Гарантоване безаварійне електропостачання для більшості підприємств практично нездійсненне через значні капітальні витрати при технічній реалізації тих або інших пропозицій. Електропостачання з відомим ступенем надійності реалізовується в системах з резервуванням електроживлення від інших джерел. Можливий збиток від втрати електроживлення навіть при незначній вірогідності його появи в умовах насосних станцій залежить, як від причин технологічного характеру, так і від тривалого аварійного відключення електроживлення.

За допомогою насосів можна піднімати рідину на певну висоту, транспортувати на необхідну відстань, примушувати циркулювати її в замкнутій системі.

В умовах експлуатації насосних агрегатів буває необхідно мати можливість регулювати подачу насоса в досить широких межах. Для цього широко використовують способи регулювання подачі насосів:

- дросельне регулювання;
- регулювання режиму роботи насоса зміною частоти обертання робочого колеса;

- числом включення насосних агрегатів.

Наявність «безпечного» інтервалу часу, що слідує за аварією, дає можливість підприємствам вирішувати поставлену задачу аварійного енергоживлення на низькому технічному рівні, з можливостями виконання необхідних функцій із порівняно незначними капітальними витратами.

Аналіз пов'язаних із завданням аварійного живлення питань показав, що вихід можливий при використанні оперативно - формованих систем аварійного електропостачання.

Подальший розвиток завдання приведе до необхідності оцінки вартісних характеристик згаданих систем. Можна говорити про те, що запропоновані рішення за вартістю на порядок нижчі за системи, що базуються на нестандартному устаткуванні. Дослідження показали рішень для систем аварійного електропостачання, що оперативно формуються в ході розвитку аварії - немає.

В даний час з'явилась реальна можливість створення оперативно - формованих джерел електроенергії у зв'язку із створенням пристроїв перетворювальної техніки нового покоління, що відрізняється високими енергетичними показниками, і малими вагою та габаритами. Промислові транзисторні перетворювачі частоти, широко використовуються на підприємствах як елемент регульованого асинхронного приводу, є тією невивантаженою частиною, через яку ідея створення оперативно - формованих джерел до недавнього часу розглядалася як принципово неможлива.

У аварійних режимах потужність насосних станцій істотно відрізняється від тієї, яка характерна для номінального режиму при живленні від промислової мережі. При аварійному живленні можлива наступна компоновка електроживлення двигуна насоса:

- живлення від автономного джерела з частотою 50 Гц з використанням аеродинамічних методів регулювання продуктивності;
- живленням зниженою частотою, але в умовах найбільш економічного режиму роботи механізму.

З енергетичної позиції два цих методу неадекватні, причому ефективнішим, як правило, виявляється другий метод.

Дію систем протиаварійного захисту і автоматики забезпечує швидке і надійне відновлення нормального електропостачання.

## 1. ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

### 1.1. Загальна характеристика процесу подачі і розподілу чистої води

#### 1.1.1. Опис технологічної схеми системи міського водопостачання

Системи водопостачання є комплексом взаємозв'язаних споруд, призначених для забезпечення споживачів міста, промислового підприємства, підприємств сільського господарства водою. У загальному випадку до завдань системи водопостачання відносяться: отримання води з природного джерела, поліпшення її якості відповідно до вимог споживачів, транспортування на територію об'єкту і подача до всіх заданих точок відбору. При цьому в точках відбору повинен бути забезпечений заданий тиск в трубах водопровідної мережі [1].

Відповідно до перерахованих завдань до складу системи водопостачання входять наступні види водопровідних споруд:

- водозабірні споруди, що здійснюють забір води з вибраних для даного об'єкту природних джерел;
- насосні станції, що створюють необхідний тиск у водонапірних трубах для подачі заданих витрат води на задану висоту;
- споруди для очищення і обробки води, для поліпшення якості природної води відповідно до вимог споживача;
- водоводи і водопровідні мережі, що транспортують воду до об'єктів і місць її споживання;
- регулюючі і запасні ємкості;
- резервуари різних типів для зберігання і акумуляції води.

У загальній схемі водопостачання насосні станції поділяються:

- на станції першого підйому, що забирають воду з джерела водопостачання і подають її на очисні споруди або безпосередньо у водонапірну башту;

- станції другого підйому, що подають воду після очищення або зм'якшування в мережу споживача.

По відношенню до поверхні землі насосні станції можуть бути поверхневими, підземними і глибинними - шахтного типу. За типом їх устаткування розрізняють на станції з паровим устаткуванням, двигунами внутрішнього згорання, електродвигунами і змішаним устаткуванням, а за способом управління - на станції з автоматичним і ручним управлінням.

Водонапірні споруди призначені для регулювання подачі води споживачам, підтримку тиску в мережі, зберігання недоторканного пожежного запасу.

Насосні агрегати підбирають за їх характеристиками з умови спільної роботи насосів і водопровідної мережі при різних режимах водоспоживання. Підбираючи насоси, необхідно враховувати графіки витрати води і сезонні коливання, а також величину регулюючої ємності резервуарів.

Кількість всмоктуючих ліній на насосних станціях, обладнаних двома і більш насосами, повинна бути не менше двох. Засувки на всмоктуючих лініях встановлюють тільки у разі розташування осі насосів нижче за горизонт води в джерелі, також якщо є перемикання між всмоктуючими лініями.

На листі 3 конструкторської документації представлена технологічна схема процесу подачі води. Вода надходить в загальний трубопровід і закачується в два резервуари об'ємом 19000 м<sup>3</sup> кожен. Потім відбувається хлорування води. З насосної установки №1 вода подається далі по транзитному водоводу до споживача.

З резервуару №2 вода надходить на насосну станцію №2, яка подає воду в місто Кременчук Полтавської області. На вході і на виході в кожен резервуар знаходяться засувки для регулювання процесу надходження води. У кожному резервуарі знаходиться по два датчики рівня води (датчик верхнього рівня води і датчик нижнього рівня води).

На насосній станції №2 знаходиться чотири насоси включені паралельно (два робочі, два резервні), які беруть воду з резервуару і подають на місто.

Насоси сполучені в загальний напірний колектор, на виході якого розташований зворотний клапан і засувка для регулювання подачі води в міську мережу і датчик тиску, що вимірює тиск води на виході насосної станції №2.

Розміри окремих споруд і установок, кількість і потужність насосів, місткість резервуарів, висоту і місткість водонапірних башт, діаметри труб знаходять шляхом розрахунку цих елементів відповідно до кількості води, що подається, і з наміченим для них режимом роботи.

Основним чинником, що визначає режим роботи всіх елементів системи водопостачання, є режим витрачання води споживачами, яких ця система повинна обслуговувати. Так, при проектуванні водопроводів промислових підприємств режим витрати води на виробничі потреби - графік водоспоживання може бути заданий достатньо точно відповідно до технологічного проекту підприємства.

Набагато складніше прогнозувати режим водоспоживання при проектуванні водопроводів населених пунктів. У таких водопроводах режим витрачання води населенням визначається цілим рядом чинників побутового характеру, пов'язаних з режимом життя і трудовою діяльністю людей.

Від очисної станції до місця споживання вода подається по водоводах, а в межах міста вона розподіляється по мережі труб або лініям. Розрізняють лінії магістральні і розподільні (вуличні). Кожна магістральна лінія забезпечує водою цілий район міста або велику групу вулиць, кожна розподільна лінія обслуговує одну вулицю або невелику групу вулиць. Основне завдання цієї мережі - безпосередня подача води до окремих будинкових відгалуджень, а також підведення води до пожежних гідрантів під час пожежі [2].

Згідно із завданням, довжина водопровідної лінії 29,4 км.

Діаметри і довжина труб, що використовуються у водоводі, залежать від кількості води, яка по ним подається.

Всі споживачі підключені до вуличних розподільних труб, створюють закольцовану мережу. Розподільні труби укладають майже по всіх основних вулицях міста.

На трубопроводі знаходиться 200 водозабірних колонок. Кількість абонентів, яка обслуговує дана водопровідна мережа, орієнтовно рівна 12000.

Насосний агрегат і система трубопроводів в процесі роботи знаходяться в певному технологічному зв'язку.

Повна висота підйому рідини насосною установкою може бути виражена функцією витрати :

$$H = H_c + R_c \cdot Q^2 \quad (1.1)$$

де  $R_c$ - гідравлічний опір трубопроводу,  $c^2/m^3$ ;

$H_c$ - статичний напір в мережі.

Це рівняння називають гідравлічною характеристикою системи трубопроводів. В результаті аналізу роботи насосної установки було знайдено вираз для визначення напору . Величина гідравлічних втрат  $h_T$  залежить від діаметру  $d$ , довжини трубопроводів  $l$ , коефіцієнта опору  $\lambda$ , кількості і видів всіх місцевих опорів, а також від квадрата швидкості течії рідини в них  $v^2$ , тобто:

$$h_T = \left( \Sigma \zeta + \lambda \cdot \frac{1}{d} \right) \frac{v^2}{2g} \quad (1.2)$$

де  $\Sigma \zeta$  -сумма коефіцієнтів місцевих опорів.

Через змінний характеру водоспоживання, режими насосної станції змінюються. Відповідно до цього змінюється точка робочого режиму насосної установки. Зменшуючи відкриття засувки, вводять додатковий опір на напірній лінії і за рахунок цього змінюють характеристику трубопроводу. Залежність фактичної витрати  $Q_\phi$  в трубопроводі від опору  $R$  засувки у відсотках, показує що із зменшенням ступеня відкриття засувки характеристика трубопроводу

крутіше піднімається вгору. Змінюючи відкриті засувки, можна плавно регулювати витрати від максимуму до нуля.

На виході насосної станції (див. додатки) встановлена засувка, яка регулює тиск води. Регулювання подачі води здійснюється поступово протягом години для запобігання явищу гідравлічного удару.

При гідравлічному ударі в трубопроводі виникає коливальний затухаючий процес, який супроводжується спочатку різким підвищенням, а потім пониженням тиску. Наслідком гідравлічного удару може бути прорив трубопроводу і витік води.

Проаналізувавши діаграму №1 бачимо, що в нічний час тиск води в трубопроводі підтримується на мінімальному рівні, необхідному для роботи підприємств. У міру збільшення активності населення поступово протягом години (з 5.30 до 6.30) підвищується за допомогою засувки тиск в трубопроводі. У вихідні дні протягом доби в магістралі підтримується постійний тиск в 5 кгс/см<sup>2</sup>. У зв'язку з тим, що в будні дні вода подається за графіком, максимальний тиск підтримується певну годину (6.30 - 9.00 і 17.00 - 22.00), коли основна частина населення знаходиться удома. У решту часу доби підтримується мінімальний тиск в трубопроводі.

З діаграми №2 бачимо, що рівень води в резервуарі коливається в межах від 2,5 м до 4 м залежно від надходження води із загального водовода і споживання населенням.

Проаналізувавши діаграму №3 бачимо, що в нічний час витрата води в трубопроводі мінімальна. У міру збільшення активності населення споживання води збільшується. У вихідні дні протягом дня вода витрачається приблизно в однаковому об'ємі 575-600 м<sup>3</sup>. У зв'язку з тим, що в будні дні вода подається за графіком, максимальне споживання води відбувається у годину, коли основна частина населення знаходиться удома. У решту часу доби витрата води мінімальна 115 м<sup>3</sup>.

## 1.2 . Характеристика електроустаткування насосного агрегату моделі

### СА 125/315

Насосні станції обладнують насосними агрегатами, всмоктуючими і напірними трубопроводами, пристроями для заливки насосів, протиударними приладами, контрольно-вимірювальною апаратурою і запірною-регулювальною арматурою.

Розташування насосних агрегатів і трубопроводів в насосній станції повинне забезпечувати надійність роботи, зручність, простоту і безпеку обслуговування, мінімальну протяжність комунікацій і можливість розширення станцій.

До основних параметрів насоса відносяться: подача, напір, потужність і коефіцієнт корисної дії [2].

*Подача насоса*  $Q$  є об'ємом рідини, що подається на одиницю часу через напірний патрубок. Подачу вимірюють в л/с, м<sup>3</sup>/с, м<sup>3</sup>/год. Іноді її називають витратою рідини.

*Напором насоса*  $H$  є різниця питомих енергій потоку рідини у вихідному  $e_2$  і у вхідному  $e_1$  патрубках насоса. Напор вимірюють в метрах водяного стовпа.

*Характеристики насосів.* Для раціонального використання відцентрових насосів в умовах експлуатації необхідно знати взаємозв'язок між подачею, напором, споживаною потужністю і іншими параметрами насоса при різних режимах його роботи. Ці дані представляються у формі характеристик насосів.

Для відцентрових насосів розрізняють теоретичні і експериментальні характеристики.

*Теоретичні характеристики* визначають, користуючись основними рівняннями відцентрового насоса. У реальних умовах на роботу насоса впливає багато різних чинників, які не завжди можливо врахувати, тому такі характеристики мають деякі неточності і ними практично не користуються.

*Експериментальні характеристики* будують за результатами випробування насосів в заводських лабораторіях, вони відображають дійсні залежності між параметрами насоса.

Графіки, що виражають залежність напору  $H$ , споживаній потужності  $N$ , коефіцієнта корисної дії  $\eta$  та вакуумметричної висоти всмоктування  $H_{\text{вак.доп}}$ , що допускається, від подачі  $Q$  при постійній частоті обертання  $n$  і певній формі та розмірах проточної частини (робочого колеса), називають робочими характеристиками насоса.

На робочих характеристиках насосів, що приводяться в каталогах заводами - виробниками, на кривій  $H$  хвилястими лініями указується область використання насоса, що рекомендується. Зазвичай цю область вибирають такою, щоб зниження ККД нижче  $\eta_{\text{макс}}$  не перевищувало 5-8%.

Характеристика насоса дається для постійної частоти обертання, рівної номінальній. Залежність подачі  $Q$ , напору  $H$  і потужності  $N$  відцентрового насоса від частоти його обертання  $n$  характеризується наступним рівнянням пропорційності:

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1}; \frac{H}{H_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^2; \frac{N}{N_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^3 \quad (1.3)$$

Коефіцієнт корисної дії насоса  $\eta$  при зміні його частоти обертання  $n$  в досить широких межах змінюється у незначній мірі, тому при зменшенні частоти обертання до 50% практично можна приймати  $\eta_1 = \eta$ .

Вакуумметрична висота всмоктування, що допускається, для нової частоти обертання  $n_1$  визначається за формулою:

$$H_{\text{вак}1}^{\text{доп}} = 10 - (10 - H_{\text{вак}}^{\text{доп}}) \left(\frac{n_1}{n}\right)^2 \quad (1.4)$$

Слід відмітити, що  $H_{\text{доп.вак}}$  змінюється досить значно із зміною  $n$ , особливо в області великих подач.

У відцентрових насосах для додаткового зсуву характеристики, в основному по напору, і в ланцюгах розширення області застосування насосів застосовують обточку робочого колеса по зовнішньому діаметру. Встановлено,

що при зменшенні зовнішнього діаметру робочого колеса на 10-20% ККД насоса змінюється не суттєво.

Характеристику Q-H насоса із змінною швидкістю обертання можна представити залежністю:

$$H = H_0 v^2 - R_B Q^2 \quad (1.5)$$

де  $H_0$  - напір при нульовій подачі;

$v$  - відносна швидкість обертання робочого колеса:

$$v = \frac{\omega}{\omega_H} \quad (1.6)$$

$R_B$  - внутрішній опір насоса.

Насоси з “максимумом” описуються апроксимаційною залежністю:

$$H = A_2 v^2 + B_2 v Q + C Q^2 \quad (1.7)$$

де  $A_2, B_2, C_2$  - коефіцієнти апроксимації, визначені з паспортних характеристик насосів.

*Потужність насоса.* Корисна потужність  $N_n$  визначається подачею насоса, що здійснюється ним при підйомі рідини в одиницю часу на висоту насоса  $H$ , тобто корисна потужність насоса в кВт:

$$N_T = \frac{\rho g Q H}{1000} \quad (1.8)$$

де  $\rho$  - щільність рідини кг/м<sup>3</sup>;

$Q$  - витрата, м<sup>3</sup>/с;

$H$  - напір м;

$g = 9,8 \text{ м}^2/\text{с}^2$  - прискорення вільного падіння.

Потужність, споживана насосом  $N_n$ , насправді більше корисної потужності  $N_n$  унаслідок того, що частина енергії, яку насос отримує від двигуна, витрачається на подолання гідравлічного опору усередині насоса, тертя в механізмах і витік рідини, в самому насосі через зазори і нещільність в конструкції.

Повним коефіцієнтом корисної дії насоса  $\eta_n$  називають відношення корисної потужності насоса до споживаної потужності, тобто:

$$\eta_n = \frac{N_n}{N_H} \quad (1.9)$$

Коефіцієнт корисної дії насосної установки:

$$\eta_{уст} = \eta_{пер} \eta_{дв} \eta_n;$$

де  $\eta_{пер}$  - коефіцієнт корисної дії передачі від двигуна до насосу;

$\eta_{дв}$  - коефіцієнт корисної дії двигуна.

Часто в насосних установках водопостачання застосовують відцентрові лопастні насоси.

Основним робочим органом відцентрового насоса (рис.1.1) є робоче колесо 1 з криволінійними лопастями 2, насаджене на вал 3 і розташоване в корпусі 4. Вода надходить в насос через всмоктуючий патрубок 5 до центральної частини робочого колеса і викидається з нього в спіральну камеру і далі в напірний патрубок 6.

Якщо частинки рідини, що закручуються лопатками, під дією відцентрової сили відкидаються від центру колеса до периферії, отримують деяке збільшення енергії. Завдяки цьому на виході з лопаток робочого колеса тиск і швидкість частинок рідини більша, ніж перед входом в колесо.

В центрі робочого колеса утворюється розрідження, куди надходить рідина за рахунок різниці тиску в осі колеса і на поверхні води в приймальному колесі. Після виходу з колеса рідини надходить в спіральну камеру, живий перетин якої зростає у напрямку напірного патрубку, завдяки чому середня швидкість руху рідини поступово зменшується, в результаті частина кінетичної енергії перетворюється в потенційну, і первинний тиск, створений колесом,

збільшується.

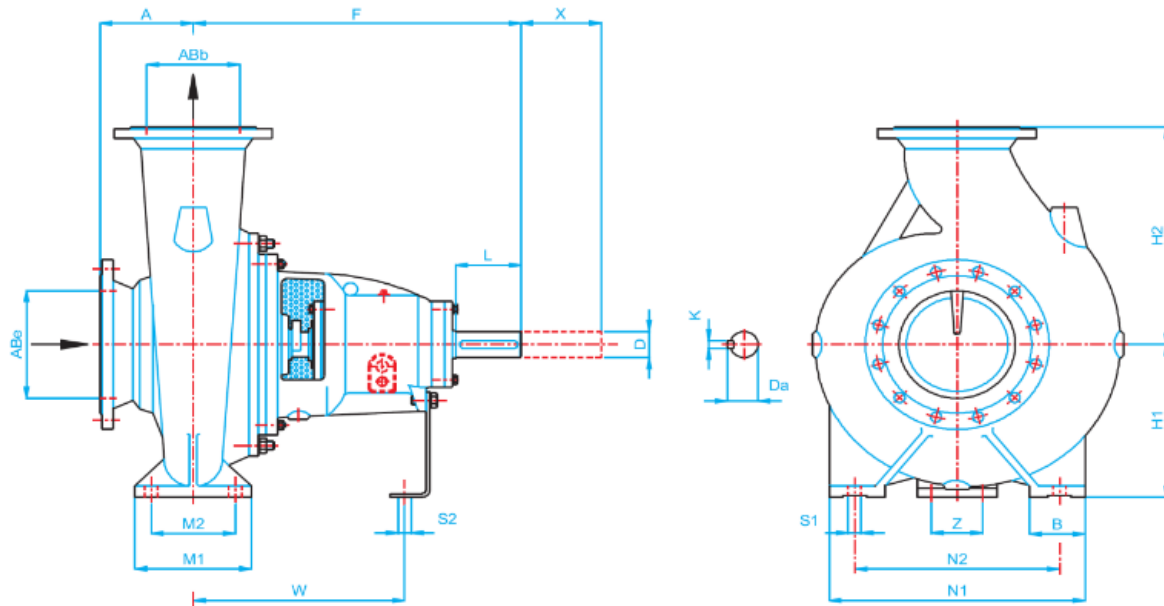


Рисунок 1.1 – Робочий орган відцентрового насоса

Основні технічні дані насосних агрегатів, задіяних в подачі води споживачам м. Миргород Полтавської області, приведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1.

#### Технічні дані насосного агрегату

Мо- дель	Потуж- ність кВт	Оберти об/хв.	A	F	LS	LT	B	e	g	f	H	H1	H2
СА 125/31 5	160	2900	140	530	1700	2240	740	700	850	100	200	480	600

Агрегати СА 125/315 насосної станції подають воду в резервуар, звідки вона по трубах надходить до споживачів. Вода в резервуарі у міру витрати повинна постійно поповнюватися за рахунок підкачки. Для автоматизації цього процесу служить апаратура автоматичного управління агрегатами насосних станцій.

На рис.1.2. Приведені паспортні характеристики насосного агрегату СА 125/315.

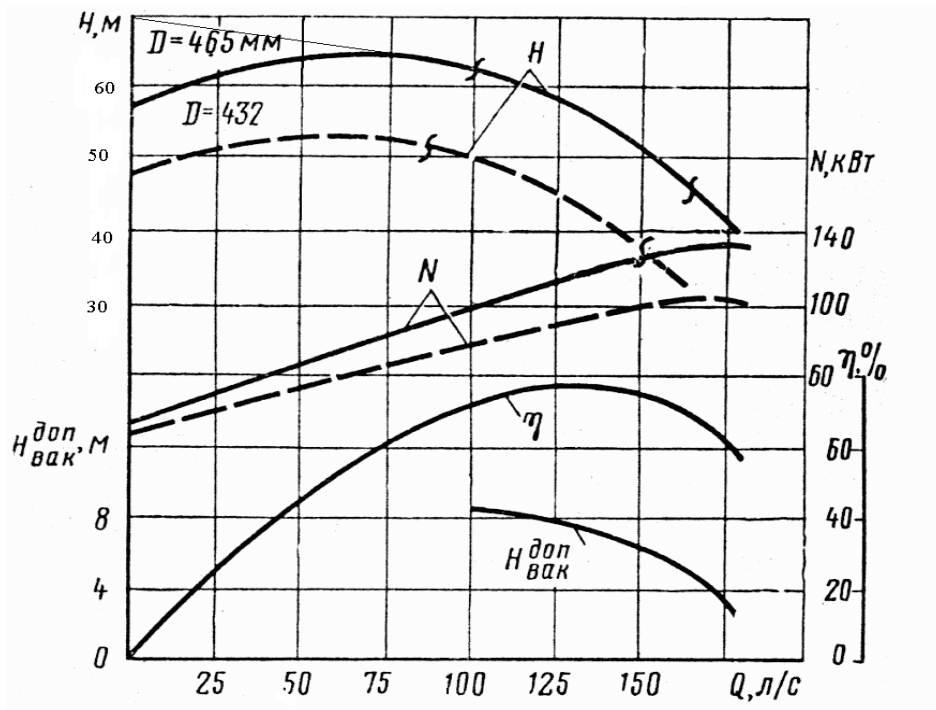


Рисунок 1.2 – Номінальна характеристика насоса СА 125/315

Апаратура призначена для включення і виключення насоса залежно від рівня води в резервуарі. Вона забезпечує захист агрегату від гідравлічного удару, перегріву підшипників, ненормального тиску в трубопроводі, захист електродвигуна агрегату від роботи на двох фазах, при обриві третьої, контроль за станом лінії зв'язку і проводить перемикання на замінний, при аваріях робочого агрегату.

Апаратура дозволяє черговому здійснювати контроль за наявністю води і роботою насосів. Апаратура забезпечує два режими роботи: автоматичний і ручний. Включення і виключення агрегатів проводиться залежно від рівня води в резервуарі.

Управління насосно-силовими агрегатами, окрім ручного, може бути напівавтоматичне (коли первинний пуск або зупинка агрегату проводиться обслуговуючим персоналом), автоматичне (роль обслуговуючого персоналу

при такому управлінні зводиться до спостереження за дією автоматичної апаратури і періодичного огляду устаткування) або дистанційне (коли управління насосно-силовими агрегатами проводиться на відстані з диспетчерського пункту).

При автоматизації насосно-силове устаткування повинне бути приведене в зразковий стан, що забезпечує безперебійну роботу агрегатів без постійної присутності обслуговуючого персоналу особлива увага при цьому повинна звертатись на щільність, легкість відкриття і закриття всмоктуючих клапанів і герметичність всмоктуючих трубопроводів.

При автоматизації на відміну від ручного управління пуск і зупинка насосів проводиться при відкритому положенні засувки, тому обов'язковою умовою є наявність на напірному трубопроводі зворотного клапана, який служить запірним пристроєм, встановлюваного якомога ближче до насоса. Клапан на напірній лінії повинен закриватися раніше, ніж на всмоктуючий. Регулювання послідовності спрацьовування зворотних клапанів досягається шляхом установки обмежувача ступеня їх відкриття. Для запобігання можливим гідравлічним ударами застосовують протиударні пристрої.

У комплексі насосної станції повинні бути розподільні пристрої і трансформаторні підстанції (або понижуючі трансформатори), призначені для перетворення напруги змінного струму і розподіл його по підведеннях до електродвигунів і інших споживачів енергії. Розподільні пристрої, трансформаторні підстанції і щити управління розміщують у вбудованих або прилеглих приміщеннях з урахуванням їх розширення і збільшення потужності. До складу устаткування розподільного пристрою і трансформаторної підстанції 6кВ входять силові трансформатори, масляні вимикачі, трансформатори струму і напруги, струмоведучі частини, контрольно-вимірювальні прилади і допоміжне устаткування.

Безперебійна робота апаратури може бути забезпечена в тому випадку, якщо електроживлення надійне, а електричне устаткування знаходиться в

справному стані. Лінійна схема силового устаткування представлена на листі 4 конструкторської документації.

По фідеру 27/1 або 32/2, надходить напруга 6 кВ. Через розподільний пристрій живлення подається на трансформатори власних потреб, двигуни насосів і цехову трансформаторну підстанцію, яка служить для живлення допоміжного устаткування (освітлення, вентиляція, охоронна і пожежна сигналізація і т.п.). Розподільний пристрій включає: трансформатор струму типу ТПЛ-10 0,3/р-400; масляні вимикачі типу ВМП-10 ПЗ-11, які служать для включення або виключення двигунів; заземлюючі ножі, які включаються у разі потреби проведення ремонту двигунів насосів. У ланцюг включена перемичка між двома секціями, яка служить для перемикання живлення від фідерів окремо, або одночасно від двох ліній.

### *1.3. Контрольно-вимірювальна та регулювальна апаратура*

Водонапірні споруди обладнують водовказівною сигналізацією, водонапірними клапанами, переливними і зливними трубами і арматурою для відключення баків від водопровідної мережі. Водовказівна сигналізація призначена для передачі в насосну станцію сигналу про рівень води і необхідність включення в роботу насосного агрегату або його виключення [3].

Поплавковий датчик рівня води типу ДП-374 (рис.1.3) призначений для контролю крайніх положень рівня води у водонапірній споруді і подачі сигналу в комірку управління про включення агрегату в роботу при нижньому положенні і виключенні з роботи при верхньому положенні рівня води в баку, на якому встановлений датчик.

Поплавковий датчик складається з корпусу, в якому встановлені перемикач типу тумблер на 127 В, 1 А, і чотирьох германієвих випрямлячів (величина зворотної напруги 100 В, допустима амплітуда випрямного струму 100 мА).

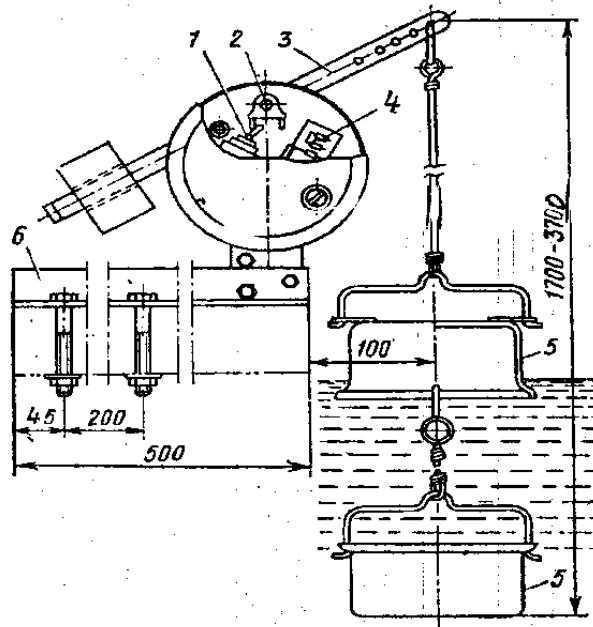


Рисунок 1.3 – Поплавковий датчик рівня води типу ДП-347:

- 1- перемикач; 2-вилка; 3-коромисло з противагою;  
4-випрямляч; 5-поплавок; 6-кронштейн для закріплення датчика на баці.

Для запобігання попаданню вологи всередину датчика кришку корпусу закривають з гумовим ущільненням.

На корпусі встановлюють коромисло, яке кріпиться на осі, що проходить в корпус датчика. Усередині останнього на осі встановлена вилка. На одному кінці коромисла на тросі закріплено два поплавок: верхній вверх дном на рівні, що відповідає зупинці агрегату, і нижній - вниз дном на рівні, що відповідає включенню агрегату в роботу. Нижній поплавок заповнюється водою. При зниженні рівня води один кінець коромисла під дією ваги троса, поплавків і води в нижньому поплавку переміщається вниз і вилкою перемикається тумблер. При цьому замикається контакт, подаючи сигнал в комірку управління на включення агрегату в роботу. Підвищення рівня води в резервуарі до певної межі відновлює рівновагу важеля, а потім в положення, близьке до верхнього граничного рівня, вода піднімає верхній поплавок, розвантажуючи при цьому кінець важеля, і він під дією вантажу на іншому кінці піднімається, вилкою перемикає тумблер, і в комірку управління надходить сигнал на зупинку агрегату. Тільки крайні положення рівня води в

резервуарі викликають перемикання контактів датчиків і зміну сигналів, що подаються в комірку управління. У проміжному положенні рівня води важіль датчика знаходиться в рівновазі і в комірку управління посиляється сигнал останнього крайнього положення рівня води в резервуарі.

Для вимірювання тиску використовують пружинні манометри, що розміщуються на напірних патрубках насосів, а також на напірних колекторах. На крупних насосних станціях передбачають самописні манометри, які безперервно реєструють тиск на стрічкових або кругових діаграмах.

Найбільшого поширення набули так звані тахометричні лічильники води, принцип дії яких полягає в підсумовуванні числа оборотів робочого органу, встановленого в потік рідини. Залежно від конструкції робочого органу розрізняють дві групи лічильників - турбінні і камерні. Для лічильників з тангенціальною турбіною широко поширена назва «крильчаті», а лічильники з аксіальною турбіною називаються турбінними. У крильчатих лічильниках вісь обертання тангенціальної турбіни перпендикулярна напрямку руху води в трубопроводі, в турбінних лічильниках паралельна. Камерні лічильники виготовляють з робочим органом у вигляді диска, кільцевого поршня або овальних коліс. Крильчаті і турбінні лічильники набули широкого поширення для обліку води, використаної окремими споживачами з максимальною витратою до 800 - 1000 м<sup>3</sup>/ч.

Для визначення подачі води на насосних станціях встановлені водоміри і витратоміри. За принципом дії їх класифікують на: швидкісні, дросельні, об'ємні і ін.

Найбільшого поширення набули витратоміри змінного перепаду тиску; у системах водопостачання вони складають 50 - 70% загального числа вживаних витратомірів. У них використовується залежність витрати рідини від перепаду тиску, що виникає при протіканні його через нерухомий звужуючий пристрій, встановлений в трубопроводі. Перепад тиску можна заміряти і перетворити в електричний сигнал [4,5].

Великою групою витратомірів для вимірювання відносно малих витрат рідини або витратоміри постійного перепаду, перш за все ротаметри. У них використовується залежність переміщення тіла, що сприймає динамічний тиск потоку, що його обтікає від витрати протікаючої речовини.

Поширені також тахометричні прилади, в яких використовують залежність частоти обертання або загального числа обертів рухомого елемента (крильчатки, турбіни, кульки) відповідно від витрати або об'єму протікаючої рідини.

Методи безконтактних вимірів, а також вимірів витрати без застосування пристроїв, які розміщені усередині трубопроводу, отримують все більше розповсюдження, і є найбільш перспективними. До них, перш за все, відносяться електромагнітний і ультразвуковий методи.

Електромагнітні витратоміри застосовують вже порівняно давно в хімічній, целюлозно-паперовій і інших галузях промисловості для вимірювання витрати агресивних рідин, але їх недоліками є матеріаломісткість і дефіцитність. Перспективнішими, особливо для труб великого діаметру, є ультразвукові витратоміри.

Контроль водоспоживання, який обумовлює не тільки облік води, але і економічну дію на споживачів, що нераціонально її витрачають, може призводити до значного зниження витрати споживаної води.

Не менш актуальними є питання вимірювання витрати і об'єму води, споживаної промисловими підприємствами, оскільки цей об'єм часто складає велику частку загальної подачі води міськими водопроводами.

При виборі типу витратоміра (лічильника), для його розрахунку і обґрунтування місця установки необхідно мати дані по об'єкту, де передбачається його застосовувати: призначення об'єкту і його потужність; необхідна точність вимірювань (межа допустимої похибки вимірювання); креслення комунікацій трубопроводів із вказівкою їх діаметрів, а також приміщення для розміщення вимірювальної апаратури; максимальні експлуатаційні витрати рідини, графіки їх коливань; надмірний тиск або вакуум

в трубопроводах, в яких встановлюють витратоміри; типи насосних агрегатів; ступінь забрудненості і температура води; виконавчі креслення трубопроводів; режими роботи трубопроводів: можливість відключення окремих ділянок, тривалість перерв, що допускається в подачі води; вартість електроенергії. У конкретних випадках цей перелік відомостей може бути змінений.

Для автоматизації електропривода насосного агрегату моделі СА 125/315 застосовуємо датчики тиску води, розташування яких показано на слайді. Розташування інших контрольно-вимірювальних приладів, необхідних для нормальної роботи автоматизованого електропривода насосного агрегату показано на тому ж листі.

#### *1.4. Розрахунок необхідної потужності та вибір електродвигуна насосного агрегату*

При роботі насоса необхідно намагатися, щоб його напір при оптимальному коефіцієнті корисної дії був рівний розрахунковому напору насосного агрегату або, в усякому разі, щоб робочий режим лежав в межах рекомендованої області використання насоса. Проте не завжди вдається досягти таких умов, оскільки число типів насосів, що випускаються, обмежене. У таких випадках, якщо буває недостатнім обточування робочого колеса або зміна частоти обертання, приймають до встановлення декількох насосів або йдуть на деякі зміни початкових даних.

Для приводу відцентрових насосів в системах водопостачання, як правило, застосовують асинхронний двигун з к/з ротором і рідше синхронні електродвигуни змінного трифазного струму, що забезпечують надійність роботи і простоту обслуговування [6].

Асинхронні двигуни в теперішній час є найпоширенішим типом електродвигунів, що використовують в промисловості. Це визначається цілим рядом переваг асинхронного двигуна в порівнянні з іншими видами електродвигунів:

- простій конструкції і надійністю в експлуатації;
- меншою матеріаломісткістю і трудомісткістю при виготовленні, меншою вартістю;
- можливість живлення як безпосередньо від промислової мережі змінного струму з частотою 50 Гц (у нерегульованих ЕП), так і від перетворюючих пристроїв (у регульованих ЕП);
- можливістю роботи, як в режимі двигуна, так і в гальмівних режимах;
- високими динамічними показниками.

Промисловістю випускається асинхронні двигуни як з короткозамкнутим ротором, так і з фазним. Перші найбільш прості і надійні, проте регульовальні можливості їх обмежені, тому в приводах великої потужності більшого поширення набули асинхронні двигуни з фазним ротором.

В даний час діапазон потужностей асинхронного двигуна, що випускаються промисловістю, для електродвигунів насосів складає відповідно:

- для асинхронних двигунів з фазним ротором – 1-90 кВт;
- для асинхронних двигунів з короткозамкнутим ротором - 1 - 150 кВт.

Синхронні двигуни застосовують, головним чином, для електроприводів середніх і великих потужностей (близько сотень і тисяч кВт). Перевагою синхронних двигунів є можливість роботи в режимі компенсації реактивної потужності (випереджаючим  $\cos\phi$ ) споживаною іншими електроприймачами цеху або підприємства з мережі. Ця властивість у ряді випадків виправдовує застосування дорожчих, в порівнянні з асинхронними двигунами, синхронні двигуни.

У промисловості синхронні двигуни широко застосовується як в не регульованому (насоси, компресори і ін.), так і в регульованому (повітродувки, потужні турбомеханізми) електроприводі, в системі вентильного двигуна.

При безпосередньому з'єднанні електродвигуна з насосом їх частоти обертання повинна бути однаковиими або близькими за значенням. Потужність двигуна в цьому випадку визначають по формулі:

$$N_{\text{дв}} = k_3 \frac{\rho g Q H}{1600 \eta_{\text{п}}} = 1,05 \frac{1 \cdot 9,8 \cdot 600 \cdot 60}{1600 \cdot 0,95} = 24,4 \text{ кВт} \quad (1.10)$$

де  $k_3$  - коефіцієнт запасу потужності двигуна;

$\rho$  - щільність рідини  $\text{кг/м}^3$  ;

$Q$  - подача,  $\text{м}^3/\text{год}$ ;

$H$  - напір,  $\text{м}$ ;

$\eta_{\text{п}}$  - повний коефіцієнт корисної дії насоса;

$g = 9,8 \text{ м}^2/\text{с}$  - прискорення вільного падіння.

Коефіцієнт  $k_3$  приймають залежно від потужності двигуна.

Асинхронні електродвигуни єдиної серії 4А у виконання з короткозамкнутим ротором 4А, 4АЗ, 4АП, і 4АН випускають на стандартну напругу 380-6000 В.

За довідковими даними [7] згідно з (1.10), вибрано електродвигун:

Паспортні дані двигуна: тип 4А113-4: номінальна потужність 25 кВт; номінальний струм статора 29 А; номінальна швидкість обертання двигуна 154 1/с; напруга 6000 В; номінальний коефіцієнт потужності  $\cos \varphi = 0,90$ ; ККД 95%;  $n = 1500 \text{ об/хв.}$ ;  $n_{\text{н}} = 1470 \text{ об/хв.}$ ;  $\frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{н}}} = 1,9$ ;  $\frac{M_{\text{н}}}{M_{\text{н}}} = 1,01$ ;  $\frac{I_{\text{н}}}{I_{\text{н}}} = 4,6$ .

### 1.5. Висновки за розділом

В ході проведення аналітичних досліджень встановлено, що для досягнення поставленої мети кваліфікаційної роботи необхідно вирішити наступні завдання:

1. Розробити замкнуту систему управління по технологічному параметру ( $Q$  або  $H$ ) для контролю непрямого їх визначення через вхідну потужність інвертора і залежності, що апроксимують аеродинамічні характеристики.

2. Встановити можливість використання комбінованого управління режимами насосної установки, по каналу швидкості обертання для аналізу режимів роботи насосної установки з двома паралельно працюючими насосами. При цьому визначити межі регулювання насосів.

3. Вибрати оптимальний режим енергетичних характеристик генератора і асинхронного двигуна, що дозволить збільшити термін роботи установки аварійного живлення при обмеженому ресурсі енергоносія.

4. Забезпечити керування режимами роботи енергосилової установки, електроприводу насоса від мікропроцесорного пристрою, контролюючого енергопараметри двигуна, швидкість обертання генератора, частоту і напругу живлення двигуна.

## 2. КОНСТРУКТОРСЬКО-РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

### 2.1. Керування продуктивністю водонапірної насосної станції

#### 2.1.1. Паралельна робота насосних агрегатів на загальну гідравлічну мережу

На насосних станціях часто виникає необхідність в спільній роботі декількох насосів. Для збільшення подачі насосною станцією в системі водопостачання часто використовують паралельну роботу насосів [5].

Спільна робота декількох насосів з подачею води в загальний напірний трубопровід називається *паралельною роботою насосів*. Ці насоси можуть бути з однаковими і різними характеристиками.

Для побудови характеристики спільної роботи декількох паралельно працюючих насосів на загальний напірний трубопровід складають подачу цих насосів при однакових тисках. Оскільки насоси однакові, то побудова сумарної характеристики (рис.2.1)

Для визначення режиму роботи цих насосів слід побудувати характеристику трубопроводу  $Q - (H_r + h_r)$  і по робочій точці А перетини характеристики насосів і характеристики трубопроводу визначити сумарну фактичну подачу двох насосів  $Q_A$  і натиск  $H_A$ . Для визначення подачі, потужності і ККД кожного насоса при їх спільній роботі необхідно з точки А провести лінію, паралельну осі абсцис, яка перетне характеристику кожного з насосів в точці Б. Координати цієї точки визначають подачу  $Q_B$  і натиск  $H_B$  кожного насоса. Потужність, ККД і допустима вакууметрична висота всмоктування кожного із спільно працюючих насосів визначається відповідно точками  $B_1$ ,  $B_2$ , і  $B_3$ , що є точками перетину кривих  $\eta$ ,  $N$ ,  $H_{\text{вак.доп}}$  перпендикуляром, опущеним з точки Б.

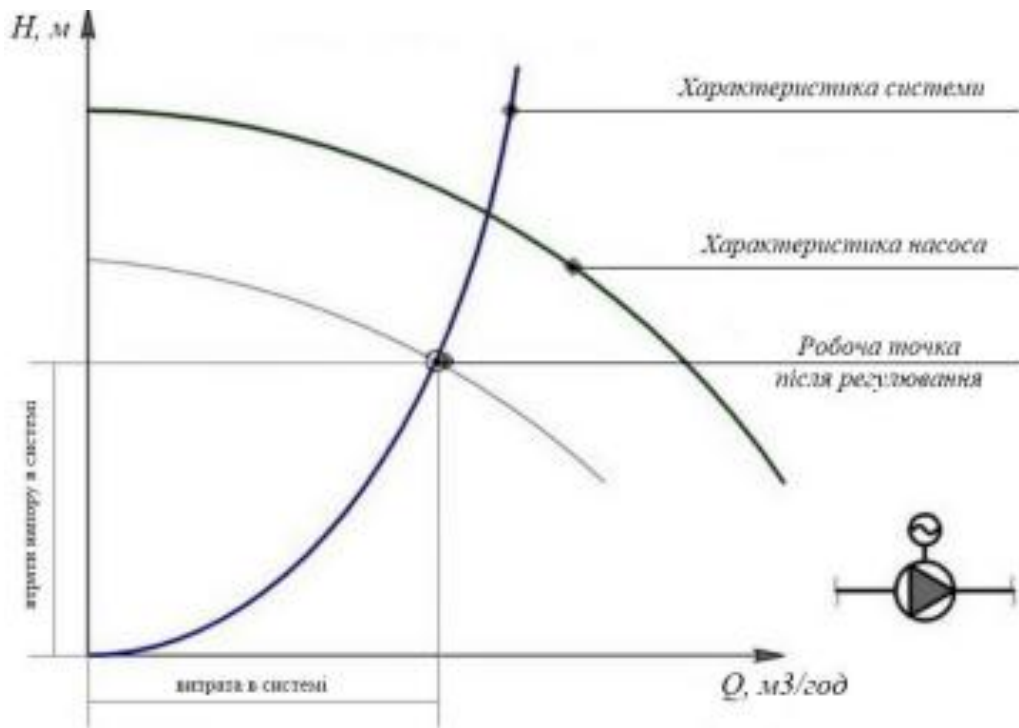


Рисунок 2.1 - Сумарна характеристика насосної установки при паралельній роботі насосів системи з двома паралельно працюючими насосами  $\Sigma H_{1,2} - Q$  зводиться до подвоєння їх продуктивності при однакових тисках

Слід відмітити, що сумарна подача насосів  $Q_A$ , що подають на загальний трубопровід, менше сумарної подачі цих же насосів  $2Q_B$ , що працюють індивідуально, тобто  $Q_A < 2Q_B$ . Це відбувається тому, що насоси у разі паралельного включення працюють при вищих натисках, ніж натиск при роботі одного насоса. Навантаження електродвигунів при паралельній роботі насосів також менше їх навантаження при індивідуальній роботі, тобто  $N_{B2} < N_{B2}$ .

Потужність двигунів для паралельно працюючих насосів визначають по потужності, споживаній насосом при його індивідуальній роботі.

Для даної насосної станції сумарна характеристика при паралельній роботі насосів представлена на (рис. 2.2).

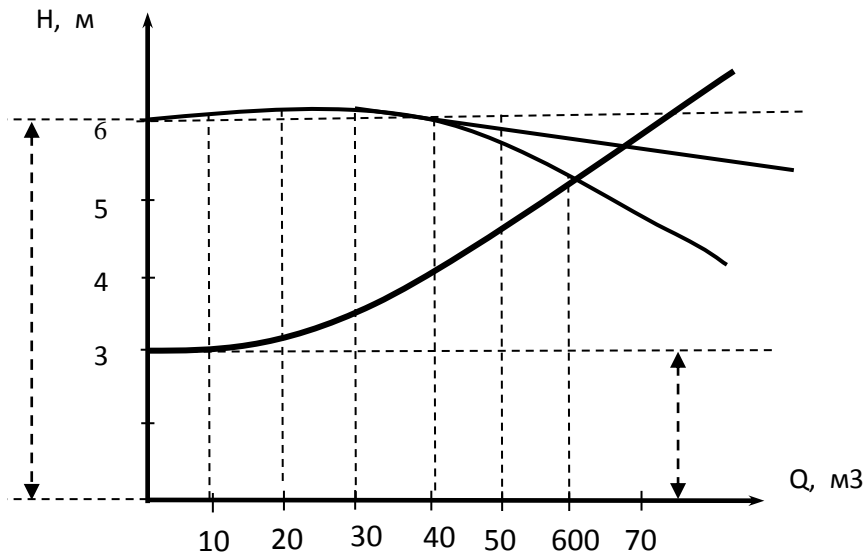


Рисунок 2.2 - Сумарна характеристика насосного агрегату при паралельній роботі насосів СА 125/315

### *2.1.2. Методи регулювання продуктивністю насосних агрегатів*

Відцентрові насоси, у системах зі змінним навантаженням, при проектуванні розраховуються на максимальну продуктивність. Установка в цілому повинна мати максимальний ККД в номінальному режимі.

Режими роботи НА істотно залежать від зміни режимів водоспоживання. Подача НА, що працюють безпосередньо в мережу без проміжних ємностей, в кожен момент часу дорівнює водоспоживанню (за відсутності витоків і непродуктивних витрат). Насправді в будь-якій системі водопостачання є витoki і непродуктивні витрати, значення яких досягають у багатьох випадках 15-20% загальної подачі. Отже, подача НА повинна бути більше водоспоживання саме на це значення.

При стабільному водоспоживанні агрегати працюють з постійною подачею і тиском. Із зростанням водоспоживання подачу доводиться збільшувати. При цьому втрати тиску в трубах збільшуються. Щоб компенсувати ці втрати, слід збільшувати тиск, що розвивається НА. При зменшенні водоспоживання подача і тиск повинні бути зменшені.

Регулювання продуктивності НА може здійснюватися дією на турбомеханізм (поворот лопаток робочого колеса), дією на мережу (дроселювання засувкою), і на привід турбомеханізма (змінною швидкості обертання робочого колеса одного з насосів).

Питома енергія, яка передається потоку рідини у відцентровій машині, істотно залежить від умов входу на робочі лопасті. Закручування потоку, що надходить в робоче колесо, впливає на натиск і при заданій характеристиці трубопроводу змінює подачу машини. Звідси виникає можливість регулювання дією на потік, що входить в турбомеханізм за допомогою лопастного направляючого апарату. При цьому характеристика мережі залишається незмінною, а характеристика насоса повертається за годинниковою стрілкою (рис.2.3).

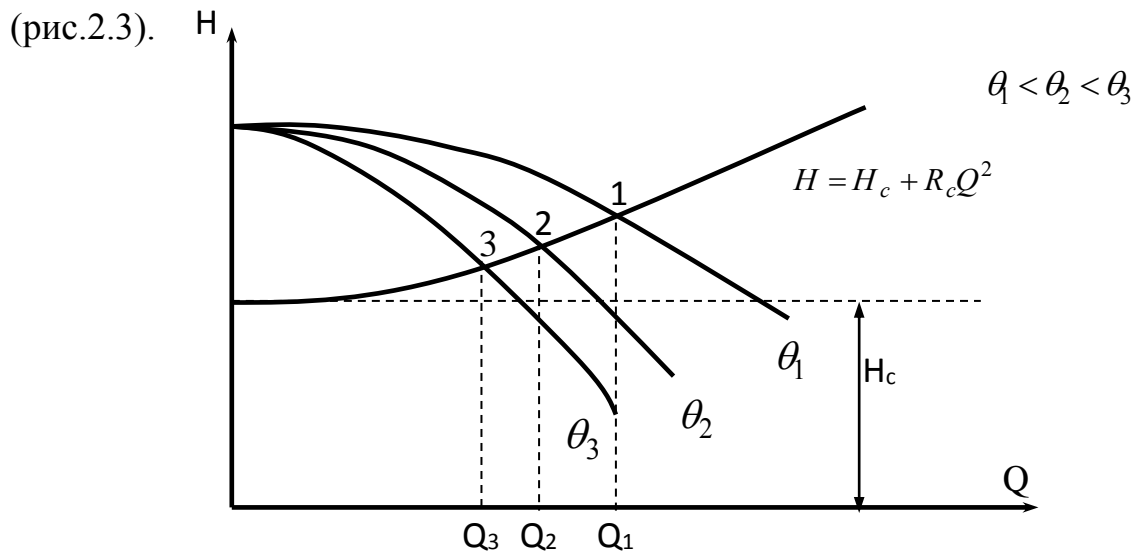


Рисунок 2.3 - Регулювання продуктивності НА дією на турбомеханізм

На напірній стороні відцентрового насоса завжди при монтажі встановлюється засувка, що виконує запірно-регулюючі функції. За допомогою цієї засувки можна змінювати подачу насоса в деяких межах.

Характеристики НА і мережі при регулюванні подачі води дроселюванням приведені на (рис. 2.4).

При повністю відкритій засувці режимна крапка 1 знаходиться на перетині характеристик насоса і мережі, подача насоса при цьому визначається значенням  $Q_1$ . Відрізок  $h_1$  представляє втрату натиску на тертя при русі потоку

води з швидкістю  $v_1$  при відповідній подачі  $Q_1$ . При зменшенні подачі до значення  $Q_2$  засувка частково прикривається. Оскільки опір засувки входить в загальний опір трубопроводу, значення останнього з прикриттям засувки зростає, характеристика мережі піде крутіше.

Напірна характеристика насоса займатиме колишнє положення, оскільки частота обертання робочого колеса залишилася незмінною. Робоча точка переміщається по характеристиці мережі, подача води НА зменшується і при значенні  $Q_2$  робоча точка займе положення 2 і так далі. Втрата натиску на тертя визначатиметься відрізком  $h_2$ , а ділянка  $h_{3Д}$  є втратою натиску в засувці. Повністю закрита засувка відповідає вертикальному положенню характеристики мережі, тобто  $Q=0$ . Оскільки при прикритті засувки натиск, що створюється насосом, не повністю використовується в мережі, а частина його витрачається на подолання опору засувки, то ККД насосного агрегата зменшується.

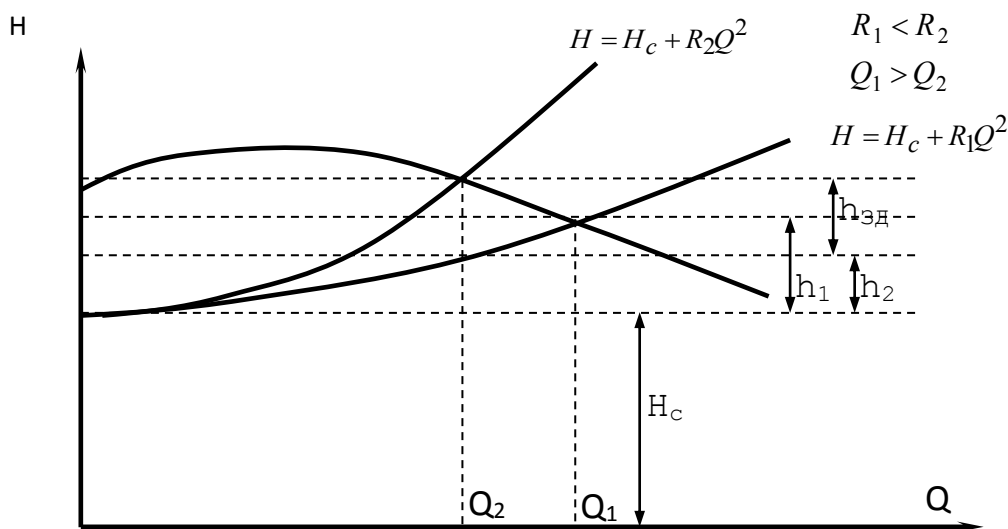


Рисунок 2.4 - Регулювання продуктивності насоса дроселюванням

Потужність, що втрачається при дроселюванні, буде рівна:

$$\Delta N = \frac{Q_2 h_{3Д}}{102 \cdot \eta_2} = \frac{450 \cdot 1,5}{102 \cdot 0,95} = 6,97 \text{ (кВт)} \quad (2.1)$$

де  $h_{зД}$  - втрата натиску в засувці;

$Q_2$  - подача натиску при прикритій засувці;

$\eta_2$  - ККД насоса при подачі  $Q_2$ .

Втрати енергії за рік рівні:

$$\Delta W = \Delta P \cdot 365 \cdot T = 6,97 \cdot 365 \cdot 6 = 15255 \text{ кВт} \cdot \text{год} \quad (2.2)$$

де  $T$ - період регулювання подачі води засувкою (приймаємо  $T=6$  годин).

Чим більш глибоко здійснюється процес регулювання, тим більше непродуктивна витрата потужності.

Енергетична ефективність цього виду регулювання низька, проте зважаючи на надзвичайну простоту цей спосіб має широке застосування.

До інших способів регулювання подачі відцентрових насосів на насосній станції відноситься зміна числа паралельно працюючих насосів.

Паралельна робота насосів з різними характеристиками можлива тільки для таких насосів, у яких натиски, що розвиваються, відрізняються один від одного на незначну величину (подача значення не має). При послідовному з'єднанні (послідовній роботі) один насос подає воду у всмоктуючий патрубок іншого насоса, а останній подає воду в напірний водопровід.

Загальна потужність таких насосів складається з потужностей кожного з них.

Слід зазначити, що послідовна робота декількох насосів менш вигідна, чим застосування одного насоса з необхідним натиском.

2.1.3. Регулювання продуктивності насосного агрегату збільшенням числа паралельно працюючих насосів

На (рис.2.5) показана залежність подачі води від часу. У разі коли необхідно подавати воду за графіком в певні періоди роботи для збільшення об'єму води, що подається, в дію включається додатково насос через певний час, якщо подача води не відповідає необхідному рівню, підключається ще один насос.

Регулювання продуктивності зміною частоти обертання робочого колеса насоса є більш економічним способом.

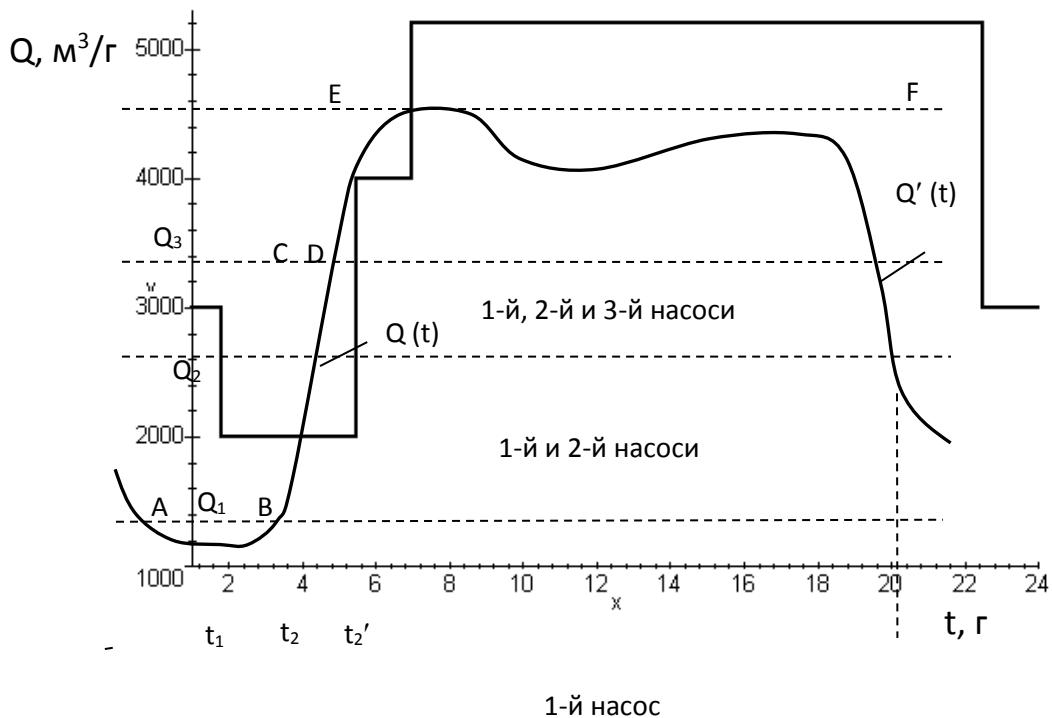


Рисунок 2.5 - Регулювання продуктивності насосної станції зміною числа насосних агрегатів, що працюють одночасно

На (рис.2.6) показано положення напірних характеристик при регулюванні подачі зміною частоти обертання робочого колеса насоса  $n_1 > n_2 > n_3$ . Оскільки положення засувки залишається незмінним, загальний опір трубопроводу не змінюється і положення його характеристики буде

попереднім. При зменшенні частоти обертання робочого колеса точка робочого режиму  $A$  буде переміщуватись по характеристиці  $Q - H_{\text{мережі}}$ , подача і натиск насоса зменшуватимуться.

При частоті обертання робочого колеса  $n_1$  точка  $A_1$  буде знаходитись на перетині характеристики трубопроводу і напірної характеристики насоса, подача насоса при цьому визначається значенням  $Q_1$ . Відрізок  $h_{m1}$  показує втрату натиску на тертя при русі рідкого середовища при відповідній подачі  $Q_1$ .

При частоті обертання робочого колеса  $n_2$  режимна точка займе положення  $A_2$  подача і натиск насоса відповідно матимуть значення  $Q_2$  і  $H_2$ , втрата натиску в трубопроводі зменшиться до значення  $h_{m2}$ . Натиск, що створюється насосом при частоті  $n_2$ , повністю використовується в трубопроводі для підняття рідкого середовища на геометричну висоту  $H_c$  і подолання опору  $h_{m2}$  при подачі  $Q_2$ .

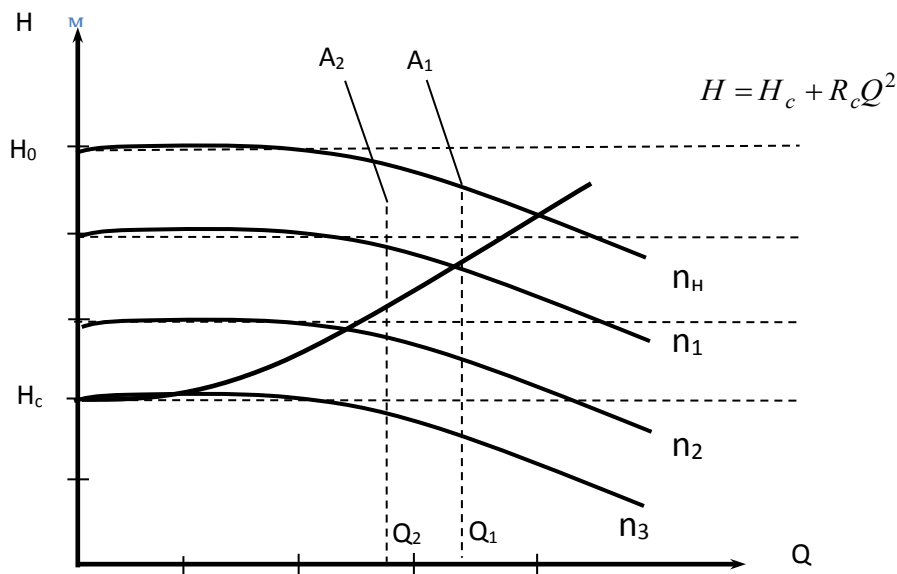


Рисунок 2.6 - Регулювання продуктивності насоса зміною частоти обертання

При подальшому зменшенні швидкості обертання двигуна до значення  $n_3$ , продуктивність насоса знижується до нуля. Натиск  $H$ , турбомеханізмом, що розвивається, пропорційний квадрату швидкості обертання:

$$\frac{H_1}{H_i} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_i}\right)^2 \quad (2.3)$$

де  $H_1$  - натиск при номінальній швидкості обертання  $\omega_1$  турбомеханізма;  
 $H_i$  - те ж при швидкості  $\omega_i$ , відмінній від номінальної.

Регулювання зміною частоти обертання робочого колеса є набагато ефективнішим і економічнішим способом, оскільки при цьому відсутня непродуктивна втрата потужності.

## 2.2. Визначення необхідного технологічного діапазону регулювання швидкості обертання насоса

У даному насосному агрегаті вода подається за графіком, тому в певний період з 5.30 до 9.30 і з 15.30 до 22.00 працює два насоси, в решту часу - один насос, згідно з графіком м. Миргород Полтавської області.

Визначимо діапазон регулювання для одного працюючого насоса (рис. 2.7).

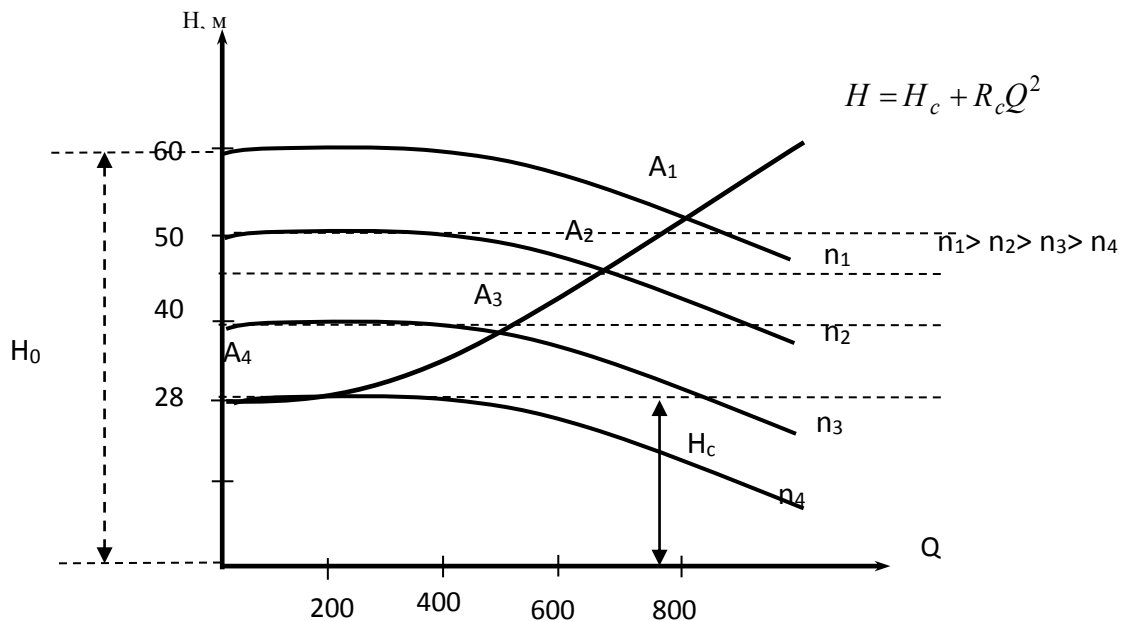


Рисунок 2.7 - Регулювання продуктивності насоса зміною частоти обертання

Вираз Q-H характеристики регульованого насоса має вигляд:

$$H = H_0 v^2 - R_B Q^2$$

Характеристика мережі описується виразом:

$$H = H_c + R_c Q^2$$

Оскільки при  $n_1 = n_4$  (рис.2.7) в точці А подача насоса рівна нулю, порівнюючи натиски отримаємо:

$$H_0 v^2 = H_c$$

Звідси відносна швидкість обертання рівна:

$$v = \sqrt{\frac{H_c}{H_0}} = \sqrt{\frac{28}{60}} = 0,67$$

Ця швидкість визначає нижню крайню межу діапазону регулювання і називається *відносною критичною швидкістю обертання*.

Таким чином, для насосної станції з одним працюючим регульованим за швидкістю агрегатом на мережу споживача із статичним натиском  $H_c=28$ м, діапазон регулювання швидкості складає 54% вниз від номінального.

Оскільки в даному насосному агрегаті має місце режим паралельної роботи насосів, проаналізуємо необхідний діапазон регулювання такого насосного агрегату.

На (рис.2.8) представлені Q-H характеристики двох паралельно працюючих насосних агрегатів і насосної установки в цілому.

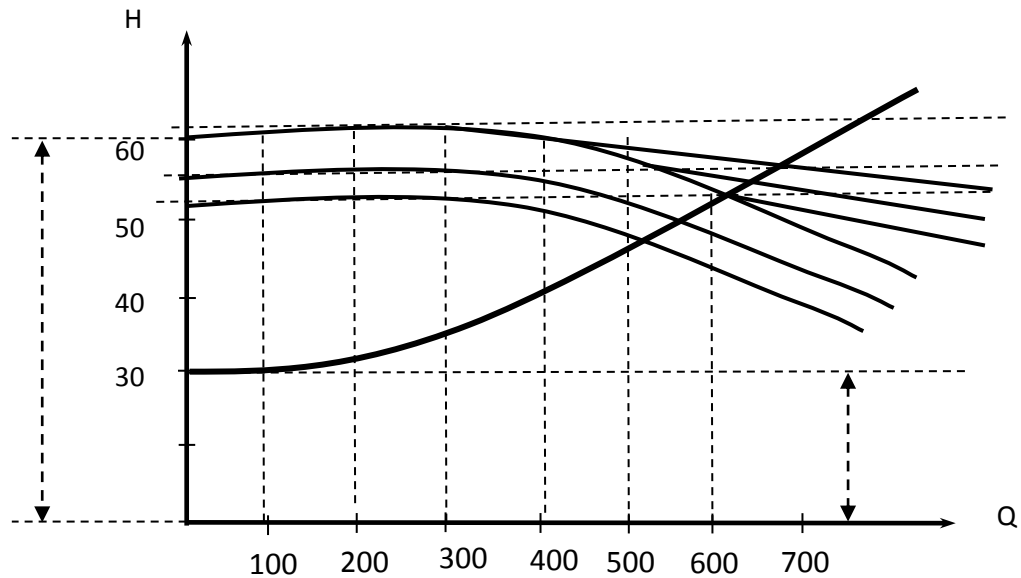


Рисунок 2.8 - Регулювання продуктивності двох паралельно працюючих насосів

Для нерегульованого насосного агрегату залежність натиску від витрати рідини має вигляд:

$$H = H_0 - R_B Q_1^2$$

Для регульованого насосного агрегату:

$$H = H_0 v^2 - R_B Q_2^2, \quad \text{при цьому } Q_3 = Q_1 + Q_2$$

У точці  $A_3$  перетин сумарної характеристики насосної установки з характеристикою мережі проводиться регулювання агрегату знижуючись до нуля.

Тоді маємо:

$$H_0 - R_B Q_1^2 = H_c + R_c Q_1^2$$

$$H_0 - H_c = R_B Q_1^2 + R_c Q_1^2$$

Звідси виразимо  $Q_1$ , отримаємо:

$$Q_1 = \sqrt{\frac{H_0 - H_c}{R_B + R_c}}$$

Підставивши значення  $Q_1$  у функцію витрати рідини для нерегульованого насосного агрегату отримаємо вираз:

$$H = H_0 - R_B \left( \sqrt{\frac{H_0 - H_c}{R_B + R_B}} \right)^2$$

Прирівнявши набутого значення для натисків рідини для обох насосів отримаємо:

$$H_0 - R_B \left( \sqrt{\frac{H_0 - H_c}{R_B + R_B}} \right)^2 = H_0 v^2$$

Звідси:

$$v = \sqrt{1 - \frac{R_B}{H_0} \cdot \frac{H_0 - H_c}{R_B + R_c}} = \sqrt{1 - \frac{60 - 28}{60}} = 0,68$$

Таким чином, для насосної станції з двома паралельно працюючими насосними агрегатами з одним працюючим регульованим за швидкістю агрегатом і одним не регульованим за швидкістю агрегатом на мережу споживача із статичним натиском  $H_c=28$ м діапазон регулювання швидкості складає 32%.

### *2.3. Аналіз вимог до електроприводів насосів. Обґрунтування вибору системи регулювання електропривода*

Перед пуском встановленого електродвигуна необхідно ретельно оглянути доступні внутрішні частини, перевірити, чи немає в машині сторонніх предметів, очистити електродвигун від пилу і бруду продути сухим стислим повітрям при тиску не більше 2 кгс/см<sup>2</sup>; виміряти опір ізоляції; перевірити зовнішні з'єднання, що підводять кабелі і заточування заземлюючих болтів; переконатися, чи відповідає напруга мережі напрузі, вказаній на паспортному щитку електродвигуна; переконається що ротор вільно обертається від руки; перевірити правильність сполучення валів електродвигуна і насоса, а у електродвигуна з контактними кільцями -

правильність установки щіток на контактних кільцях, а також прилягання їх до поверхні контактних кілець.

АД з к/з ротором пускають безпосереднім включенням на повну напругу мережі за допомогою рубильника або магнітного пускача. Проте при цьому на обмотках статора і ротора виникають великі струми. Хоча стрибок пускового струму є короткочасним і не приводить до небезпечного перегріву двигуна, він викликає пониження напруги мережі. Якщо коливання напруги мережі не перевищують 10 - 15%, то прямий пуск допустимий.

Можливі способи пуску двигуна наступні: включення в обмотку статора активного або реактивного опору пуск за допомогою автотрансформатора, пуск перемикачів обмотки статора із зірки на трикутник.

Привод постійного струму не має перспективи для застосування надалі. Регульований електропривод змінного струму будується на тиристорах і на транзисторах.

Для регулювання напруги на виводах статора АД можуть використовуватися різні пристрої, згідно з [2] - автотрансформатори, магнітні підсилювачі і тиристорні перетворювачі напруги (ТРН). Цей спосіб регулювання супроводжується виділенням в ланцюзі ротора втрат ковзання, що значно знижує техніко - економічні показники асинхронного електроприводу. Для електроприводів в декілька сотень або тисяч кіловат втрати ковзання стають вельми великими по абсолютному значенню.

Для регулювання швидкості також використовується асинхронний вентельний каскад [2]. Регулювання швидкості в АВК-АД відбувається за рахунок зміни ЕРС допоміжного двигуна, яке здійснюється регулюванням його струму збудження. При каскадному регулюванні швидкості коефіцієнт потужності приводу відносно невеликий, що викликає необхідність застосування компенсуючих пристроїв.

У зв'язку з тим, що у вище викладених методів діапазон регулювання 10-50% доцільно застосовувати частотне регулювання, згідно з [2].

У практиці електропривода досить добре відомі так звані закони частотного управління, що відносяться переважно до асинхронного частото регульованого приводу.

Найпростіший закон  $\frac{U}{f} = const$ . Слід відмітити, що сам по собі закон частотного управління - залежність напруги живлення від частоти  $\frac{U}{f} = F(m, \lambda \dots k_i)$ .

У зв'язку з тим, що насоси відносяться до турбомеханізмів з навантаженням вентилятора, закон частотного управління для таких агрегатів має вигляд:

$$\frac{U}{f^2} = const$$

Як правило, вказаний функціонал визначає необхідну залежність одного з параметрів механічної характеристики двигуна (критичного моменту, перевантажувальної здатності, здатності навантаження і ін.) від частоти, швидкості обертання і т.п. Вказані питання достатньо різноманітні, унаслідок чого єдиного закону частотного регулювання немає. При цьому закон частотного управління істотно залежить від характеру навантаження.

Найбільше застосування як привід насосів отримали асинхронні електродвигуни змінного струму. Є декілька способів регулювання частоти обертання ротора цих двигунів: перемикання числа пар полюсів, зміна активного опору в ланцюги ротора, зміну частоти живлячого струму, зміну напруги на статорі двигуна, як вказано в [2].

#### *2.4. Опис системи узгодження енергосилової установки з параметрами системи електроприводу насоса*

Аналіз характеристик енергетичних мобільних установок показує на відсутність можливості безпосереднього, прямого їх використання для цілей аварійного резервного живлення. Це пояснюється наступними чинниками:

- у системах з генератором постійного струму очевидна неузгодженість параметрів електричної енергії з основними споживачами, в якості яких, як правило, використовуються електроприводи змінного струму;

- у системах енергосилових установок з синхронними генераторами чинником неузгодження є частота на виході генератора (150 - 400 Гц), яка, як правило, вище промислової. У таких умовах очевидна необхідність установки додаткових пристроїв і систем узгодження, що забезпечують взаємну прийнятність, сумісність параметрів енергосилової установки (ЕСУ) з параметрами систем електроприводу.

Система узгодження по схемі насосного двигуна приведена на листі 4 конструкторської документації. Схема використовується за наявності у складі тиристорної системи синхронного генератора. Асинхронний двигун розганяють до швидкості 0,1 - 0,15 від номінальної, живлячи і збуджуючи його від системи енергоживлення тиристорної системи. Цієї швидкості достатньо для машинної комутації тиристорного інвертора, що є типовим перетворювачем спільно з трансформатором Тр1. Кут управління інвертором в межах  $\pi/4$  рад. При рівності  $U_d = E_u$  спрацьовує вмикач в ланцюзі постійного струму. Поступово збільшуючи напругу  $U_{du}$ , розганяють асинхронний двигун до синхронної швидкості. При цьому частота на виході буде достатньо близька до частоти 50 Гц.

Управління інвертором при цьому здійснюється з метою підтримки необхідного запасу кута  $\beta$ .

Особливість цієї схеми в тому, що асинхронний двигун виробничого механізму одночасно виконує роль пристрою узгодження. Він таким чином здійснює основну свою функцію, як елемент системи електроприводу, а також завдяки ньому частина енергії від транспортної системи йде на інші споживачі. Комутаційна здатність асинхронного двигуна визначається запасом по куту випередження  $\beta_r \approx \pi/4$  та допустимим струмовим навантаженням по струму  $I_d$ . При кутах випередження  $\beta_r \approx \frac{\pi}{4}$  комутований струм знаходиться в межах  $I_{d \max} = 1,75 \div 1,1 \cdot J_{нсд}$ , що вище за номінальний струм асинхронного двигуна.

В цих межах, асинхронний двигун може забезпечити відбір необхідної потужності:

$$P_0 \approx P_{сдн} \cdot \sin\beta_{min} = P_{ад} \sin\left(\frac{\pi}{4}\right) \quad (2.4)$$

Для даного двигуна:

$$P_0 = 250 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{4}\right) = 177 \text{ кВт}$$

Що є близьким до номінальної потужності асинхронного двигуна.

Таким чином, якщо вибрана потужність від ТС рівна  $P_{ТС}$ , потужність насоса  $P_{н}$ , то на долю додаткових навантажень буде:

$$P_{рез} = P_{ТС} - P_{н}, \text{ якщо } P_0 > P_{ТС};$$

$$P_{рез} = P_0 - P_{в}, \text{ якщо } P_0 < P_{ТС}.$$

Очевидним недоліком даної схеми є складнощі розкручування АД від  $0,1 \div 0,15 \omega_0$ , оскільки це можливо тільки за наявності у складі ТС синхронного генератора.

Виконаний раніше аналіз не є вичерпним з позиції можливих інших схемних рішень.

Їх різноманіття визначається з одного боку видом генератора СГ, а з іншої - те устаткування, яке може бути включене до складу формованого джерела. Заслужовує на увагу схема з безпосереднім перетворювачем частоти на виході синхронного генератора, якщо частота напруги останнього знаходяться на рівні  $125 \div 400$  Гц. Перша межа характерна для енергосилових установок, що випускаються в Україні, друга, - характерна для фірм Японії і США. Поза сумнівом, щоб отримати частоту 50 Гц від таких джерел ідеально вирішити проблему з використанням тиристорного перетворювача частоти (ТПЧ). Діапазон частот такий, що без проблем могли б бути вирішені завдання запуску потужних електродвигунів, а також їх тривалої роботи з частотами 25 - 50 Гц.

Проблема в тому, що ТПЧ до теперішнього часу не можна вважати стандартним устаткуванням. Досить сказати, що на сьогодні, в Україні подібні перетворювачі не виготовляються. Помітно знизиться інтерес до них і інших

країн останніми роками. У зв'язку з освоєнням перетворювачів інверторного типу з інверторами напруги на транзисторах.

Оскільки мережеві трансформатори ТР мають напругу 6/0,4 кВ, та напруга  $U_n$  повинна мати параметр саме 0,4 кВ. В даному випадку споживачі можуть підключатися на шини 6 кВ або 0,4 кВ.

Два розглянуті варіанти узгодження припускають формування напруги з частотою 50 Гц. Це є переважним, але не завжди виправданим з причини ряду особливостей, властивим системам електроприводу насосних установок взагалі. З практики відомо більше десятка різних систем електроприводу насосних установок [10], регулювання продуктивності, що створювалися з урахуванням можливостей, засобів електроприводу, поліпшення пускових режимів і ін. Слідуює так само те, що формування напруги 6 і 0,4 кВ, приводить з одного боку до не повного використання енергосилової установки тиристорної системи з причини того, що напруга на виході при номінальному режимі збудження генераторів транспортної системи знаходяться на рівні  $750 \div 1250$  В, що нижче 510 В - випрямленої напруги на виході мостового перетворювача при напрузі живлення 0,4 кВ. Крім того, трансформатор живлення є споживачем енергії втрат, яка при обмеженій потужності силової установки в процентному співвідношенні істотної потужності (до 10% номінальної потужності енергосилової установки). Виправданий опис того, що в умовах практики експлуатації насосів, що склалася, механізм аеродинамічного управління продуктивності насосів, як правило, знаходиться в неробочому стані. Потрібний кут установки лопаток встановлюють на великий проміжок часу, унаслідок чого механізм піддається корозії і в умовах оперативних дій не функціонує [10].

Найважливіша обставина, що говорить на користь використання частот живлення, відмінних від 50 Гц в тому, що при аеродинамічній дії на насос ККД знижується до  $40 \div 45$  %.

Щодо перетворювачів частоти нового покоління згідно з [3] слід зазначити такі положення:

- питома вартість безтрансформаторних транзисторних перетворювачів досягає 75 дол./кВт і має тенденцію до зниження;
- вагові характеристики транзисторних перетворювачів доходять до  $0,7 \div 1,5$  кг/кВт;
- коефіцієнт корисної дії не нижче 0,95.

Якщо припустити, що в аварійній ситуації продуктивність насоса повинна бути не менше  $q = 0,5$  від номінальної, то споживана потужність з урахуванням відомих положень, що стосуються енергетики турбомашин при зміні швидкості обертання повинна бути на рівні:

$$P_a = P_n \cdot g^3 \cong P_n \cdot 0,125$$

Так, якщо потужність електродвигуна насоса  $P_n = 25$  кВт, коефіцієнт завантаження  $k_z = 0,75$  в номінальному режимі, то в аварійній ситуації аеродинамічна потужність повинна бути:

$$P_a = P_n \cdot k_z \cdot g^3 = 25 \cdot 0,75 \cdot 0,5^3 = 23,4 \text{ кВт}$$

Споживана потужність від енергосилової установки (кВт):

$$P_3 = \frac{P_a}{\eta_a \cdot \eta_{\div}} = \frac{23,4}{0,95 \cdot 0,5} = 49,3 \text{ кВт}$$

де  $\eta_{\div} = 0,5$  - коефіцієнт корисної дії насоса (при аеродинамічному регулюванні).

У випадку якщо використовується можливість регулювання швидкості насоса засобами перетворення частоти (кВт):

$$P_3 = \frac{P_a}{\eta_a \cdot \eta_{\div}} = \frac{23,4}{0,95 \cdot 0,8} = 30,8 \text{ кВт}$$

Звідси очевидна перспектива застосування погоджуючих безтрансформаторних систем з робочою частотою, відмінною від 50 Гц.

## *2.5 Висновки за розділом*

1. Виконано аналіз вимог до електроприводів насосів. Проаналізовано декілька способів регулювання частоти обертання ротора АД: перемиканням числа пар полюсів, зміною активного опору в ланцюзі ротора, зміною частоти напруги живлення, зміною напруги на статорі двигуна.

2. Встановлено, що найбільш повно сучасним вимогам відповідає саме частотне регулювання частоти обертання приводного двигуна насосного агрегата.

3. Виконано розрахунок споживаної потужності енергосилової установки електроприводу.

4. Критично проаналізовані сучасні системи регулювання електропривода та виконано обґрунтований вибір системи безтрансформаторного регулювання продуктивності насосного агрегату.

### 3. ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ЕЛЕКТРОПРИВОДУ

#### 3.1. Розрахунок параметрів асинхронного двигуна

Основним методом аналізу властивостей і характеристик асинхронного двигуна (АД) в статичних режимах є використання еквівалентних схем. Причому, при деяких допущеннях, достатнім є розгляд явищ, що відносяться до однієї фази багатозафазного двигуна. Еквівалентні схеми, складені з урахуванням викладених допущень, називають схемами заміщення АД. Розрізняють Т-подібну і Г-подібну схеми заміщення згідно з [12].

Вирази для основних робочих параметрів, що характеризують АД, отримані в результаті розрахунків на основі Т-подібної схеми заміщення, достатньо складні і незручні для практичного використання, хоча результати розрахунків на основі цієї схеми точніші. Тому цю схему використовують лише в спеціальних випадках при необхідності обліку впливу контура, що намагнічує.

На практиці як правило використовують Г-подібну схему заміщення, нехтуючи при цьому зміною струму намагнічування, що виникає при зміні навантаження, а також падінням напруги від струму намагнічування в опорах обмотки статора. З урахуванням того, що індуктивний опір контура намагнічення значно більше активного опору, останнім нехтують і схема набуває більш простий вигляд.

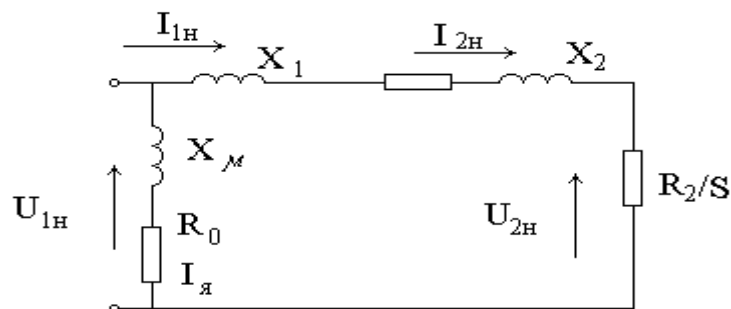


Рисунок 3.1 - Спрощена схема заміщення асинхронного двигуна

Розрахунок схеми заміщення виконано за каталожними даними.

Номінальний момент двигуна:

$$M_H = \frac{P_H}{\omega_H} = \frac{25 \cdot 10^3}{154} = 163,4 \text{ Вт} \quad (3.1)$$

Розрахуємо фазну напругу :

$$U_{1\phi} = \frac{U_1}{\sqrt{3}} = \frac{250 \cdot 10^3}{1,7} = 147 \text{ В} \quad (3.2)$$

Розрахуємо  $\omega_0$  - кутова швидкість обертання поля статора АД:

$$\omega_0 = \frac{\pi \cdot n_H}{30} = \frac{3,14 \cdot 1470}{30} = 154 \left(\frac{1}{\text{с}}\right) \quad (3.3)$$

Номінальне ковзання двигуна, визначено як:

$$S_H = 1 - \frac{\omega_H}{\omega_0} = 1 - \frac{154}{157} = 0,019 \quad (3.4)$$

Визначити значення  $S_K$  можна з виразу:

$$S_K = S_H \left( \lambda_\mu + \sqrt{\lambda_\mu^2 - 1} \right) = 0,019 \cdot \left( 1,9 + \sqrt{1,9^2 - 1} \right) = 0,066 \quad (3.5)$$

Розрахуємо приведенний струм ротора:

$$I'_2 = I_H \cdot \cos \varphi_H \sqrt{\frac{2 \cdot \lambda_\mu \cdot S_H}{S_K}} = 29 \cdot 0,9 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1,9 \cdot 0,019}{0,006}} = 27,29 \text{ А} \quad (3.6)$$

Розрахуємо активний опір статора:

$$\begin{aligned} R_1 &= \frac{U_H^2 \cdot (1 - S_H)}{2 \cdot c_1 \cdot 1,01 \cdot P_H \cdot \lambda_\mu \cdot \left(1 + \frac{c_1}{S_K}\right)} \cdot 0,6 = \\ &= \frac{3529^2 (1 - 0,025)}{2 \cdot 1,02 \cdot 1,01 \cdot 250000 \cdot 1,9 \cdot \left(1 + 1,02/0,088\right)} \cdot 0,6 = \\ &= 0,4603 \text{ Ом} \end{aligned} \quad (3.7)$$

де  $c_1=1,02$  коефіцієнт насичення магнітного ланцюга.

Розрахуємо опір ротора:

$$\begin{aligned} R_2 &= \frac{\lambda_\Pi \cdot 1,01 \cdot P_H}{3 \cdot (1 - S_H) \cdot K_i^2 \cdot I_{1H}^2} \cdot 0,26 = \frac{0,9 \cdot 1,01 \cdot 250000}{3 \cdot (1 - 0,019) \cdot 4,6 \cdot 29^2} \cdot 0,26 = \\ &= 1,1282 \text{ Ом} \end{aligned} \quad (3.8)$$

Індуктивний опір:

$$X_k = \sqrt{\left(\frac{R'_2}{S_k}\right)^2 - R_1^2} = \sqrt{\left(\frac{1,1282}{0,088}\right)^2 - 0,4603^2} = 16,88 \text{ Ом} \quad (3.9)$$

Розрахуємо індуктивний опір статора:

$$X_1 = \frac{X_k}{2} = \frac{16,88}{2} = 8,44 \text{ Ом} \quad (3.10)$$

Розрахуємо індуктивний опір ротора:

$$X'_2 = \frac{X_1}{c_1} = \frac{8,44}{1,02} = 8,27 \text{ Ом} \quad (3.11)$$

Індуктивне розсіювання ротора:

$$L_p = \frac{X'_2}{2\pi f} = \frac{8,27}{2 \cdot 3,14 \cdot 50} = 0,0269 \text{ Гн} \quad (3.12)$$

Індуктивне розсіювання статора:

$$L_s = \frac{X_1}{2\pi f} = \frac{8,44}{2 \cdot 3,14 \cdot 50} = 0,0263 \text{ Гн} \quad (3.13)$$

Розрахуємо номінальний струм намагнічування:

$$\begin{aligned} I_{\mu H} &= I_{1H} \cdot \left( \sin\varphi_H - \frac{\cos\varphi_H \cdot S_H}{S_k} \right) = 29 \cdot \left( 0,43 - \frac{0,9 \cdot 0,019}{0,088} \right) = \\ &= 2,1533 \text{ А} \end{aligned} \quad (3.14)$$

Розрахуємо індуктивний опір намагнічування:

$$X_\mu = \frac{U_H}{I_{\mu H}} = \frac{3529}{5,2166} = 676,488 \text{ Ом} \quad (3.15)$$

Індуктивне розсіювання контура намагнічування:

$$L_\mu = \frac{X_\mu}{2 \cdot \pi \cdot f} = \frac{676,488}{2 \cdot 3,14 \cdot 50} = 2,1533 \text{ Гн} \quad (3.16)$$

Індуктивність розсіювання контура намагнічування статора:

$$L_1 = L_s + \frac{2}{3} \cdot L \cdot \mu = 0,1 + \frac{2}{3} \cdot 0,09 = 0,16 \text{ Гн} \quad (3.17)$$

Індуктивність розсіювання контура намагнічування ротора:

$$L'_2 = L_p + \frac{2}{3} \cdot L_\mu = 0,099 + \frac{2}{3} \cdot 0,09 = 0,159 \text{ Гн} \quad (3.18)$$

### 3.2. Побудова статичних характеристик регульованого електроприводу

Почнемо з розрахунку механічних характеристик, який будимо проводити по формулі:

$$M = \frac{3 \cdot U_{\phi}^2 \cdot R_2}{\omega_0 \cdot S \cdot [(R_1 + R_{2/S})^2 + X_K^2]} \quad (3.19)$$

При цьому необхідно враховувати, що із зміною частоти будуть змінюватися і інші параметри, що входять в рівняння механічної характеристики. В першу чергу необхідно врахувати, що напруга буде змінюватися відповідно до закону регулювання:

$$\frac{U}{f^2} = const;$$

Синхронну швидкість обертання і індуктивний опір статора і ротора при  $S=1$  без урахування струму намагнічування, можна визначити для різних частот за наступним виразом:

$$\omega_0 = \omega_{050} \frac{f}{50}; \quad X_K = X_{K50} \frac{f}{50}.$$

Навіть маючи можливість набути значень параметрів при будь-якій частоті, розраховуємо по формулі (2.23) механічні характеристики для частоти 50;45;40;35;30 Гц.

Для розрахунку швидкісних характеристик заздалегідь необхідно розрахувати і описати наступні параметри і коефіцієнти.

Відносна частота статора:

$$\alpha = \frac{f_1}{f_H};$$

Параметр абсолютного ковзання, або відносна частота ротора - відношення абсолютного ковзання  $\Delta s$  до синхронної швидкості при номінальній частоті:

$$\beta = \frac{\Delta\omega}{\omega_{1H}} = \frac{(\omega_1 - \omega)}{\omega_{1H}} = \frac{f_2}{f_{1H}} \quad (3.20)$$

Параметр  $\beta$  використовується замість ковзання  $S$  і пов'язаний з ним співвідношенням:

$$S = \frac{\Delta\omega}{\omega_1} = \frac{f_2 \cdot f_{1H}}{f_1 \cdot f_{1H}} = \frac{\beta}{\alpha} \quad (3.21)$$

Відносна напруга:

$$\gamma = \frac{U}{U_H} \quad (3.22)$$

Коефіцієнт розсіяння відповідно для статора і ротора:

$$\tau_1 = \frac{x_1}{x_\mu} = \frac{8,44}{676,488} = 0,0125 \quad (3.23)$$

$$\tau_2 = \frac{x_2}{x_\mu} = \frac{8,27}{676,488} = 0,0122 \quad (3.24)$$

Загальний коефіцієнт розсіяння:

$$\tau = \tau_1 + \tau_2 + \tau_1 \cdot \tau_2 = 0,0249 \quad (3.25)$$

Окрім цього розраховують наступні коефіцієнти:

$$b = K_1 \cdot (1 + \tau_2) = 4,6 \cdot (1 + 0,0122) = 4,656;$$

$$c = x_\mu \cdot \tau = 676,488 \cdot 0,0249 = 16,844;$$

$$d = \frac{R_1}{x_\mu} = \frac{0,4603}{676,488} = 0,00068;$$

$$e = 1 + \tau_1 = 1 + 0,0125 = 1,0125.$$

Запишемо формули, які визначають залежності струму статора, струму ротора і струму намагнічення від абсолютного ковзання.

Струм статора:

$$I_1 = U_H \cdot \gamma \sqrt{\frac{\frac{R_2^2}{x_\mu^2} + (1 + \tau_2)^2 \cdot \beta^2}{(b^2 + c^2 \cdot \alpha^2) \cdot \beta^2 + 2R_1 \cdot R_2 \cdot \alpha \cdot \beta + (d^2 + e^2 \cdot \alpha^2) \cdot R_2^2}} \quad (3.26)$$

Приведений струм ротора:

$$I_1' = U_H \cdot \gamma \frac{\beta}{\sqrt{(b^2 + c^2 \cdot \alpha^2) \cdot \beta^2 + 2R_1 \cdot R_2 \cdot \alpha \cdot \beta + (d^2 + e^2 \cdot \alpha^2) \cdot R_2^2}} \quad (3.27)$$

Струм намагнічення:

$$I_1'' = U_H \cdot \gamma \sqrt{\frac{\frac{R_2^2}{x_\mu^2} + \tau_2^2 \cdot \beta^2}{(b^2 + c^2 \cdot \alpha^2) \cdot \beta^2 + 2R_1 \cdot R_2 \cdot \alpha \cdot \beta + (d^2 + e^2 \cdot \alpha^2) \cdot R_2^2}} \quad (3.28)$$

Підставляємо числове значення параметрів у вираз (2.30) при різних значеннях  $\alpha$  і  $\beta$ , отримаємо графіки залежності струму статора від ковзання (або швидкості обертання) при частотному регулюванні. Аналогічно будемо графіки залежності приведенного струму ротора і струму намагнічування від швидкості підставляючи числові значення параметрів у вирази (3.27) і (3.28) при різних  $\beta$  і  $\alpha$ . Розрахунок і побудова графіків проводилося за допомогою програмного забезпечення Mathcad 7 Professional. Отримані графіки наведені на слайдах.

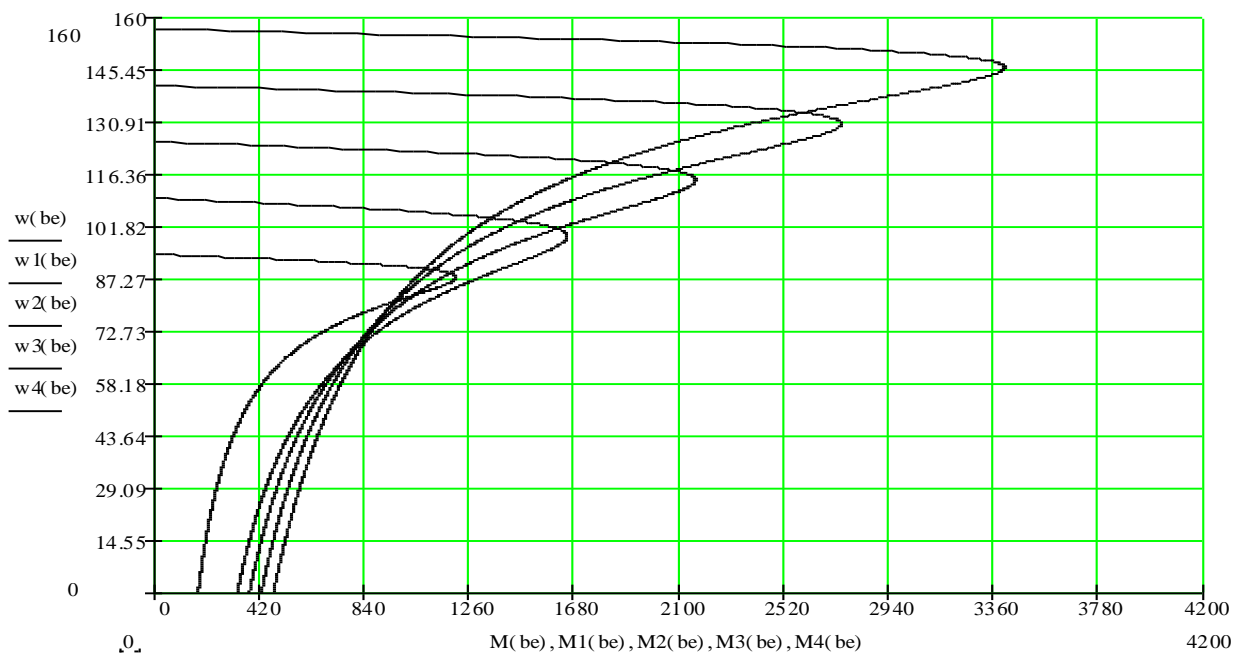


Рисунок 3.2 - Механічна характеристика асинхронного двигуна

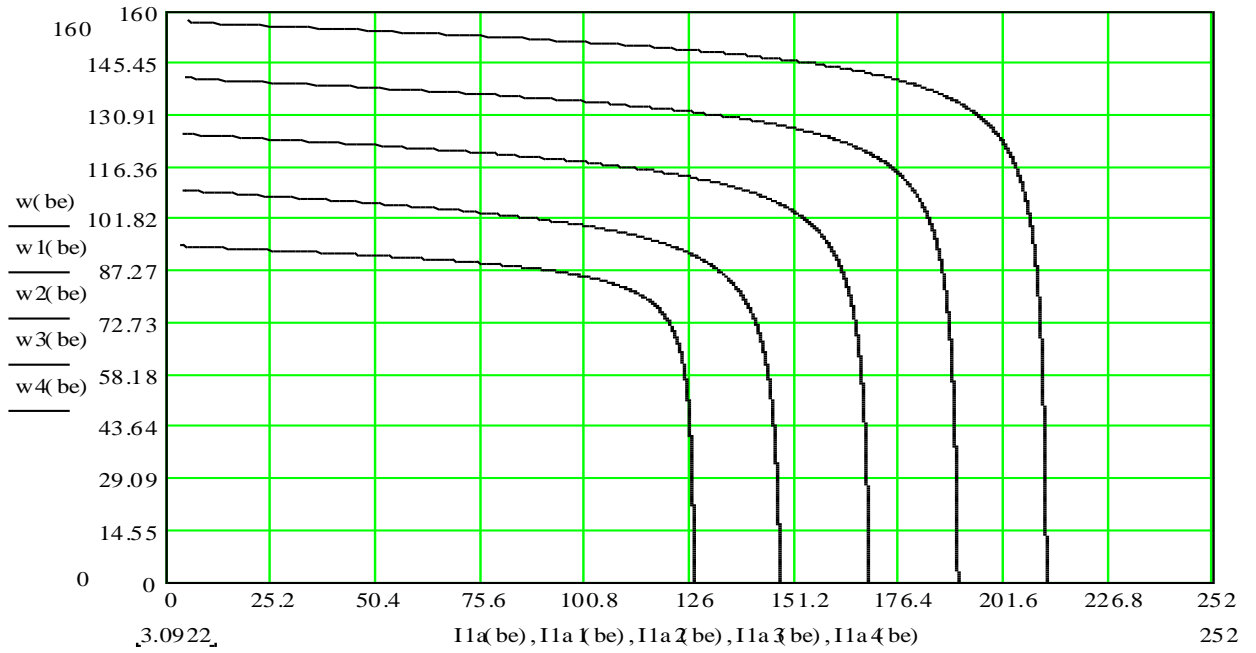


Рисунок 3.3. - Залежність струму статора від швидкості обертання

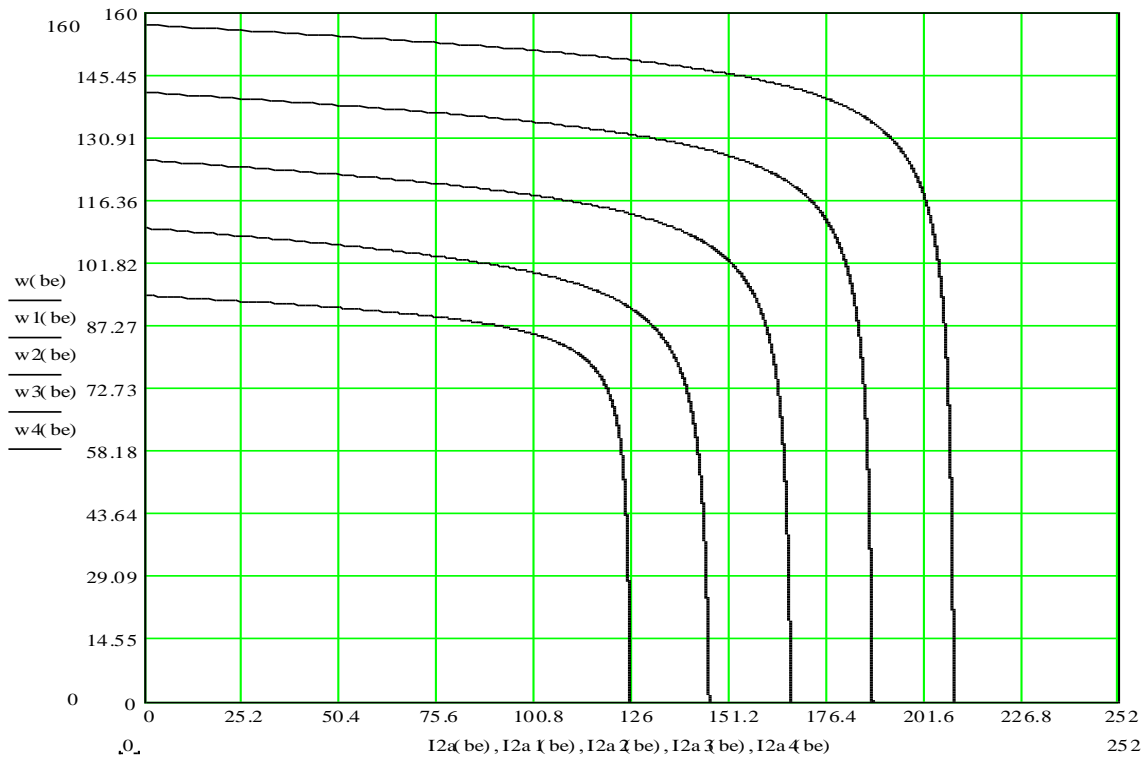


Рисунок 3.4 - Залежність струму ротора від швидкості обертання

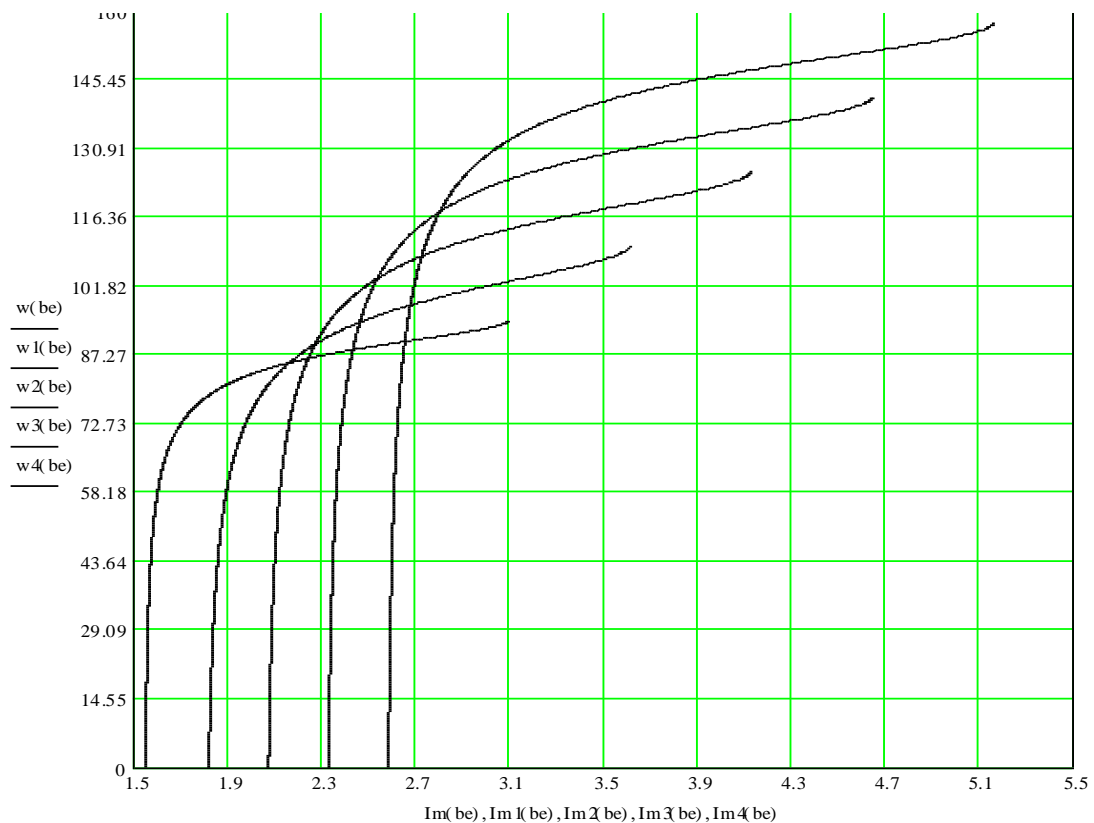


Рисунок 3.5 - Залежність струму намагнічування від швидкості обертання

Аналіз залежності  $M = f(\omega)$  при частотному регулюванні показує, що знижуючи перевантажувальну здатність асинхронного двигуна, робоча точка зміщується вниз по характеристиках асинхронного двигуна з пониженням частоти мережі. Аналогічно поведуться і залежності  $I_1 = f(\omega)$ ,  $I_2 = f(\omega)$ ,  $I_\mu = f(\omega)$ .

### 3.3. Отримання енергетичних характеристик регульованого електроприводу

Для аналізу режимів асинхронного двигуна велике значення має енергетичні характеристики [13]. До основних енергетичних показників роботи електроприводу відносяться втрати потужності, енергії, ККД і коефіцієнт потужності ( $\cos\phi$ ). У зв'язку з появою частотного регулювання електроприводу при оцінці енергетичних показників також використовується так званий коефіцієнт спотворення, який визначає ступінь відмінності змінних величин (струму і напруги) від синусоїдальної форми.

Енергетичні показники електроприводу істотно залежать від режиму його роботи, характеру зміни моменту навантаження і способів регулювання [16].

З виразу для фази струму ротора (по відношенню до напруги):

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{x_1 + c_1 \cdot x_1}{r_1 + c_1 \cdot r_2/s} \quad (3.29)$$

Слід зазначити, що при порівняно невеликому ковзанні приведений струм ротора стає практично індуктивним. Для побудови кривої  $\cos\varphi$  слід врахувати, що опір, а отже, і приведений струм ротора за весь час пуску залишаються практично індуктивними і лише в сомом кінці пуску починає переважати активна складова. Крива  $\cos\varphi$  отримана по формулі:

$$\cos\varphi = \frac{R_1 \cdot Q + \alpha \cdot R_2' \cdot \beta}{\sqrt{Z} \cdot \sqrt{Q}} \quad (3.30)$$

$$\text{де } Q = \left(\frac{R_1'}{X_\mu}\right)^2 + (1 + \tau_2)^2 \cdot \beta^2;$$

$$Z = (b^2 + c^2 \cdot \alpha^2) \cdot \beta^2 + 2 \cdot R_1 \cdot R_2' \cdot \alpha \cdot \beta + (d^2 + e^2 \cdot \alpha^2) \cdot R_2'^2.$$

Втрати в механічній передачі зазвичай оцінюються за допомогою ККД.

Виразимо ковзання з урахуванням зв'язку між модулем і електромагнітною потужністю:

$$s = s_H \frac{M \cdot k_i}{M_H \cdot k_u^2} = \frac{s_H \cdot P}{P_H \cdot k_u^2} \quad (3.31)$$

Підставивши значення для ковзання, отримаємо наступний вираз ККД через момент:

$$\eta = \frac{M \cdot \omega}{M \cdot \omega + P_1 \cdot \beta + P_2 \cdot \beta + P_\mu} \quad (3.32)$$

де

$$M = \frac{3 \cdot U_H^2}{\omega_H} \cdot \frac{R_2 \cdot \beta}{(b^2 + c^2 \cdot \alpha^2) \cdot \beta^2 + 2 \cdot R_1 \cdot R_2' \cdot \alpha \cdot \beta + (d^2 + e^2 \cdot \alpha^2) \cdot R_2'^2};$$

$$P_1 = 3 \cdot R_1 \cdot (1 + 2 \cdot \tau_2) \cdot I_2 \cdot \alpha \cdot \beta^2 + 3 \cdot R_1 \cdot I_\mu \cdot \beta^2;$$

$$P_2 = \frac{1,01 \cdot P_H \cdot s \cdot \beta}{1 - s \cdot \beta}.$$

По рівнянню для ККД побудована універсальна характеристика асинхронного двигуна, за допомогою якої можна швидко вирішувати різні питання, пов'язані з визначенням ККД.

Визначення шляхів зниження втрат електроенергії в перехідних процесах має важливе значення, особливо для електроприводів, для яких перехідні процеси складають істотну частину загального циклу їх роботи.

При значній частоті включення АД великого значення набувають втрати в перехідних режимах, що викликають їх інтенсивний нагрів і обмежуючи з цієї причини кількість включень, реверсів і гальмувань. Припустимо, що робочий цикл складається з періодів пуску, роботи із сталою швидкістю при постійному навантаженні, гальмування і паузи, коли асинхронний двигун відключений від мережі. Такому циклу роботи відповідає спрощений графік зміни швидкості в часі.

Втрати енергії, що виділяються в асинхронному двигуні за цикл, складаються з втрат енергії за час пуску, гальмування і роботи із сталою швидкістю. Втрати енергії виділені в навколишнє середовище із сталою швидкістю за час пуску і гальмування. При цьому прийнято, що за час пуску і гальмування коефіцієнт погіршення тепловіддачі рівний середньому значенню між початковим і кінцевим значеннями.

Втрати потужності визначимо з формули:

$$\Delta P = \frac{P_{\text{ном}} \cdot (1 - \eta)}{\eta} \quad (3.33)$$

Підставивши значення ККД отримаємо криву втрат потужності.

Розрахунок характеристик проводився за допомогою програми Mathcad 7 Professional.

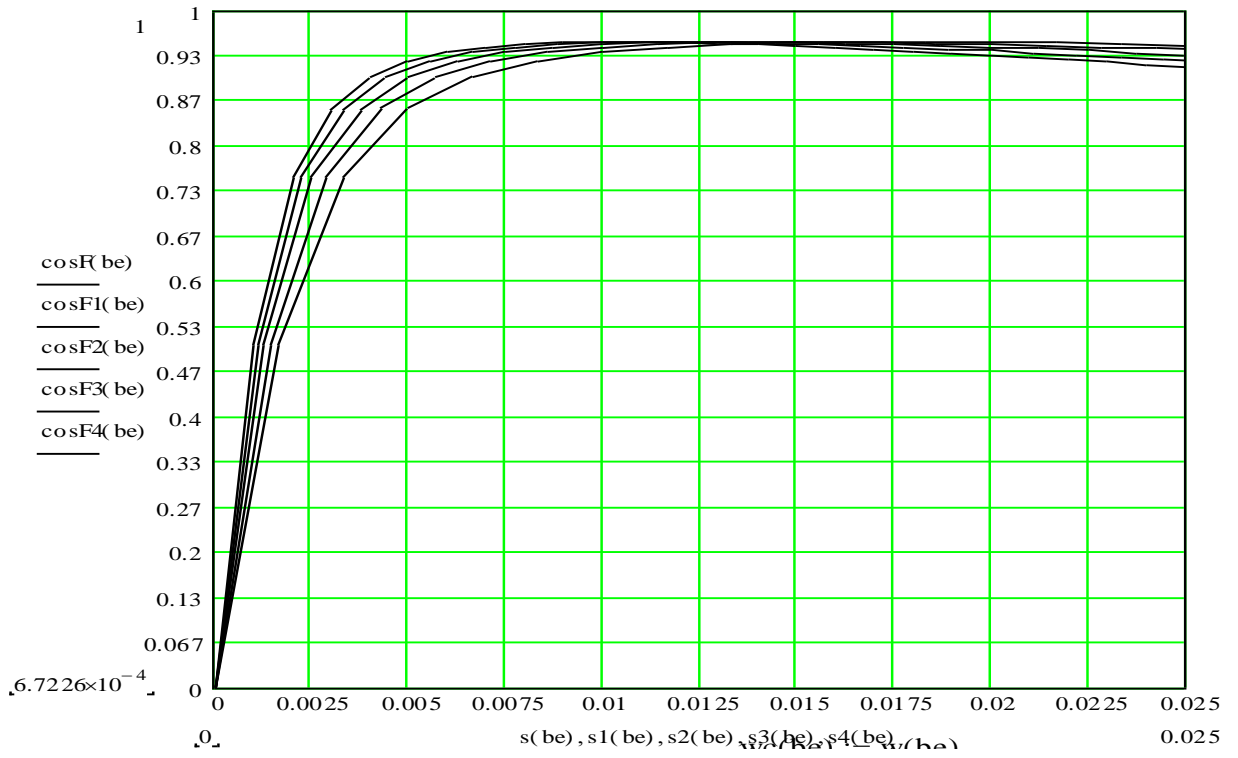


Рисунок 3.6 - Енергетична характеристика залежності  $\cos\phi$  від ковзання

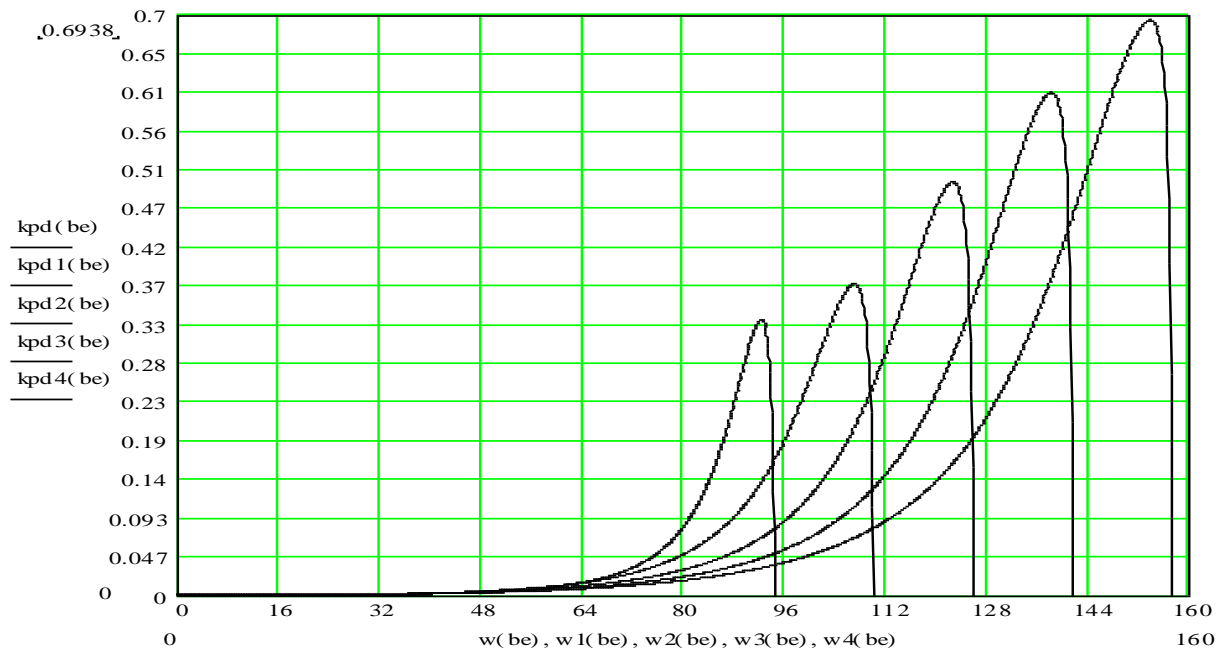


Рисунок 3.7 - Енергетична характеристика залежності ККД від швидкості обертання

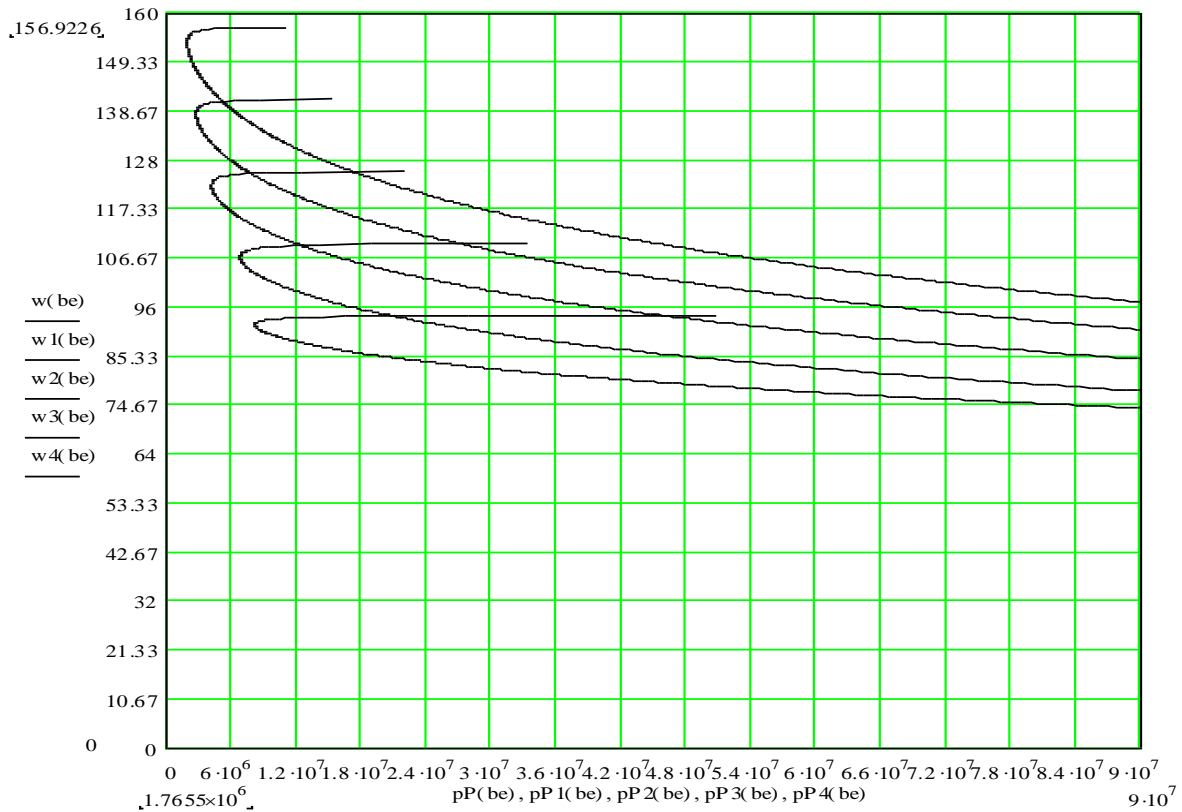


Рисунок 3.8 - Втрати потужності двигуна

Аналіз отриманих залежностей  $\eta = f(\omega)$ ,  $\Delta P = f(\omega)$  при частотному регулюванні показує, що при пониженні перевантажувальної здатності асинхронного двигуна, робоча точка зміщується вниз по характеристиках асинхронного двигуна з пониженням частоти мережі. При цьому  $\cos\phi$  - коефіцієнт потужності досягає свого максимального значення і із зміною частоти мережі практично не змінюється.

### 3.4. Аналіз режимів роботи насосного агрегату

#### 3.4.1. Математичний опис напірних і енергетичних характеристик насоса

Реальну напірну характеристику насосів з достатнім ступенем точності можна представити у вигляді апроксимованих аналітичних залежностей [14].

Характеристика Q-H насоса з вираженим максимум описується тричленом другого ступеня:

$$H = A_2 \cdot v^2 + B_2 \cdot v \cdot Q + C_2 \cdot Q^2 \quad (3.34)$$

Якщо характеристика Q-H насоса полого, то вираз для напірної характеристики має вид квадратичної параболи:

$$H = A_2 \cdot v^2 + C_2 \cdot Q^2 \text{ або } H = H_0 \cdot v^2 + R_B \cdot Q^2 \quad (3.35)$$

Потужність, що підводиться до валу відцентрової машини, рівна:

$$P = A_3 \cdot v^2 \cdot Q + B_3 \cdot v \cdot Q^2 + D_3 \cdot v^3 \quad (3.36)$$

де  $v = \omega/\omega_H$  - відносна швидкість обертання робочого колеса насоса;  $\omega_H$  - номінальна швидкість обертання насоса;  $A_2, B_2, C_2, A_3, B_3, D_3$  - коефіцієнти апроксимації, залежні від конструктивних особливостей турбомеханізма і визначаються по паспортним характеристикам насосів;  $H_0$  - натиск, який розвивається насосом при нульовій подачі;  $R_B$  - внутрішній опір насоса.

Корисна потужність турбомеханізма рівна:

$$P_n = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000} \quad (3.37)$$

де  $\rho$  - щільність рідини, кг/м<sup>3</sup>;  $Q$  - подача насоса, м<sup>3</sup>/с;  $H$  - натиск насоса, м;  $g$  - прискорення вільного падіння,  $g=9.81$  м/с<sup>2</sup>.

З обліком (2.38) корисна потужність насоса буде:

$$P_n = \frac{\rho \cdot g}{1000} \cdot A_2 \cdot v^2 \cdot Q + B_2 \cdot v \cdot Q^2 + C_2 \cdot Q^3 \quad (3.38)$$

Коефіцієнт корисної дії турбомеханізма, рівний відношенню корисної потужності  $P_n$  до тієї, що підводиться з боку валу турбомеханізма  $P$ , для регульованого насоса має вигляд:

$$\eta_{TM} = \frac{P_n}{P} = \frac{\rho \cdot g}{1000} \cdot \frac{A_2 \cdot v^2 \cdot Q + B_2 \cdot v \cdot Q^2 + C_2 \cdot Q^3}{A_3 \cdot v^2 \cdot Q + B_3 \cdot v \cdot Q^2 + D_3 \cdot v^3} \quad (3.39)$$

Для нерегульованого за швидкістю агрегату (при  $v=1,0$ ):

$$\eta_{\text{тм}} = \frac{\rho \cdot g}{1000} \cdot \frac{A_2 \cdot Q + B_2 \cdot Q^2 + C_2 \cdot Q^3}{A_3 \cdot Q + B_3 \cdot Q^2 + D_3} \quad (3.40)$$

Для отримання характеристик конкретних турбомеханізмів, описаних з деякими наближеними виразами (3.34), - (3.36), (3.39) коефіцієнти апроксимації  $A_2, B_2, C_2, A_3, B_3, D_3$  визначаються по паспортних характеристиках цих машин по трьом точкам для  $v=1,0$ :

- $Q_0 = 338 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $H_0=60\text{м}$ ,  $P_0 = 115\text{кВт}$ ;
- $Q_1 = 375 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $H_1 = 57\text{м}$ ,  $P_1 = 129\text{кВт}$ ;
- $Q_2 = 450 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $H_2 = 51\text{м}$ ,  $P_2 = 163\text{кВт}$ .

$$(3.41)$$

де  $H_0$  - натиск, що розвивається насосом при нульовій подачі;  $P_0$  - потужність холостого ходу, що витрачається на покриття втрат потужності, обумовлених циркуляційними потоками в робочому колесі насоса, дисковим тертям в ущільненнях і підшипниках машини.

По відомих робочих параметрах турбомашини складемо систему рівнянь, Q-Н характеристики насоса, що описують:

$$\left. \begin{aligned} H_0 &= A_2 \cdot v^2; \\ H_1 &= A_2 \cdot v^2 + B_2 \cdot v \cdot Q_1 + C_2 \cdot Q_1^2; \\ H_2 &= A_2 \cdot v^2 + B_2 \cdot v \cdot Q_2 + C_2 \cdot Q_2^2; \end{aligned} \right\} \quad (3.42)$$

Розв'язання системи (3.42), дозволило визначити коефіцієнти апроксимації напірно-витратної характеристики насоса:

$$\begin{aligned} A_2 &= H_0; \\ B_2 &= \frac{H_2 \cdot Q_2}{Q_1 \cdot (Q_2 - Q_1)} - \frac{H_2 \cdot Q_1}{Q_2 \cdot (Q_2 - Q_1)} - \frac{H_0 \cdot (Q_2 + Q_1)}{Q_1 \cdot Q_2}; \\ C_2 &= \frac{H_2}{Q_2 \cdot (Q_2 - Q_1)} - \frac{H_1}{Q_1 \cdot (Q_2 - Q_1)} + \frac{H_0}{Q_1 \cdot Q_2}; \end{aligned} \quad (3.43)$$

Аналогічним чином складається система рівнянь, що описують, P- Q характеристики насоса:

$$\left. \begin{aligned} P_0 &= D_3 \cdot v^3; \\ P_1 &= A_3 \cdot v^2 \cdot Q_1 + B_3 \cdot v \cdot Q_1^2 + D_3 \cdot v^3; \\ P_2 &= A_3 \cdot v^2 \cdot Q_2 + B_3 \cdot v \cdot Q_2^2 + D_3 \cdot v^3; \end{aligned} \right\} \quad (3.44)$$

Розв'язання системи (2.48), дозволило визначити коефіцієнти апроксимації енергетичної характеристики насоса:

$$D_3 = P_0;$$

$$B_2 = \frac{P_2 \cdot Q_1}{Q_2 \cdot (Q_1 - Q_2)} - \frac{P_1 \cdot Q_2}{Q_1 \cdot (Q_1 - Q_2)} - \frac{P_0 \cdot (Q_2 + Q_1)}{Q_1 \cdot Q_2}; \quad (3.45)$$

$$B_3 = \frac{P_1}{Q_1 \cdot (Q_1 - Q_2)} - \frac{P_2}{Q_2 \cdot (Q_1 - Q_2)} + \frac{P_0}{Q_1 \cdot Q_2};$$

Підставивши значення (2.45) в (2.47) і (2.49) отримаємо для насоса коефіцієнти апроксимації:

$$A_2=60; B_2=0,205; C_2= - 0,0001;$$

$$D_3=115; A_3= - 306; B_3=0,88.$$

### 3.4.2. Математичний опис роботи насосного агрегату з паралельно включеними насосами

Насосні агрегати можуть складатися з декількох машин, включених паралельно в один напірний водовід або в загальну трубопровідну систему, що обумовлене необхідністю роботи установки на покриття графіка змінної витрати. Відцентрові машини, включені в роботу паралельно, взаємно впливають одна на одну: подача, натиск, потужність і ККД кожної з них істотно залежать від режимів навантаження спільно працюючих машин.

Для аналізу режиму роботи насосного агрегату з декількома насосами, що працюють паралельно, використовують сумарні характеристики насосів. Сумарна характеристика Q-Н паралельно працюючих насосів будується зближенням абсцис (подач) їх характеристик при одному і тому ж значенні ординати (натиску). При спільній паралельній роботі насосів досягається

збільшення подачі і натиску. Причому ефект збільшення подачі тим більше, чим характеристика мережі буде положе.

На підставі розрахункової схеми (рис.2.17) в якій нерегульований і регульований насоси виділені в два еквівалентні ланцюги, при пологій напірно-витратній характеристиці насосів, можна записати наступну систему рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} H_{01} - H_{02} \cdot v^2 &= R_{B1} \cdot Q_1^2 - R_{B2} \cdot Q_2^2; \\ H_{01} - H_C &= R_{B1} \cdot Q_1^2 - R_C \cdot Q_3^2; \\ Q_1 + Q_2 &= Q_3; \end{aligned} \right\} \quad (3.46)$$

де  $H_{01}$ ,  $H_{02}$  - натиск, що розвивається насосами при нульовій подачі;  $R_{B1}$ ,  $R_{B2}$  - внутрішній опір відповідно нерегульованого і регульованого насосів;  $H_C$  - статичний натиск мережі;  $R_C$  - гідродинамічний опір ланцюгу;  $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $Q_3$  - величини подач нерегульованого, регульованого насосів і сумарне значення подачі насосного агрегату відповідно.

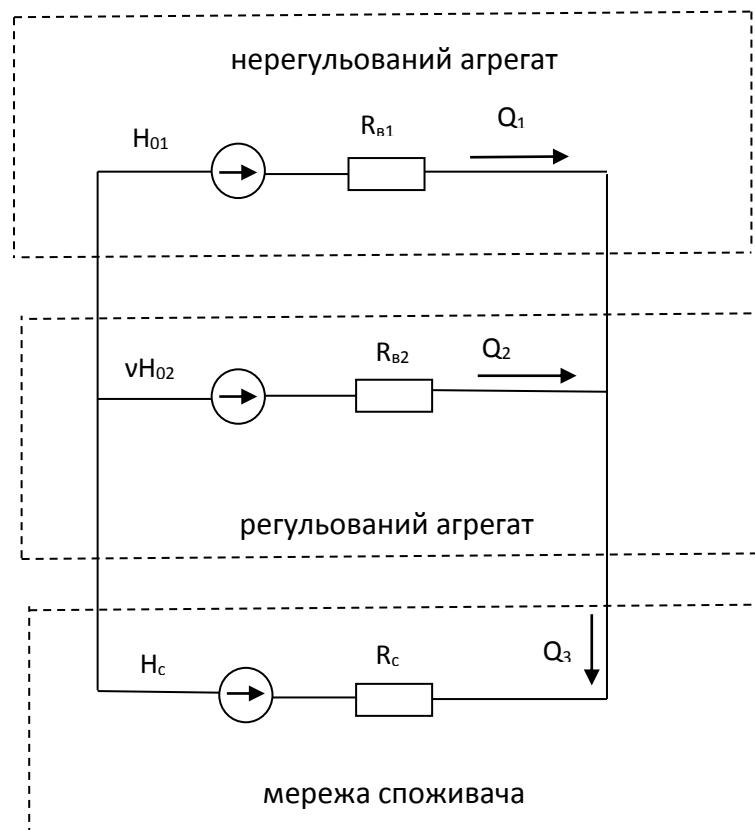


Рисунок 3.9 - Еквівалентна розрахункова схема насосної установки з паралельно працюючими агрегатами

Для випадку, коли насосна установка містить два однакових паралельно працюючих насосних агрегатів, один з яких регульований, причому  $H_{01} = H_{02} = H_0$ ,  $R_{B1} = R_{B2} = R_B$  система (2.50) набуває вигляду:

$$\left. \begin{aligned} H_0 - H_0 \cdot v^2 &= R_B \cdot Q_1^2 - R_B \cdot Q_2^2; \\ H_0 - H_C &= R_B \cdot Q_1^2 - R_C \cdot Q_3^2; \\ Q_1 + Q_2 &= Q_3; \end{aligned} \right\} \quad (3.47)$$

Після перетворення, перше рівняння системи (2.51) має вигляд:

$$Q_1 = \sqrt{\frac{H_0 \cdot (1 - v^2)}{R_B \cdot (1 - \alpha^2)}} \quad (3.48)$$

де -  $\alpha = \frac{Q_2}{Q_1}$

Друге рівняння системи (2.51) приведемо до вигляду:

$$H_0 \cdot (1 - h) - Q_1^2 \cdot R_B \cdot (1 + \rho \cdot (1 + \alpha^2)) = 0 \quad (3.49)$$

де  $h = H_C/H_0$  - відносна протидія мережі;  $\rho = R_C/R_B$  - відносний опір мережі.

Підставивши (2.52) в (2.53) отримаємо квадратичне рівняння:

$$\alpha^2(h - \rho + \rho \cdot v^2) + \alpha \cdot (2 \cdot \rho \cdot v^2 - 2 \cdot \rho) + v^2 - h - \rho + v^2 \cdot \rho = 0,$$

рішення якого дозволить визначити коефіцієнт  $\alpha$ :

$$\alpha = \frac{2\rho - 2\rho \cdot v^2 \mp \sqrt{(2\rho \cdot h \cdot v^2 - 2\rho)^2 - 4(h - 1 - \rho + \rho \cdot v^2)(v^2 - h - \rho + v^2 \cdot \rho)}}{2(h - 1 - \rho + \rho \cdot v^2)} \quad (3.50)$$

Підставивши (3.48) в рівняння (3.49), визначимо залежність продуктивності нерегульованого агрегату  $Q_1$  від зміни відносній швидкості обертання  $v$  регульованого насоса і параметрів мережі, на яку працює насосна установка:

$$Q_1 = \sqrt{\frac{H_0 \cdot (1 - v^2)}{R_B \cdot \left(1 - \frac{\left(\frac{2\rho - 2\rho \cdot v^2 - 2}{\sqrt{h^2 - h \cdot v^2 + v^2 - h - \rho + 2\rho \cdot v^2 - \rho \cdot v^4}}\right)^2}{(2h - 2 - 2\rho + 2\rho \cdot v^2)^2}\right)}} \quad (3.51)$$

Залежність продуктивності регульованого агрегату  $Q_2$  від зміни відносної швидкості його обертання  $v$  знайдемо, підставивши вирази (3.49), (3.50) в рівняння  $Q_2 = \alpha \cdot Q_1$ :

$$Q_2 = \frac{2\rho - 2\rho \cdot v^2 - 2\sqrt{h^2 - h \cdot v^2 + v^2 - h - \rho + 2\rho \cdot v^2 - \rho \cdot v^4}}{2h - 2 - 2\rho + 2\rho \cdot v^2} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{H_0 \cdot (1 - v^2)}{R_B \cdot \left(1 - \frac{\left(\frac{2\rho - 2\rho \cdot v^2 - 2}{\sqrt{h^2 - h \cdot v^2 + v^2 - h - \rho + 2\rho \cdot v^2 - \rho \cdot v^4}}\right)^2}{(2h - 2 - 2\rho + 2\rho \cdot v^2)^2}\right)}} \quad (3.52)$$

Підставивши вирази (3.51), (3.52) в останнє рівняння системи (3.46), визначимо залежність сумарної продуктивності насосної установки від зміни швидкості обертання робочого колеса регульованого насоса:

$$Q_3 =$$

$$= 1 + \frac{2\rho - 2\rho v^2 - 2}{\sqrt{h^2 - hv^2 + v^2 - h - \rho + 2\rho v^2 - \rho v^4}} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{H_0(1 - v^2)}{R_B \cdot \left(1 - \frac{\left(\frac{2\rho - 2\rho v^2 - 2}{\sqrt{h^2 - hv^2 + v^2 - h - \rho + 2\rho v^2 - \rho v^4}}\right)^2}{(2h - 2 - 2\rho + 2\rho v^2)^2}\right)}} \quad (3.53)$$

### 3.4.3. Аналіз напірних і енергетичних характеристик насосного агрегату з паралельно працюючими насосами

Для відносної швидкості змінною в межах від  $v=1,0$  до  $v=v_{кр}$  визначимо значення для  $Q, P, \eta = f(v, H_c, R_c)$  при  $H_c = 28$  м,  $R_c = 0,05$  с<sup>2</sup>/м<sup>5</sup> отримані значення запишемо в таблицю 3.1:

Таблиця 3.1.

Нерегульований насосний агрегат			Регульований насосний агрегат			Насосна установка			Швидкість регулювання
$Q_1$	$P_1$	$\eta_1$	$Q_2$	$P_2$	$\eta_2$	$Q_3$	$P_3$	$\eta_3$	$v$
0,425	0,486	0,81	0,485	0,28	0,82	1,485	0,558	0,82	0,99
0,437	0,489	0,8	0,447	0,238	0,79	1,447	0,536	0,81	0,95
0,454	0,491	0,79	0,398	0,19	0,75	1,398	0,459	0,80	0,90
0,476	0,494	0,78	0,340	0,145	0,62	1,340	0,432	0,80	0,85
0,497	0,497	0,77	0,296	0,112	0,43	1,296	0,479	0,79	0,80
0,517	0,500	0,76	0,204	0,068	0,21	1,204	0,494	0,79	0,75
0,538	0,502	0,74	0,09	0,026	0,06	1,09	0,315	0,78	0,70

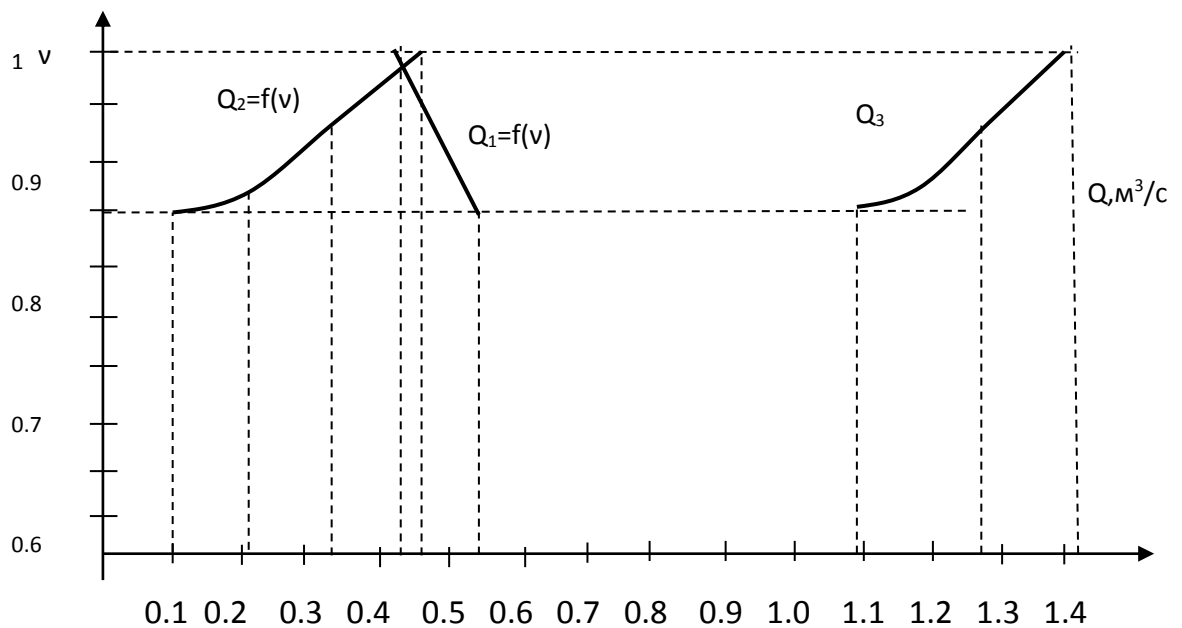


Рисунок 3.10 - Залежність продуктивності насосних агрегатів від швидкості регульованого насоса

Криві залежності продуктивності насосних агрегатів з пологими характеристиками від зміни швидкості обертання регульованого насоса (рис.2.18); де  $Q_1 = f(v)$  - продуктивність нерегульованого насоса;  $Q_2 = f(v)$  -

продуктивність регульованого насоса;  $Q_3 = f(v)$  - сумарна продуктивність насосного агрегату.

Отримані характеристики дозволили визначити межі регулювання продуктивності насосів і насосного агрегату на всьому діапазоні регулювання швидкості регульованого агрегату. Так діапазон регулювання швидкості складає 32%, а продуктивність насосного агрегату змінюється в межах  $0,99 \div 0,70 \text{ м}^3/\text{с}$ .

Підставивши отримані залежності для  $Q_1, Q_2, Q_3 = f(v, h, \rho)$  у вираз (2.40),(2.44),(2.45) отримаємо залежності споживаної потужності, ККД насосів і насосної установки від зміни частоти обертання робочого колеса регульованого агрегату.

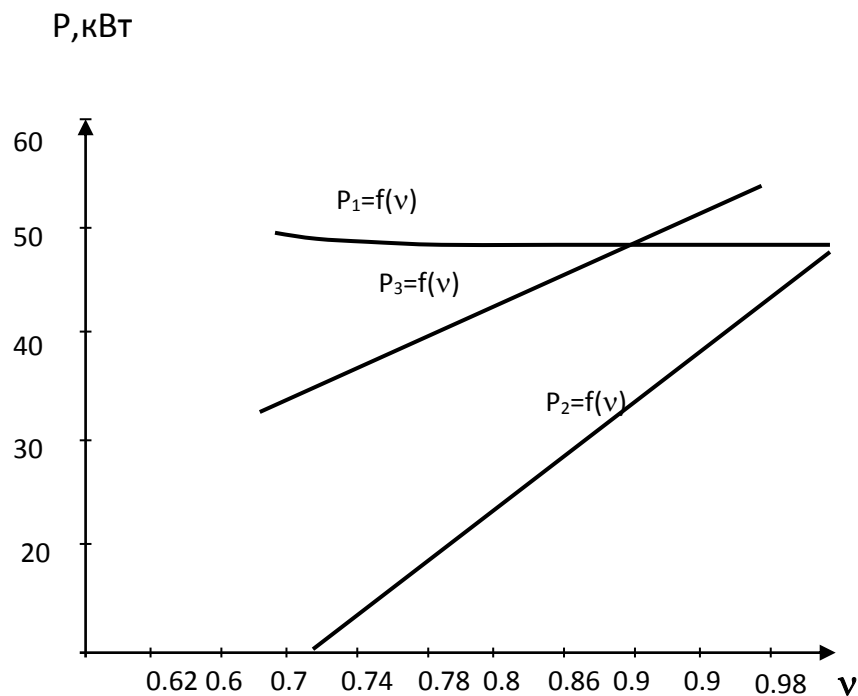


Рисунок 3.11 - Залежність споживаної потужності від швидкості обертання

Криві залежності потужності, споживаної паралельно працюючими насосами, від зміни швидкості обертання регульованого агрегату (мал.2.19); де  $P_1 = f(v)$  - потужність нерегульованого насосного агрегату;  $P_2 = f(v)$  - потужність

регульованого насосного агрегату;  $P_3 = f(v)$  - сумарна споживана потужність насосного агрегату.

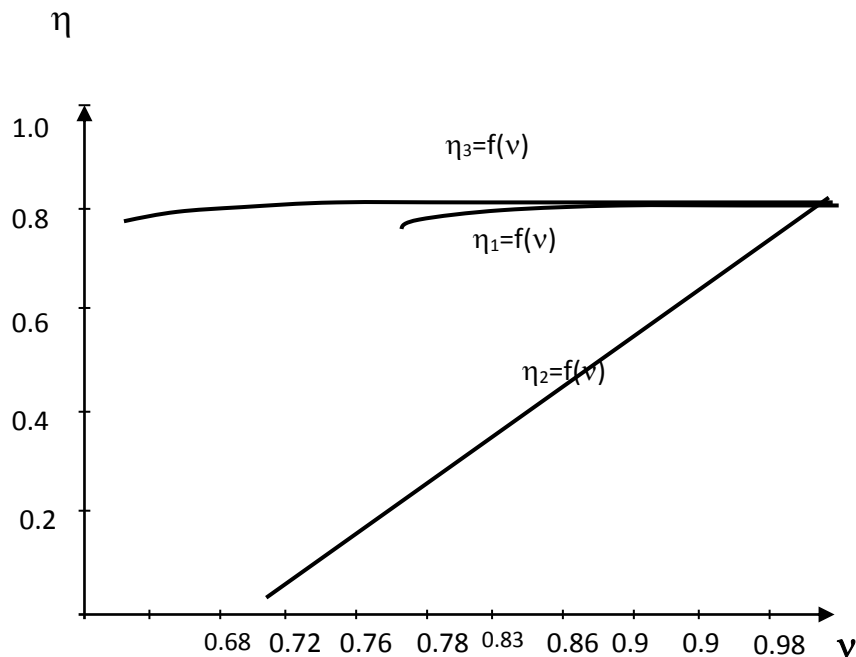


Рисунок 3.12 - Залежностей ККД від швидкості обертання регульованого агрегату

Криві залежності ККД паралельно працюючих насосів від зміни швидкості обертання регульованого агрегату (рис.3.12); де  $\eta_1 = f(v)$  - ККД нерегульованого насосного агрегату;  $\eta_2 = f(v)$  - ККД регульованого насосного агрегату;  $\eta_3 = f(v)$  - сумарний ККД насосного агрегату.

### 3.5. Аналіз та синтез замкненої САК по технологічному параметру

У зв'язку із змінним характером режиму водоспоживання, економічний режим роботи насосної установки забезпечується стабілізацією тиску (напору) в системі подачі рідини. Імовірний характер водоспоживання вимагає безперервних змін в режимі роботи насосного агрегату. Зміни повинні виконуватися так, щоб підтримувалися необхідні значення технологічних

параметрів (подача, напір) в системі в цілому і одночасно забезпечувалося мінімально можливе енергоспоживання насосного агрегату.

Це завдання вирішується системою автоматичного керування (САК) насосної установки, що стабілізує тиск в мережі по заданому значенню в заданій точці мережі. Вибрана точка забезпечує нормальний напір в якій гарантує підтримку необхідного значення напору в решті точок мережі. Місце розташування заданої точки вибирається за наслідками тривалих експлуатаційних спостережень.

На (рис.3.13) приведена функціональна схема стабілізації напору в заданій точці водомережі. САК складається з насосного агрегату, оснащеного частотно-регульованим електроприводом з автономним інвертором напруги, датчика тиску (Др), встановленого в заданій точці мережі, функціонального перетворювача тиску (ФП), задаючого пристрої (ЗП), пристрою порівняння (ПП), регулятора (Р) і системи імпульсно-фазового управління перетворювачем (СІФК).

Сигнал з датчика тиску в заданій точці через перетворювач тиску порівнюється із заданим значенням і передається в систему управління регульованого ЕП насосного агрегату. Якщо тиск в заданій точці виявляється вище заданого, в привод надходить команда на зменшення частоти обертання асинхронного двигуна насоса, і навпаки. При відповідності тиску в заданій точці заданому значенню, зміна частоти обертання припиняється.

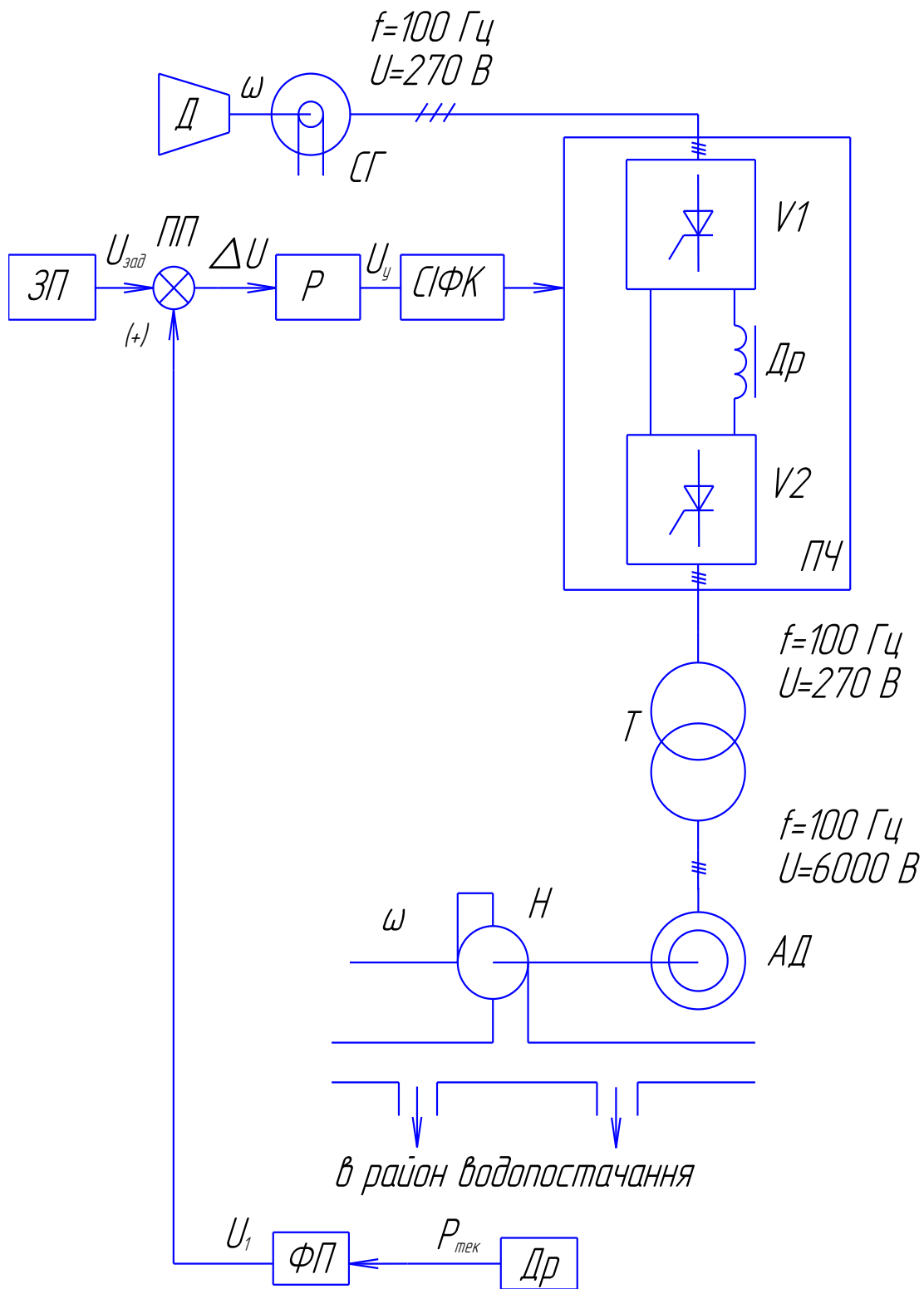


Рисунок 3.13 - Функціональна схема системи автоматичного керування продуктивністю НА зі зворотнім зв'язком по технологічному параметру

3.5.1. Синтез системи автоматичного керування, замкнутої по технологичному параметру

Для синтезу системи автоматичного керування і подальшого аналізу її динамічних властивостей використаємо лінеаризовану модель асинхронного двигуна, яка наведена на (рис.2.22).

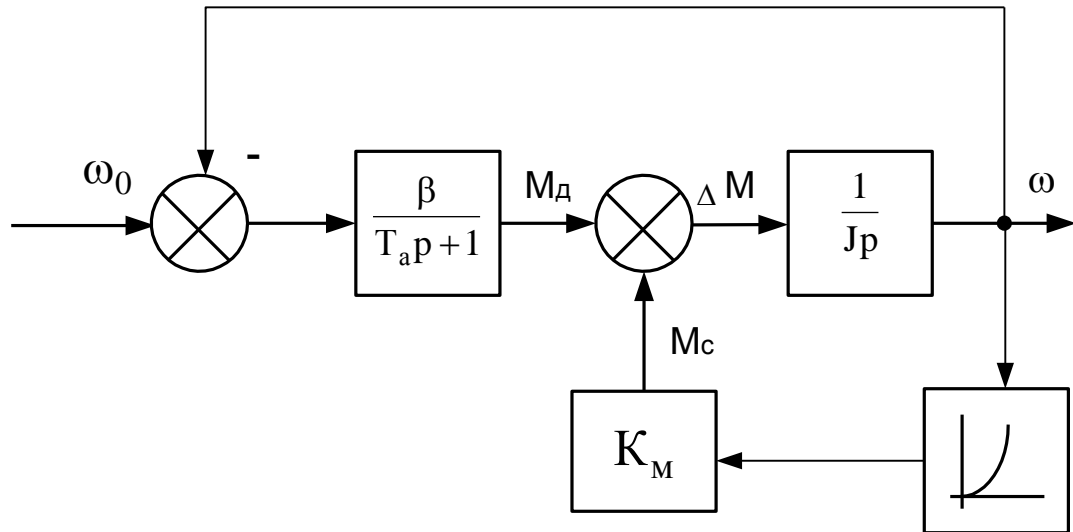


Рисунок 3.14 - Лінеаризована модель асинхронного двигуна

Розрахуємо необхідні параметри моделі.

Жорсткість механічної характеристики:

$$\beta = \frac{M_k}{s_k \cdot \omega_0} = \frac{4085}{0,088 \cdot 157} = 295,67 \quad (3.54)$$

Критичний момент двигуна:

$$M_k = M_H \cdot \lambda_m = \frac{P_H}{\omega_H} \cdot \lambda_m = \frac{250000}{154} \cdot 2,5 = 1653 \cdot 2,5 = 4085 \text{ Нм} \quad (3.55)$$

Електромагнітна постійна часу:

$$T_M = \frac{1}{\omega_0 \cdot s_k} = \frac{1}{157 \cdot 0,088} = 0,072 \text{ с} \quad (3.56)$$

Дана система електроприводу має момент вентилятора опору, який визначається наступним виразом:

$$M_c(\omega) = M_0 + (M_H - M_0) \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_H}\right)^2 \quad (3.57)$$

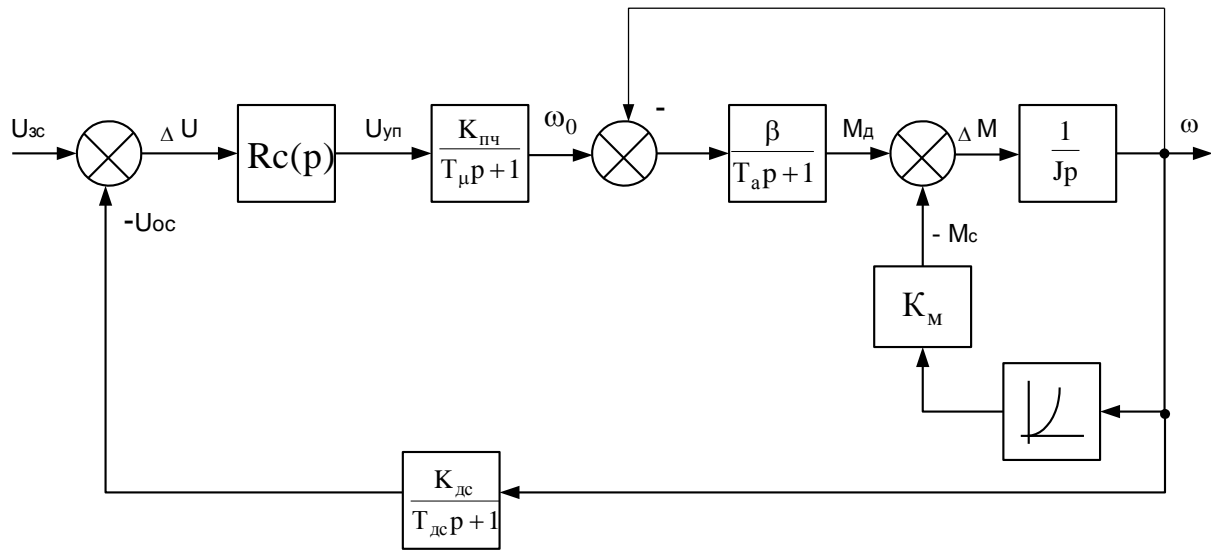


Рисунок 3.15 - Контур стабілізації швидкості

Приймаємо початковий момент опору рівним нулю. Тоді:

$$M_c(\omega) = M_H \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_H}\right)^2 \quad (3.58)$$

Введемо наступні допущення:

- синтез регуляторів проводиться для випадку, коли синхронний генератор повністю збуджений, тобто видає номінальну напругу;
- максимальна напруга ланцюга управління  $U_{y\max}=10$  В;
- різниця в частотах на різних ділянках мережі живлення не враховується;
- напруга, приведена до перетворювача, задається у відносних одиницях.

Тоді для такої лінеаризованої моделі асинхронного двигуна перетворювач частоти може бути описаний аперіодичною ланкою з передавальною функцією:

$$W_{пч}(p) = \frac{K_{пч}}{T_{\mu}p + 1} \quad (3.59)$$

де  $T_{\mu}$ - постійна часу перетворювача,  $T_{\mu} = 0,005$  с;

$K_{пч}$  - коефіцієнт підсилення перетворювача.

Для вибраної лінеаризованої моделі асинхронного двигуна:

$$K_{пч} = \frac{\omega_0}{U_{y\max}} = \frac{157}{10} = 15,7 \quad (3.60)$$

Передавальні функції насоса і мережі представимо також аперіодичними ланками:

$$W_H(p) = \frac{K_H}{T_H p + 1} \quad (3.61)$$

$$W_C(p) = \frac{K_C}{T_C p + 1} \quad (3.62)$$

де прийняті наступні позначення:

$$K_H = \frac{H_0}{\omega_{дс}} = \frac{60}{54} = 0,39 \quad (3.63)$$

$$K_C = \frac{H_{c\max}}{H_{0\max}} = \frac{40}{60} = 0,67 \quad (3.64)$$

Постійні часу насоса і мережі прийняті відповідно  $T_H=0,9$  с,  $T_C=4$  с.

Датчик тиску описується передавальною функцією:

$$W_{дд}(p) = \frac{K_{дд}}{T_{дд} p + 1} \quad (3.65)$$

де  $T_{дд}=0,002$  с - постійна часу датчика тиску;

$K_{дд} = \frac{U_{ос\max}}{P_{\max}}$  - коефіцієнт передачі датчика тиску, приведений до напруги системи управління.

З урахуванням сказаного вище, складемо структурну схему системи автоматичного керування, замкнуту по технологічному параметру (рис.3.16).

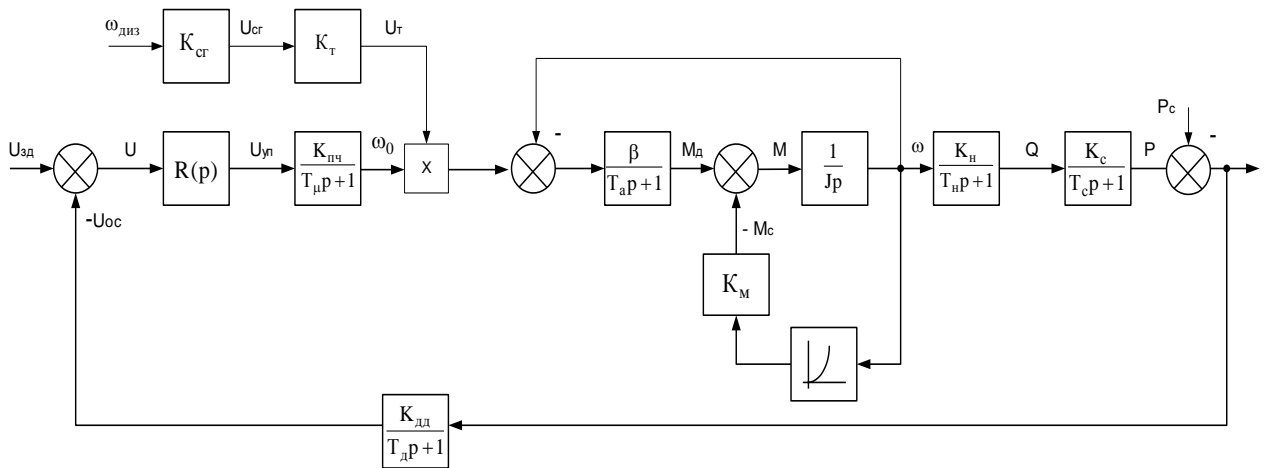


Рисунок 3.16 - Система автоматичного керування, замкнутого по технологічному параметру

Вибір регулятора може здійснюватися з різних умов, що диктуються технологічними вимогами до насосного агрегату. При настроюванні системи на один із стандартних оптимумів (модульний, симетричний) передавальна функція регулятора буде включати похідні вищих порядків (до третього порядку включно) від похибки регулювання. Реалізація диференціювання сигналу в аналоговій системі управління пов'язана з певними технічними труднощами (фільтрація високочастотних шумів і перешкод, що накладаються на корисний сигнал). При повторному і тим більше триразовому диференціюванні, результуючий сигнал значно змінюється, що приводить до похибок регулювання, а в окремих випадках і до втрати стійкості системи.

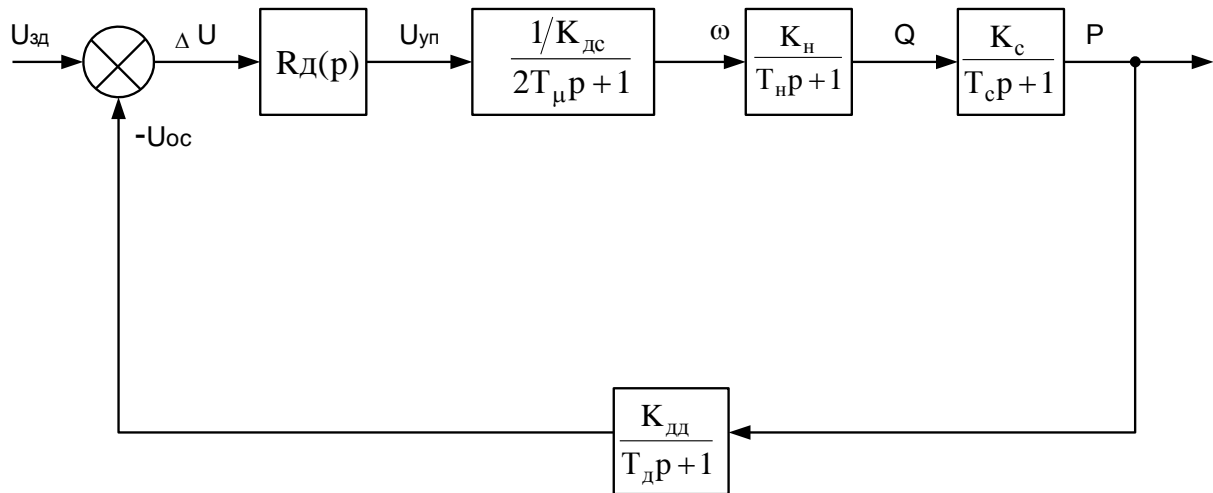


Рисунок 3.17 - Контур стабілізації тиску з оптимізованим контуром швидкості

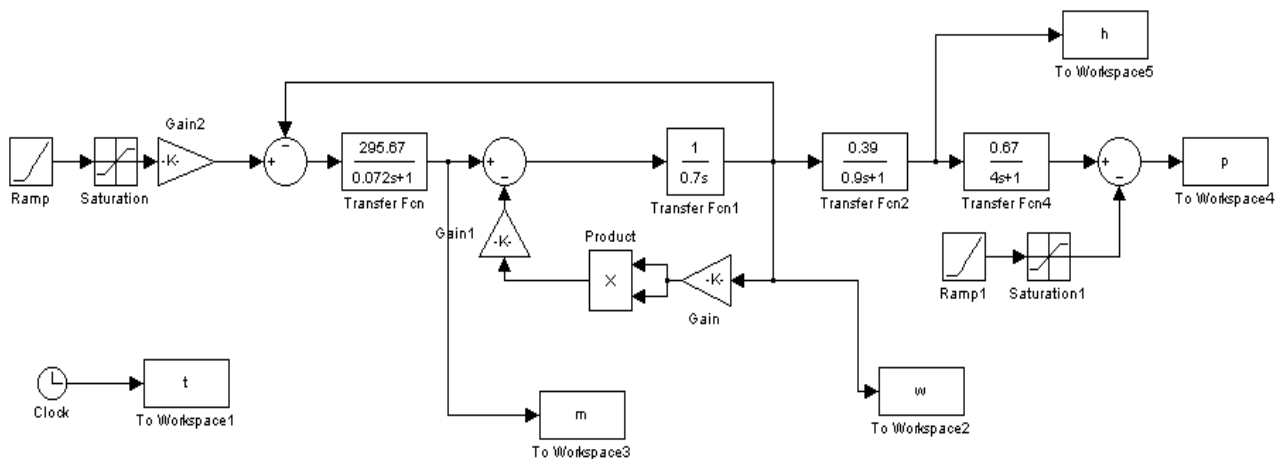


Рисунок 3.18 - Розімкнута система електропривода ПЧ-АД

На рис.3.18 представлені характеристики насоса і мережі в розімкненій системі електроприводу за умови зміни тиску. Оскільки зворотний зв'язок відсутній, то привод продовжує працювати з тією ж швидкістю не дивлячись на те, що тиск в мережі знизився. Моделювання виконано за допомогою стандартного пакету Simulink програми Matlab.

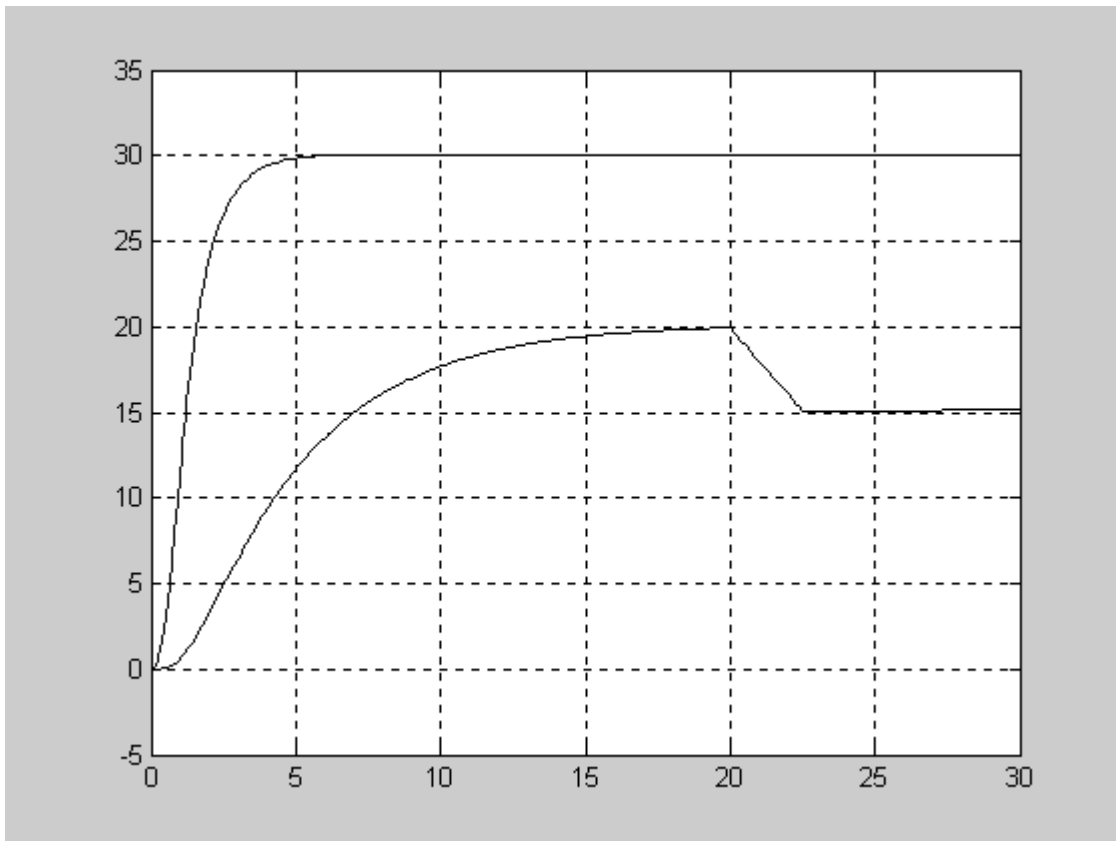


Рисунок 3.19 - Перехідні характеристики насоса і мережі в розімкненій системі ПЧ-АД

Якщо до точності стабілізації тиску не пред'являється високих вимог, можна використовувати пропорційний регулятор з коефіцієнтом підсилення  $K_{рд}$ . Причому чим вище коефіцієнт підсилення, тим вище точність стабілізації. Як і попередні результати, графіки наведені на рис.3.19 побудовані за допомогою програми Matlab.

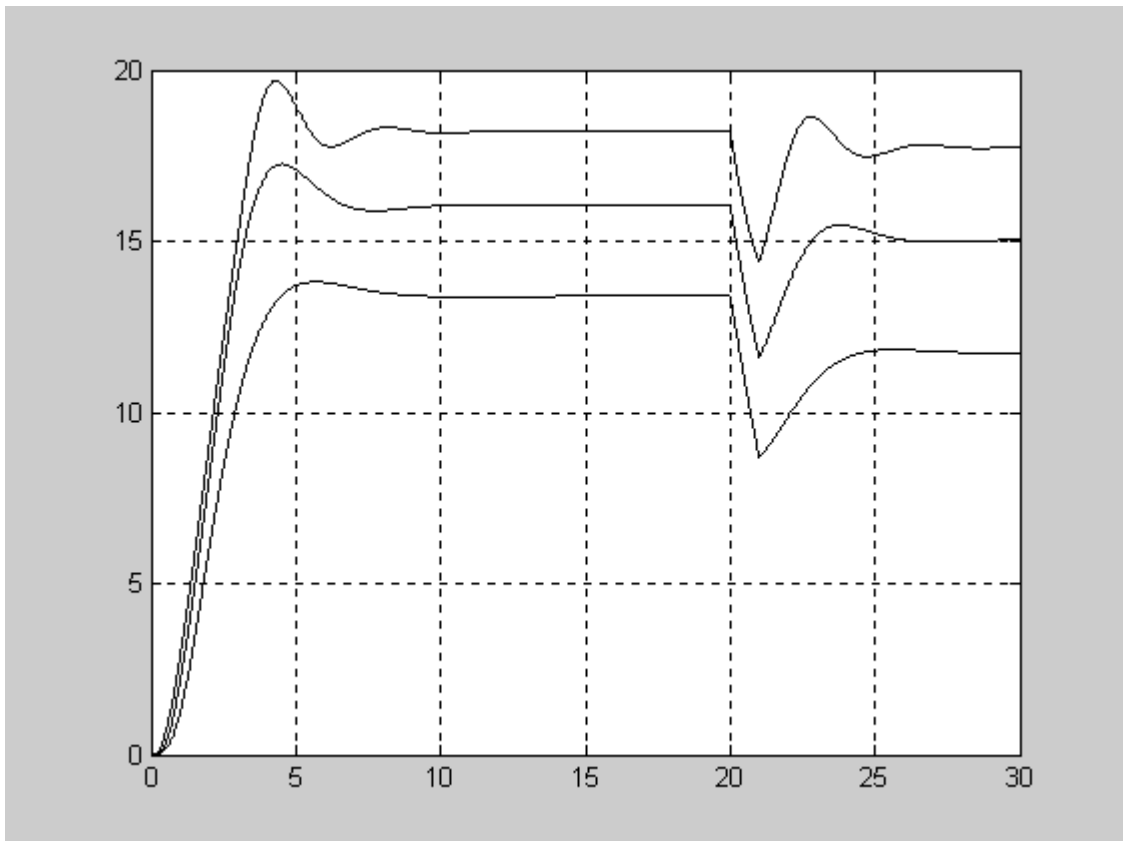


Рисунок 3.20 - Характеристики мережі в одноконтурній замкненій системі автоматичного управління по технологічному параметру з пропорційним регулятором

Збільшення коефіцієнта приводить до появи коливання в перехідних режимах і значно погіршує якісні показники самого електроприводу, де практично здійснюється прямий пуск двигуна на повну напругу. Уникнути кидків струму (моменту) в пускових режимах можна використовуючи задатчик інтенсивності задаючої дії. Перехідні характеристики швидкості і моменту приводу, отримані, як результат моделювання приведені на рис. 3.21.

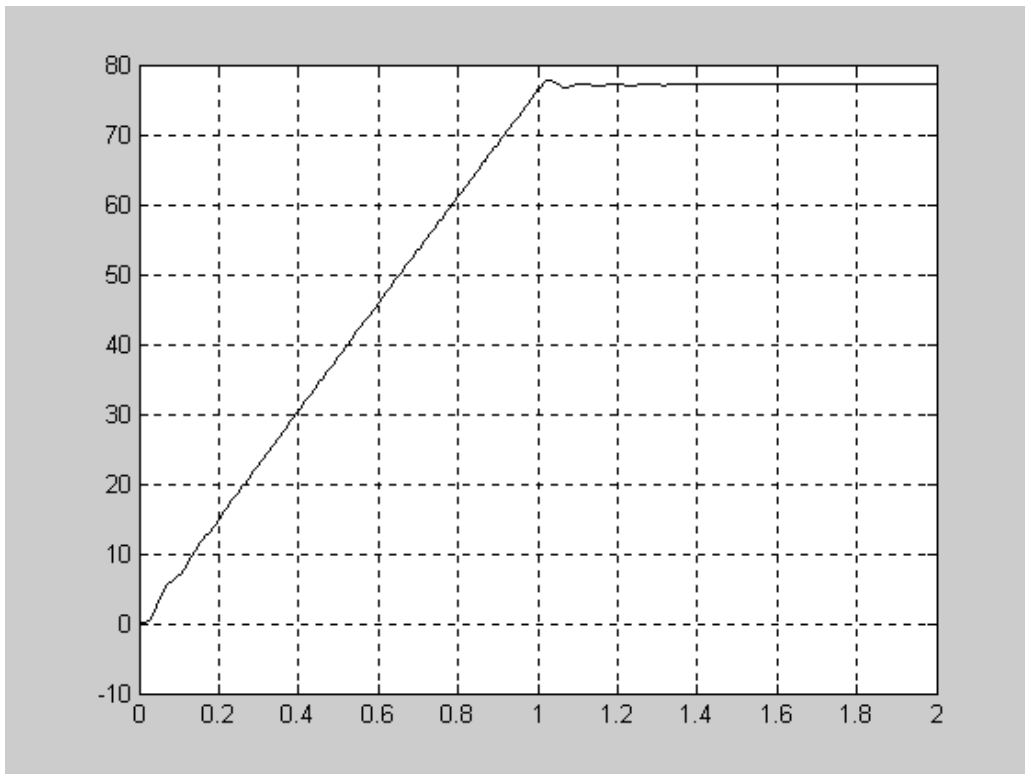


Рисунок 3.21 - Перехідна характеристика швидкості в системі ПЧ-АД із задатчиком інтенсивності

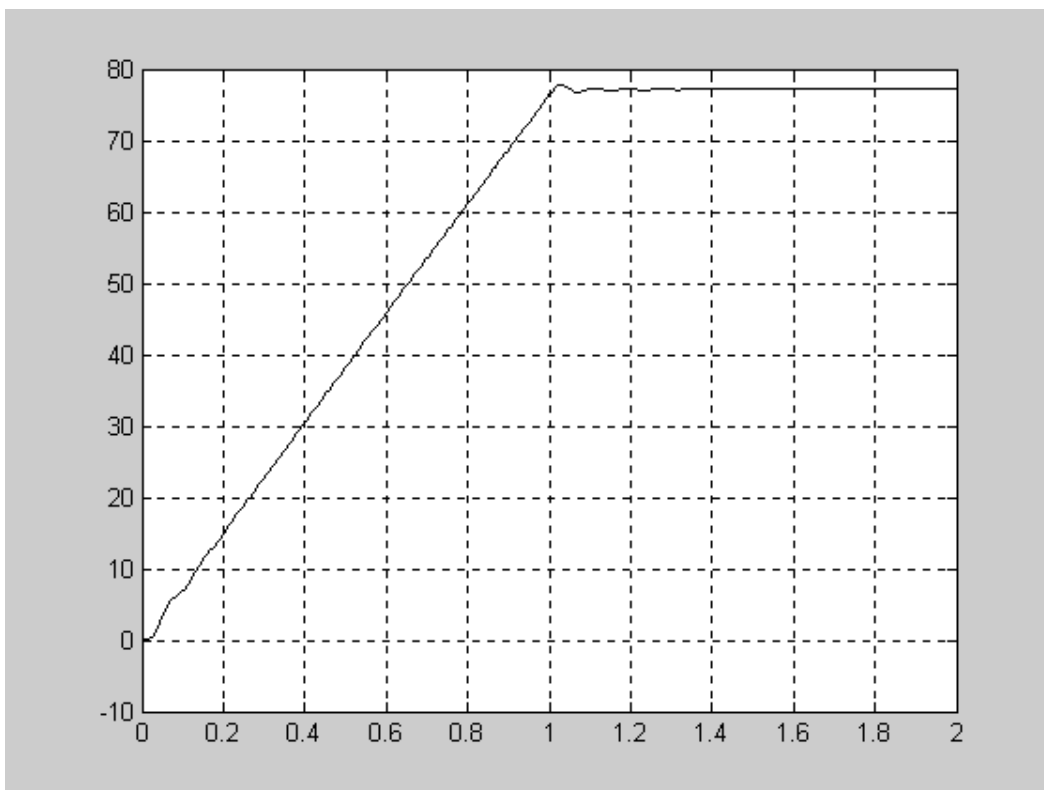


Рисунок 3.22 - Перехідна характеристика моменту в системі ПЧ-АД із задатчиком інтенсивності

Застосування пропорційно-інтегрального регулятора контура тиску дозволяє повністю усунути статичну помилку по контрольованому параметру (рис.3.23).

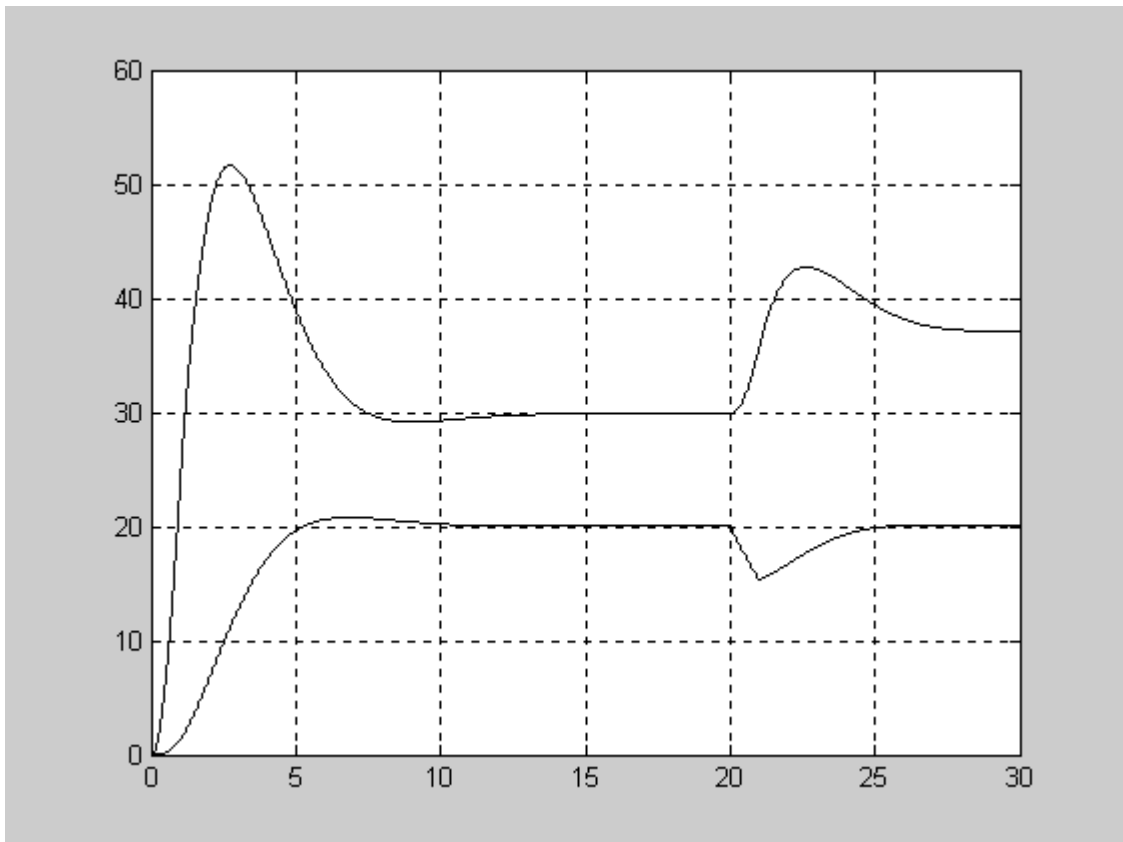


Рисунок 3.23 - Характеристики насоса і мережі в одноконтурній замкненій системі автоматичного керування по технологічному параметру з пропорційно-інтегральним регулятором

Математичні моделі синтезованої системи управління приведені на (рис.3.24).

### 3.5.2. Двоконтурна система стабілізації тиску

Для поліпшення перехідних процесів за швидкістю і струмом (моментом) електроприводу, можливе використання багатоконтурних систем управління згідно з [15]. Внутрішні контури струму, швидкості, напруга настроюється на стандартний оптимальний перехідний процес, що дозволяє стабілізувати

вибраний параметр з високою точністю і, тим самим підвищити стабільність роботи електроприводу в цілому.

Розглянемо двоконтурну систему стабілізації тиску з контурами швидкості і тиску. Передавальна функція розімкненого контура швидкості:

$$W_c(p) = \frac{K_{пч}}{T_{\mu}p + 1} \cdot \frac{\frac{\beta}{(T_a \cdot p + 1) \cdot J_p}}{1 + \frac{\beta}{(T_a \cdot p + 1) \cdot J_p}} \cdot \frac{K_{дс}}{T_{дс}p + 1} \quad (3.66)$$

Враховуючи, що  $T_{\mu с} = T_{\mu} + T_{дс} \approx T_a \ll T_{с}$ , то ними можна нехтувати. Тоді:

$$W_c(p) = \frac{K_{пч} \cdot K_{дс} \cdot \frac{\beta}{J_p}}{1 + \frac{\beta}{J_p}} = \frac{K_{пч} \cdot K_{дс}}{1 + \frac{J_p}{\beta}} \quad (3.67)$$

Синтезуючи регулятор швидкості при настроюванні на модульний оптимум, дозволяє отримати передавальну функцію такого виду:

$$W_c(p) = \frac{1 + \frac{J_p}{\beta}}{2T_{\mu с} \cdot K_{пч} \cdot K_{дс}p} = \frac{J}{2T_{\mu с} \cdot K_{пч} \cdot K_{дс} \cdot \beta} + \frac{1}{2T_{\mu с} \cdot K_{пч} \cdot K_{дс}} \cdot \frac{1}{p} \quad (3.68)$$

де  $K_{дс} = \frac{U_{осmax}}{\omega_0} = \frac{10}{157} = 00,064$  – коефіцієнт перетворення датчика

швидкості.

Підставляючи у формулу (3.68) значення коефіцієнтів можна визначити остаточний вигляд передавальної функції регулятора:

$$W_c(p) = 0,17 + 50 \frac{1}{p} \quad (3.69)$$

Передавальну функцію оптимізованого контура швидкості представимо як:

$$W_c^{mo}(p) = \frac{1}{2T_{\mu с} + 1} \frac{1}{K_{дс}} \quad (3.70)$$

Тоді передавальна функція контура регулювання тиску матиме вигляд:

$$\begin{aligned}
 W_c(p) &= \frac{1}{K_{дс}} \cdot \frac{K_H}{T_H p + 1} \cdot \frac{K_C}{T_C p + 1} \cdot \frac{K_{дд}}{T_{дд} p + 1} \approx \\
 &\approx \frac{K_H \cdot K_C \cdot K_{дд}}{K_{дс} (T_H p + 1) (T_C p + 1)} \quad (3.71)
 \end{aligned}$$

Передавальна функція регулятора тиску при настроюванні на модульний оптимум:

$$\begin{aligned}
 W_{рд}(p) &= \frac{K_{дс} (T_H p + 1) (T_C p + 1)}{2T_{\mu д} \cdot K_H \cdot K_C \cdot K_{дд} p} = \frac{K_{дс} T_H T_C}{2T_{\mu д} \cdot K_H \cdot K_C \cdot K_{дд} p} p + \frac{K_{дс} (T_H + T_C)}{2T_{\mu д} \cdot K_H \cdot K_C \cdot K_{дд}} + \\
 &+ \frac{K_{дс}}{2T_{\mu д} \cdot K_H \cdot K_C \cdot K_{дд}} \cdot \frac{1}{p} \quad (3.72)
 \end{aligned}$$

Тобто, синтезований ПД регулятор, де  $T_{\mu д} = T_{\mu с} + T_{дс}$ .

Якщо не враховувати постійну часу насоса, отримаємо передавальну функцію ПІ регулятора вигляду :

$$\begin{aligned}
 W_{рд}(p) &= \frac{K_{дс} (T_C p + 1)}{2T_{\mu д} \cdot K_H \cdot K_C \cdot K_{дд} p} = \\
 &= \frac{K_{дс} T_C}{2T_{\mu д} \cdot K_H \cdot K_C \cdot K_{дд}} + \frac{K_{дс}}{2T_{\mu д} \cdot K_H \cdot K_C \cdot K_{дд}} \cdot \frac{1}{p} \quad (3.73)
 \end{aligned}$$

Числові коефіцієнти при складових регулятора будуть рівні відповідно:

$$\begin{aligned}
 W_{рд}(p) &= 109,7p + 149,31 + 30,47 \cdot \frac{1}{p} \\
 W_{рд}(p) &= 121,89 + 30,47 \cdot \frac{1}{p}
 \end{aligned}$$

Математична модель двоконтурної системи автоматичного управління стабілізації тиску приведена на (рис.3.24).

Аналізуючи результати моделювання можна зробити висновок, що за умови використання задатчика інтенсивності немає необхідності ускладнювати систему управління шляхом введення додаткових контурів регулювання.

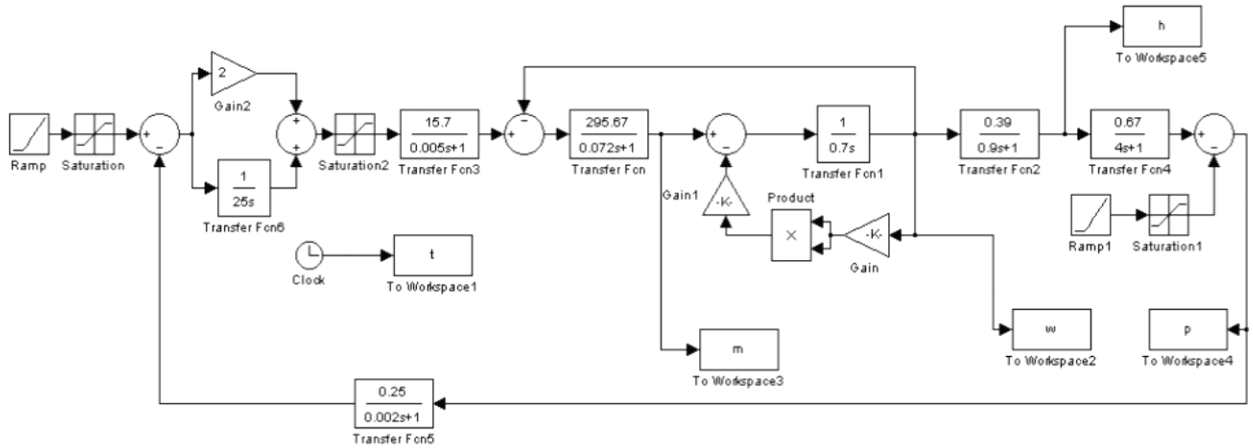


Рисунок 3.24 - Одноконтурна система стабілізації тиску

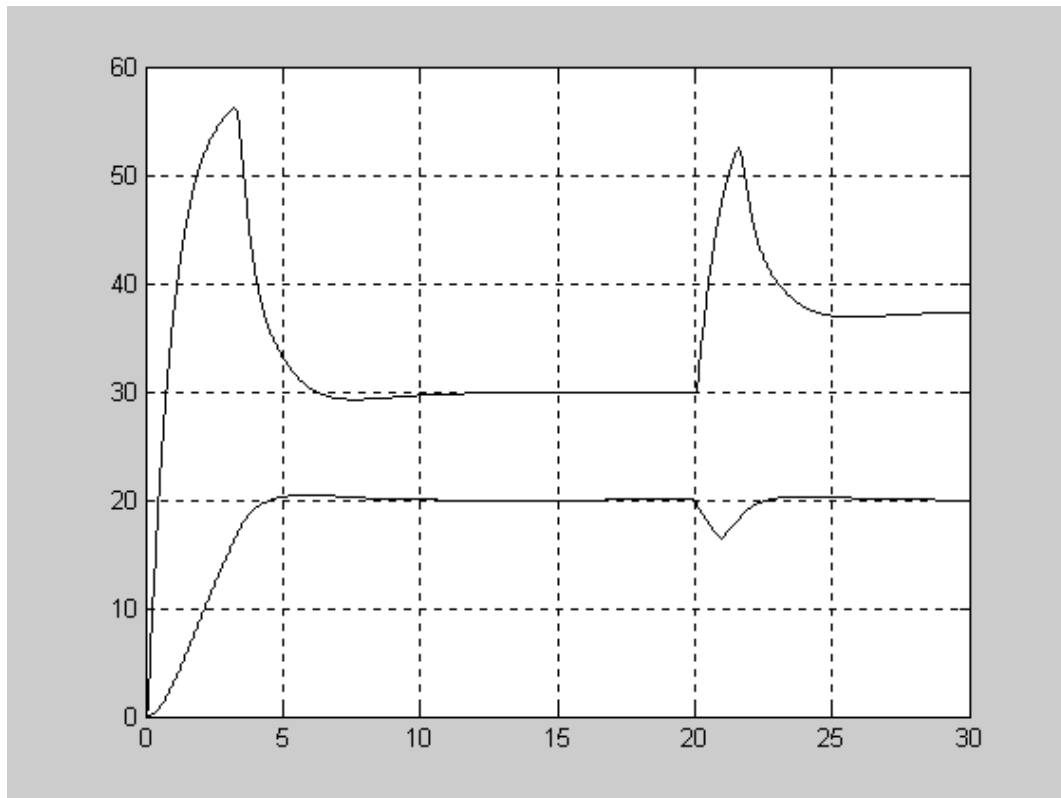


Рисунок 3.25 - Характеристики насоса і мережі в двоконтурній замкнутій системі автоматичного керування по технологічному параметру

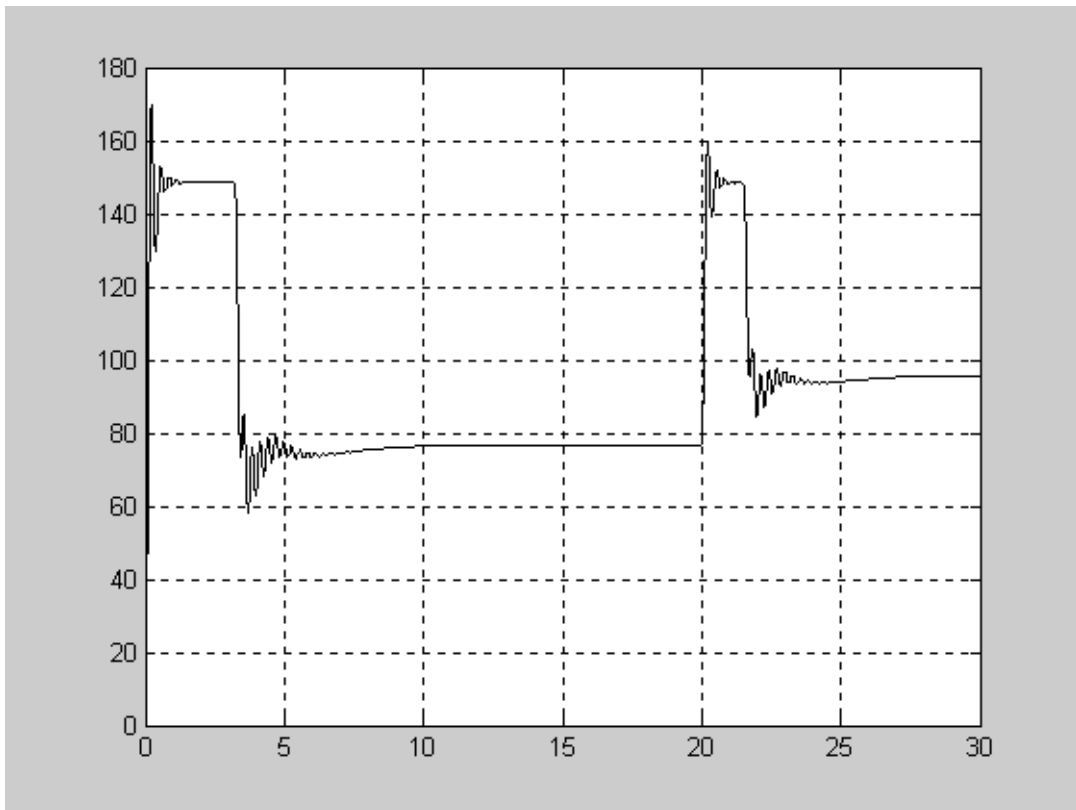


Рисунок 3.26 - Перехідна характеристика швидкості двоконтурній замкнутій системі по технологічному параметру

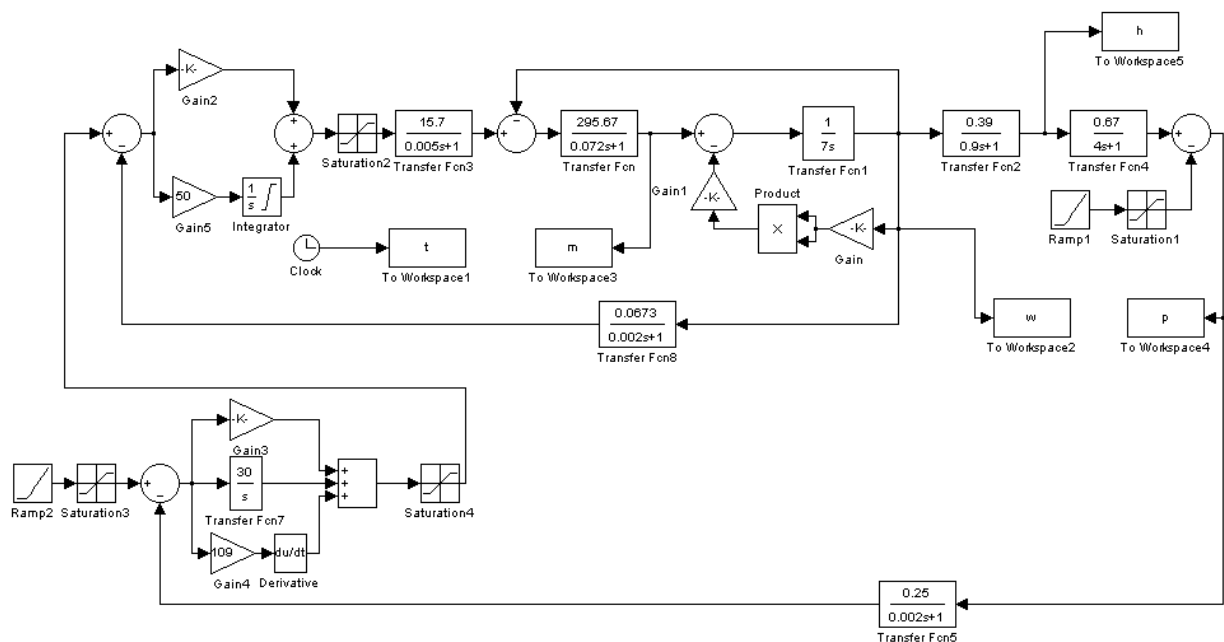


Рисунок 3.27 - Двоконтурна система стабілізації тиску

На рис. 3.28 представлений адаптивний алгоритм роботи перетворювача частоти, що підлаштовується під мінімальне енергоспоживання двигуна з максимальним ККД.

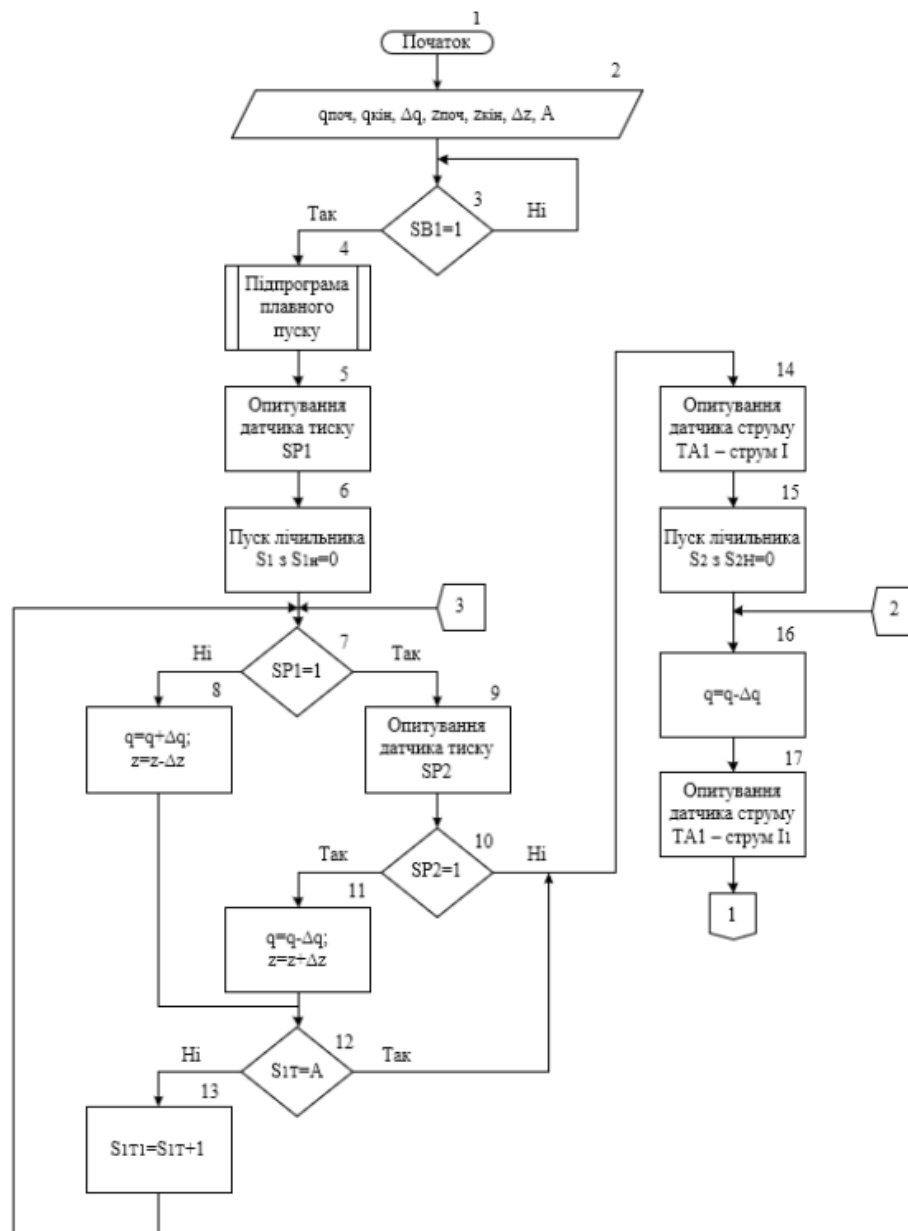


Рисунок 3.28 – Структурна схема адаптивного алгоритму управління перетворювачем частоти (початок)

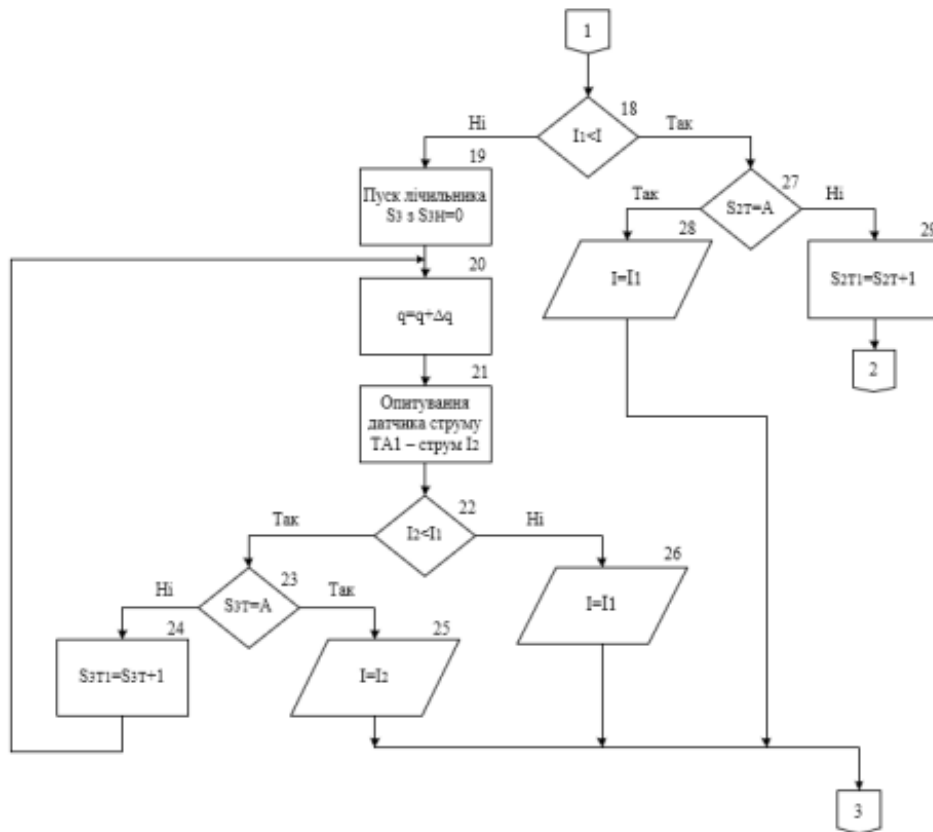


Рисунок 3.28 – Структурна схема адаптивного алгоритму управління перетворювачем частоти (закінчення)

Робота алгоритму зводиться до автоматичного пошуку оптимального значення струму, який відповідає мінімальному енергоспоживанню. Під час включення алгоритму в роботу, в програму (блок 2) вносяться постійні величини: початкове, кінцеве значення і крок зміни коефіцієнта заповнення і кількості імпульсів, величина затримки, що враховує інерційність системи (A). Коефіцієнт заповнення імпульсів (q) відповідає за амплітуду напруги, а кількість імпульсів (z) відповідає за частоту струму мережі. У блоці 3 проводиться опитування кнопки «Пуск». Якщо вона натиснута, то алгоритм переходить до підпрограми плавного пуску по лінійному закону управління (блок 4), інакше алгоритм повертається на перевірку кнопки SB1. У блоці 5 відбувається опитування датчика мінімального тиску SP1 дискретно (тиск менше заданого). У блоці 6 відбувається запуск лічильника S1 з початковим значенням 0. У блоці 7 перевіряється, чи замкнутий датчик (SP1). Якщо не

замкнений, то в блоці 8 проводиться збільшення  $q$  та зменшення  $z$  на крок. Далі алгоритм переходить до блоку 12, в якому відбувається перевірка значення  $A$  лічильника інерційності. Якщо поточне значення  $S1T$  не дорівнює  $A$ , то в блоці 13 збільшується  $S1T$  на 1 і повернення до блоку 7. Якщо  $SP1$  замкнений, то відбувається опитування датчика максимального тиску  $SP2$ . Якщо  $SP2$  замкнений, то в блоці 11 здійснюється зменшення  $q$  і збільшення  $z$  на крок. Далі алгоритм переходить до блоку 12, в якому відбувається перевірка значення лічильника  $z$   $A$ . Якщо поточне значення  $S1T$  не дорівнює  $A$ , то в блоці 13 здійснюється збільшення  $S1T$  на 1 і повернення до блоку 7. Якщо  $SP2$  не замкнений, то алгоритм переходить до блоку 14 – з опитуванням датчика струму  $TA1$ , в результаті чого виходить значення струму  $I$ . У блоці 15 відбувається запуск лічильника  $S2$  з початковим значенням  $S2H = 0$ . У блоці 16 відбувається зменшення  $q$  на крок. У блоці 17 відбувається опитування датчика струму  $TA1$ , в результаті чого виходить значення струму  $I1$ . У блоці 18 здійснюється порівняння поточного струму  $I1$  з попереднім значенням струму  $I$ . Якщо струм  $I1 < I$ , то в блоці 27 відбувається порівняння поточного значення лічильника  $S2T$  з  $A$ . Якщо значення лічильника  $S2T$  не дорівнює  $A$ , то в блоці 29 відбувається збільшення  $S2T$  на 1 і повернення до блоку 16, а якщо значення лічильника  $S2T$  рівне  $A$ , то параметри  $q$  і  $z$  залишаються без зміни. І далі двигун працює з цими параметрами при мінімальному струмі  $I1$ . Якщо струм  $I1 > I$ , то в блоці 19 відбувається запуск лічильника  $S3$  з початковим значенням  $S3H = 0$ . У блоці 20 відбувається збільшення  $q$  на крок. У блоці 21 відбувається опитування датчика струму  $TA1$ , в результаті чого отримуємо струм  $I2$ . Якщо струм  $I2 < I1$ , то в блоці 23 порівнюється поточне значення лічильника  $S3T$  з  $A$ . Якщо значення  $S3T$  не дорівнює  $A$ , то в блоці 24 відбувається збільшення  $S3T$  на 1 і повернення до блоку 20, а якщо значення лічильника  $S3T$  рівне  $A$ , то параметри  $q$  і  $z$  залишаються без зміни. І далі двигун працює з цими параметрами при мінімальному струмі  $I1$ . При подальшій зміні тиску в системі водопостачання відбувається опитування датчика тиску і струму і пошук значення оптимальних параметрів для нової витрати.

Структура автоматизованої системи керування мережевим насосом приведена на рис.3.29.



Рисунок 3.29 – Структура автоматизованої системи керування мережевим насосом

Схема автоматизації насосних агрегатів з перетворювачем частоти наведена на рис. 3.30.



Рисунок 3.30 – Схема автоматизації насосних агрегатів з перетворювачем частоти

### 3.6 Висновки за розділом

1. На основі розрахунку та аналізу схем заміщення, побудовні статичні характеристики регульованого електроприводу

2. Проведений ґрунтовний аналіз режимів роботи асинхронного двигуна на основі отриманих енергетичних характеристик регульованого електроприводу.

3. Проведено аналіз режимів роботи насосного агрегату із використанням математичного опису напірних і енергетичних характеристик насоса.

4. Виконано моделювання роботи насосного агрегату з паралельно включеними насосами.

5. Проведено аналіз замкненої САК по технологічному параметру.

6. Здійснено синтез системи автоматичного керування, замкнутої по технологічному параметру.

7. Система автоматизованого керування на базі частотно-регульованого приводу спиятиме керуванню насосною станцією в автоматичному режимі. Також дозволить автоматизувати процес підтримки заданого тиску в системі водопостачання; Дозволить забезпечити плавний пуск насосного агрегату (виключити гідравлічні удари) і зменшити навантаження на гідравлічне обладнання.

Отже, використання регульованого автоматизованого електропривода на основі частотного перетворювача сприятиме створенню нової технології енергозбереження, яка дозволить не тільки економити електроенергію, а й збільшить термін служби електродвигунів і технологічного обладнання.

## ВИСНОВКИ

1. У даній кваліфікаційній роботі магістра показано, що при прямому живленні двигунів через перетворювач частоти вихідна потужність обмежується перевантажувальною здатністю асинхронного двигуна. Потужність двигуна насоса при цьому складає близько 0,15% від номінальної. Енергетичні характеристики показали що при пониженні перевантажувальної здатності асинхронного двигуна коефіцієнт корисної дії значно не зменшується, а коефіцієнт трансформації не змінюється.

2. Виконані дослідження показали, що потужність енергосилових установок в змозі забезпечити енергією насосні установки з вихідною потужністю перетворювача частоти до 50 кВт.

3. У дослідженні показана необхідність створення замкнутих систем управління по технологічному параметру (Q або H) без датчиків для контролю непрямого їх визначення через вхідну потужність інвертора і залежності, що апроксимують аеродинамічні характеристики. Вхідними контрольованими параметрами є струм і напруга на затисках статора двигуна, частота його живлення.

4. Показана можливість використання комбінованого управління режимами насосної установки, по каналу швидкості обертання для аналізу режимів роботи насосної установки з двома паралельно працюючими насосами. Отримані характеристики визначили межі регулювання насосів.

5. Показано, що робота первинного двигуна і системи енергоживлення може мати показники, далекі від граничних по мінімальних енерговитратах. Працездатність енерготехнічних характеристик генератора і асинхронного двигуна дозволяють вибрати найбільш економічний режим, що разом з економічною ефективністю дозволяє збільшити термін роботи установки аварійного живлення при обмеженому ресурсі енергоносія.

6. Показано, що керування режимами роботи енергосилової установки, електроприводу насоса повинно здійснюватися від мікропроцесорного

пристрою, контролюючого енергопараметри двигуна, швидкість обертання генератора і що виробляє сигнали, що управляють, збудження генератора, частоту і напругу живлення двигуна.

## ЛІТЕРАТУРА

1. ДБН В.2.5-74:2013 Водопостачання. Зовнішні мережі та споруди
2. Спеціальне водопостачання : Підручник / О.А. Петухова, С.А. Горносталь, Ю.В. Уваров . — Х. : НУЦЗУ, 2013 . — 248 с.
3. Електронний ресурс: <https://nep.ua/nasosnij-agregat-sa-125-315>
4. Безвесільна О.М. Технологічні вимірювання та прилади. Перетворюючі пристрої приладів та комп'ютеризованих систем: Підручник. — Житомир: ЖДТУ, 2006. — 560 с.
5. Тугай А.М.. Орлов В.О. Водопостачання. — Рівне: РДТУ, 2001. — 429 с
6. Єрмілова С. «Кращі з доступних технологій для житлово-комунального господарства України». Керівництво з відбору технологій / Під редакцією С. Єрмілової. — К.: «Поліграф плюс», 2016. — 134 с.
7. Електронний ресурс: <https://novosti-n.org/ua/ukraine/Oglyad-elektrovyguna-AIR-tehnicni-harakterystyky-ta-zastosuvannya-309048>
8. Запольський А.К. Водопостачання, водовідведення та якість води.: підручник / А. К. Запольський — К.: Вища школа, 2005. — 671 с.
9. Ловейкін В. С. Мехатроніка: навч. посібник / В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич, Ю. В. Човнюк. — Київ : ЦП «Компринт», 2012. — 358 с.
10. Попович М. Г. Електромеханічні системи автоматичного керування та електропривод / М. Г. Попович, О. Ю. Лозинський, В. Б. Клепіков. — Київ : Либідь, 2005. — 678 с.
11. . Шевчук С.П. Насосні, вентиляторні та пневматичні установки: підруч. / С.П. Шевчук, О.М. Попович, В.М. Світлицький. — К.: НТУУ «КПІ», 2010. — 308 с.
12. Осташевський М. О. 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.

13. Bishop R. H. The Mechatronics Handbook / R. H. Bishop. – Boca Raton: CRC Press, 2002. – 1229 p.
14. Холоменюк М.В. Насосні та вентиляторні установки: навч. посіб. / М.В. Холоменюк. – Дніпропетровськ: Нац. гірн. ун-т, 2004. – 330 с.
15. Гідравліка, гідро- та пневмопривод: підручник / за ред. О.О. Федорця, О.Ф. Саленка. – 2-ге вид., переробл. і доповн. – К.: Знання, 2009. – 502 с.
16. Закладний О.М., Праховник А.В., Соловей О.І. Енергозбереження засобами промислового електропривода.-К.: Кондор, 2005.-408с.
17. Романюк, О. М. Гідравлічні і аеродинамічні машини / О. М. Романюк, Г. П. Вербицький, М. І. Колотило, В. Д. Колотило, Ф. М. Клепіков. – Кіровоград. – 1997. – 176 с.
18. Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів / Ред. Н. Стрілець, – К.: Основа, 1998. – 384 с.
19. Мілих В.І. Електротехніка, електроніка та мікропроцесорна техніка : підручник / В.І. Мілих, О.О. Шавьолкін; за ред. В.І.Мілих. – Київ : Каравела, 2012. – 688 с.
20. Монтаж, експлуатація та ремонт гідромашин і гідропневмоприводів : навч. посіб. / В. О. Панченко, О. Г. Гусак, А. А. Папченко, С. О. Хованський. – Суми: Сумський державний університет, 2015. – 151 с.
21. Коренькова Т. В. Режими роботи насосних та вентиляторних установок із автоматизованим електроприводом: навч. посібник / Т. В. Коренькова, О. О. Сердюк, В. Г. Ковальчук. – Кременчук: Видавництво ПП Щербатих О. В., 2013. – 200 с.
22. Панченко В. О. Підконтрольна експлуатація обладнання насосних станцій : навчальний посібник / В. О. Панченко, В. Ф. Герман, О. В. Івченко та ін. ; за загальною редакцією В. О. Панченка. – Суми : Сумський державний університет, 2020. – 270 с.

# ДОДАТКИ

# 1 TECHNOLOGICAL PART

## 1.1 General characteristics of the process of supplying and distributing clean water

### 1.1.1. Description of the technological scheme of the urban water supply system

Water supply systems are a complex of interconnected structures designed to provide consumers of the city, industrial enterprises, and agricultural enterprises with water. In general, the tasks of the water supply system include: obtaining water from a natural source, improving its quality in accordance with the requirements of consumers, transporting it to the territory of the facility and supplying it to all specified points of sampling. At the same time, a specified pressure in the pipes of the water supply network must be ensured at the sampling points [1].

In accordance with the listed tasks, the following types of water supply structures are included in the water supply system:

- water intake structures that carry out water intake from natural sources selected for this facility;

- pumping stations that create the necessary pressure in water pipes to supply specified water flows to a specified height;

- structures for water purification and treatment to improve the quality of natural water in accordance with the requirements of the consumer;

- water pipes and water supply networks that transport water to objects and places of its consumption;

- regulating and reserve tanks;

- tanks of various types for storing and accumulating water.

In the general scheme of water supply, pumping stations are divided into:

- first-lift stations that take water from the water supply source and supply it to treatment facilities or directly to the water tower;

second-lift stations that supply water after purification or softening to the consumer's network.

In relation to the surface of the earth, pumping stations can be surface, underground and deep - mine type. By type of their equipment, they are distinguished into stations with steam equipment, internal combustion engines, electric motors and mixed equipment, and by method of control - into stations with automatic and manual control.

Water pressure structures are designed to regulate the supply of water to consumers, maintain pressure in the network, and store an inviolable fire reserve.

Pump units are selected according to their characteristics from the conditions of joint operation of pumps and water supply network under different water consumption modes. When selecting pumps, it is necessary to take into account water flow schedules and seasonal fluctuations, as well as the value of the regulating capacity of the tanks.

The number of suction lines at pumping stations equipped with two or more pumps must be at least two. Valves on suction lines are installed only if the pump axis is located below the water horizon in the source, and also if there is a switch between suction lines.

Sheet 3 of the design documentation presents a technological scheme of the water supply process. Water enters the common pipeline and is pumped into two tanks with a volume of 19,000 m<sup>3</sup> each. Then water is chlorinated. From pumping station No. 1, water is supplied further through the transit water pipeline to the consumer.

From tank No. 2, water is supplied to pumping station No. 2, which supplies water to the city of Kremenchuk, Poltava region. At the inlet and outlet of each tank there are valves to regulate the water supply process. Each tank has two water level sensors (upper water level sensor and lower water level sensor).

At pumping station No. 2 there are four pumps connected in parallel (two working, two standby), which take water from the tank and supply it to the city. The pumps are connected to a common pressure collector, at the outlet of which there is a

check valve and a valve to regulate the water supply to the city network and a pressure sensor that measures the water pressure at the outlet of pumping station No. 2.

The dimensions of individual structures and installations, the number and power of pumps, the capacity of tanks, the height and capacity of water towers, and the diameters of pipes are found by calculating these elements in accordance with the amount of water supplied and with the operating mode planned for them.

The main factor determining the operating mode of all elements of the water supply system is the mode of water consumption by consumers whom this system must serve. Thus, when designing water supply systems for industrial enterprises, the water consumption regime for production needs - the water consumption schedule can be set quite accurately in accordance with the technological project of the enterprise.

It is much more difficult to predict the water consumption regime when designing water supply systems for settlements. In such water supply systems, the regime of water consumption by the population is determined by a number of household factors related to the lifestyle and work of people.

From the treatment plant to the place of consumption, water is supplied through water mains, and within the city it is distributed through a network of pipes or lines. There are main and distribution (street) lines. Each main line provides water to an entire district of the city or a large group of streets, each distribution line serves one street or a small group of streets. The main task of this network is to directly supply water to individual house branches, as well as to supply water to fire hydrants during a fire [2].

According to the task, the length of the water supply line is 29.4 km.

The diameters and lengths of the pipes used in the water supply depend on the amount of water supplied through them.

All consumers are connected to street distribution pipes, creating a ring network. Distribution pipes are laid along almost all the main streets of the city.

There are 200 water intake columns on the pipeline. The number of subscribers served by this water supply network is approximately 12,000.

The pumping unit and the pipeline system are in a certain technological connection during operation.

The total height of the liquid lift by the pumping unit can be expressed by the flow function:

$$H=H_c+R_c \cdot Q^2 \quad (1.1)$$

where  $R_c$ - hydraulic resistance of the pipeline,  $s^2/m^3$ ;

$H_c$ - static pressure in the network.

This equation is called the hydraulic characteristic of the pipeline system. As a result of the analysis of the operation of the pumping unit, an expression was found to determine the head. The magnitude of the hydraulic losses  $h_T$  depends on the diameter  $d$ , the length of the pipelines  $l$ , the resistance coefficient  $\lambda$ , the number and types of all local resistances, as well as on the square of the fluid flow velocity in them  $v^2$ , i.e.:

$$H(t)=(\Sigma\zeta+\lambda \cdot l/d) v^2/2g \quad (1.2)$$

where  $\Sigma\zeta$  is the sum of the coefficients of local resistances.

Due to the variable nature of water consumption, the modes of the pumping station change. Accordingly, the operating mode point of the pumping unit changes. By reducing the valve opening, additional resistance is introduced on the pressure line and due to this, the characteristics of the pipeline change. The dependence of the actual flow rate  $Q\phi$  in the pipeline on the resistance  $R$  of the valve in percent shows that with a decrease in the degree of valve opening, the characteristics of the pipeline rise steeper. By changing the open valves, you can smoothly adjust the flow from maximum to zero.

At the outlet of the pumping station (see the appendix), a valve is installed that regulates the water pressure. The water supply is adjusted gradually over an hour to prevent the phenomenon of water hammer.

During a water hammer, an oscillatory damping process occurs in the pipeline, which is accompanied first by a sharp increase and then a decrease in pressure. The result of a water hammer can be a pipeline rupture and water leakage.

Analyzing diagram No. 1, we see that at night the water pressure in the pipeline is maintained at the minimum level necessary for the operation of enterprises. As the population activity increases, the pressure in the pipeline is gradually increased over the course of an hour (from 5.30 to 6.30) using the valve. On weekends, a constant pressure of 5 kgf/cm<sup>2</sup> is maintained in the main throughout the day. Due to the fact that on weekdays water is supplied according to the schedule, the maximum pressure is maintained for a certain hour (6.30 - 9.00 and 17.00 - 22.00), when the main part of the population is at home. The rest of the day, the minimum pressure in the pipeline is maintained.

From diagram No. 2, we see that the water level in the tank varies from 2.5 m to 4 m depending on the water supply from the general water supply and consumption by the population.

Having analyzed diagram No. 3, we see that at night the water consumption in the pipeline is minimal. As the population's activity increases, water consumption increases. On weekends, water is consumed approximately in the same volume during the day, 575-600 m<sup>3</sup>. Due to the fact that on weekdays water is supplied according to the schedule, the maximum water consumption occurs at an hour when the main part of the population is at home. The rest of the day, the minimum water consumption is 115 m<sup>3</sup>.

## **1.2 Characteristics of electrical equipment of the pump unit model CA 125/315**

Pumping stations are equipped with pumping units, suction and pressure pipelines, devices for priming pumps, anti-shock devices, control and measuring equipment and shut-off and control valves.

The location of pumping units and pipelines in the pumping station must ensure reliability of operation, convenience, simplicity and safety of maintenance, minimum length of communications and the possibility of expanding stations.

The main parameters of the pump include: flow, pressure, power and efficiency [2].

The pump flow  $Q$  is the volume of liquid supplied per unit of time through the pressure pipe. The flow is measured in l/s, m<sup>3</sup>/s, m<sup>3</sup>/h. Sometimes it is called liquid flow.

The pump head  $H$  is the difference in specific energies of the fluid flow in the output  $e_2$  and input  $e_1$  pump nozzles. The head is measured in meters of water column.

Pump characteristics. For the rational use of centrifugal pumps in operating conditions, it is necessary to know the relationship between the flow, head, power consumption and other pump parameters at different operating modes. These data are presented in the form of pump characteristics.

For centrifugal pumps, a distinction is made between theoretical and experimental characteristics.

Theoretical characteristics are determined using the basic equations of a centrifugal pump. In real conditions, the operation of the pump is affected by many different factors that are not always possible to take into account, therefore such characteristics have some inaccuracies and are practically not used.

Experimental characteristics are built based on the results of testing pumps in factory laboratories; they reflect the actual dependencies between pump parameters.

Graphs expressing the dependence of the head  $H$ , the power consumption  $N$ , the efficiency  $\eta$  and the vacuum suction height  $H_{vac.dop}$ , which is allowed, on the supply  $Q$  at a constant speed  $n$  and a certain shape and dimensions of the flow part (impeller), are called the operating characteristics of the pump.

In the operating characteristics of pumps, which are given in the catalogs by manufacturers, the recommended area of use of the pump is indicated by wavy lines on the curve  $H$ . Usually this area is chosen so that the decrease in efficiency below  $\eta_{max}$  does not exceed 5-8%.

The pump characteristic is given for a constant speed equal to the nominal. The dependence of the supply  $Q$ , head  $H$  and power  $N$  of a centrifugal pump on its speed  $n$  is characterized by the following proportionality equation:

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1}; \frac{H}{H_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^2; \frac{N}{N_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^3 \quad (1.3)$$

The efficiency of the pump  $\eta$  when changing its speed  $n$  changes insignificantly within fairly wide limits, therefore, when reducing the speed to 50%, it is practically possible to assume  $\eta_1 = \eta$ .

The permissible vacuum suction height for the new speed  $n_1$  is determined by the formula:

$$H_{\text{вак1}}^{\text{доп}} = 10 - (10 - H_{\text{вак}}^{\text{доп}}) \left(\frac{n_1}{n}\right)^2 \quad (1.4)$$

It should be noted that  $N_{dop.vac.}$  changes quite significantly with the change in  $n$ , especially in the area of large flows.

In centrifugal pumps, for additional shift of the characteristic, mainly in terms of head, and in circuits for expanding the scope of pumps, the impeller is turned along the outer diameter. It has been established that when the outer diameter of the impeller is reduced by 10-20%, the pump efficiency does not change significantly.

The  $Q$ - $H$  characteristic of a pump with a variable speed of rotation can be represented by the dependence:

$$H = H_0 v^2 - R_b Q^2 \quad (1.5)$$

де  $H_0$  - напір при нульовій подачі;

$$v = \frac{\omega}{\omega_H} \quad (1.6)$$

Pumps with a “maximum” are described by the approximation relationship:

$$H = A_2 v^2 + B_2 vQ + CQ^2 \quad (1.7)$$

where  $A_2, B_2, C_2$ - approximation coefficients determined from the passport characteristics of the pumps.

Pump power. The useful power  $N_p$  is determined by the pump flow, which is carried out by it when lifting the liquid per unit time to the pump height  $H$ , that is, the useful power of the pump in kW:

$$N_T = \frac{\rho g Q H}{1000} \quad (1.8)$$

where  $\rho$  - density of the liquid kg/m<sup>3</sup>;

$Q$  - flow rate, m<sup>3</sup>/s;

$H$  - head m;

$g = 9.8 \text{ m/s}^2$  - acceleration of gravity.

The power consumed by the pump  $N_n$  is actually greater than the useful power  $N_p$  due to the fact that part of the energy that the pump receives from the engine is spent on overcoming hydraulic resistance inside the pump, friction in the mechanisms and fluid leakage in the pump itself through gaps and leaks in the structure.

The total efficiency of the pump  $\eta_n$  is called the ratio of the useful power of the pump to the consumed power, that is:

$$\eta_H = \frac{N_n}{N_H} \quad (1.9)$$

Centrifugal vane pumps are often used in water supply pumping stations.

The main working element of a centrifugal pump (Fig. 1.1) is an impeller 1 with curved blades 2, mounted on a shaft 3 and located in a housing 4. Water enters the pump through the suction pipe 5 to the central part of the impeller and is discharged from it into the spiral chamber and then into the pressure pipe 6.

If the liquid particles, which are twisted by the blades, are thrown from the center of the wheel to the periphery under the action of centrifugal force, they receive some increase in energy. Due to this, at the exit from the impeller blades, the pressure and velocity of the liquid particles are greater than before entering the wheel.

A vacuum is formed in the center of the impeller, where the liquid enters due to the difference in pressure in the wheel axis and on the water surface in the receiving wheel. After leaving the wheel, the fluid enters the spiral chamber, the cross-section of which increases in the direction of the pressure pipe, due to which the average velocity of the fluid gradually decreases, as a result of which part of the kinetic energy is converted into potential energy, and the primary pressure created by the wheel increases.

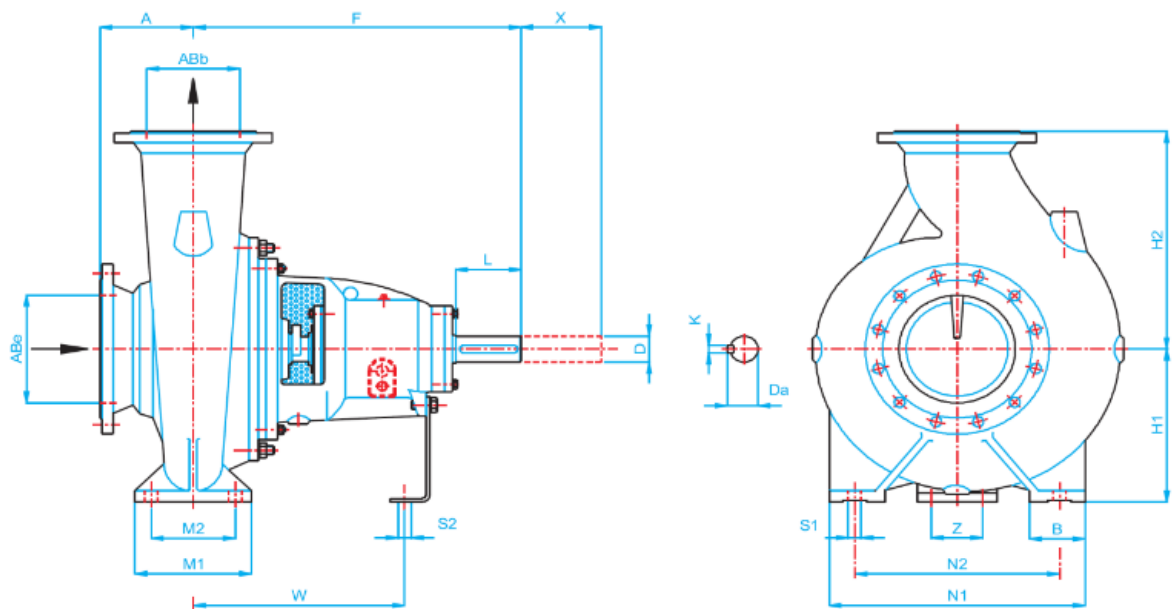


Рисунок 1.1 – Робочий орган відцентрового насоса

Основні технічні дані насосних агрегатів, задіяних в подачі води споживачам м. Миргород Полтавської області.

Агрегати СА 125/315 насосної станції подають воду в резервуар, звідки вона по трубах надходять до споживачів. Вода в резервуарі у міру витрати повинна постійно поповнюватися за рахунок підкачки. Для автоматизації цього процесу служить апаратура автоматичного управління агрегатами насосних станцій.

На рис.1.2. Приведені паспортні характеристики насосного агрегату СА 125/315.

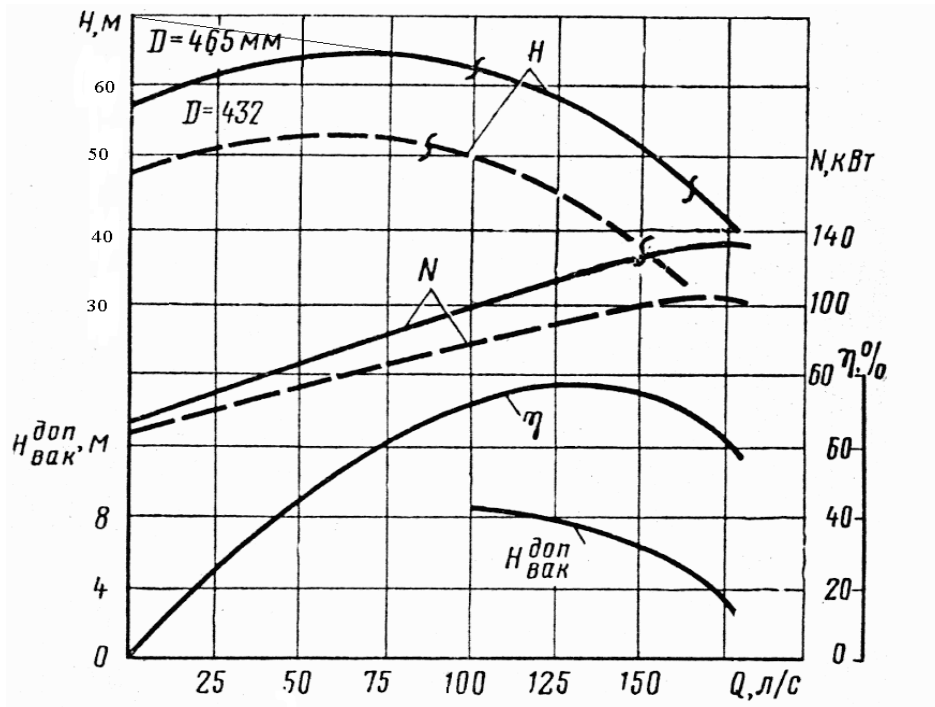


Figure 1.2 – Nominal characteristics of the pump CA 125/315

The equipment is designed to turn the pump on and off depending on the water level in the tank. It provides protection of the unit from water hammer, overheating of the bearings, abnormal pressure in the pipeline, protection of the electric motor of the unit from operation on two phases, in case of breakage of the third, monitoring the state of the communication line and switching to a replacement one in case of breakdowns of the working unit.

The equipment allows the person on duty to monitor the availability of water and the operation of the pumps. The equipment provides two operating modes: automatic and manual. The units are turned on and off depending on the water level in the tank.

Control of pumping and power units, in addition to manual, can be semi-automatic (when the initial start or stop of the unit is carried out by service personnel), automatic (the role of service personnel in such control is reduced to monitoring the operation of automatic equipment and periodic inspection of the equipment) or remote (when control of pumping and power units is carried out at a distance from the control center).

When automating, pumping and power equipment must be brought to an exemplary state, which ensures uninterrupted operation of the units without the constant presence of service personnel; special attention should be paid to the tightness, ease of opening and closing of suction valves and the tightness of suction pipelines.

When automating, unlike manual control, starting and stopping pumps is carried out with the valve in the open position, therefore, a prerequisite is the presence of a check valve on the pressure pipeline, which serves as a shut-off device, installed as close as possible to the pump. The valve on the pressure line must close earlier than the suction line. The sequence of operation of the check valves is regulated by installing a limiter for their opening degree. Anti-shock devices are used to prevent possible hydraulic shocks.

The pumping station complex must include switchgear and transformer substations (or step-down transformers) designed to convert alternating current voltage and distribute it along the supply lines to electric motors and other energy consumers. Switchgear, transformer substations and control panels are placed in built-in or adjacent rooms, taking into account their expansion and increase in capacity. The equipment of the switchgear and 6 kV transformer substation includes power transformers, oil circuit breakers, current and voltage transformers, current-carrying parts, control and measuring instruments and auxiliary equipment.

Uninterrupted operation of the equipment can be ensured if the power supply is reliable and the electrical equipment is in good condition. The linear diagram of the power equipment is presented on sheet 4 of the design documentation.

A voltage of 6 kV is supplied through the feeder 27/1 or 32/2. Through the switchgear, power is supplied to the transformers for own needs, pump motors and the workshop transformer substation, which serves to power auxiliary equipment (lighting, ventilation, security and fire alarms, etc.). The switchgear includes: a current transformer of the TPL-10 0.3/r-400 type; oil switches of the VMP-10 PZ-11 type, which are used to turn on or off the motors; grounding knives, which are turned on if it is necessary to repair the pump motors. The circuit includes a jumper between two sections, which serves to switch the power supply from the feeders separately, or simultaneously from two lines.

### **1.3. Control and measuring and regulating equipment**

Water pressure structures are equipped with water-indicating alarms, water-pressure valves, overflow and drain pipes and fittings for disconnecting tanks from the water supply network. Water-indicating alarms are designed to transmit a signal to the pumping station about the water level and the need to turn the pumping unit on or off [3].

The DP-374 type water level float sensor (Fig. 1.3) is designed to control the extreme positions of the water level in the water pressure structure and to send a signal to the control cell about turning the unit on when it is in the lower position and off when the water level in the tank on which the sensor is installed is in the upper position.

The float sensor consists of a housing in which a toggle switch for 127 V, 1 A, and four germanium rectifiers are installed (reverse voltage value 100 V, permissible amplitude of the rectifier current 100 mA).

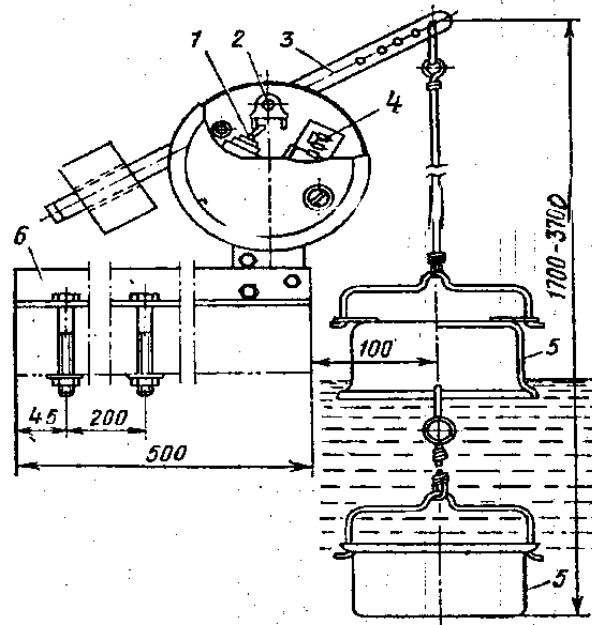


Figure 1.3 – Float water level sensor type DP-347:

1- switch; 2-plug; 3-rocker with counterweight;  
4-rectifier; 5-float; 6-bracket for fixing the sensor to the tank.

To prevent moisture from entering the sensor, the housing cover is closed with a rubber seal.

A rocker is installed on the housing, which is mounted on an axis passing into the sensor housing. A plug is installed inside the latter on the axis. At one end of the rocker, two floats are fixed on the cable: the upper one is upside down at the level corresponding to the unit stop, and the lower one is down at the level corresponding to the unit start. The lower float is filled with water. When the water level decreases, one end of the rocker moves down under the action of the weight of the cable, floats and water in the lower float and the toggle switch is switched by the plug. In this case, the contact closes, sending a signal to the control cell to turn on the unit. Raising the water level in the tank to a certain limit restores the balance of the lever, and then to a position close to the upper limit level, the water raises the upper float, unloading the end of the lever, and under the action of the load at the other end it rises, the fork switches the toggle switch, and a signal to stop the unit is sent to the control cell. Only the extreme positions of the water level in the tank cause the sensor contacts to switch and the signals sent to the control cell to change. In the

intermediate position of the water level, the sensor lever is in equilibrium and a signal of the last extreme position of the water level in the tank is sent to the control cell.

Spring pressure gauges are used to measure pressure, which are placed on the pressure nozzles of the pumps, as well as on the pressure collectors. Large pumping stations provide for self-recording manometers that continuously record pressure on tape or circular diagrams.

The most widespread are the so-called tachometric water meters, the principle of which is to sum the number of revolutions of the working body installed in the fluid flow. Depending on the design of the working body, two groups of meters are distinguished - turbine and chamber. For meters with a tangential turbine, the name "vane" is widely used, and meters with an axial turbine are called turbine. In vane meters, the axis of rotation of the tangential turbine is perpendicular to the direction of water movement in the pipeline, in turbine meters it is parallel. Chamber meters are manufactured with a working body in the form of a disk, an annular piston or oval wheels. Vane and turbine meters have become widespread for measuring water used by individual consumers with a maximum flow rate of up to 800 - 1000 m<sup>3</sup>/h.

To determine the water supply at pumping stations, water meters and flow meters are installed. According to the principle of operation, they are classified as: high-speed, throttle, volumetric, etc.

Variable-pressure differential flow meters are the most widespread; in water supply systems they make up 50 - 70% of the total number of flow meters used. They use the dependence of the fluid flow rate on the pressure drop that occurs when it flows through a fixed narrowing device installed in the pipeline. The pressure drop can be measured and converted into an electrical signal [4,5].

A large group of flow meters for measuring relatively small fluid flows or constant-difference flow meters, primarily rotameters. They use the dependence of the movement of a body that perceives the dynamic pressure of the flow flowing around it on the flow rate of the flowing substance.

Tachometric devices are also common, in which the dependence of the rotation frequency or the total number of revolutions of a moving element (impeller, turbine, ball) is used, respectively, on the flow rate or volume of the flowing fluid.

Methods of non-contact measurements, as well as flow measurements without the use of devices placed inside the pipeline, are becoming increasingly widespread and are the most promising. These include, first of all, electromagnetic and ultrasonic methods.

Electromagnetic flow meters have been used for a relatively long time in the chemical, pulp and paper and other industries to measure the flow rate of aggressive liquids, but their disadvantages are material consumption and scarcity. Ultrasonic flow meters are more promising, especially for large-diameter pipes.

Water consumption control, which requires not only water metering, but also an economic impact on consumers who spend it irrationally, can lead to a significant reduction in the consumption of consumed water.

No less relevant are the issues of measuring the flow rate and volume of water consumed by industrial enterprises, since this volume often makes up a large share of the total water supply through city waterworks.

When choosing the type of flow meter (counter), for its calculation and justification of the installation location, it is necessary to have data on the object where it is intended to be used: for example, the purpose of the object and its capacity; the required accuracy of measurements (the limit of permissible measurement error); drawings of pipeline communications with an indication of their diameters, as well as location for placing measuring equipment; maximum operating fluid consumption, graphs of their fluctuations; excessive pressure or vacuum in pipelines in which flow meters are installed; types of pumping units; degree of contamination and water temperature; detailed drawings of pipelines; operating modes of pipelines: the possibility of disconnecting individual sections, the duration of interruptions allowed in water supply; cost of electricity. In specific cases, this list of information may be changed.

To automate the electric drive of the pumping unit model CA 125/315, we use water pressure sensors, the location of which is shown on the slide. The location of other control and measuring devices necessary for the normal operation of the automated electric drive of the pumping unit is shown on the same sheet.

#### **1.4. Calculation of the required power and selection of the electric motor of the pumping unit**

When operating the pump, it is necessary to try to ensure that its pressure at the optimal efficiency is equal to the calculated pressure of the pumping unit or, in any case, that the operating mode is within the recommended range of use of the pump. However, it is not always possible to achieve such conditions, since the number of pump types produced is limited. In such cases, if the impeller turning is insufficient or the speed changes, several pumps are installed or some changes are made to the initial data.

To drive centrifugal pumps in water supply systems, as a rule, an asynchronous motor with a wound rotor is used and, less often, synchronous three-phase alternating current electric motors are used, which ensure reliable operation and ease of maintenance [6].

Asynchronous motors are currently the most common type of electric motors used in industry. This is determined by a number of advantages of an asynchronous motor compared to other types of electric motors:

- simple design and reliability in operation;
- less material consumption and labor-intensiveness in manufacturing, lower cost;
- the ability to be powered both directly from an industrial AC network with a frequency of 50 Hz (in unregulated EPs) and from converting devices (in regulated EPs);
- the ability to operate both in engine mode and in braking modes;
- high dynamic performance.

The industry produces asynchronous motors with both a squirrel-cage rotor and a phase rotor. The first are the simplest and most reliable, but their control capabilities are limited, so asynchronous motors with a phase rotor have become more widespread in high-power drives.

Currently, the range of power of asynchronous motors produced by industry for electric motors of pumps is as follows:

- for asynchronous motors with a phase rotor - 1-90 kW;
- for asynchronous motors with a squirrel-cage rotor - 1 - 150 kW.

Synchronous motors are used mainly for electric drives of medium and high power (about hundreds and thousands of kW). The advantage of synchronous motors is the ability to operate in the mode of compensation of reactive power (leading  $\cos\varphi$ ) consumed by other electrical consumers of the workshop or enterprise from the network. This property in some cases justifies the use of more expensive, compared to asynchronous motors, synchronous motors.

In industry, synchronous motors are widely used both in unregulated (pumps, compressors, etc.) and in regulated (blowers, powerful turbomechanisms) electric drives, in the valve motor system.

When directly connecting an electric motor to a pump, their rotational speeds must be the same or close in value. The motor power in this case is determined by the formula:

$$N_{\text{дв}} = k_3 \frac{\rho g Q H}{1600 \eta_{\text{п}}} = 1,05 \frac{1 \cdot 9,8 \cdot 600 \cdot 60}{1600 \cdot 0,95} = 24,4 \text{ кВт} \quad (1.10)$$

where  $k_3$  - engine power reserve coefficient;

$\rho$  - fluid density kg/m<sup>3</sup> ;

Q - flow, m<sup>3</sup>/h;

H - head, m;

$g = 9.8 \text{ m/s}^2$  - acceleration of free fall.

The coefficient  $k_z$  is taken depending on the engine power.

Asynchronous electric motors of a single series 4A in the version with a squirrel-cage rotor 4A, 4AZ, 4AP, and 4AN are produced for a standard voltage of 380-6000 V.

According to reference data [7] according to (1.10), the electric motor was selected:

Engine passport data: type 4A113-4: rated power 25 kW; rated stator current 29 A; rated engine speed 154 1/s; voltage 6000 V; nominal power factor  $\cos \varphi=0.90$ ; efficiency 95%;  $n=1500$  rpm;  $n_H=1470$  rpm;  $M_{\max}/M_H=1.9$ ;  $M_n/M_H=1.01$ ;  $I_n/I_H=4.6$ .

### **1.5. Conclusions by section**

During the analytical studies, it was found that to achieve the goal of the qualification work, it is necessary to solve the following tasks:

1. Develop a closed-loop control system for the technological parameter (Q or H) to control their indirect determination through the input power of the inverter and dependencies approximating aerodynamic characteristics.

2. Establish the possibility of using combined control of the pumping unit modes, via the rotation speed channel to analyze the operating modes of a pumping unit with two pumps operating in parallel. At the same time, determine the limits of pump regulation.

3. Select the optimal mode of the energy characteristics of the generator and asynchronous motor, which will allow to increase the operating time of the emergency power plant with a limited energy resource.

4. Provide control of the operating modes of the power plant, the pump electric drive from a microprocessor device that controls the energy parameters of the engine, the generator rotation speed, the frequency and voltage of the engine supply.

Міністерство освіти і науки України  
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Кафедра автоматики, електроніки та телекомунікацій

**Удосконалення та дослідження електроприводу**  
**насосного агрегату моделі СА 125/315**  
Кваліфікаційна робота магістра

Виконав:

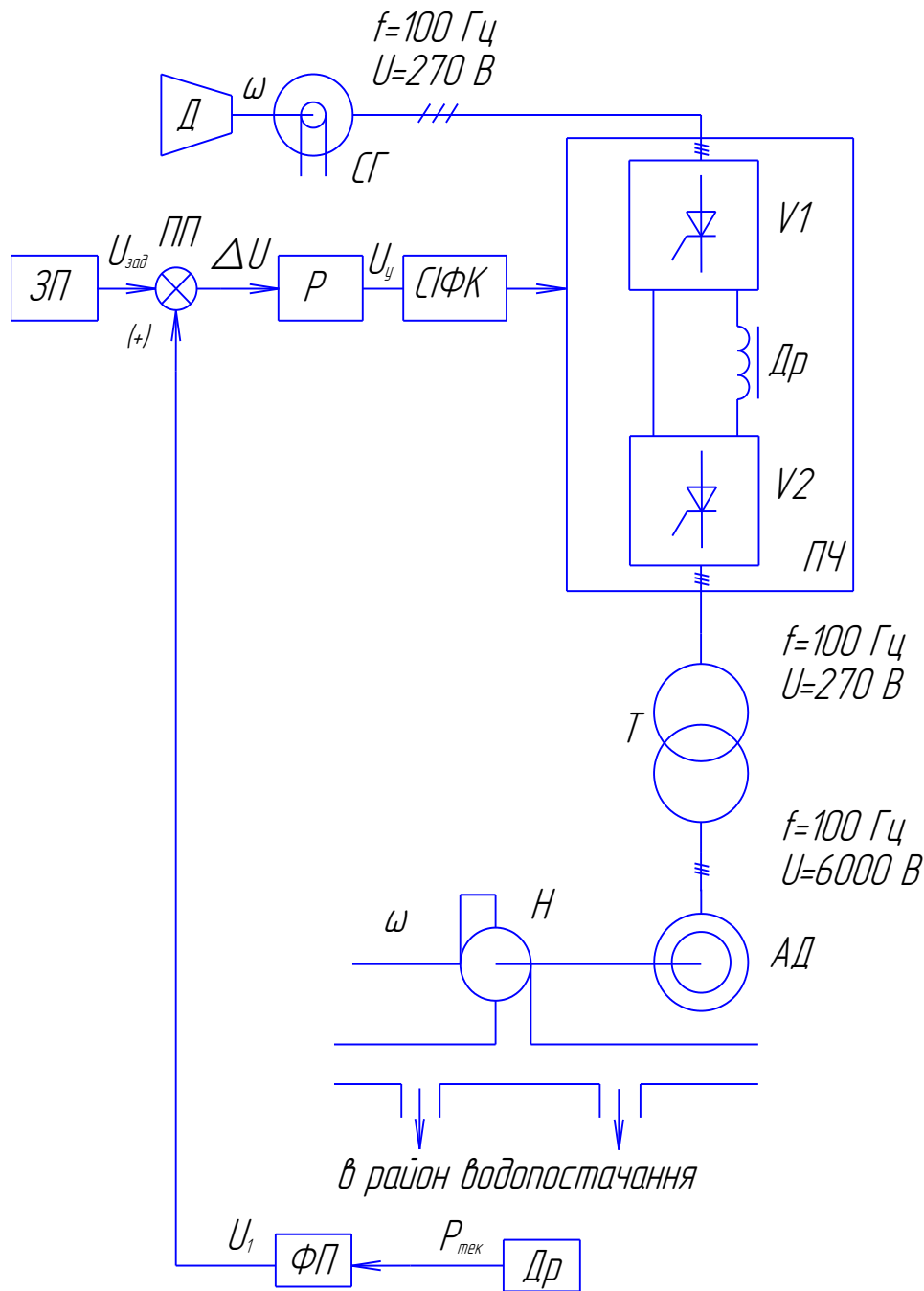
**А. В. ПАЩЕНКО**

Керівник:

д.т.н., професор

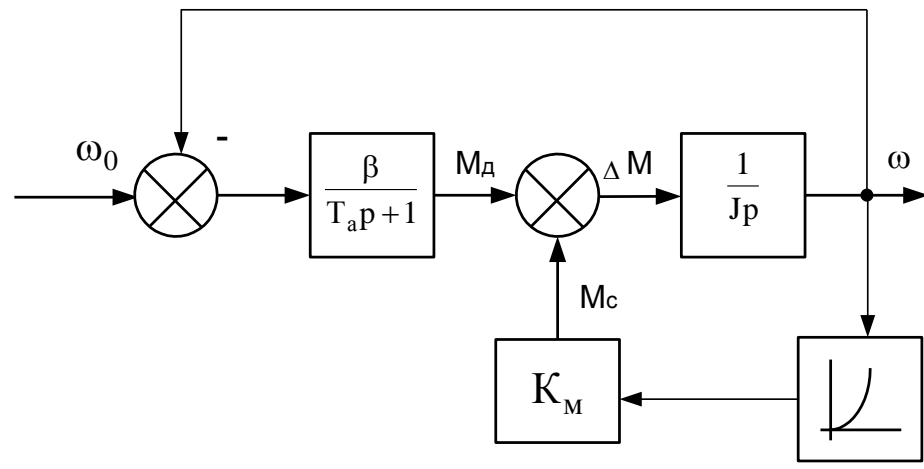
**О. В. ШЕФЕР**

Полтава 2025

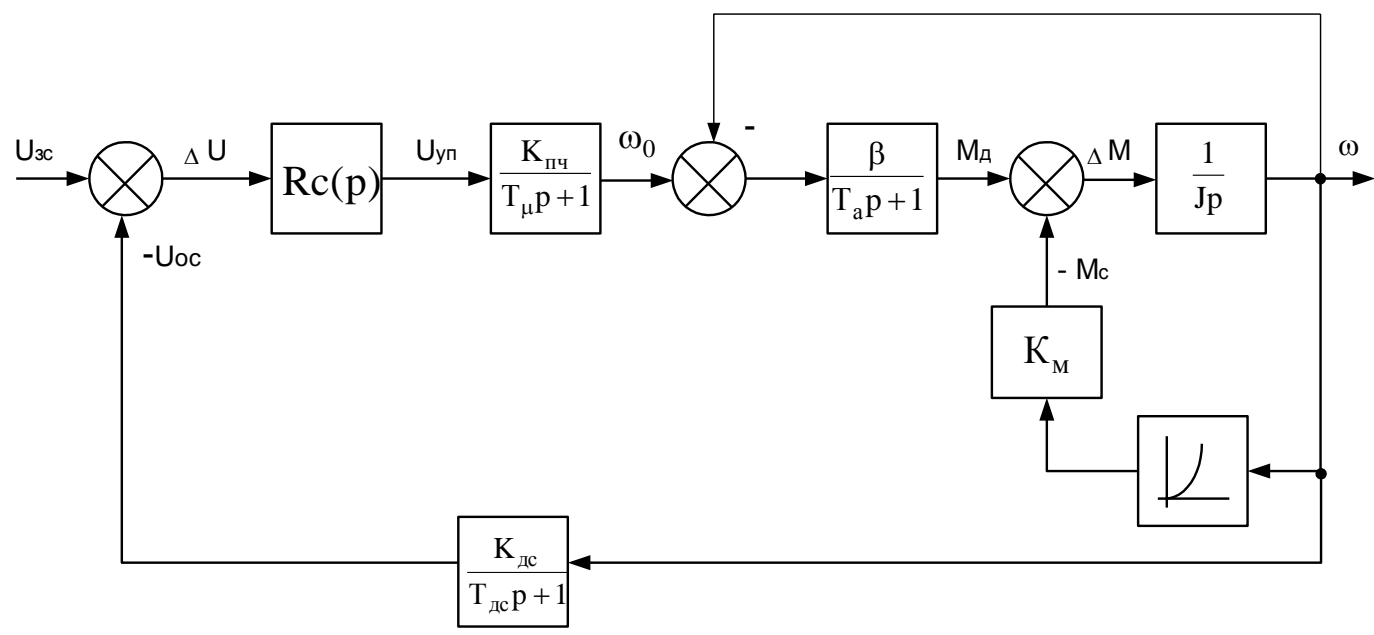


Функціональна схема системи автоматичного керування продуктивністю НА зі зворотнім зв'язком по технологічному параметру

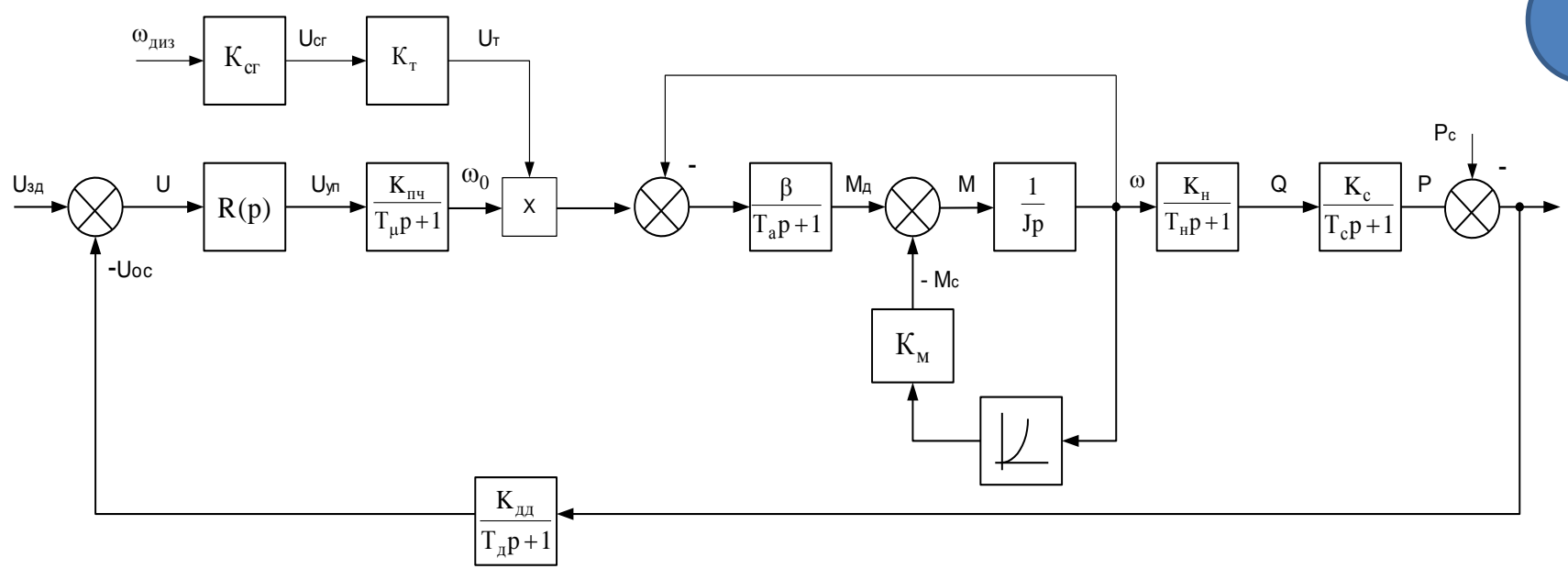
- Д – приводний електродвигун;
- ЗП - задавач параметрів;
- Р – регулятор;
- СИФК – система імпульсно-фазового керування;
- ФП – функціональний перетворювач;
- Др – дросель.



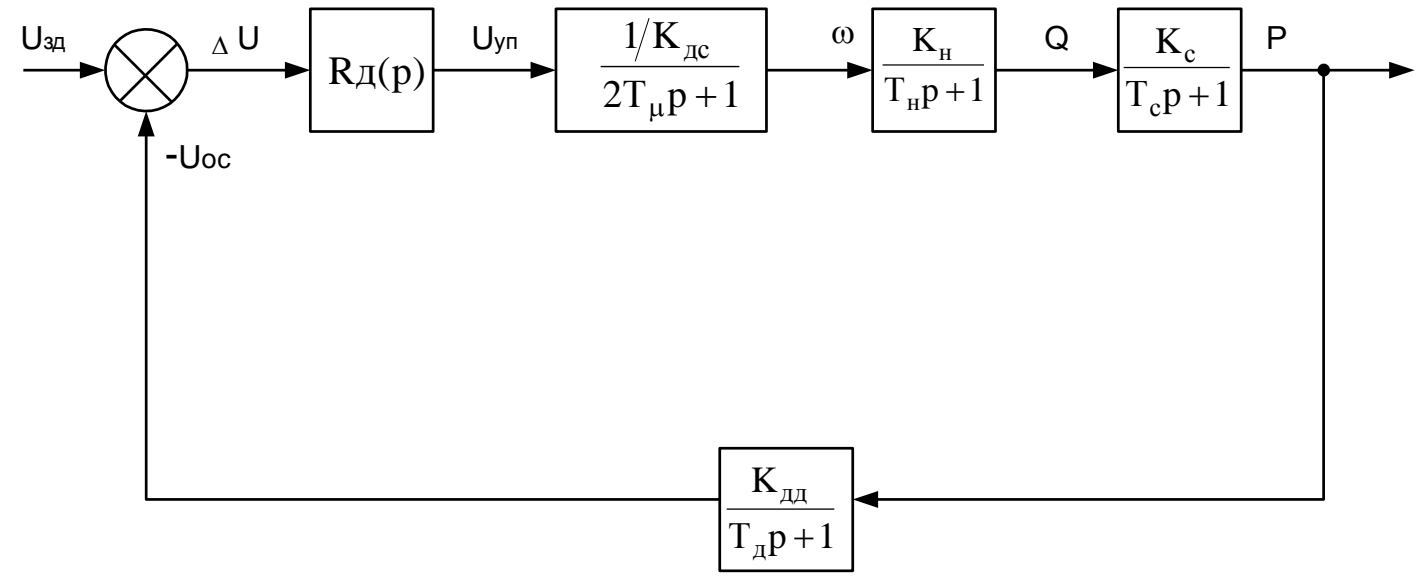
Лінеаризована модель асинхронного двигуна



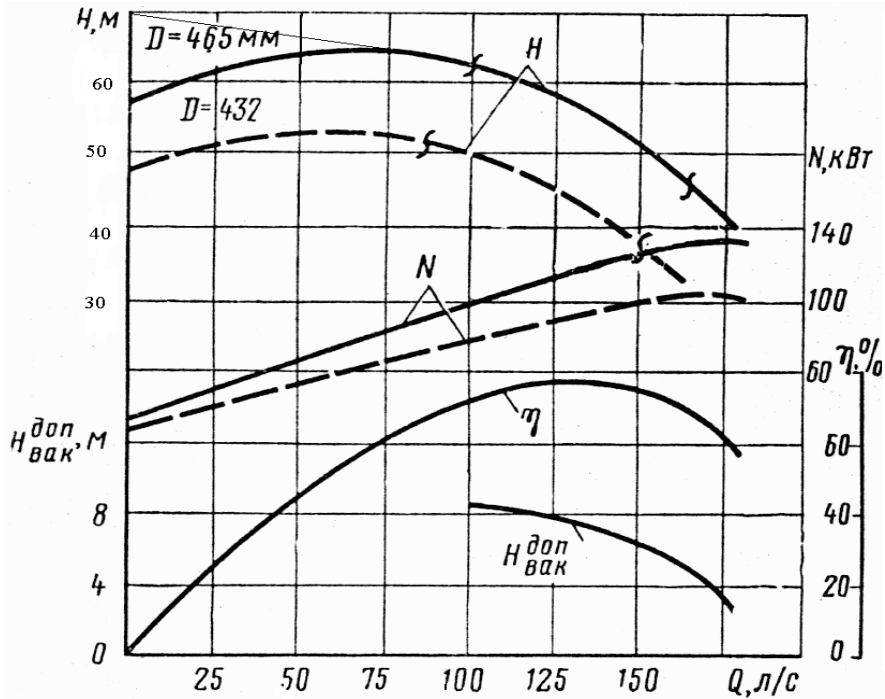
Контур стабілізації швидкості



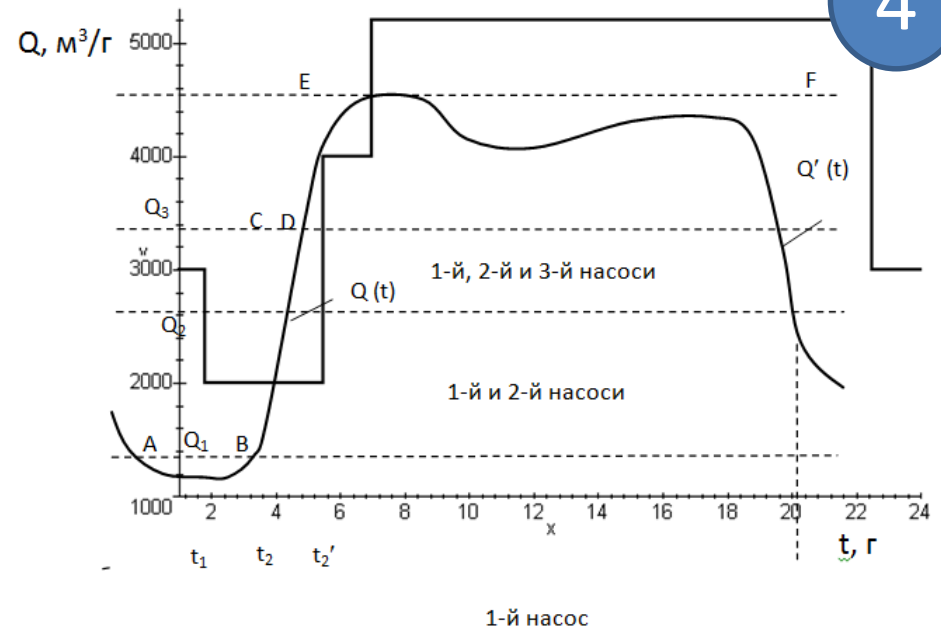
Система автоматичного керування, замкнутого по технологічному параметру



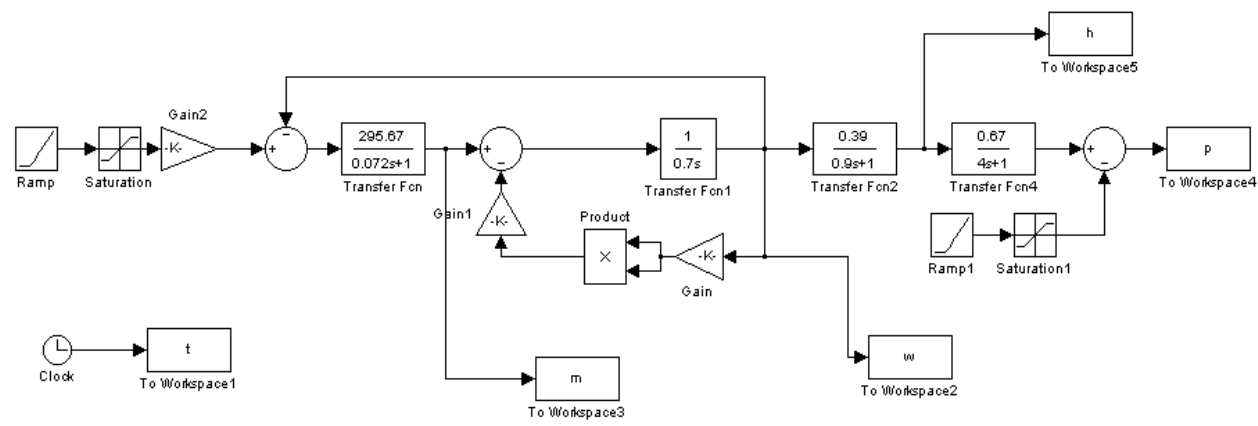
Контур стабілізації тиску з оптимізованим контуром швидкості



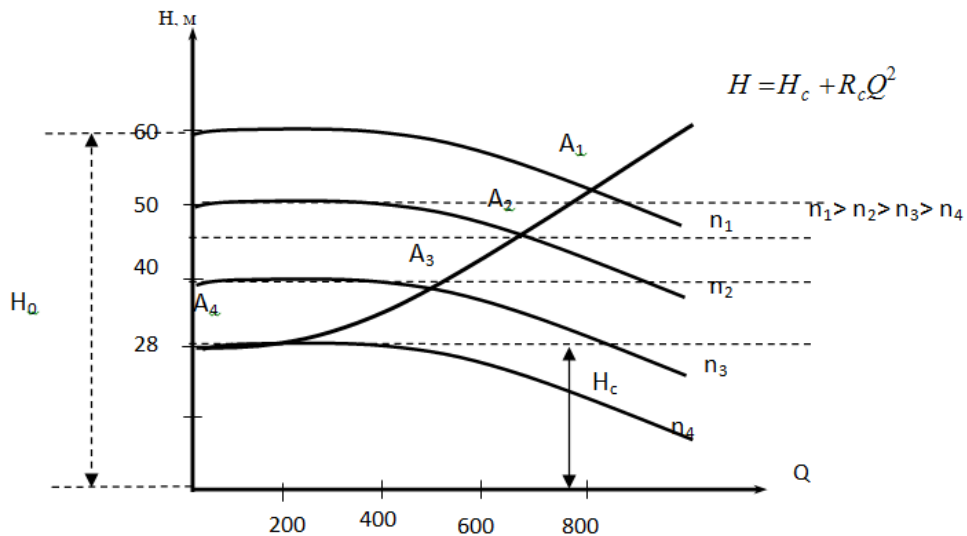
Номінальна характеристика насосного агрегату СА 125/315



Регулювання продуктивності насосної станції зміною числа насосних агрегатів, що працюють одночасно

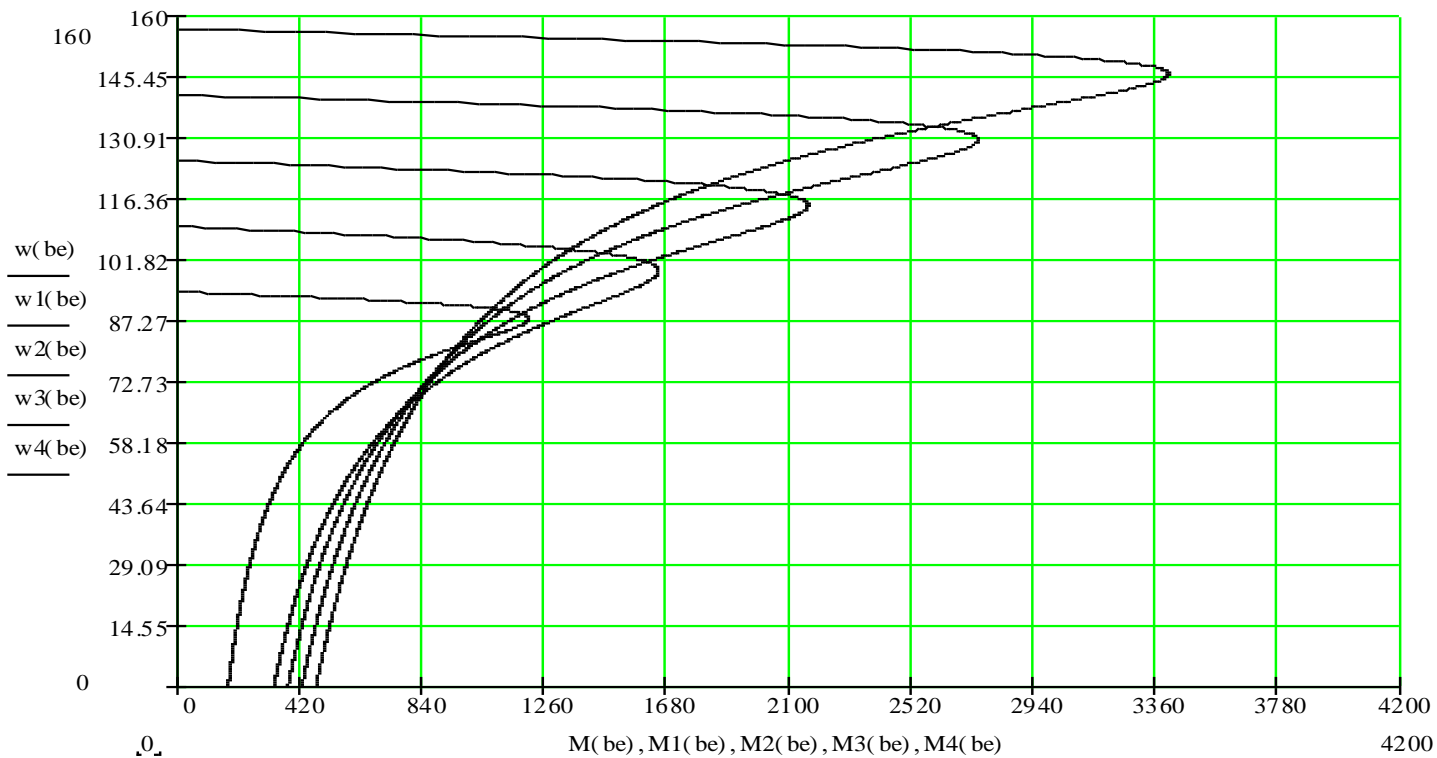


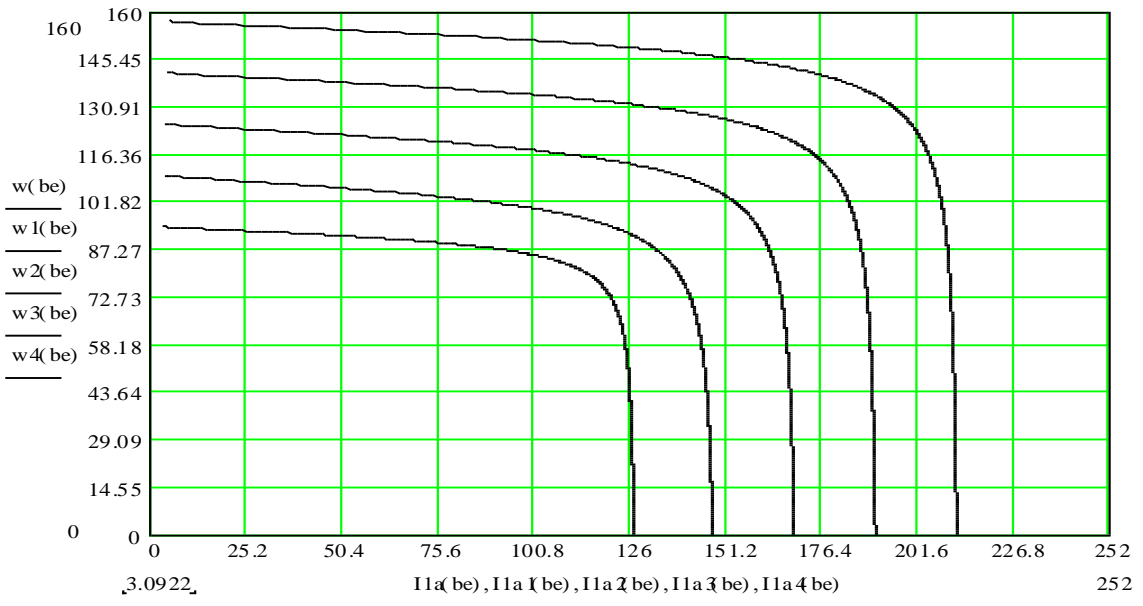
Розімкнута система електропривода ПЧ-АД



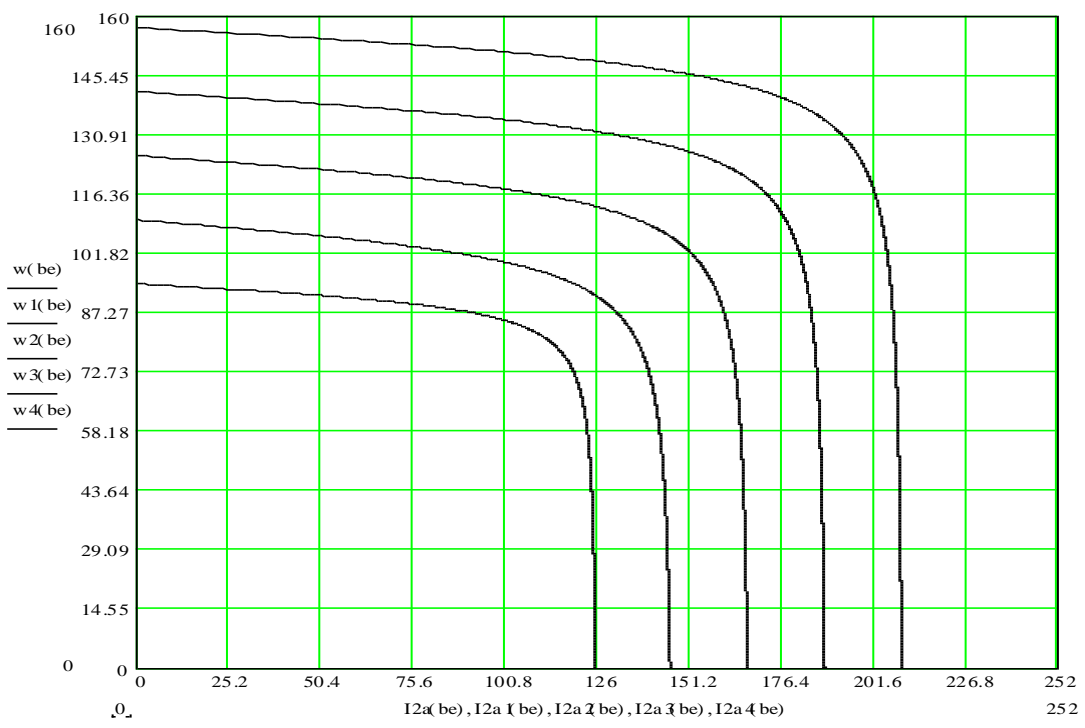
Регулювання продуктивності насоса зміною частоти обертання

Механічні характеристики асинхронного електродвигуна



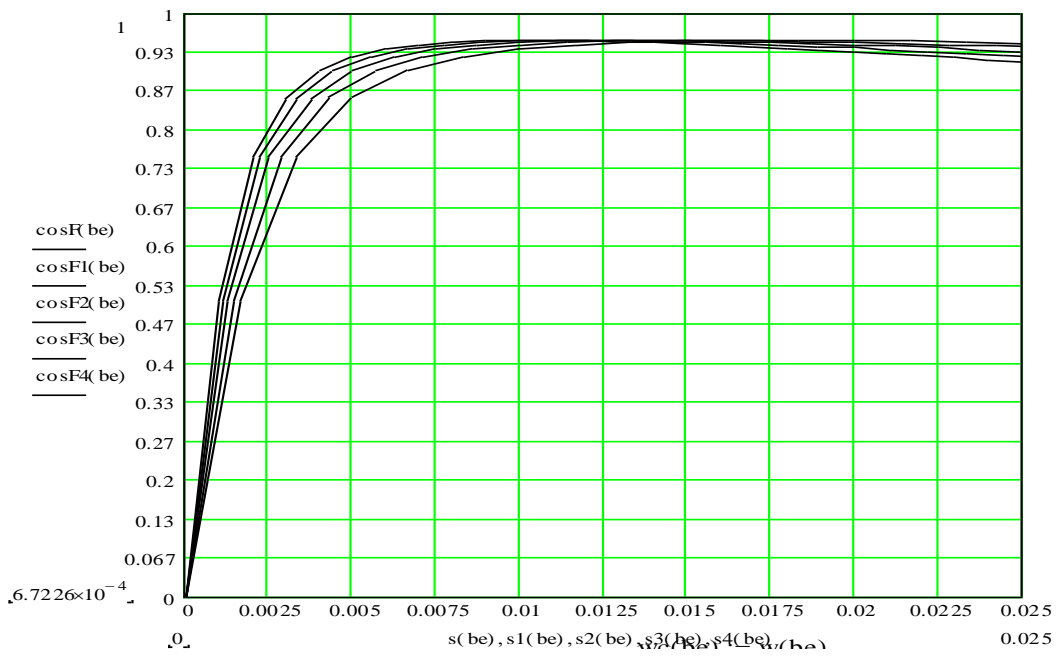
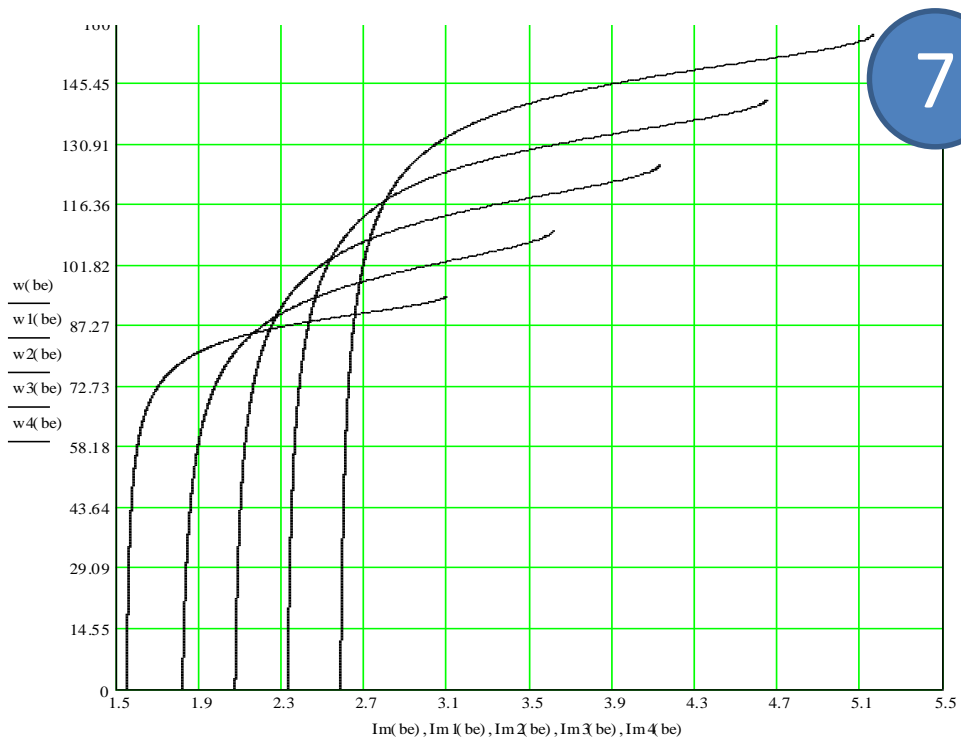


Залежність струму статора від швидкості обертання



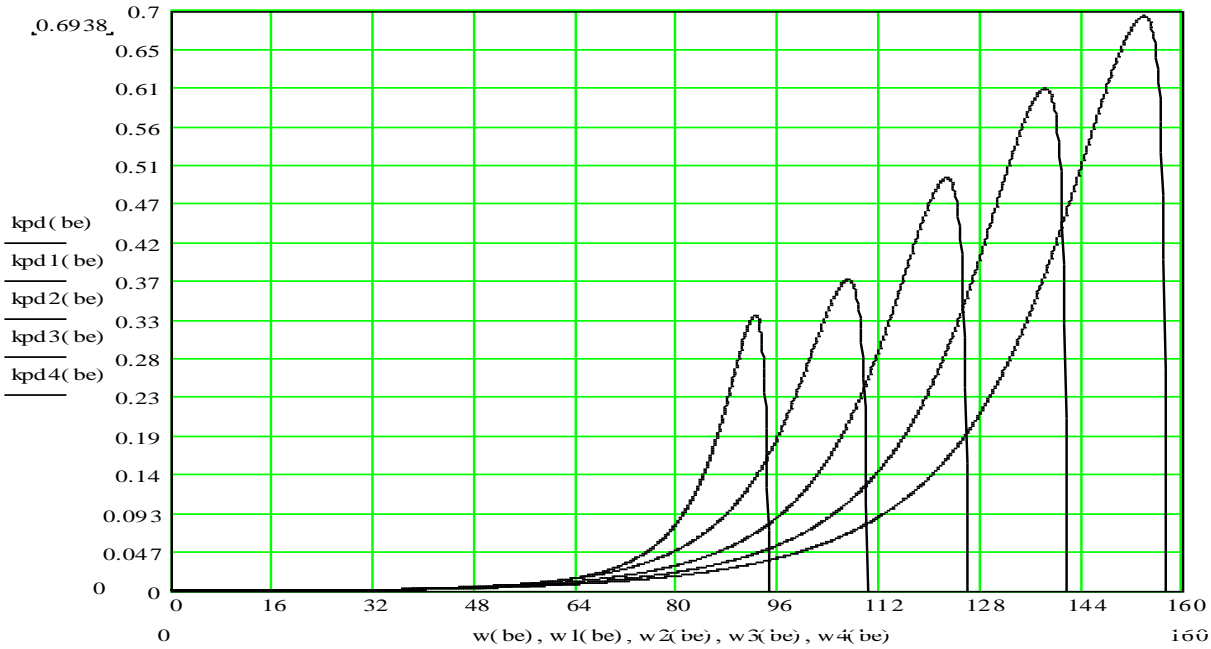
Залежність струму ротора від швидкості обертання

# Залежність струму намагнічування від швидкості обертання

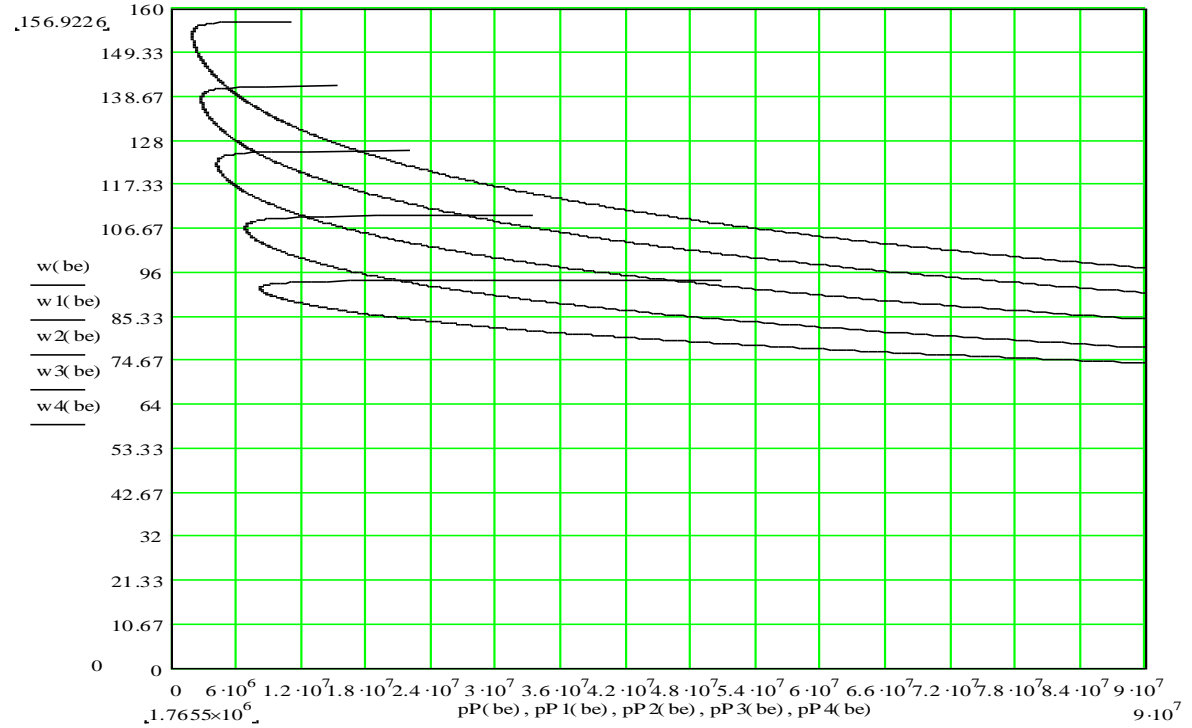


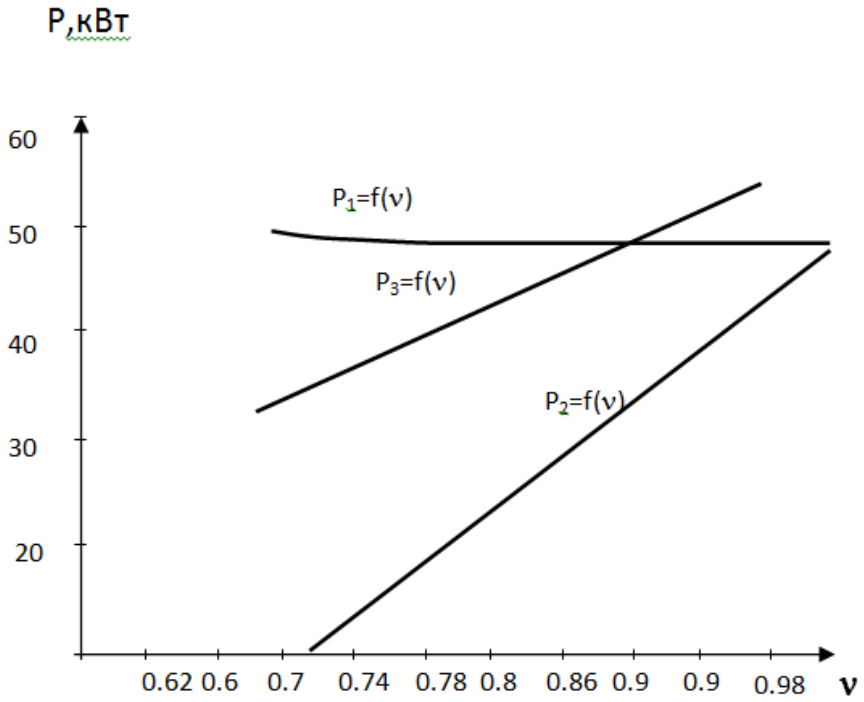
# Енергетична характеристика залежності cosφ від ковзання

Енергетична характеристика залежності ККД від швидкості обертання



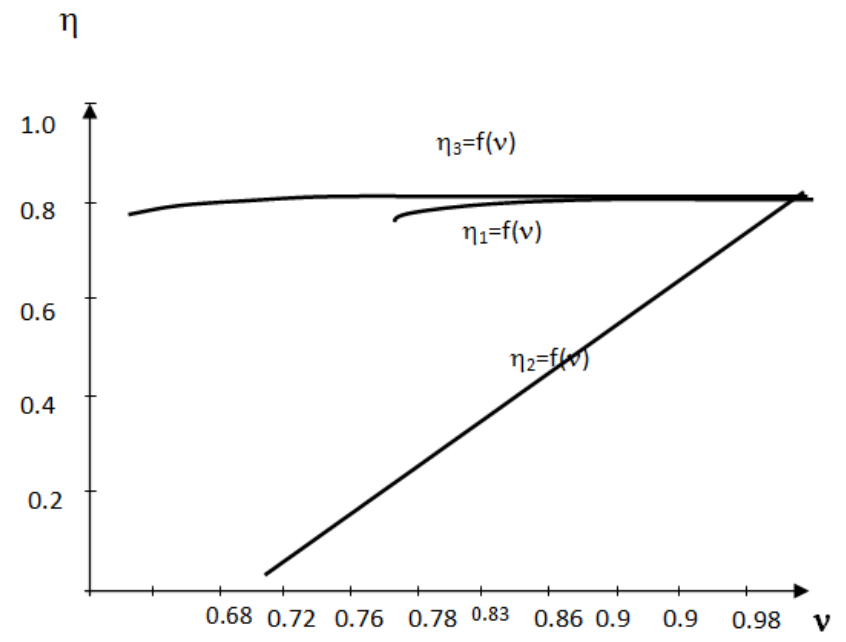
Втрати потужності двигуна

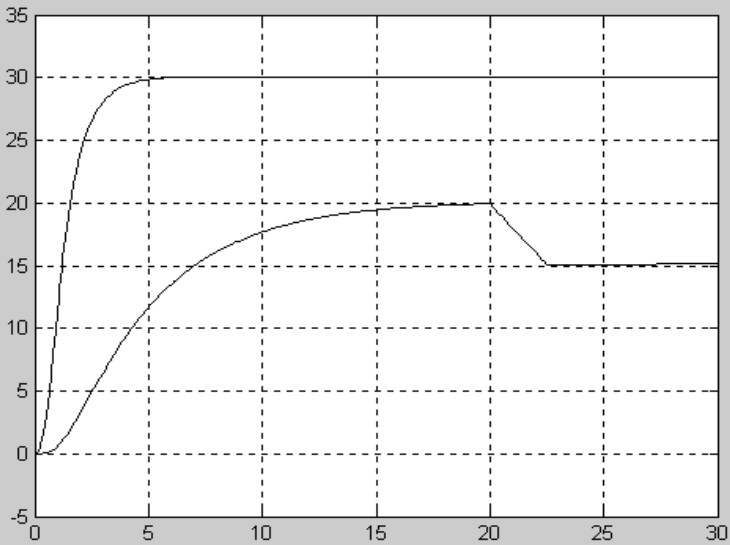




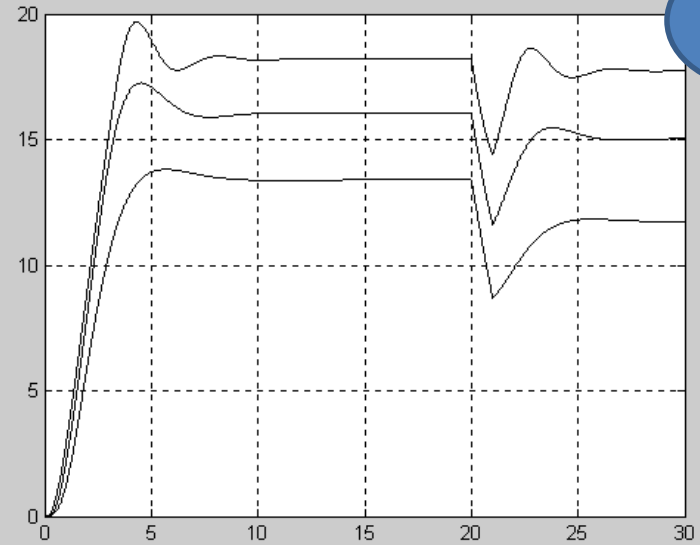
Залежностей ККД від швидкості обертання регульованого агрегату

Залежність споживаної потужності від швидкості обертання

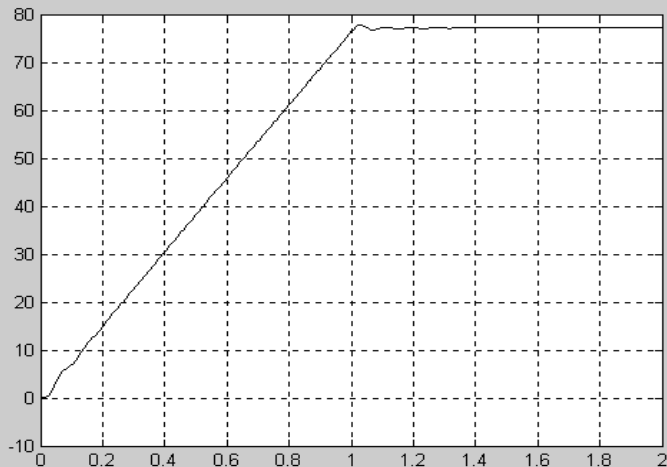




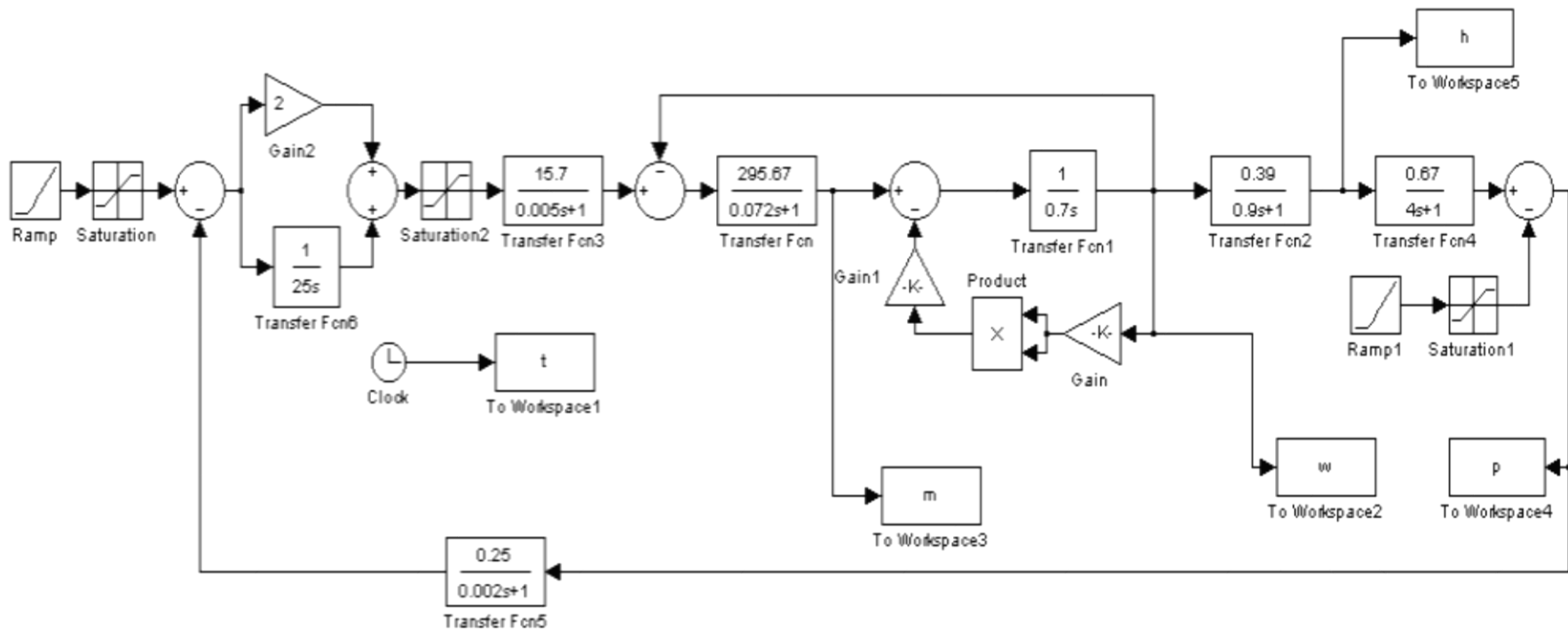
Перехідні характеристики  
насоса і мережі в  
розімкненій системі ПЧ-АД



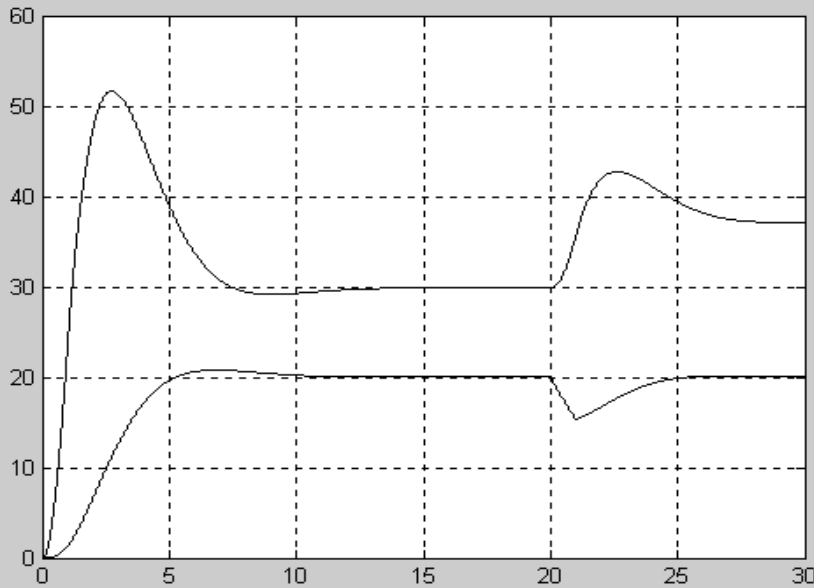
Характеристики мережі в  
одноконтурній замкненій системі  
автоматичного керування по  
технологічному параметру з  
пропорційним регулятором



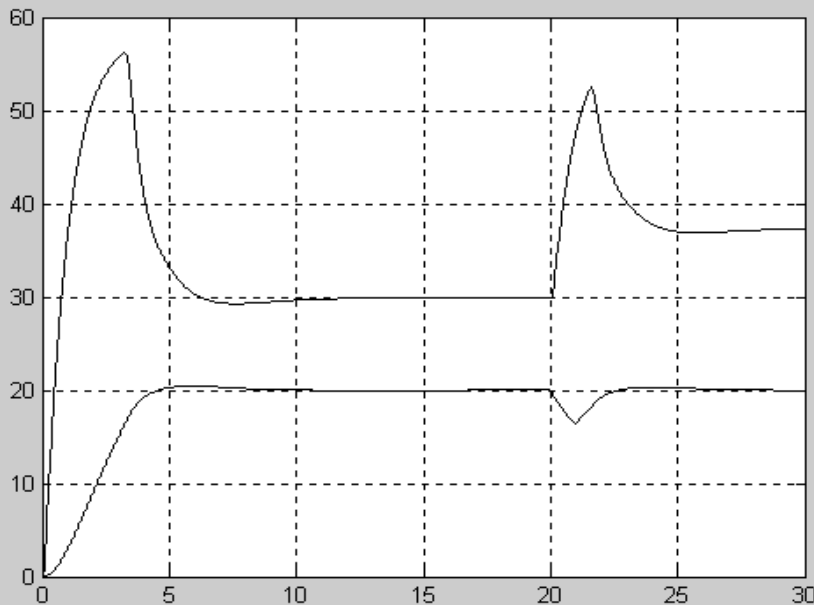
Перехідна характеристика  
швидкості в системі ПЧ-АД із  
здатчиком інтенсивності



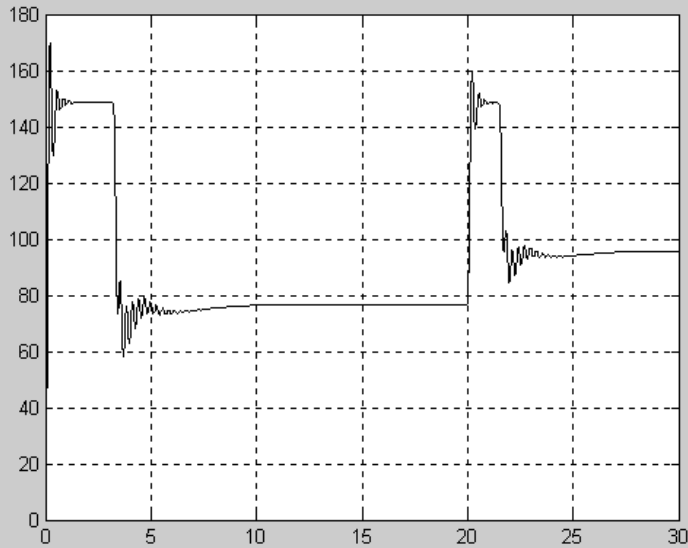
Система стабілізації  
ТИСКУ



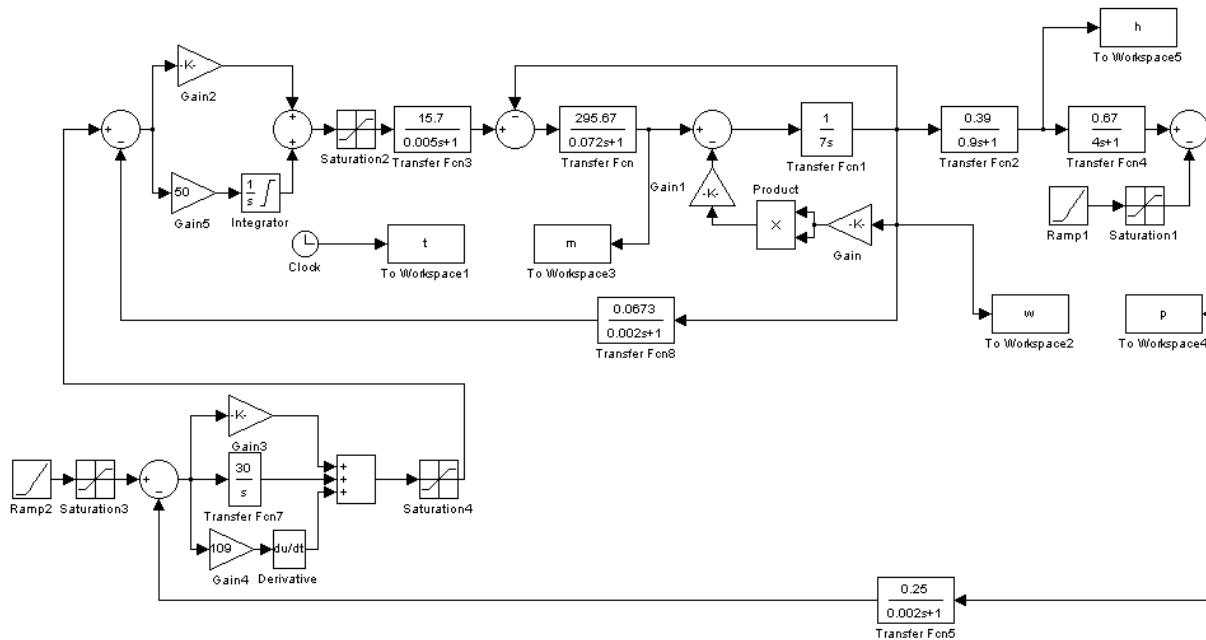
Характеристики насосу і мережі в одноконтурній замкненій системі автоматичного керування по технологічному параметру з пропорційно-інтегральним регулятором



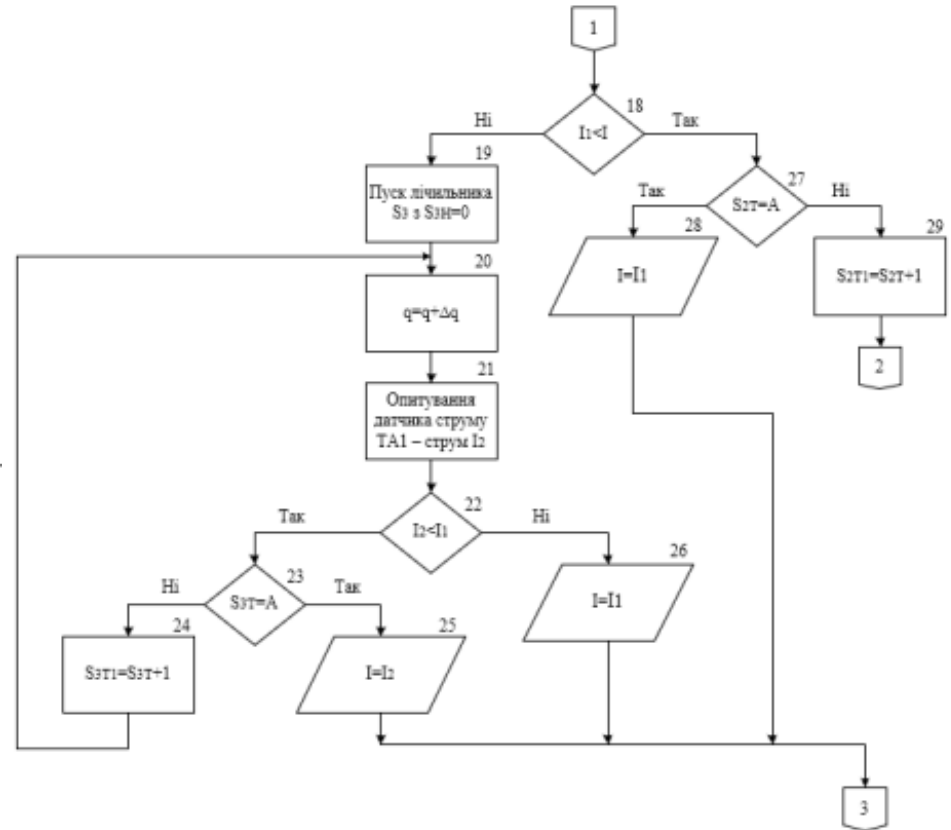
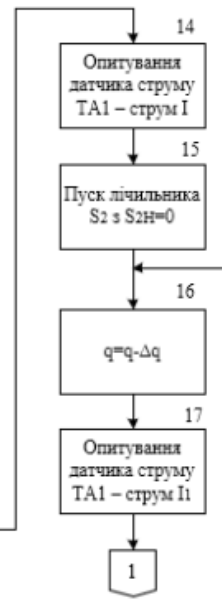
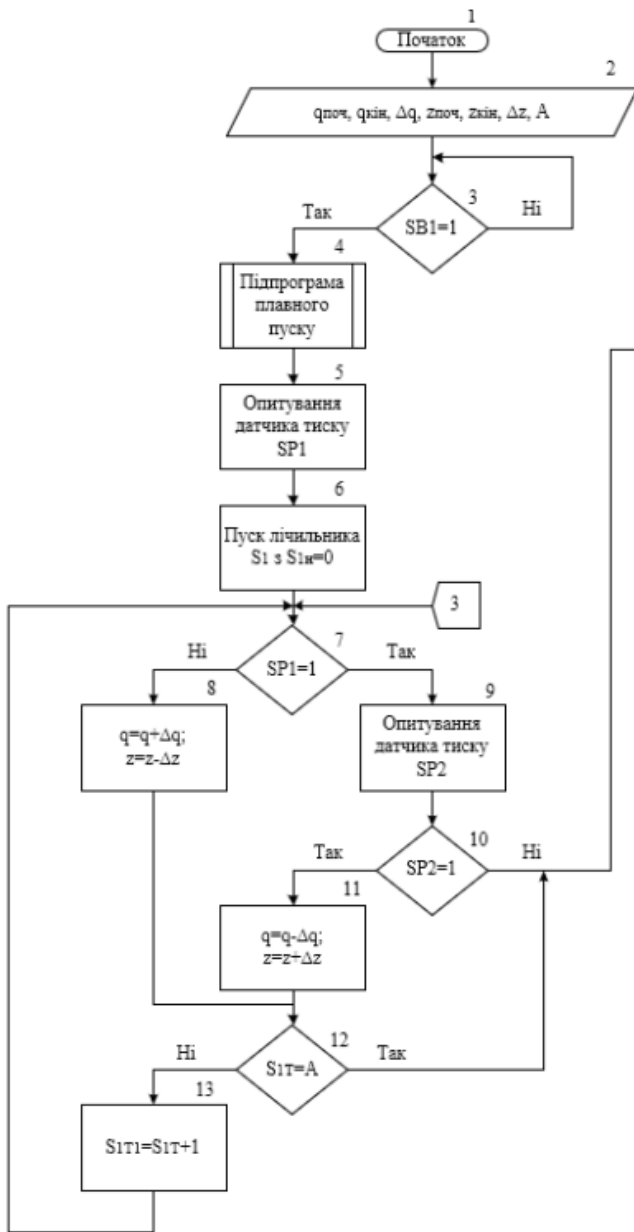
Характеристики насоса і мережі в двоконтурній замкнутій системі автоматичного керування по технологічному параметру



Перехідна характеристика швидкості  
двоконтурній замкнутій системи по  
технологічному параметру



Двоконтурна система  
стабілізації тиску



Адаптивний алгоритм керування частотним електроприводом



**ДЯКУЮ ЗА УВАГУ!**

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**  
**«ПОЛТАВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА ІМЕНІ ЮРІЯ КОНДРАТІЮКА»**

**ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ**  
за матеріалами X Всеукраїнської науково-практичної конференції  
**«ЕЛЕКТРОННІ ТА МЕХАТРОННІ СИСТЕМИ:**  
**ТЕОРІЯ, ІННОВАЦІЇ, ПРАКТИКА»**

20 грудня 2024 року



**Полтава 2024**

УДК 004.89 + 681.51

Збірник наукових праць за матеріалами X Всеукраїнської науково-практичної конференції «Електронні та мехатронні системи: теорія, інновації, практика», 20 грудня, 2024 р. / Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка».

Редколегія: О.В. Шефер (головний редактор) та ін. – Полтава: НУ «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», 2024. – 124 с.

У збірнику представлені результати наукових досліджень та розробок в області сучасних електромеханічних систем та автоматизації, електричних машин і апаратів, моделювання та методів оптимізації, енергозбереження в електромеханічних системах, управління складними технічними системами, проблем аварійності та діагностики в електромеханічних системах та електричних машинах, інформаційно-комунікаційних технологіях та засобах управління. Призначений для наукових й інженерно-технічних працівників, аспірантів і магістрів.

Матеріали відтворено з авторських оригіналів та рекомендовано до друку IX Всеукраїнської науково-практичної конференції «Електронні та мехатронні системи: теорія, інновації, практика». Редакція не обов'язково поділяє думку автора і не відповідає за фактичні помилки, яких він припустився.

Відповідальний за випуск - д.т.н., професор О.В. Шефер.

**Редакційна колегія:**

О.В. Шефер – головний редактор, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автоматики, електроніки та телекомунікацій Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»;

Н.В. Єрмілова – кандидат технічних наук, доцент кафедри автоматики, електроніки та телекомунікацій Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»;

С.Г. Кислиця – кандидат технічних наук, доцент кафедри автоматики, електроніки та телекомунікацій Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»;

Б.Р. Боряк – кандидат технічних наук, доцент кафедри автоматики, електроніки та телекомунікацій Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка».

© Національний університет  
«Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

## ЗМІСТ

<i>М.О. Бікченасєв, Б.Р. Боряк</i> АРХІТЕКТУРА ПРОГРАМНО-КЕРОВАНОГО РАДІО.....	8
<i>В.В. Руденко</i> ОГЛЯД СТАНДАРТУ БЕЗДРОТОВОГО ЗВ'ЯЗКУ LORAWAN .....	11
<i>К.К. Брижак, А.С. Войтенко, С.В. Польцер, С.Г. Кислиця</i> ГЕОТЕРМАЛЬНА ЕНЕРГЕТИКА ТА ГЕОТЕРМАЛЬНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ.....	14
<i>А.М. Капітон, О.С. Дзюбан, Р.М. Талибов</i> ПІДВИЩЕННЯ ІНФОРМАЦІЙНОЇ БЕЗПЕКИ ЗА ДОПОМОГОЮ ТЕХНОЛОГІЙ КОНТЕЙНЕРИЗАЦІЇ.....	16
<i>О.С. Фомін</i> ШИРОКОСМУГОВИЙ СИНТЕЗАТОР ЧАСТОТИ.....	18
<i>Д.В. Кислиця, Г.М. Кожушко, С.Г. Кислиця</i> ДОСЛІДЖЕННЯ ДИСКОМФОРТНОЇ БЛИСКОСТІ СИСТЕМ ОСВІТЛЕННЯ ЗІ СВІТЛОДІОДНИМИ СВІТИЛЬНИКАМИ.....	19
<i>О.С. Фомін</i> ШИРОКОСМУГОВИЙ АДАПТИВНИЙ ДЖАММЕР ДЛЯ КОМЕРЦІЙНИХ ДРОНІВ.....	21
<i>О.А. Іванов, Н.В. Єрмілова</i> КОНТРОЛЬ СТРУМІВ КОРОТКОГО ЗАМИКАННЯ В СОНЯЧНІЙ ПАНЕЛІ.....	22
<i>О.В. Шефер, О.Г. Дрючко, С.С. Удовик</i> З'ЯСУВАННЯ МОЖЛИВОСТЕЙ Й ОБЛАСТЕЙ ЗАСТОСУВАННЯ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ВІДДАЛЕНОГО УПРАВЛІННЯ ВИРОБНИЧИМИ ОБ'ЄКТАМИ.....	24
<i>Л.І. Леві, Б.В. Качуровський</i> СУЧАСНИЙ ПІДХІД ДО КЕРУВАННЯ СУПУТНЬО-ПЛАСТОВИМИ ВОДАМИ.....	28
<i>В.О. Малород, Р.В. Захарченко, А.І. Криворот, П.Б. Митрофанов</i> СУЧАСНИЙ ПІДХІД ДО НАПРЯМКІВ МОДЕРНІЗАЦІЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ АЗОТНОЮ СТАНЦІЄЮ.....	30
<i>В.О. Тітов, Н.В. Єрмілова</i> МОДЕРНІЗАЦІЯ ТРАНСФОРМАТОРНОЇ ПІДСТАНЦІЇ 110/10 кВ З ЖИВЛЯЧОЮ ПОВІТРЯНОЮ ЛІНІЄЮ ЕЛЕКТРОПЕРЕДАЧІ.....	33

<b>В.О. Пантелєєв</b> ІНТЕГРОВАНІЙ ПІДХІД ДО АНАЛІЗУ СОЦІАЛЬНИХ МЕРЕЖ ТА МАШИННОГО НАВЧАННЯ ДЛЯ ВИЯВЛЕННЯ ВНУТРІШНІХ ІНЦИДЕНТІВ.....	35
<b>С.В. Індик, В.В. Панич</b> ПРОЄКТУВАННЯ РОЗПОДІЛЕНОЇ КОРПОРАТИВНОЇ МЕРЕЖІ.....	37
<b>М.В. Обілець, Р.В. Захарченко</b> ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДВОСТОРОННІХ СОНЯЧНИХ ПАНЕЛЕЙ НА ПРАКТИЧНОМУ ДОСЛІДІ.....	39
<b>А.В. Марчук</b> СЕРВІСИ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ОБРОБКИ ДАНИХ ДЛЯ ІНТЕГРАЦІЇ З ОБ'ЄКТНИМИ ХМАРНИМИ СХОВИЩАМИ.....	41
<b>О.С. Марченко, В.М. Галай</b> РОЗРОБЛЕННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ЕЛЕВАТОРОМ.....	43
<b>О.В. Шефер, В.І. Романенко</b> ПОБУДОВА СЕНСОРНОЇ ТЕЛЕКОМУНІКАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ ДЛЯ КОНТРОЛЮ ВИТОКУ ГАЗУ З ГАЗОПРОВОДУ.....	45
<b>І.М. Дюдюк, О.С. Фомін</b> УДОСКОНАЛЕННЯ РОБОТИ СЕНСОРНОЇ МЕРЕЖІ ЗА ДОПОМОГОЮ КАНАЛІВ ЗВ'ЯЗКУ З ПІДВИЩЕНОЮ ЗАВАДОСТІЙКІСТЮ.....	47
<b>О.В. Шефер, С.В. Мигаль</b> ПЕРСПЕКТИВИ ВПРОВАДЖЕННЯ 5G ТА 6G В КОНТЕКСТІ СПОЖИВЧИХ ТЕХНОЛОГІЙ.....	49
<b>О.Г. Дрючко, О.В. Сухорєбрий, О.О. Куденко</b> ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ МОДЕЛІ ОРГАНІЗАЦІЇ РОБОТИ ТРАКТУ OTN DWDM.....	51
<b>С.Г. Кислиця, С.І. Демус</b> РОЗВИТОК МЕРЕЖ ЗВ'ЯЗКУ МАЙБУТНЬОГО ПОКОЛІННЯ.....	54
<b>О.В. Шефер, І.П. Плюйко, Я.О. Зоць</b> ПРИНЦИПИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЗАХИСТУ ІНФОКОМУНІКАЦІЙНИХ СИСТЕМ ВІД ЗОВНІШНІХ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ ВПЛИВІВ.....	56
<b>С.Г. Кислиця, Н.М. Слепченко</b> ЗАСОБИ АНАЛІЗУ ТА ОПТИМІЗАЦІЇ ЛОКАЛЬНИХ МЕРЕЖ.....	58
<b>С.С. Удовик</b> ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ Li-Fi ДЛЯ ПОБУДОВИ БЕЗПРОВОДОВОЇ МЕРЕЖІ ПІДПРИЄМСТВА.....	60

<i>I. Silin, V. Lysechko</i>	
MODELS FOR DESCRIBING THE CONDITIONS OF RADIO WAVE PROPAGATION INSIDE BUILDINGS.....	62
<i>С.В. Індик, В.О. Михайленко</i>	
ПЕРСПЕКТИВИ ВПРОВАДЖЕННЯ ВІРТУАЛЬНИХ ТЕЛЕКОМУНІКАЦІЙНИХ МЕРЕЖ НА ОСНОВІ ТЕХНОЛОГІЇ ІР ТЕЛЕФОНІЇ.....	63
<i>М.М. Губіцький</i>	
МОДЕРНІЗАЦІЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДА МЕХАНІЗМУ ПЕРЕВАНТАЖЕННЯ ЦЕГЛИ ШЛЯХОМ ВПРОВАДЖЕННЯ ПРОМИСЛОВОГО РОБОТА.....	64
<i>С.Г. Кислиця, А.І. Остапенко</i>	
ДОСЛІДЖЕННЯ АЛГОРИТМІВ УПРАВЛІННЯ СИНХРОННИМ ДВИГУНОМ З ПОСТІЙНИМИ МАГНІТАМИ.....	66
<i>О.Г. Дрючко, Б.С. Гребенюк, Д.А. Погрібняченко, Д.О. Фещенко, Р.А. Белей</i>	
ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ФІЗИЧНИХ СЕРЕДОВИЩ ДЛЯ ПЕРЕДАЧІ ОПТИЧНИХ СИГНАЛІВ.....	68
<i>В.М. Галай, Д.П. Плешкань</i>	
РОЗРОБЛЕННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ АЛГОРИТМУ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОГО СОРТУВАННЯ ПОСИЛОК.....	72
<i>А.В. Марчук</i>	
ВИКОРИСТАННЯ СИМУЛЯТОРА AWS СЕРВІСІВ LOCALSTACK ДЛЯ НАВЧАННЯ РОБОТІ З ХМАРНИМИ СЕРВІСАМИ ТА ІНФРАСТРУКТУРОЮ.....	74
<i>А.М. Капітон, Р.М. Талибов, О.С. Дзюбан</i>	
ОПТИМІЗАЦІЯ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕЛЕКОМУНІКАЦІЙНИХ МЕРЕЖ..	76
<i>Є.О. Мельник</i>	
ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ФРЕЗЕРУВАННЯ ДЛЯ ВЕРСТАТІВ З ПРОГРАМНИМ КЕРУВАННЯМ....	78
<i>С.Г. Кислиця, Є.В. Вітченко</i>	
ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ГІДРОАГРЕГАТУ МІНІ-ГЕС.....	79
<i>О.В. Шефер, А.В. Пащенко</i>	
ШЛЯХИ ЗНИЖЕННЯ ЕНЕРГОВИТРАТ У ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСАХ РОБОТИ ЕЛЕКТРОПРИВОДА.....	81

<i>О.Г. Дрючко, Н.В. Бунякіна, І.А. Штанько, М.Ю. Першін, М.В. Качан</i> З'ЯСУВАННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ ФУНКЦІОНУВАННЯ ІНФОРМАЦІЙНО-КЕРУЮЧОЇ СИСТЕМИ УСТАНОВКИ КОМПЛЕКСНОЇ ПІДГОТОВКИ ГАЗУ.....	83
<i>E. V. Kyslytsia, O. B. Petryaeva</i> MANAGEMENT SKILLS OF A HEALTHCARE FACILITY MANAGER IN THE CONTEXT OF TREATING PATIENTS WITH COMBAT INJURIES.....	85
<i>С.Г. Кислиця, А.С. Боровик</i> НАДІЙНІСТЬ ДУБЛЬОВАНОЇ МЕРЕЖІ СИСТЕМ КОМП'ЮТЕРНОГО УПРАВЛІННЯ.....	87.
<i>А.М. Федоренко</i> МОДЕЛЬ НАЗЕМНОЇ РОБОТОТЕХНІЧНОЇ ПЛАТФОРМИ ДЛЯ УСУНЕННЯ НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЙ У ГАЛУЗІ ЕЛЕКТРОЕНЕРГЕТИКИ.....	89
<i>С.С. Голубцов</i> ОРГАНІЗАЦІЙНА СТРУКТУРА СИСТЕМИ КІБЕРБЕЗПЕКИ В ІТС ПОЛЬОВИХ ВУЗЛІВ ЗВ'ЯЗКУ ПУ РІЗНИХ ЛАНОК УПРАВЛІННЯ ЗБРОЙНИХ СИЛ УКРАЇНИ.....	90
<i>С.В. Волоський, М.А. Штомпель</i> АНАЛІЗ ЗАСТОСУВАННЯ ПАСИВНИХ ОПТИЧНИХ МЕРЕЖ В УМОВАХ ТРИВАЛИХ ВІДКЛЮЧЕНЬ ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЇ.....	92
<i>П.В. Соловійов, Л.О. Токар</i> ДОСЛІДЖЕННЯ АЛГОРИТМУ АДАПТИВНОЇ БАЗОВОЇ КЛАСТЕРІЗАЦІЇ У МЕРЕЖІ ЗА ТЕХНОЛОГІЄЮ VANET.....	94
<i>О. Sokolov</i> INTELLIGENT ROUTING IN AD HOC NETWORKS USING NEURAL NETWORKS.....	97
<i>Л.І. Леві, М.О. Шеремет</i> ЗАСТОСУВАННЯ ЧАСТОТНИХ ПЕРЕТВОРЮВАЧІВ ДЛЯ КЕРУВАННЯ ПРИВОДОМ КОМПРЕСОРИВ.....	100
<i>С.Г. Кислиця, А.О. Ткаченко</i> РОЗРОБЛЕННЯ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДУ СКРУЧУВАННЯ.....	102
<i>О.В. Шефер, О.С. Ястреба, О.С. Педченко</i> АНАЛІЗ ЧИННИКІВ РОЗПОВСЮДЖЕННЯ ЗОВНІШНІХ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ ВИПРОМІНЮВАНЬ У ВНУТРІШНЬОМУ ПРОСТОРІ БПЛА.....	104

<i>О.І. Євдоченко</i>	
ОСОБЛИВОСТІ БАГАТОПОЗИЦІЙНИХ КОДІВ РІДА – СОЛОМОНА.....	106
<i>Є.М. Заніздра</i>	
АНАЛІЗ ДОЦІЛЬНОСТІ ТА РОЗРОБЛЕННЯ СИСТЕМИ АВТОМАТИКИ ДЛЯ ТЕПЛОВОГО ВУЗЛА КОРПУСУ.....	107
<i>С.Г. Кислиця, І.О. Вишневський</i>	
РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ І ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ В ВЕНТИЛЬНОМУ ІНДУКТОРНОМУ ДВИГУНІ.....	109
<i>І.О. Єндіяров, Н.В. Єрмілова</i>	
РОЗРОБЛЕННЯ ПРОЄКТУ СОНЯЧНОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗПЕРЕБІЙНОГО ЕЛЕКТРОПОСТАЧАННЯ КОМУНАЛЬНОГО НАВАНТАЖЕННЯ БАГАТОПОВЕРХОВОГО БУДИНКУ.....	112
<i>С.Г. Кислиця, Р.М. Ковган</i>	
ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДУ БАГАТОМОТОРНОГО ВЗАЄМОПОВ'ЯЗАНОВОГО ШАРОВОГО КОНВЕЄРУ.....	114
<i>О.А. Мешко, Н.В. Єрмілова</i>	
РОЗРОБЛЕННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМ ЗАЗЕМЛЕННЯ ДЛЯ ПОВІТРЯНИХ ЛІНІЙ ЕЛЕКТРОПЕРЕДАЧ.....	116
<i>В.В. Пушкарь</i>	
СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ВЕРСТАТІВ ТА ЇХ ВИКОРИСТАННЯ ПРИ ОБМЕЖЕННЯХ ЕЛЕКТРОПОСТАЧАННЯ.....	118
<i>О.М. Федоренко</i>	
РОЗРОБКА МАНІПУЛЯТОРА ДЛЯ НАЗЕМНОЇ РОБОТОТЕХНІЧНОЇ ПЛАТФОРМИ.....	119
<i>А.О. Говтяниця, Б.Р. Боряк</i>	
АРХІТЕКТУРА ПРОГРАМНО-КЕРОВАНОВОГО РАДІО.....	120

УДК 621.34

О.В. Шефер, д.т.н., професор,

А.В. Пащенко, магістрант

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія  
Кондратюка»

## ШЛЯХИ ЗНИЖЕННЯ ЕНЕРГОВИТРАТ У ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСАХ РОБОТИ ЕЛЕКТРОПРИВОДА

Визначення шляхів зниження втрат електроенергії в перехідних процесах має важливе значення, особливо для електроприводів, для яких перехідні процеси складають істотну частину загального циклу їх роботи [1].

При значній частоті включення асинхронного електродвигуна великого значення набувають втрати в перехідних режимах, що викликають їх інтенсивний нагрів і обмежуючи з цієї причини кількість включень, реверсів і гальмувань [2].

Припустимо, що робочий цикл складається з періодів пуску, роботи із сталою швидкістю при постійному навантаженні, гальмування і паузи, коли асинхронний двигун відключений від мережі. Такому циклу роботи відповідає спрощений графік зміни швидкості в часі.

Втрати енергії, що виділяються в асинхронному двигуні за цикл, складаються з втрат енергії за час пуску, гальмування і роботи із сталою швидкістю. Втрати енергії виділені в навколишнє середовище із сталою швидкістю за час пуску і гальмування [3]. При цьому прийнято, що за час пуску і гальмування коефіцієнт погіршення тепловіддачі рівний середньому значенню між початковим і кінцевим значеннями.

Втрати потужності визначимо з формули: 
$$\Delta P = \frac{P_{ном} \cdot (1 - \eta)}{\eta}$$

Підставивши значення ККД вибраного з каталогу електродвигуна, отримаємо криві втрат потужності, рис. 1.

Аналіз отриманих залежностей  $\eta = f(\omega)$ ,  $\Delta P = f(\omega)$  при частотному регулюванні показує, що при пониженні перевантажувальної здатності асинхронного двигуна, робоча точка зміщується вниз по характеристиках асинхронного двигуна з пониженням частоти мережі. При цьому  $\cos\phi$  - коефіцієнт потужності досягає свого максимального значення і із зміною частоти мережі практично не змінюється.

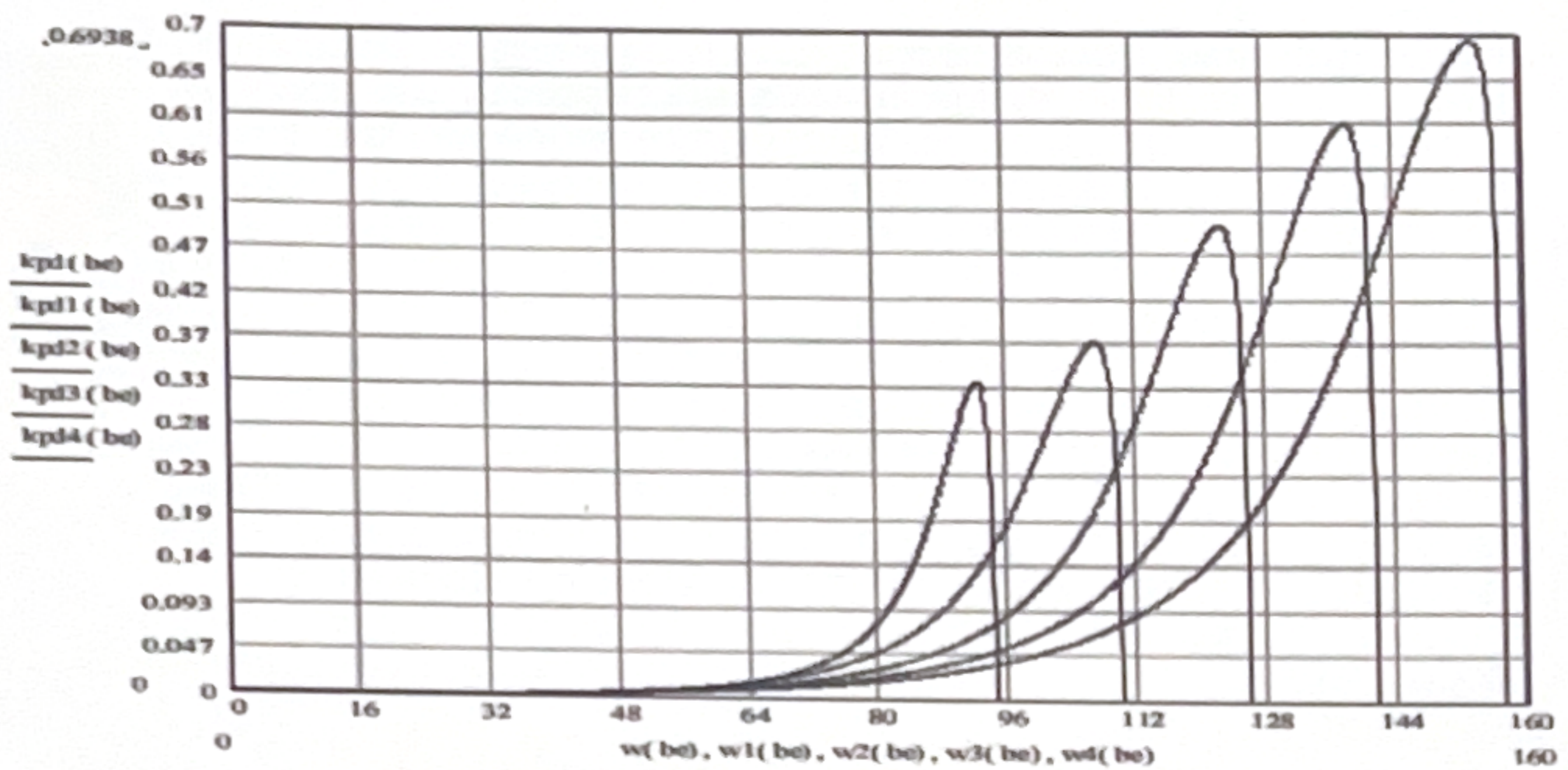


Рис. 1. Енергетична характеристика залежності ККД від швидкості обертання

#### ЛІТЕРАТУРА:

1. Закладний О.М., Праховник А.В., Соловей О.І. Енергозбереження засобами промислового електропривода.-К.: Кондор, 2005.-408с.83
2. Ловейкін В. С. Мехатроніка: навч. посібник / В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич, Ю. В. Човнюк. – Київ : ЦП «Компринт», 2012. – 358 с.
3. Попович М. Г. Електромеханічні системи автоматичного керування та електропривод / М. Г. Попович, О. Ю. Лозинський, В. Б. Клепиков. – Київ : Либідь, 2005. – 678 с.

#### WAYS TO REDUCE ENERGY LOSSES IN TRANSIENT PROCESSES OF ELECTRIC DRIVE OPERATION

*O. Shefer, Doctor of Science, Professor,*

*A. Pashchenko, Master's Student*

*National University "Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic"*