

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Сумський державний університет
Факультет електроніки та інформаційних технологій
Кафедра комп'ютеризованих систем управління

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри КСУ
_____Петро ЛЕОНТЬЄВ
_____2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня магістр

зі спеціальності 151 – Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології
освітньо-професійної програми
«Комп'ютеризовані системи управління та робототехніка»
на тему: «Автоматизована система керування магістральним насосним агрегатом»

Здобувача групи СУ.м-21

Давиденка Б. О.

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

Богдан Давиденко

Керівник: завідувач кафедри КСУ, к.т.н.

Петро Леонт'єв

Консультант:

Суми – 2023

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Кафедра комп'ютеризованих систем управління

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Зав. кафедри

_____ Леонтєв П. В.

_____ 2023 р.

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу магістра здобувачу вищої освіти
Давиденку Богдану Олександровичу

1. Тема кваліфікаційної роботи: Автоматизована система керування магістральним насосним агрегатом. Затверджена наказом ректора СумДУ. №1097-VI від "09" жовтня 2023 р.

2. Термін здачі студентом закінченої роботи: 15 грудня 2023 р.

3. Вихідні дані до кваліфікаційної роботи: звіт з переддипломної практики, наукові публікації, статті, технічна документація, список літературних джерел з матеріалами опису і автоматизації технологічного процесу тощо.

4. Зміст пояснювальної записки: аналіз предметної області, технологічна характеристика насосного агрегата, вимоги до автоматизованої системи керування насосним агрегатом, алгоритм роботи автоматичної системи управління насосного агрегата, автоматизована система насосного агрегата, вибір засобів автоматизації, описання ефекту кавітації, його негативні наслідки, умови безкавітаційної роботи насосного агрегата, методи боротьби з виникаючим ефектом кавітації, залежність характеристик насосного агрегата від частотного регулювання, моделювання системи в середовищі Matlab, підбір та налаштування регуляторів, аналіз отриманих даних.

5. Перелік графічних матеріалів: 45 рисунків, 3 таблиці, 1 додаток.

6. Календарний план проектування.

Номер етапу	Зміст етапу проектування	Термін виконання
1	Аналіз завдання кафедри. Складання технічного завдання. Підбір та аналіз літератури і першоджерел.	14.09.2023 – 14.10.2023
2	Аналіз предметної області. Область застосування.	14.10.2023 – 15.11.2023
3	Аналіз алгоритму роботи автоматичної системи управління насосного агрегата.	15.11.2023 – 01.11.2023
4	Розробка автоматизованої системи управління насосного агрегата.	01.11.2023 – 17.11.2023
5	Вибір засобів автоматизації.	17.11.2023 – 01.12.2023
6	Моделювання системи та аналіз отриманих даних	01.12.2023 – 12.12.2023
7	Оформлення дипломного проекту та супровідної документації	12.12.2023 – 20.12.2023

7. Дата видачі завдання “14” вересня 2023р.

Керівник проекту:

Завідувач кафедри КСУ, к.т.н.

Леонтьєв П. В.

До виконання прийняв:

студент групи СУ.м – 21

Давиденко Б. О.

АНОТАЦІЯ

Представлено проект Давиденка Богдана Олександровича на тему: «Автоматизована система магістрального насосного агрегата».

Кваліфікаційна робота магістра зі спеціальності 151 – Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології (дипломний проект). Сумський Державний Університет, Суми, 2023 р.

Даний дипломний проект освітнього рівня магістр спрямований на розробку автоматизованої системи управління магістральним насосним агрегатом. Запропоновано проектне рішення щодо автоматизованого керування технологічними параметрами насосного агрегата, засобами охолодження деталей насосного агрегату. Описані головні проблеми при автоматизації насосних агрегатів і запропоновані методи їх попередження. Представлений опис алгоритмів роботи системи автоматизації насосного агрегату і системи охолодження. Розроблена конструкторська документація для технічної реалізації системи автоматизації. Розроблено математичну модель системи, проведено моделювання системи в середовищі Matlab (simulink), проведено налаштування ПІД регулятора для задоволення поставлених завдань. Розроблено SCADA систему.

Дипломний проект містить 74 сторінку пояснювальної записки, 45 рисунків, 3 таблиці, 1 додаток.

Ключові слова: автоматизація, система управління, насосний агрегат, відцентровий насос.

ANNOTATION

The project of Davydenko Bohdan Oleksandrovysh on the topic: "Automated system of the main pump unit" was presented.

Master's thesis on specialty 151 - Automation and computer-integrated technologies (diploma project). Sumy State University, Sumy, 2023

This diploma project of the master's level of education is aimed at the development of an automated control system for the main pumping unit. A design solution for the automated control of technological parameters of the pumping unit, means of cooling parts of the pumping unit is offered. The main problems in the automation of pumping units are described and methods of their prevention are proposed. The description of the algorithms of the automation system of the pumping unit and the cooling system is presented. The design documentation for the technical implementation of the automation system was developed. A mathematical model of the system was developed, the system was simulated in the Matlab (simulink) environment, and the PID controller was adjusted to meet the assigned tasks. A SCADA system has been developed.

The diploma project contains 74 pages of explanatory note, 45 figures, 3 tables, 1 appendix.

Keywords: automation, control system, pump unit, centrifugal pump.

ЗМІСТ

ЗМІСТ	5
СПИСОК СКОРОЧЕНЬ ТА УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	7
ВСТУП.....	8
РОЗДІЛ 1 ОБЛАСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ, ПРИЗНАЧЕННЯ ТА ХАРАКТЕРИСТИКА МАГІСТРАЛЬНОГО НАСОСНОГО АГРЕГАТА.....	10
1.1 Насосний агрегат як об'єкт технології.....	10
1.2 Опис, конструкція та принцип роботи відцентрового насоса	11
1.3 Призначення та характеристики магістральних насосних агрегатів	13
1.4 Кавітація	15
1.5 Умови та правила експлуатації магістрального насосного агрегата	16
1.6 Висновки	18
РОЗДІЛ 2 АВТОМАТИЗОВАНА СИСТЕМА УПРАВЛІННЯ МАГІСТРАЛЬНИМ НАСОСНИМ АГРЕГАТОМ.....	19
2.1 Головні завдання які повинна забезпечувати автоматизована система управління магістрального насосного агрегата	19
2.2 Висновки	21
РОЗДІЛ 3 АЛГОРИТМ РОБОТИ ТА КОНТУРИ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ НАСОСНИМ АГРЕГАТОМ.....	22
3.1 Контроль параметрів насосного агрегата	22
3.2 Функціональна схема автоматизації	24
3.3 Алгоритм управління насосним агрегатом.....	26
3.4 Алгоритм управління системою охолодження	30
3.5 Висновки	32
РОЗДІЛ 4 ТЕХНІЧНІ ЗАСОБИ АВТОМАТИЗАЦІЇ	33
4.1 Давачі та виконавчі механізми насосного агрегату.....	33

4.2 Давачі та виконавчі механізми системи охолодження.....	38
4.3 Вибір ПЛК.....	39
4.4 Висновки	43
РОЗДІЛ 5 МОДЕЛЮВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ...	44
5.1 Кавітація в насосному агрегаті	44
5.2 Умови безкавітаційної роботи	47
5.3 Методи запобігання/усунення ефекту кавітації.....	51
5.4 Оцінка ефективності	58
5.5 Математична модель.....	61
5.6 Моделювання системи, дослідження її динамічних характеристик.....	65
5.6 Висновки	71
РОЗДІЛ 6 ВПРОВАДЖЕННЯ ПУЛЬТА КЕРУВАННЯ (SCADA).....	73
6.1 Розробка (SCADA) системи	73
6.2 Висновки	76
ВИСНОВКИ.....	77
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	79

СПИСОК СКОРОЧЕНЬ ТА УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

- АЦП – аналогово-цифровий перетворювач;
- ЦАП – цифро-аналоговий перетворювач;
- АСУ – автоматизована система управління;
- САУ – система автоматичного управління;
- АСУТП – автоматизована система управління технологічним процесом;
- СУ – система управління;
- ОУ – об'єкт управління;
- ПК – пристрій керування;
- ПК – промисловий комп'ютер;
- ПЛК – програмований логічний контролер;
- ПО – панель оператора;
- ПЗО – пристрої зв'язку з об'єктом;
- ТЗА – технічні засоби автоматизації ;
- Д – диференційні пристрої (давачі);
- ВП – виконавчий пристрій;
- ВМ – виконавчий механізм;
- АВР – автоматичне включення резерву;
- КВП – контрольно-вимірювальні прилади;
- МПСА – мікропроцесорна система автоматизації;
- НПС – нафтоперекачувальна (нафтопродуктоперекачувальна) станція;
- ПУЕ – правила улаштування електроустановок;
- КЕ – керівництво по експлуатації;
- ЛМІ – людино-машинний інтерфейс.

ВСТУП

Насосні агрегати є одними із найрозповсюдженіших електричних машин, їхню важливість неможливо переоцінити, а область сфер у яких вони використовуються дуже широка, починаючи від звичайного постачання води в ваші будинки, перекачкою рідин на великі відстані, а закінчуючи використанням на атомних електростанціях.

В ході дипломного проекту буде поставлена задача з створення автоматизованої системи керування магістральним насосним агрегатом. Ці насосні агрегати, в переважній більшості призначаються для перекачування нафти, а також нафтопродуктів (дизельного палива, автомобільного бензину, палива для реактивних двигунів і т. д.) по магістральним нафтопроводам та нафтопродуктопроводам, але можуть використовуватися і для перекачування інших рідин, зазвичай це вода, але інколи бувають і специфічні речовини, наприклад якісь хімічні розтвори.

Навіть при стрімкому розвитку альтернативних джерел енергії, їхній рівень розвитку та доступність, на сьогоднішній день, ще не дозволяють їх масового використання. Через це в переважній більшості галузей досі залишаються лідерами традиційні джерела енергії, зокрема саме нафта, при переробці якої можуть утворюватися не лише бензин і дизельне паливо, а яка використовується також і для отримання великої кількості інших продуктів, таких як бензин, дизельне паливо, керосин, масла, бітум, мазут, поліетилен та багато інших. Окрім цього, існують галузі, де перехід на альтернативну енергію є малоімовірним. На даний момен з упевненістю можна стверджувати, що матеріали, пов'язані з переробкою нафти, мають велике значення і знаходять застосування у всіх галузях, і наша цивілізація поки що не може обійтися без цього важливого природного ресурсу.

Традиційні процеси автоматизації нафтової промисловості поділяються на 3 основні напрямки: автоматизація видобутку нафти, автоматизація переробки і автоматизація транспортування нафти та нафтопродуктів. Усі ці напрямки є взаємопов'язані і не можуть існувати окремо від інших.

Тому роботи по транспортуванню такого цінного ресурсу будуть актуальним зараз і будуть актуальними ще не одне десятиліття.

Окрім того автоматизована система керування насосним агрегатом з мінімальними змінами може бути використана і для застосування в інших галузях.

РОЗДІЛ 1 ОБЛАСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ, ПРИЗНАЧЕННЯ ТА ХАРАКТЕРИСТИКА МАГІСТРАЛЬНОГО НАСОСНОГО АГРЕГАТА

1.1 Насосний агрегат як об'єкт технології

Насосний агрегат представляє з себе пристрій, що складається з насоса і в переважній більшості електродвигуна об'єднаних разом. Головною задачею таких агрегатів є перекачування великих обсягів рідких речовин через магістральні трубопроводи на значні відстані і під високим тиском, перекачування їх в необхідні резервуари, а також підкачка рідин з свердловин за рахунок створення підвищеного тиску до необхідної величини, яка в свою чергу зможе компенсувати втрати тиску в трубопроводі до наступної насосної установки. На базі насосних агрегатів створюють насосні установки і станції.

Основні компоненти магістрального насосного агрегату включають:

Насоси: Магістральні насоси зазвичай мають великі потужності і здатні створювати високий тиск, необхідний для переміщення рідини на довгі відстані.

Двигуни: Для приводу насосів в переважній більшості використовуються потужні електродвигуни, але в окремих випадках можуть зустрічатися і інші типи двигунів, які можуть забезпечити необхідну потужність для роботи системи.

Керуюча система: Магістральний насосний агрегат об'єднується з керуючою системою, яка регулює роботу насосів, забезпечуючи необхідний тиск і об'єм потоку рідини, а також контролює параметри насосного агрегату і системи в цілому.

Трубопровідна система: Для переміщення рідини використовується спеціальна трубопровідна система, яка може витримувати великі тиск і об'єми рідини.

Фільтраційні та захисні пристрої: Для забезпечення надійності роботи та захисту обладнання встановлюють фільтри, клапани, вимикачі та інші захисні пристрої.

Класифікація насосних агрегатів відбувається за деякими критеріями, а саме:

Насосні агрегати розрізняються за своїм призначенням:

Магістральні насоси призначені для перекачування рідин через магістральні трубопроводи на великі відстані.

Підпорні насоси призначені для підкачування рідин до магістральних насосів і створення необхідно тиску на вході в магістральний насос. Зазвичай розміщуються поряд з магістральними.

Насоси розрізняють між собою за конструкцією та принципом дії: відцентрові, гвинтові, поршневі, вихрові та багато інших, але далі мова піде саме за відцентровий насос.

Окрім цього їх також можна класифікувати в залежності від типу двигуна встановленому на них: електронасос, гідронасос, пневмонасос, дизельний насос та інші (далі мова піде про електронасос).

1.2 Опис, конструкція та принцип роботи відцентрового насоса

Відцентровий насос (centrifugal pump) використовується для перекачування води, нафти, нафтопродуктів та інших рідин. Головними елементами відцентрового насоса являються посаджене на вал робоче колесо з лопатями, а також корпус, який зазвичай має спіральну форму і який дозволяє через вхідний патрубок підвести рідину до робочого колеса, а також відвести її в напірний патрубок, а через нього в трубопровід. Робоче колесо закріплено на валу, який в свою чергу встановлюється на підшипниках. Обертання на вал робочого колеса передається від електродвигуна за допомогою пружної сполучної муфти, що означає, що крутний момент передається за допомогою жорстких сполучних елементів.

При обертанні, вал електродвигуна передає крутний момент на вал робочого колеса насоса, лопатки, що розміщуються на робочому колесі починають взаємодіяти з рідиною і приводять її в обертальний рух, за рахунок чого частинки рідини розганяються. Розігнані частинки рідини потрапляють в спіральний відвід, в якому частина швидкісного напору рідини перетворюється в тиск. А рідина під тиском проходить через напірний патрубок у трубопровід.

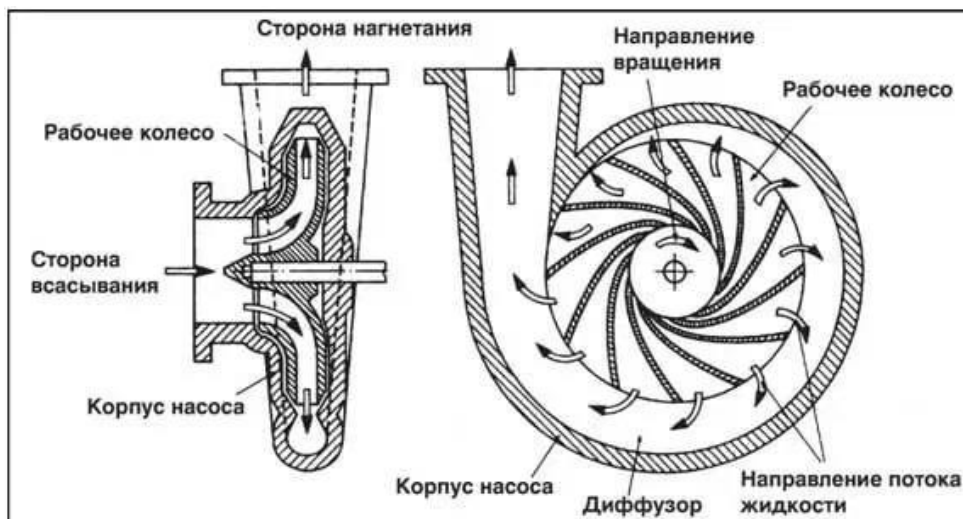


Рис. 1.1 – Загальна схема відцентрового насоса

Коли насос працює, на вході в напірний патрубок має безперервно поступати потік рідини для безперервної роботи насосного агрегата. Зумовлено це тим, що для того щоб рідина могла заповнити корпус насоса, потрібно досягти того щоб тиск в корпусі насоса став нижче атмосферного. Тоді під дією атмосферного тиску рідина зможе заповнити корпус насоса, але для того щоб понизити тиск в корпусі звідти потрібно відкачати частину повітря. Звичайний відцентровий насос не здатен виконати таке завдання. Через те, що частинки рідини в корпусі рухаються під дією інерції, а вона в свою чергу залежить від маси частинок. Частинки повітря мають набагато меншу масу за частинки рідини, через це для перекачування частинок повітря потрібно значно вищі частоти обертання за ті при яких працює відцентровий насос. Саме через цю причину, при ввімкненні, корпус відцентрового насоса потрібно попередньо заповнити рідиною.

В відцентрових насосах можуть використовуватися робочі колеса 3 основних типів:

- закриті, в яких присутні і передній і задній диски, лопатки і обтічник;
- напів-відкриті, в яких відсутній передній диск;
- відкриті, в яких відсутні обидва диски.

Горизонтальні насоси зазвичай встановлюються горизонтально на фундаменті, над поверхнею рідини (називаються поверхневими). Вертикальні в

свою чергу зручно розміщувати в свердловинах, занурюючи їх в рідину (називаються занурювальними).

Відрізняються також у відцентрових насосах і їх типові конструктивні параметри при виготовленні, насосні агрегати можуть виготовлятися не тільки з одноступінчастим робочим колесом, але й багатоступінчастими (з декількома робочими колесами) – так звані «секційні відцентрові насоси». У таких секційних насосах досягається збільшення загального перепаду тиску, приблизно пропорційного кількості секцій насоса. При цьому принцип їх дії в будь-яких конструкціях залишається таким же – рідина переміщується під дією відцентрової сили, що породжується робочим колесом, що обертається [1].

1.3 Призначення та характеристики магістральних насосних агрегатів

Магістральні насосні агрегати в переважній більшості використовуються для перекачки нафти і нафтопродуктів по магістральним трубопроводам на значні відстані, але окрім цього вони часто використовуються і для перекачування води,

інколи для перекачування агресивних хімічних розчинів та іншого. Розглянемо призначення і характеристики подібних насосних агрегатів на прикладі типових представників, сімейства насосних агрегатів типу НМВ.

Насосні агрегати типу НМВ призначені для перекачування нафти і нафтопродуктів (дизельне паливо, автомобільний бензин, паливо для реактивних двигунів) по магістральних нафтопроводах і нафтопродуктопроводах. Насоси відцентрові, вертикальні, багатоступінчасті з шнеко-відцентровим першим щаблем, з кінцевими механічними ущільненнями торцевого типу. В якості привода насосів використовуються асинхронні електродвигуни. Передача крутного моменту від



Рис. 1.2 Вигляд насосного агрегату типу НМВ

двигуна до насоса здійснюється за допомогою валу двигуна з'єднаного з валом робочого колеса за допомогою пружної пластинчастої муфти. Вхідний та напірний патрубкі насосів спрямовані у протилежні сторони, осі патрубків розташовані на одній лінії – виконання "in-line". Опорами ротора є: верхній опорно-упорний підшипник кочення і нижній гідродинамічний підшипник ковзання (мастило середовищем, що перекачується).

Насосний агрегат призначений для експлуатації у вибухонебезпечних зонах 2-го класу, при нижньому значенні температури в мінус 60 ° С і верхньому в плюс 40 ° С.

Подача рідини варіюється від 200м³/год до 1800м³/год, напор від 75м до 400м водяного стовпа. Ці параметри залежать від діаметра робочого колеса насоса і потужності асинхронного електродвигуна, яка може досягати 1600кВт. Швидкість обертання валу двигуна і відповідно робочого колеса насосу становить 1500 обертів/хвилину. На (Рис. 1.3) наведено сімейство характеристик насосних агрегатів типу НМВ.



Рис. 1.3 – Сімейство характеристик насосних агрегатів типу НМВ

1.4 Кавітація

При використанні насосів важливим аспектом є уникнення кавітаційного ефекту в середині корпусу насоса, для нормальної ефективності роботи насосного агрегата, а також для повного строку його служби.

Кавітація це процес утворення всередині рідини маленьких бульбашок, порожнин (пустот), заповнених газом, паром або їх сумішшю, іншими словами, порушення цілісності рідини. В подальшому з схлопуванням цих порожнеч і вивільненням великої кількості енергії, що супроводжується шумом та гідравлічними ударами. Кавітація як правило виникає в результаті місцевого зниження тиску в рідині [1].

Так при роботі насоса в зоні на вході рідини до робочого колеса насоса створюється область із пониженим тиском, і якщо, на вході до насоса тиск рідини буде не достатнім для забезпечення безкавітаційної роботи насосного агрегату, то через місцеве пониження тиску, внутрішній тиск рідини впаде до значення тиску насиченої пари, або нижче і як результат в рідині почнуть утворюватися бульбашки газів, пустоти та інші порожнини в потоці рідини. Але по мірі того як потік рідини рухається від центра робочого колеса, відбувається стрімкий ріст тиску, в результаті чого утворені бульбашки газів і порожнини починають схлопуватися, утворюючи на своєму місця так звані мікро струї, які викликають мікро тріщини на поверхні деталей насоса і подальшу корозію деталей. Це і є процес кавітації в насосних агрегатах. На (Рис. 1.4) представлений вплив кавітації на нове робоче колесо насоса протягом 6 – 12 – 24 місяців роботи відповідно. Але окрім руйнування поверхні деталей насоса, кавітація негативно впливає і на продуктивність, плавність ходу, шумові характеристики насоса. Кавітація знижує напор насоса, його ККД і приводить до нерівномірної подачі рідини.

Основною ознакою кавітації є ненормально високий шум при роботі насоса, також підвищення вібрації його деталей, нерівномірний потік на виході з насоса.

Для попередження кавітації і її негативних наслідків, необхідно щоб статичний тиск на вхідній частині насоса був вище на певне значення від тиску

насиченої пари. Ця різниця носить назву NPSH (Net Positive Suction Head). Для кожного насоса це значення персональне і залежить також від розташування насоса в системі.

Про ефект кавітації буде детально розказано в дослідницькій частині роботи.

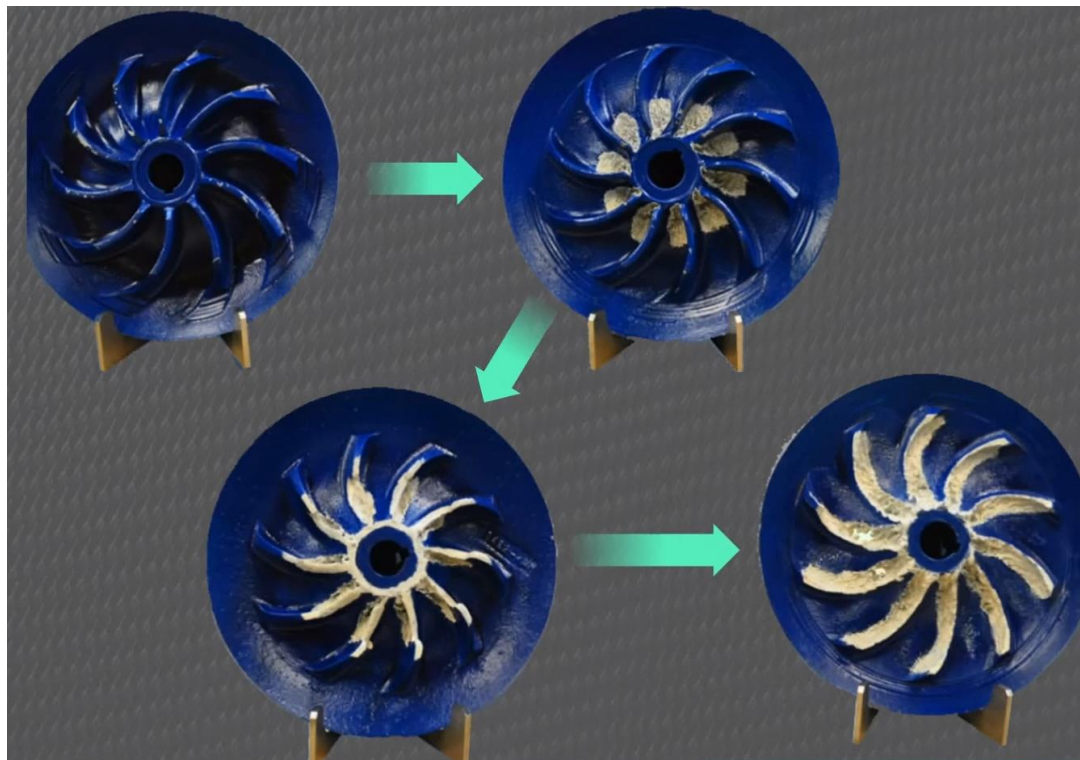


Рис. 1.4 – Робоче колесо насоса під тривалою дією кавітації

1.5 Умови та правила експлуатації магістрального насосного агрегата

В першу чергу магістральні насосні агрегати призначені для транспортування нафти, нафтопродуктів, або інших рідин по магістральним трубопроводах на великі відстані. Для кожного насосного агрегату призначаються умови для його експлуатації, наприклад у вибухонебезпечних зонах якого класу їх можна використовувати. Наприклад насосні агрегати типу НМВ можна використовувати у вибухонебезпечних зонах класу 2, в яких можливе утворення вибухонебезпечних сумішей категорії ПА [1]. Встановлюються значення температури при яких можливе використання насосних агрегатів, наприклад при нижньому значенні температури навколишнього повітря мінус 60 ° С і верхньому плюс 40 ° С, також встановлюється значення температури для перекачуваної рідини. В насосах типу НМВ експлуатація здійснюється при значеннях

температури нафти та нафтопродуктів в середині насоса не нижче мінус 60°C і не вище плюс 40°C. Такі насоси встановлюються на відкритому майданчику і мають постійний режим роботи.

Встановлюються вимоги для правильного і безпечного включення насоса, а також операції які мають бути попередньо виконані перед пуском насосного агрегату, вони зазначаються в експлуатаційній документації, зазвичай мають бути виконані такі дії:

- відкрита засувка на вході в насос, насос має бути заповнений рідиною, через клапан випуску повітря (виконується вручну);

- забезпечити тиск перекачуваної рідини на вході в насос не менше величини, що зазначена як кавітаційний запас насосного агрегата, або $NPSH_r$ (необхідний над кавітаційний тиск на вході (Net Positive Suction Head required)) (наприклад типове значення кавітаційного запасу насоса ($\Delta h_{\text{доп}}$) ≥ 3 м;

- положення засувки на виході насоса повинно відповідати програмі пуску №1 (на повністю відкрити вихідну засувку, при наявності протитиску в напірному колекторі). Допускається пуск насоса на закриту засувку на виході з насоса (програма пуску №2). Забороняється робота насоса на закриту засувку на напірному трубопроводі більше трьох хвилин.

Безпосередньо перед пуском насоса проводиться контроль наступних основних параметрів:

- перевірка чи відкрита засувка на вході до всмоктуючого патрубку;

- перевірка чи відкрита засувка на виході із напірного патрубка насоса. Допускається пуск на закриту засувку на напірному патрубку. Робота насоса на закриту засувку на напірному трубопроводі допускається не більше трьох хвилин;

- перевірка температури перекачувальної рідини. Чи знаходиться температура в допустимих визначених межах;

- чи забезпечується обігрів вузлів насоса при зниженні температури навколишнього середовища нижче зазначеного значення;

- готовність вхідного та вихідного колекторів;

- відсутність аварії засувки на вході та на виході корпусу насоса;
- перевірка чи наявна напруга в ланцюгах управління давачів, виконавчих механізмів;
- перевірка чи подається сигнал від сигналізатора рівня про заповненість корпусу насоса перекачувальною рідиною.

Після того як відбудеться перевірка зазначених вище, типових параметрів готовності, обирається допустима програма пуску насосного агрегата в залежності від результату перевірки, або виконується блокування пуску, якщо параметри за межами допустимих значень.

1.6 Висновки

В даному розділі було розглянуто насосний агрегат як об'єкт технології, описано основні компоненти магістрального насосного агрегату, принцип роботи відцентрового насоса, його конструкцію. Наведено опис типового магістрального насосного агрегата, його основне призначення та його основні характеристики, описані його основні умови та правила експлуатації. Описані головні проблеми при експлуатації насосних агрегатів, такі як кавітація, наведені основні ознаки для виявлення таких проблем і описані засоби для їх попередження.

РОЗДІЛ 2 АВТОМАТИЗОВАНА СИСТЕМА УПРАВЛІННЯ МАГІСТРАЛЬНИМ НАСОСНИМ АГРЕГАТОМ

2.1 Головні завдання які повинна забезпечувати автоматизована система управління магістрального насосного агрегата

Звісно в першу чергу система управління повинна забезпечувати автоматичний контроль головних параметрів, якими є температура та тиск нафти та нафтопродуктів на вході та на виході з насосного агрегату. Головною ціллю є надання нафті достатнього тиску для того щоб вона могла подолати необхідну відстань до точки збору, або до наступної насосно – перекачувальної станції. Для цього системі автоматизації необхідно збирати дані з датчиків, обробляти їх та надавати оператору. Автоматично подавати сигнали на виконавчі механізми для забезпечення підтримки необхідним параметрів на заданому рівні, або на рівні який задає оператор [1].

Система управління повинна в першу чергу забезпечувати:

- 1) управління насосом у всіх режимах роботи, передбачених технологічною схемою;
- 2) контроль зазначених технологічних параметрів насосного агрегата.
- 3) захисне відключення насоса насосного;
- 4) спрацювання попереджувальної і аварійної сигналізації при зазначених у документації умовах зі збереженням інформації про несправність яка трапилась;
- 5) контроль основних (в роботі, зупинено, запускається, зупиняється) і додаткових станів насоса (готовий до пуску, гарячий резерв, йде програма пуску, йде програма зупинки);
- 7) контроль поточного стану засувки (відкрита, закрита, в проміжному положенні, відкривається, закривається);
- 8) контроль додаткового стану засувки:
 1. аварія;
 2. несправність;
 3. немає напруги в системі управління.

Система автоматизації повинна безперервно виробляти контроль технологічних параметрів, сигналізації, захистів, а також контроль зазначених величин.

Захист насоса активується в таких випадках:

1) аварійна максимальна температура та аварійні витоки, виявляється із затримкою в 1 секунду;

2) аварійний максимум вібрації, визначається в нестационарному (пусковому) режимі протягом 30 секунд з моменту подачі команди на включення приводу з витримкою часу 5 секунд;

3) аварійний максимум вібрації спостерігається для стаціонарних режимів роботи, через 30 секунд з моменту подачі команди на включення приводу з витримкою часу 10 секунд;

4) вимірювання вважаються недостовірними із затримкою часу в 1 секунду в наступних випадках:

1. по значення температури підшипників насоса;

2. по значення температури корпусу насоса;

5) недостовірність вимірювання датчиків вібрації, встановлених на насосі, активують захист із затримкою 2 секунди.

6) аварійний мінімальний тиск на виході працюючого насоса спрацьовує захист з витримкою часу 7 секунд.;

7) при закритті засувки працюючого насоса із затримкою часу 60 с;

8) якщо команда зупинки насоса не виконується, спрацьовує захист із затримкою часу до 70 секунд;

9) невиконання програми запуску насоса;

10) несанкціоноване відключення насоса спрацьовує захист з витримкою часу 3 с;

11) несанкціоноване включення насоса спрацьовує захист;

12) вихід з ладу ланцюгів керування насосом.

2.2 Висновки

В даному розділі описано головні причини для створення АСУ, наведені її переваги у порівнянні з іншими способами управління технологічними процесами. Наведені головні завдання які мають виконуватися АСУ при керуванні магістральним насосним агрегатом. Наведено перелік технологічних параметрів які мають контролюватися АСУ, а також умови спрацювання захисного відключення насосного агрегату.

РОЗДІЛ 3 АЛГОРИТМ РОБОТИ ТА КОНТУРИ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ НАСОСНИМ АГРЕГАТОМ

3.1 Контроль параметрів насосного агрегата

Головні вимоги які ставляться перед автоматизованою системою керування магістрального насосного агрегату, зводяться до контролю його роботи, а також до контролю необхідних параметрів, тримаючи їх у зазначених рамках норми. Для забезпечення змоги насосного агрегату перекачувати необхідну кількість нафти і нафтопродуктів на необхідну відстань. Для цього система автоматизованого управління повинна безперервно проводити контроль і реєстрацію значної кількості параметрів насосного агрегата, основні з них зазначені нижче.

Основні параметри які підлягають контролю та індикації:

- 1) температура корпусу насоса (типові параметри від мінус 15 – до плюс 50° С);
- 2) температура підшипників (в межах від 10 – до 90° С);
- 3) температура торцевого ущільнення (в заданих в документації межах);
- 4) тиск рідини на вході в насос (задане в документації значення, що задовільняє умову безкавітаційної роботи насоса);
- 5) тиск рідини на виході з насоса (задане значення в документації);
- 6) температура перекачувальної рідини (в залежності від характеристик перекачувальної рідини);
- 7) індикація вібрації підшипників та корпусу, спрацювання сигналізацій, або захисного відключення насоса;
- 8) індикація рівня перекачувальної рідини в середині корпусу насоса, команда на пуск при нормальні рівні, блок пуску при недостатньому;
- 9) індикація положення засувки на вході та виході із насоса;
- 10) температура охолоджувальної рідини (в залежності від заданих норм);
- 11) тиск охолоджувальної рідини (в залежності від заданих норм);

При виході зазначених нижче параметрів за допустимі норми можливе виконання попереджувальної сигналізації:

- 1) при підвищенні температури підшипника насоса вище певної заданої норми;
- 2) при підвищенні температури торцевого ущільнення насоса вище певної заданої норми;
- 3) при підвищенні температури корпусу насоса вище певної заданої норми;
- 4) при зниженні рівня масла в підшипнику насоса;
- 5) при підвищенні рівня вібрації вище певної заданої норми.

Аварійна сигналізація, а слідом за нею і захисне відключення насоса, виконуються при виході параметрів за норми зазначені нижче:

- 1) при критичному підвищенні температури корпусу насоса;
- 2) при критичному підвищенні температури підшипників насоса;
- 3) при критичному підвищенні рівня витоків перекачувальної рідини з торцевого ущільнення;
- 4) при критичному підвищенні рівня вібрації;
- 5) падіння тиску на всмоктуючому патрубку нижче критичного рівня;

Крім того, аварійна сигналізація та захисне відключення насоса мають спрацьовувати у разі недостовірних вимірювань, недостатніх даних, несправностей або невиконання певних команд:

- 1) при недостовірності вимірювань температури підшипників насоса, температури корпусу насоса;
- 2) при недостовірності вимірювань вібрації в групі датчиків встановлених на підшипнику насоса;
- 3) при несправності, відсутності напруги живлення вторинних приладів захистів насоса (контролю вібрації, контролю температури, і т. Д.);
- 4) при закритті засувки працюючого насоса;
- 5) при невиконанні програми пуску насоса;
- 6) при невиконанні команди зупинки насоса;
- 7) при несанкціонованому відключенні насоса;

- 8) при несанкціонованому включенні насоса;
- 9) при несправності ланцюгів контролю насоса;
- 10) при аварійному відключенні насоса кнопкою «Стоп» (за місцем).

3.2 Функціональна схема автоматизації

На основі задач які мають виконуватися автоматизованою системою управління, а також на основі параметрів, які підлягають контролю та індикації за допомогою цієї системи складена схема інформаційно – матеріальних потоків (Рис. 3.1).

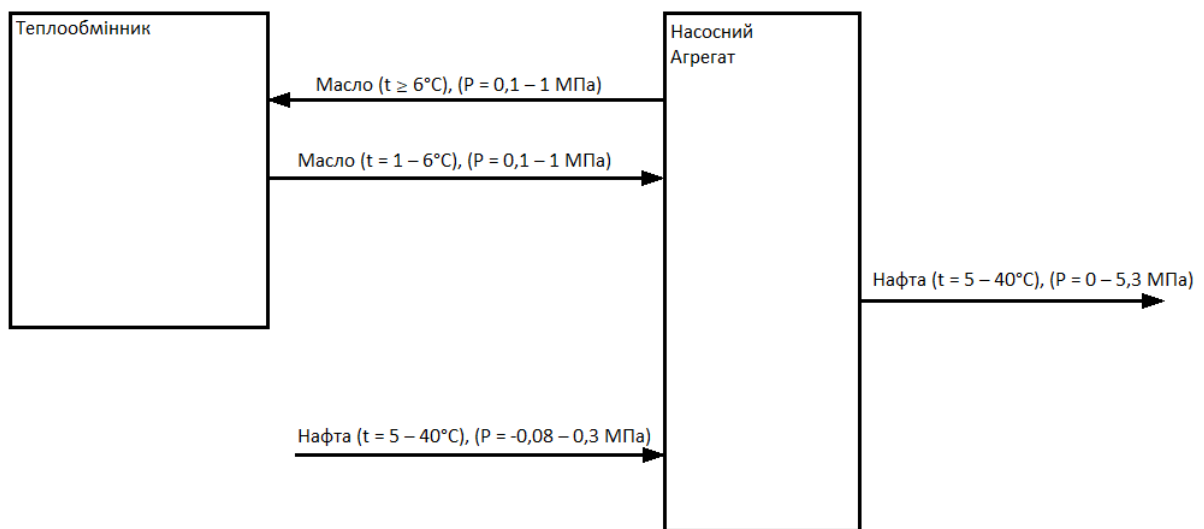


Рис. 3.1 – Схема інф-мат потоків АСУ насосного агрегата

Головним завданням цієї системи автоматизації є підтримання необхідного тиску нафти та нафтопродуктів на вході та на виході з насосного агрегата, а також слідкування за тим щоб їх температура не перевищувала задані норми. Друге в свою чергу, певною мірою, досягається за допомогою системи охолодження (теплообмінник на схемі). Сам по собі насосний агрегат лише передає потоку нафти кінетичну енергію, за рахунок цього збільшуючи її тиск на виході з насоса, без якоїсь суттєвої зміни її температури, але за рахунок того що вал робочого колеса і вал двигуна обертаються, в місцях де вони кріпляться в корпусі, буде присутнє тертя на високих швидкостях обертання, а це як раз в свою чергу і буде призводити до підняття температури деталей (підшипники, торцеве ущільнення), а слідом за

ними і корпусу насоса. Звісно при великих об'ємах перекачуваної нафти на її температуру це майже ніяк не скажеться, але це може суттєво вплинути на довговічність елементів насосного агрегата. Саме це і є основною причиною використання системи охолодження. Під час її використання потрібно слідкувати за температурою охолоджувальної рідини, а також за її тиском, він має бути

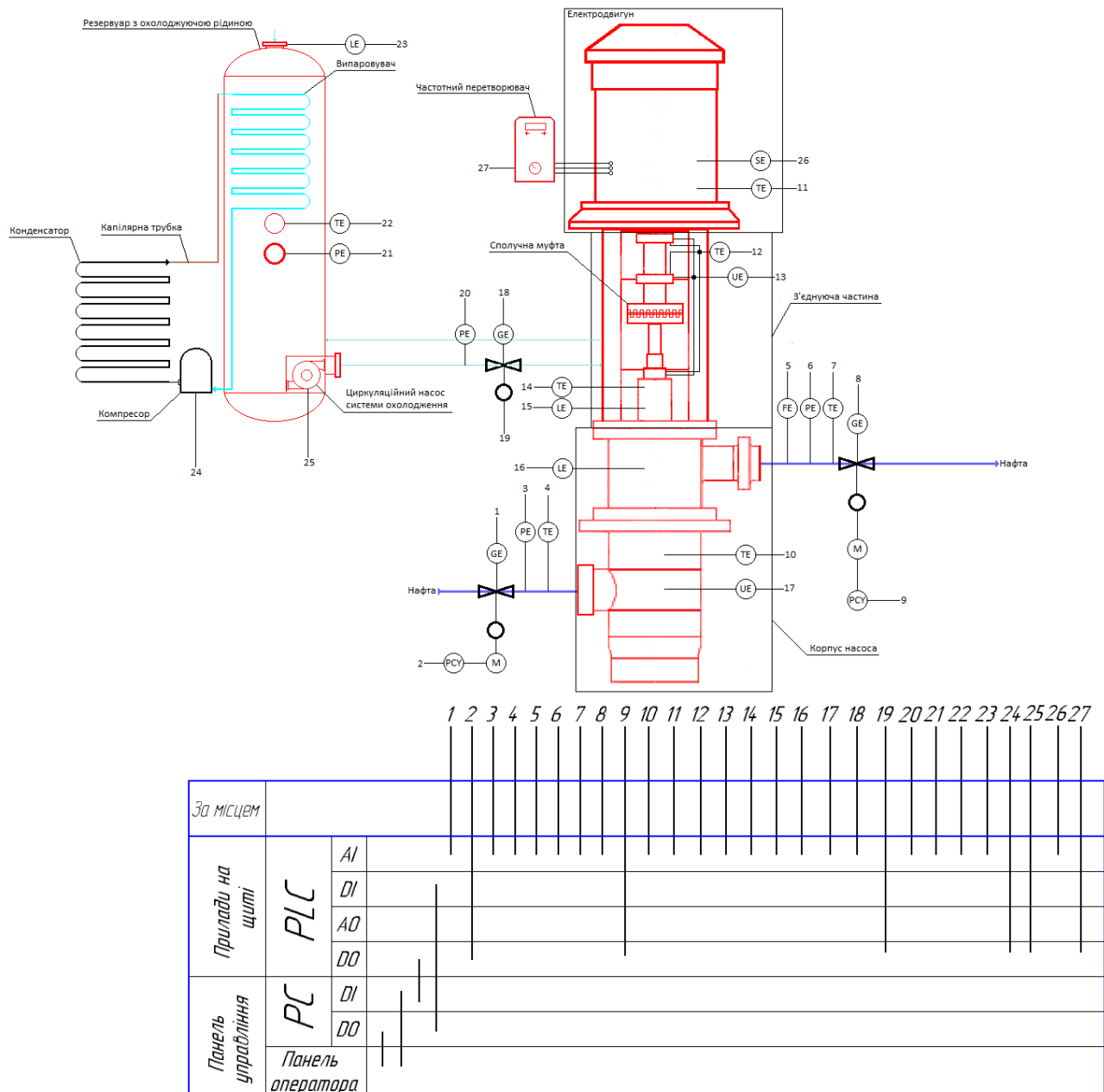


Рис. 3.2 – Функціональна схема автоматизації типового магістрального насосного агрегата

достатнім для повноцінної циркуляції охолоджувальної рідини між елементами насосного агрегата і повернення її в теплообмінник для повторного охолодження.

На базі схеми інформаційно – матеріальних потоків розроблену функціональну схему автоматизації насосного агрегата (Рис. 3.2).

Виходячи з функціональної схеми автоматизації в системі можна виділити декілька основних контурів управління. А саме контур регулювання системи охолодження, контур контролю параметрів рідини і трубопровода, а також контур контролю насосного агрегату. Саме про них далі і піде мова.

3.3 Алгоритм управління насосним агрегатом

Опишемо алгоритм роботи насосного агрегату. Для більш детального розуміння процесів що протікають в даній системі, даний алгоритм буде включати в себе і контур управління насосним агрегатом і контур контролю параметрів рідини і трубопровода. Повний алгоритм роботи автоматизованої системи керування насосним агрегатом представлений на (Рис. 3.3).

Для початку перед ввімкнення насосного агрегату йде перевірка справності всіх давачів та виконавчих механізмів, в також наявність в них напруги живлення. Після цього система перевіряє заповненість корпусу насоса перекачувальною рідиною за допомогою сигналізатора рівня LE(16), якщо не поступає сигнал від даного давача, старт не можливий. Страт також не можливий за умови, що огорожа сполучної муфти відкрита, при її закритті замикається контакт і відправляється сигнал на ПЛК, інформуючи про це оператора. Після цього система перевіряє положення засувки на вході та на виході з насоса за допомогою датчиків положення GE(1) – GE(8) відповідно (при закритому положенні засувки на напірному патрубку можливий старт лише з команди оператора, а робота при такому положенні можлива лише не більше 3 хвилин).

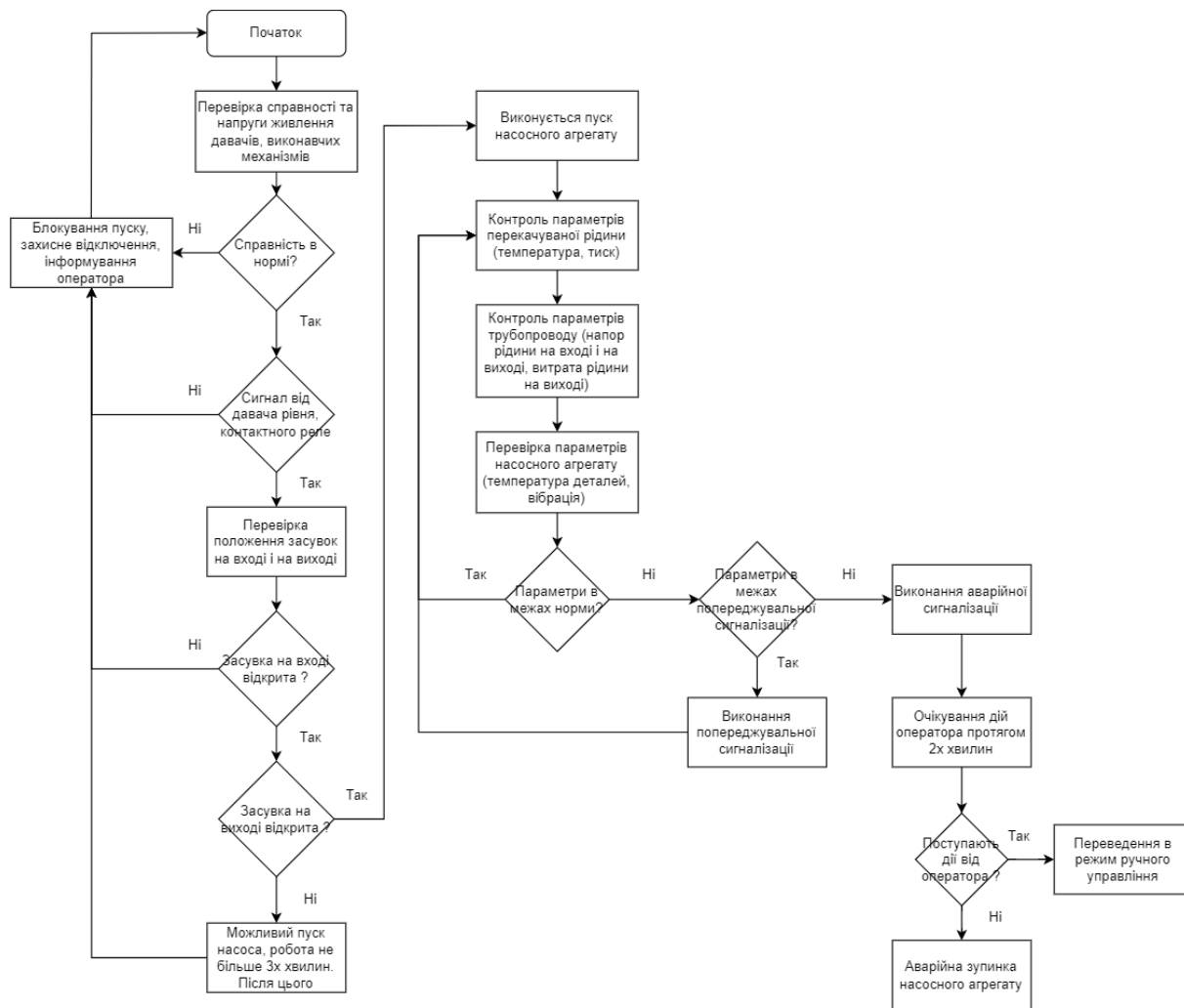


Рис. 3.3 Алгоритм роботи автоматизованої системи керування насосним агрегатом

Також відбувається перевірка насосного агрегата на відсутність аварій та наявність напруги в ланцюгах живлення (більше параметрів зазначено у розділі 1.5)). Якщо перелічені параметри відповідають необхідним нормам запускається програма пуску насосного агрегата, запускається його пусковий режим роботи (не стаціонарний), під час його роботи допустимі більші відхилення від середніх нормальних значень контрольованих параметрів, але даний режим роботи за нормальних умов триває не більше 30 с. після чого насосний агрегат переходить до стаціонарного режиму роботи.

Під час стаціонарного режиму роботи нафта, або нафтопродукти через трубопровід безперервно потрапляють в вхідний патрубок насоса, перед тим як вони до нього потраплять за допомогою датчиків тиску та температури PE(3) та TE(4) відповідно, знімаються показники перекачувальної речовини та відбувається інформування про тиск та температуру вхідної речовини, якщо значення в нормі

насос продовжує стаціонарний режим роботи, якщо ж хоч один з цих параметрів виходить за межі норми виконується попереджувальна сигналізація, що інформує про це оператора. При падінні тиску нижче значення, що забезпечує безкавітаційну роботу насоса відбувається аварійна сигналізація, через певний проміжок часу виконується захисне відключення насоса, засувка на вході в насос, за допомогою сигналу РСУ(2) переходить в положення закрита. За допомогою системи датчиків ТЕ(12), UE(13) відбувається контроль температури та вібрації підшипників насосного агрегату (відповідно), якщо значення вимірювань перевищують норму, в залежності від значення перевищення, відбувається попереджувальна, або аварійна сигналізація, при тривалому перевищенні цими параметрами нормальних значень відбувається програма захисного відключення насоса. Датчики ТЕ(10), UE(17) надають дані про температуру та вібрацію в корпусі насоса, при перевищенні норм також відбувається попереджувальна або аварійна сигналізація і можливе захисне відключення насосного агрегату. Датчик ТЕ(14) надає дані про температуру торцевого ущільнення, при підвищенні температури вище норми відбувається попереджувальна сигналізація. Детальна інформація про значення контрольованих параметрів знаходиться в розділі 3.1.

Датчики РЕ(6) та ТЕ(7) надають дані про тиск та температуру на виході з напірного патрубку насоса. При підвищенні температури на виході вище заданої відбувається попереджувальна сигналізація, що повідомляє про це оператора, який уже і буде приймати рішення. Тиск в свою чергу на виході не може бути менше 0 і не може перевищувати той, що створюється при максимальних оборотах електродвигуна, але його контроль в специфічних випадках може бути для нас важливим. Для регулювання витрат, а також тиску на виході з насоса, нам потрібно як правило змінювати частоту обертання електродвигуна, який крутить робоче колесо насоса. Для цього у нас є датчик SE(26) який інформує нас про швидкість обертання двигуна, а також сигнал (27), який відправляється на вхід частотного перетворювача, який в свою чергу буде змінювати частоту струму який живить електродвигун і як наслідок змінювати його швидкість обертання. Це також може допомогти при уникненні ефекту кавітації за рахунок зменшення швидкості

обертання робочого колеса, що призведе в свою чергу до зменшення перепаду тиску між тиском на всмоктуючому патрубку і на робочому колесу насоса. Давач температури TE(11) інформує про температуру обмоток електродвигуна, якщо вона перевищує 90 ° С відбувається попереджувальна сигналізація, при перевищенні температурою 115 ° С відбувається аварійна сигналізація і згодом захисне відключення насосного агрегата. Охолодження електродвигуна передбачене за допомогою вентилятора на зворотній частині його валу.

Базуючись на результатах проведеного аналізу функціональної схеми автоматизації і алгоритму роботи насосного агрегату, а також на основі параметрів і завдань які підлягають контролю зі сторони автоматизованої системи управління можна скласти типову таблицю вихідних сигналів.

Таблиця 3.1 – Таблиця вхідних сигналів системи автоматизації насосного агрегату

№	Сигнал	Необхідний діапазон	Тип сигналу	Кількість точок вимірювання
1	Температура підшипників	0 – 100°C	4 – 20 мА	3
2	Температура торцевого ущільнення	0 – 90°C	4 – 20 мА	1
3	Температура корпусу насоса	Мінус 15 – 50°C	4 – 20 мА	1
4	Температура обмоток електродвигуна	0 – 120°C	4 – 20 мА	1
5	Температура перекачувальної рідини	0 – 50°C	4 – 20 мА	2
6	Тиск перекачувальної рідини на вході в насос	Мінус 0,08 – 0,3МПа	4 – 20 мА	1
7	Тиск перекачувальної рідини на виході з насоса	0 – 5,3 МПа	4 – 20 мА	1

Таблиця 3.1 – Продовження

8	Положення засувки на вході та на виході насоса	–	4 – 20 мА	2
9	Вібрація підшипників агрегата	0 – 18 мм / с	4 – 20 мА	3
10	Вібрація корпусу насоса	0 – 18 мм / с	4 – 20 мА	1
11	Наповненість корпусу насоса перекачувальною рідиною	0 – 1	Контакт	1
12	Положення огорожі сполучної муфти	0 – 1	Контакт	1
13	Швидкість обертання електродвигуна	0 – 1500 об / хв	4 – 20 мА	1

3.4 Алгоритм управління системою охолодження

Звичайно, якщо насосний агрегат працює безперервно, як це і має бути, його компоненти, особливо ті, що піддаються тертю, з часом перегріватимуться, що вимагатиме відключення. Щоб запобігти цьому, в автоматизованій системі управління використовується механізм охолодження, в основному зосереджений на охолодженні підшипників насосного агрегату, торцевого ущільнення і корпусу.

Система охолодження містить резервуар, що містить охолоджуючу рідину, як правило, масло, у середині якого розташований випарник. Випарник з'єднується з компресором на виході, а капілярна трубка з'єднується з ним на вході. Компресор на виході з'єднується з конденсатором, який, у свою чергу, з'єднується з капілярною трубкою, замикаючи контур.

У середині блоку охолодження холодоагент циркулює в замкнутому контурі, спочатку в рідкому стані. Він надходить у капілярну трубку під високим тиском, що характеризується значно меншим діаметром і значною довжиною, створюючи значну різницю тиску між входом і виходом (при цьому тиск на виході значно нижчий). Зменшення тиску холодоагенту сприяє випаровуванню, відбиранню

теплової енергії з навколишнього середовища, що призводить до зниження температури навколишнього середовища. Цей ефект охолодження має вирішальне значення, оскільки він полегшує відведення тепла від масла в баку, ефективно знижуючи його температуру. Після циркуляції холодоагент повністю випаровується, що означає завершення процесу випаровування. Згодом відбувається процес зворотної конденсації, що вимагає компресора для відновлення початкового тиску газу, тим самим підвищуючи його температуру. Холодоагент під високим тиском і температурою надходить у конденсатор, виділяючи тепло в зовнішнє середовище. Цей процес призводить до зниження температури газу, що призводить до конденсації пари назад у рідкий стан, відновлюючи холодоагент до його початкової форми (рідини під високим тиском).

Датчик TE(22) відіграє ключову роль у контролі системи охолодження, контролюючи температуру охолоджувальної рідини. Система охолодження працює тільки при включеному компресорі. Залежно від значень температури, що передаються від датчика TE (22), система посилає сигнал (24) на вхід компресора, активуючи або дезактивуючи його. Це гарантує, що температура теплоносія залишається в заданому оптимальному діапазоні, заощаджуючи електроенергію. Датчик тиску PE(21) надає інформацію виключно про тиск охолоджуючої рідини в баку, запобігаючи надмірному тиску, який може поставити під загрозу роботу системи. Датчик рівня LE(23) показує рівень наповнення резервуара під час початкового заповнення або після технічного обслуговування. Для забезпечення безперебійної циркуляції теплоносія (охолодження деталей насосного агрегату і повернення в бак) необхідний додатковий циркуляційний насос. Сигнал (25) регулює швидкість обертання циркуляційного насоса, тим самим регулюючи тиск теплоносія на виході. Датчик тиску PE(20) контролює тиск на виході з циркуляційного насоса та на вході до компонентів насосного агрегату. Якщо тиск відхиляється від нормального діапазону, спрацьовує попереджувальний сигнал. Для запобігання нещасним випадкам передбачений клапан, керований оператором через сигнал GE(18). Регулювання положення клапана дозволяє додатково контролювати тиск теплоносія і його надходження в насосний агрегат.

За результатами проведеного аналізу функціональної схеми автоматизації і алгоритму роботи системи охолодження насосного агрегата, а також на основі параметрів і завдань які підлягають контролю зі сторони автоматизованої системи управління можна скласти таблицю вихідних сигналів.

Таблиця 3.2 – Таблиця вхідних сигналів системи охолодження насосного агрегата

№	Сигнал	Необхідний діапазон	Тип сигналу	Кількість точок вимірювання
1	Температура охолоджуючої рідини в баку	0 – 50°C	4 – 20 мА	1
2	Тиск охолоджуючої рідини на вході в насосний агрегат	0,1 – 1 МПа	4 – 20 мА	1
3	Положення засувки на вході в насосний агрегат	–	4 – 20 мА	1
4	Рівень охолоджуючої рідини в баку	0 – 1,5 м	4 – 20 мА	1

На основі вхідних сигналів, а також виходячи з функціональної схеми автоматизації. Враховуючи параметри і завдання які підлягають контролю зі сторони автоматизованої системи управління можемо виконати вибір необхідних виконавчих механізмів.

3.5 Висновки

В даному розділі наведено перелік основних параметрів типового магістрального насосного агрегата, які підлягають контролю та індикації зі сторони АСУ. Побудовану схему інформаційно-матеріальних потоків, на її основі зроблено функціональну схему автоматизації. На основі технологічного процесу, задач, поставлених перед автоматизованою системою керування і параметрів які мають підлягати контролю, створено блок-схему алгоритму роботи системи управління, описано алгоритм роботи автоматизованої системи управління насосним агрегатом і його системи охолодження. Приведений перелік основних вхідних, вихідних сигналів.

РОЗДІЛ 4 ТЕХНІЧНІ ЗАСОБИ АВТОМАТИЗАЦІЇ

На базі усього вище сказаного можемо провести вибір давачів та виконавчих механізмів які допоможуть реалізувати задуману автоматизовану систему керування. Для цього проведемо аналіз ринку доступних моделей і на його основі підберемо варіанти які можуть задовільнити поставлені потреби. Важливо розуміти, що в залежності від параметрів і компоновки різноманітних систем, вибір технічних засобів автоматизації може суттєво відрізнятись.

4.1 Давачі та виконавчі механізми насосного агрегату

В якості типового рішення для контролю температури компонентів насосного агрегату можна використовувати термоперетворювачі опору типу ТС - 1388. Вони можуть бути використані в якості датчиків температури для різних компонентів, включаючи підшипники, корпус насоса, торцеве ущільнення та обмотки двигуна. Датчики мають гарну надійність, що усуває необхідність періодичних перевірок протягом усього терміну служби після первинної інспекції після виробництва. Ці датчики можна застосовувати в місцях, де містяться легкозаймисті речовини, вони стійкі до хімічного, бактеріологічного та радіаційного забруднення, хоча ці аспекти менше стосуються нашої системи автоматизації. Ще одна суттєва перевага полягає в їхніх адаптивних варіантах конфігурації, що дозволяють точно вибрати необхідні для нас характеристики, такі як наприклад вибухозахищена конструкція (іскробезпечне електричне коло), стійкість до вібрації, сейсмостійкість та інші. Крім того, датчики мають діапазон вимірювання температури від мінус 50 до 200 °С, що відповідає всім вимогам моніторингу температури. Корпус датчика може бути виготовлений із платини, міді або сталі, що забезпечує додаткове налаштування відповідно до конкретних потреб.

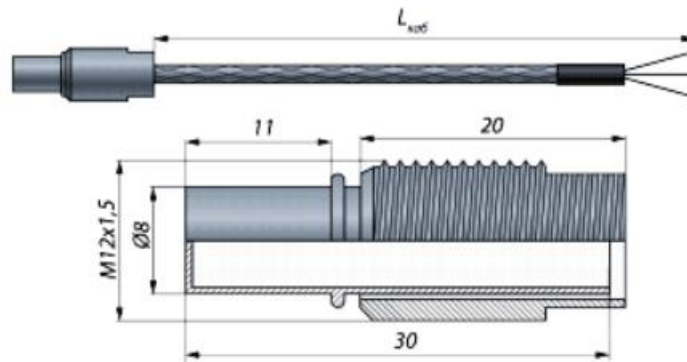


Рис. 4.1 – Загальний вигляд термоперетворювача опору ТС – 1388 / 2 – 2

Для контролю параметрів рідини на вході та на виході з насоса, а саме тиску і температури перекачувальної рідини одним з найкращих рішень може бути використання одного із багатопараметричних перетворювачів сімейства Rosemount. Давачі даного сімейства мають змогу одночасно вимірювати такі параметри як статичний тиск, перепад тиску, та температуру у всіх можливих комбінаціях. Визначення тиску, його динамічна зміна і перепади являються важливими параметрами для контролю, якщо ми зацікавлені в контролі безкавітаційної роботи насосного агрегату, за рахунок підлаштування частоти оборотів електродвигуна під виникаючі падіння тиску. Також на основі вимірюваних параметрів дані давачі здатні створювати уніфікований сигнал постійного струму 4 – 20 мА, а також здатні передавати дані через протокол HART, бездротовий WirelessHART та інші. Вони працюють при температурі оточуючого середовища від мінус 40 °С і до 85 °С, а також при температурі вимірюваного середовища від мінус 40 °С і до 120 °С.

Даний давач буде гарним вибором, виходячи з поставлених задач перед системою автоматизації.



Рис. 4.2 – Загальний вигляд багатопараметричного перетворювача Rosemount

Для регулювання положення засувки на вході та на виході з насоса найкращим варіантом в нашому випадку з точки зору автоматизації є використання засувки з електроприводом. Головною перевагою використання засувки з електроприводом є можливість дистанційного керування її роботою та автоматизації технологічного процесу, в якому застосовується це обладнання. Незважаючи на те, що вартість засувки з електроприводом зазвичай значно перевищує, ціну засувки з ручним приводом, в ході експлуатації додаткові витрати повністю окупаються, в першу чергу за рахунок більш простого обслуговування та більш швидкої та точної роботи механізму. Їх застосування дозволяє швидше реагувати на позаштатні ситуації, дає спроможність точніше позиціонувати положення засувки, а також відразу отримувати фідбек про зміну її положення, окрім того при роботі на трубопроводах з величезними значеннями тиску і витрат речовини на виході використання таких засувок позбавляє людей надлишкової фізичної праці, адже ручне перекриття засувки в подібних умовах потребує не малих сил.

В якості давачів вібрації підшипників та корпусу насоса використано датчики віброшвидкості DVA141.



Рис. 4.3 – Загальний вигляд датчика віброшвидкості DVA141

Датчики вібрації DVA були спеціально розроблені для точного вимірювання віброприскорення, віброшвидкості та вібропереміщення. Принцип їх дії полягає в перетворенні вібрації об'єкта спостереження у відповідний електричний сигнал з наступною комплексною обробкою сигналу. Ця обробка передбачає обчислення віброприскорення, віброшвидкості та рівнів вібропереміщення. Отримані обчислені значення зручно відображаються на цифровому інтерфейсі. Залежно від конкретної моделі одне з обчислених значень потім виводиться через аналоговий інтерфейс. Ці значення отримують із вимірювань, проведених уздовж трьох координат (X, Y, Z), і передаються через стандартизований сигнал 4-20 мА.

Діапазон вимірюваних параметрів охоплює від 0 до 20 мм/с, враховуючи діапазон температур від мінус 40 °С до плюс 75 °С. Для полегшення підключення зовнішніх ланцюгів датчики вібрації можна з'єднати за допомогою кабелю, герметично з'єданого з корпусом датчика, або через роз'єм, розташований на самому датчику. Ця конструкція забезпечує універсальність у адаптації до різних середовищ і застосувань.

Для того щоб отримати сигнал про заповнення корпусу перекачувальною рідиною достатньо використати будь який звичайний стандартний індикатор граничного рівня. Треба лише перевірити чи працює він з рідинами, що перекачуються системою, а також чи працює з іншими робочими параметрами системи. У них часто присутній великий вибір вихідних сигналів, але для системи

достатньо одиничного сигналу, що буде сповіщати про заповнення корпусу до необхідного рівня.

Для визначення місця розташування з'єднувальної муфтової огорожі індикатором служить штатне контактне реле кінцевого положення РК-301 КП. Це реле призначене в першу чергу для контролю положення рухомих елементів в технологічних вузлах і для перемикання електричних ланцюгів при досягненні рухомих елементом заданого положення.

Реле функціонує як магнітокерований датчик, оснащений герконовим перемикаючим елементом. Коли на штовхач, пов'язаний із постійним магнітом, не діє зовнішня сила, геркон залишається за межами магнітного поля. У цьому стані рухливий контакт геркона замкнутий одним нерухомим контактом і розімкненим іншим. Коли штовхач разом із магнітом приводиться в рух, магнітне поле впливає на геркон, викликаючи його спрацювання. Після активації геркона його рухливий контакт зсувається, розмикаючись першим нерухомим контактом і замикаючи другим. Коли сила штовхача зникає, поворотна пружина переміщує магніт і штовхач назад у вихідне положення, змушуючи рухомий контакт геркона повертатися у вихідний стан.

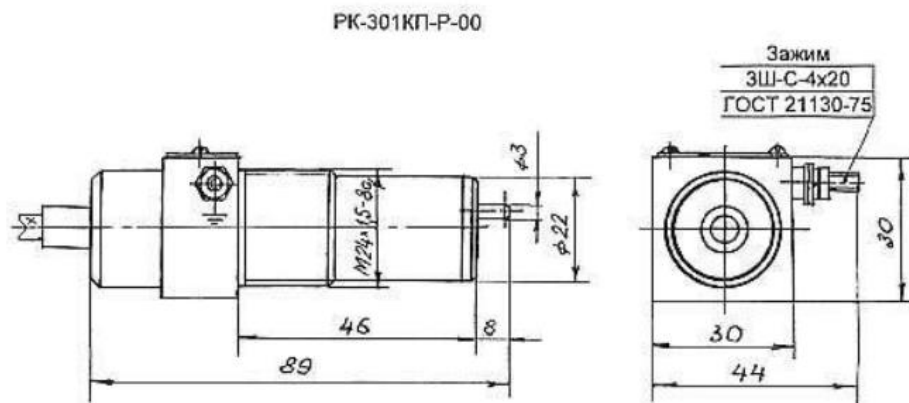


Рис. 4.4 – Загальний вигляд РК-301 КП

4.2 Давачі та виконавчі механізми системи охолодження



Рис. 4.5 – Типовий електромагнітний клапан

Для контролю подачі охолоджуючої речовини до насосного агрегату використовується електромагнітний клапан.

Клапан працює на основі принципової концепції зміни положення затвора за допомогою впливу сердечника (плунжера). Плунжер реагує на магнітне поле, створюване електричною котушкою під час дії електричного струму. Після подачі електричного струму плунжер втягується, в результаті чого клапан зміщується і відкриває потік охолоджуючої рідини.

Одночасно на контролер передається електричний сигнал, що вказує на початок потоку рідини.



Рис. 4.7 – Типовий циркуляційний насос Grundfos

Для нормальної циркуляції охолоджуючої рідини необхідною частиною буде додатковий циркуляційний насос.

В якості циркуляційного насоса можна використати один із типових насосів марки Grundfos. Вони призначені для підтримки постійної циркуляції рідини в контурі охолодження. Вони використовують асинхронні двигуни різної потужності як рушійну силу. Це дозволяє гнучко підійти до вибору необхідних параметрів подачі і тиску. Він здатний працювати з перекачувальними рідинами в діапазоні температур від мінус 25 °C до плюс

110 °C. Цей насос забезпечує надійну роботу, що робить його придатним для різноманітних застосувань у середовищах з контрольованою температурою.

4.3 Вибір ПЛК

Процедура управління установкою за заданим алгоритмом передбачає використання програмованого логічного контролера (PLC) для збору даних від датчиків, передачі цієї інформації оператору, а також генерації та відправки керуючих сигналів на виконавчі механізми. У цій системі автоматизації для насосної установки вибрано ПЛК ОВЕН 160 [МО2]. Цей програмований моноблочний контролер оснащений як дискретними, так і аналоговими входами/виходами на платі, що робить його придатним для автоматизації систем середнього розміру.

Вибір ПЛК ОВЕН 160 [МО2] базувався на його відповідності визначеним вимогам. Він має аналогові та дискретні входи/виходи, працює на високій швидкості, підтримує різноманітні популярні інтерфейси передачі даних, користується сильною підтримкою компанії-виробника та демонструє сумісність із широким спектром систем SCADA. Додатковою перевагою є наявність панелей оператора від того ж виробника, які легко інтегруються з даними ПЛК. Зв'язок між ПЛК і оператором забезпечується через панель оператора. Функціональна схема представлена на (Рис. 4.11)

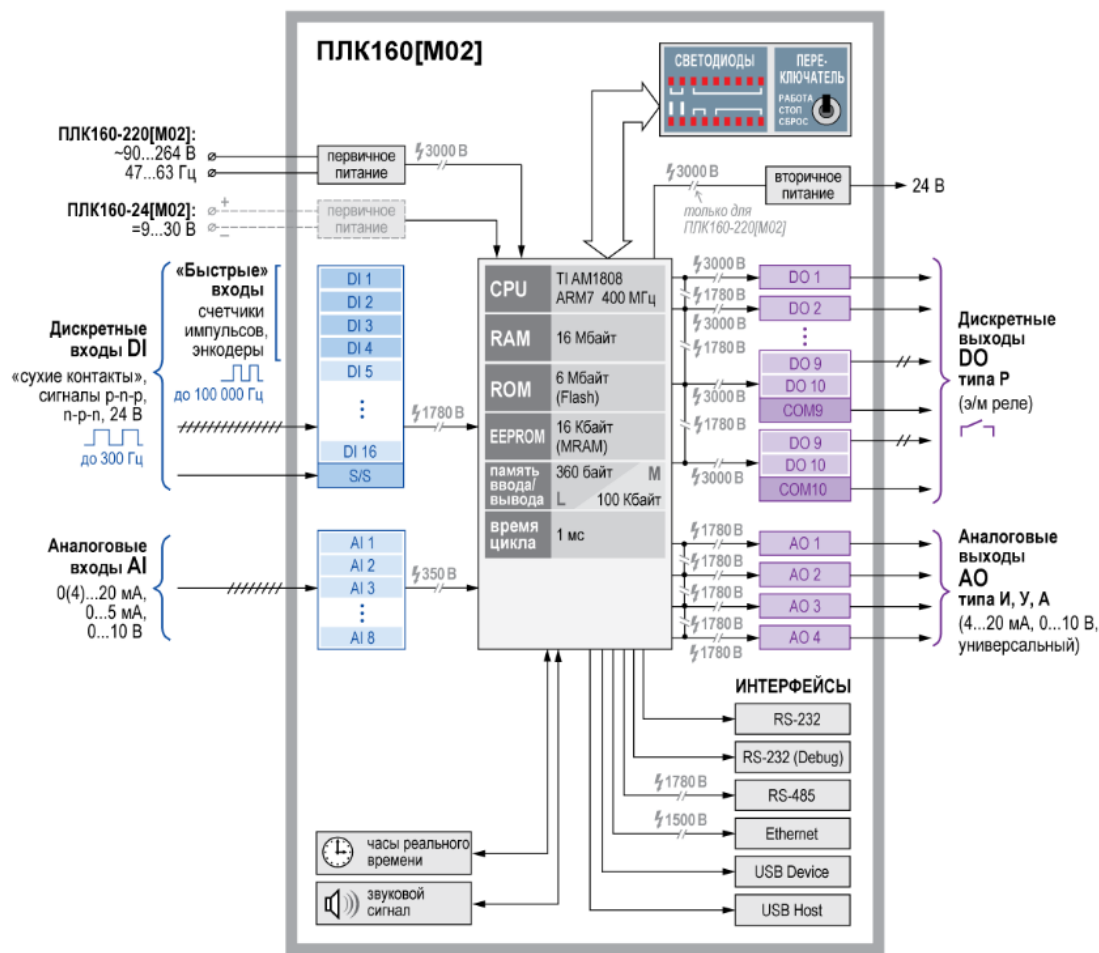


Рис. 4.11 – ПЛК ОВЕН 160[МО2] функціональна схема

Програмно-логічний контролер ОВЕН 160[МО2] – пристрій для автоматизації та управління виробничими процесами. Даний ПЛК побудований на основі центрального процесора з RISC архітектурою, а саме RISC-процесор Texas Instruments Sitara AM1808 з частотою 400 МГц [1].

- 1) Число входів/виходів: у даному ПЛК підтримуються: 16 цифрових (дискретних) входів, а також аналогові входи в кількості 8 штук.
- 2) Комунікаційні порти: RS-232, RS-485, Ethernet та інші порти для зв'язку з іншими пристроями в автоматизованій системі.
- 3) Підтримка промислових протоколів: підтримка стандартних промислових протоколів зв'язку, як Modbus, Profibus, EtherNet/IP та інших.

4) Програмне забезпечення: інтегроване середовище розробки (IDE) для написання та завантаження програми управління. Можливість програмування різними мовами, таких як логічні блоки, структурні тексти, графічні мови.

5) Сумісність із промисловим стандартом: відповідність промисловим стандартам та сертифікація на відповідність.

6) Функціональність: підтримка різних функцій автоматизації, таких як керування двигунами, регулювання температури, контроль рівня тощо.

7) Надійність та стійкість: вбудовані механізми забезпечення надійності та захисту від збоїв.

8) Живлення: підтримка стандартних напруг живлення у промислових умовах.

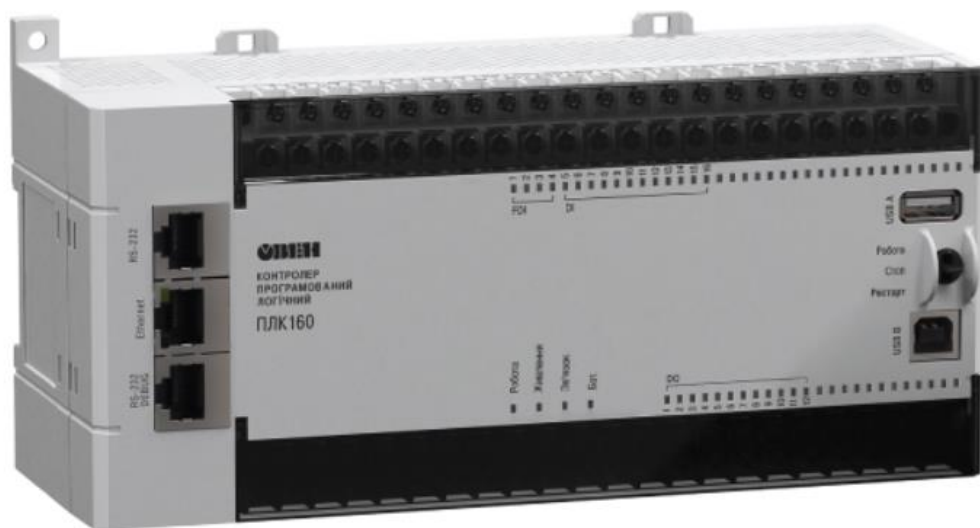


Рис. 4.12 – Загальний вигляд ПЛК ОВЕН 160[МО2]

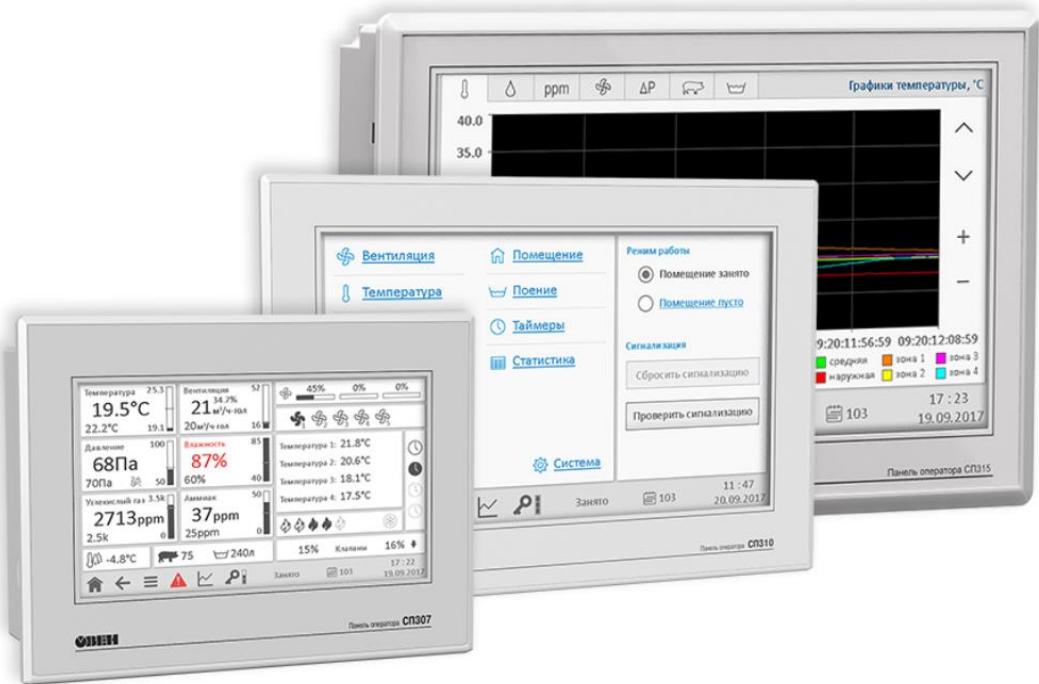


Рис. 4.13 – Загальний вигляд панелі оператора сімейства ОВЕН СП3хх

В якості панелі оператора можна використати одну із панелей сімейства ОВЕН СП3хх (Рис. 4.13). Панелі даного сімейства мають повну сумісність з логічними контролерами ОВЕН ПЛК, а також сумісні з контролерами (PLC) інших виробників, повністю задовольняють задані вимоги завдяки зручній установці, простоті експлуатації. Примітно, що ця панель оператора пропонує кілька функціональних переваг, включаючи підтримку різних інтерфейсів передачі даних і COM-портів, оснащених інтерфейсами RS-232 і RS-485. Для початку роботи з панеллю необхідно встановити програму «Конфігуратор SP300» з вбудованим драйвером і підключити панель до персонального комп'ютера за допомогою кабелю USB. Також дана панель містить порт USB-пристрою USB-B 2.0 для завантаження проектів, що вимагає підключення USB-кабелю до персонального комп'ютера. Крім того, він підтримує Ethernet і USB Host USB 2.0 А для архівування проектів, імпорту файлів і завантаження проектів. Завантаження проектів також можна полегшити за допомогою флеш-накопичувача USB, особливо зручного варіанту в ситуаціях, коли пряме з'єднання кабелю USB між ПК і панеллю оператора є недоцільним, або неможливим. Також доступна функція архівації на флешку. Крім того, панель оператора дозволяє користувачам створювати невеликі сценарії на СІ подібних мовах, будувати графіки та таблиці,

завантажувати зовнішні зображення та розробляти прості анімації. Система містить багаторівневу структуру для прав доступу до інтерфейсу оператора, що складається з дев'яти рівнів, кожен з яких захищений персональним паролем. Це забезпечує ієрархічну та безпечну систему контролю доступу до панелі оператора.

4.4 Висновки

Виходячи з поставлених задач автоматизації, переліку контрольованих параметрів, таблиці вхідних вихідних сигналів в даному розділі було обрано типові давачі та виконавчі механізми, які можуть задовільнити поставлені вимоги перед автоматизованою системою керування. В розділі було описано їх основні параметри та коротко розказано про їх принципи роботи. Зроблено вибір ПЛК а також сумісної з ним панелі оператора, обґрунтовано цей вибір.

РОЗДІЛ 5 МОДЕЛЮВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ

В даному розділі буде розглянуто таку проблему насосних агрегатів як кавітаційний ефект, буде розказано про його негативний вплив на роботу насосного агрегату, наведено способи боротьби з кавітаційним ефектом. Буде затронуто тему енергоефективності та ККД насосного агрегату, як на це впливає ефект кавітації а також методи боротьби з ним, як різні способи регулювання насосного агрегату сказуються на енергоефективності та ККД, наведені оптимальні способи контролю та регулювання насосного агрегату, а також протидії кавітаційному ефекту.

5.1 Кавітація в насосному агрегаті

Для початку визначемося, що саме з себе представляє даний ефект. Відомо, що при зменшенні тиску на рідину її температура кипіння також зменшується, це зумовлено тим, що тиск насиченої пари пов'язаний певною для цієї речовини залежністю від температури. Коли зовнішній тиск падає нижче тиску насиченої пари, відбувається випаровування (кипіння) рідини або сублімація твердої речовини; коли зовнішній тиск вище – навпаки, конденсація або десублімація. Тобто тиск насиченої пари, це тиск який існує всередині самої речовини. За звичайних атмосферних умов, при тиску в 1 атмосферу (101.325 кПа) вода кипить при температурі 100°C (тобто, при температурі 100°C тиск насиченої пари для води становить приблизно 101 кПа). Проте за зміни тиску температура кипіння також змінюється. Якщо тиск збільшити, то температура кипіння води підвищиться, і навпаки, при зменшенні тиску температура кипіння зменшиться. Наприклад, на високогірних плато, де тиск нижчий, вода кипітиме вже за нижчих температур.

Наприклад, при температурі 20°C, тиск насиченої пари води становить приблизно 2.34 кПа. Це означає, що за цієї температури вода почне кипіти, якщо атмосферний тиск дорівнює 2.34 кПа, або нижче.

Тепер згадаємо закон Бернуллі (Рис. 5.1), який говорить про те, що при збільшенні

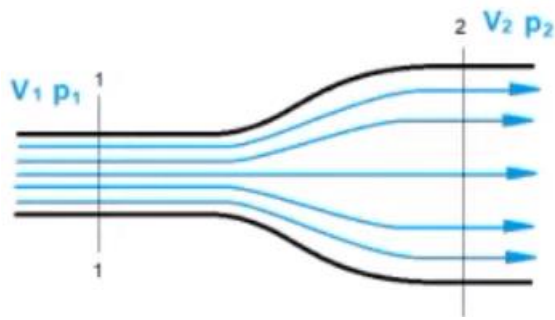


Рис. 5.1 — Ефект Бернуллі

швидкості потоку рідини її тиск зменшується і навпаки, при зменшенні швидкості тиск зростає. $V_1 > V_2$ $p_2 > p_1$. В насосі в свою чергу тиск і швидкість відрізняються в різних областях насоса і є області в яких швидкість потоку рідини досягає максимального значення і виходячи з закону Бернуллі

отримуємо, що при максимальній швидкості в цих зонах отримуємо мінімальний тиск. А як було описано вище, чим нижче тиск тим нижче температура “кипіння” рідини і є імовірність того, що в цих зонах рідина закипить, тобто в ній почнуть утворюватися бульбашки газу і пустоти. Відбувається таке на вході рідини на робоче колесо насоса. А призводить це до того, що робоче колесо насоса починає обертатися не в рідині, а в просторі де утворюються бульбашки розчиненого у рідині газу, а це дуже негативно впливає на характеристики насоса.

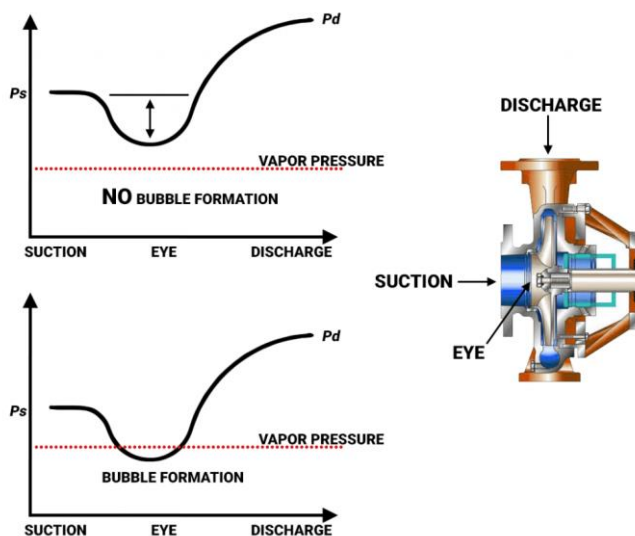


Рис. 5.2 — Умова утворення бульбашок кавітації

Отже ефект кавітації в насосному агрегаті – це явище, при якому водяна пара утворюється і потім руйнується в рідині внаслідок зміни тиску. Кавітація може виникнути, коли тиск у рідині знижується до такого рівня, що вода починає кипіти, утворюючи бульбашки пари (Рис. 5.2). Коли ці бульбашки переміщуються в область з більш високим тиском, вони можуть руйнуватися, створюючи так звані

мікро стуї, сплески та удари.

У насосах кавітація може призвести до низки небажаних наслідків:

Зношування та пошкодження насоса: Удари від сплесків кавітації можуть пошкоджувати лопаті насоса та інші його частини, що призводить до зносу та погіршення продуктивності.

Шум: Кавітація створює характерний звук, який можна почути у насосі, що працює, звук часто схожий на звук маленьких камінців в середині насоса.

Втрата ефективності: Кавітація може знизити ефективність насоса, оскільки бульбашки, що утворюються, можуть перешкоджати нормальному потоку рідини, це в свою чергу негативно впливає на подачу рідини і напор, а також на ККД насоса.

Пошкодження системи: Крім пошкодження самого насоса, кавітація може пошкодити інші елементи системи, такі як трубопроводи.

Основна причина виникнення ефекту кавітації, як було описано вище є падіння тиску в потоці рідини до тиску насиченої пари, що виникає найчастіше на вході в робоче колесо насоса, утворення бульбашок газу і пустот, а потім, при подільшому русі перекачуваної рідини в зону з підвищеним тиском, їх дуже швидке схлопування з утворенням так званих струй і виділенням великої кількості енергії, повний життєвий цикл такої бульбашки наведено на (Рис. 5.3).

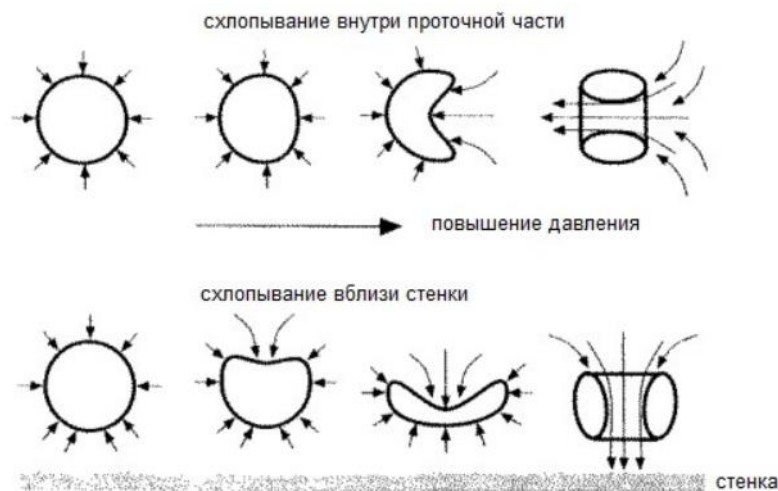


Рис. 5.3 — Процес схлопування кавітаційної бульбашки

5.2 Умови безкавітаційної роботи

NPSH (Net Positive Suction Head), або кавітаційний запас насоса – параметр який показує на скільки тиск напору рідини на всмоктуючому патрубку перевищує тиск

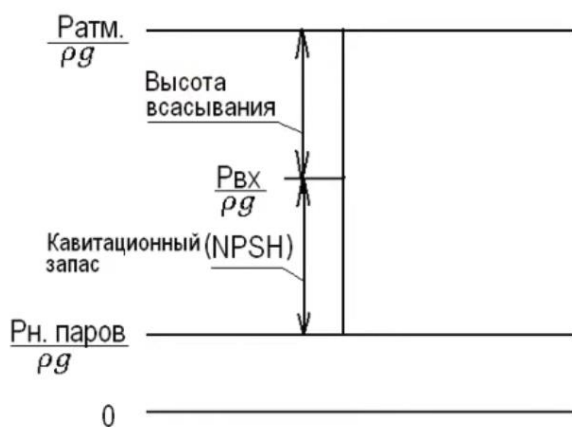


Рис. 5.4 NPSH

насиченої пари цієї рідини при певній температурі. На (Рис. 5.4) видно шкалу тиску від 0 до 1 атмосфери, і на цій шкалі позначено тиск насиченої пари, а також кавітаційний запас насоса (NPSH), тобто це значення напору яке потрібно створити на вході в насос щоб попередити виникнення ефекту кавітації, для кожного насоса ця

величина буде унікальною, також вона змінюється в залежності від температури і рідини що перекачується.

Якщо NPSH позитивне, це означає, що ми маємо достатній тиск всмоктування для запобігання кавітації (утворення бульбашок пари в рідині через зниження тиску), що може призвести до пошкодження насоса. Якщо NPSH є негативним, може виникнути проблема кавітації, і необхідно вжити заходів для її усунення або поліпшення ситуації.

Кавітаційний запас насоса залежить від діаметра робочого колеса, а також його типу, чим менше робоче колесо, тим кавітаційним запас більший тобто всмоктуюча здатність насоса менша і навпаки. Як приклад на (Рис. 5.5) наведено характеристики для 3-х діаметрів робочих коліс насосів при однакових значення подачі і тут видно що чим менше діаметр тим більший кавітаційний запас насоса. З цього випливає, що при однаковій подачі рідини, для насоса у якого діаметр робочого колеса менший потрібно створити на всмоктуючому патрубку більший тиск і навпаки.

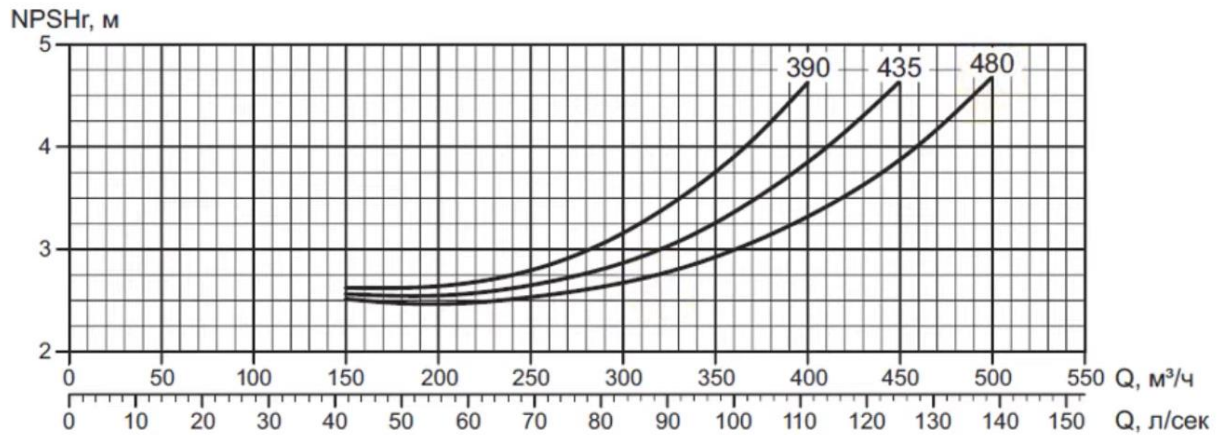


Рис. 5.5 Залежність подачі і NPSH від діаметра робочого колеса

Також з цих графіків видно, що при збільшенні подачі насосів кавітаційний запас теж збільшується.

Кавітаційний запас також залежить від швидкості обертання робочого колеса, залежність ця квадратична, тобто при збільшенні швидкості обертання в 2 рази, кавітаційний запас збільшиться у 4 рази, всмоктуюча здатність при цьому впаде. Але найголовніше тут те, що це працює і в зворотному порядку, тобто при зменшенні швидкості обертання, кавітаційний запас буде також зменшуватися, а всмоктуюча здатність буде збільшуватися.

NPSHa (Net Positive Suction Head Available) – доступний кавітаційний запас – це параметр, який використовується в області насосних систем для оцінки доступного позитивного тиску всмоктування. Цей параметр є важливим для забезпечення надійної роботи насоса, особливо в системах, де насос працює з рідинами. NPSHa вимірюється в метрах (або футах) рідини і характеризує значення тиску рідини на вході в насос, при поточній температурі і поточному стані системи. Важливо, що ця величина не залежить від типу насоса, а залежить лише від характеристики системи в якій працює даний насос, тобто це тиск який створюється системою в всмоктуючому трубопроводі, або тиск всмоктуючого трубопровода.

NPSHa можна виразити наступним чином:

$$NPSHa = H_{атм} - H_{всм} - H_{н.п} - H_{втр}$$
де $H_{атм}$ – тиск атмосфери, або напор який відповідає атмосферному тиску, для води приблизно 10.33м. $H_{всм}$ – тиск

перекачуваної рідини, який залежить від висоти між поверхнею всмоктування і оссю робочого колеса насоса.

Якщо насос знаходиться вище поверхні перекачуваної речовини береться з знаком мінус, якщо нижче, то зі знаком плюс. $H_{н.п}$ – тиск насиченої пари рідини при певній температурі, наприклад для води з температурою 20°C становить 0.23м. $H_{втр}$ – тиск, що витрачається на подолання довжини всмоктуючого трубопроводу, зміна напрямку потоку, раптові звуження або розширення труби, втрати на тертя, втрати які виникають при наявності у трубопроводі відкладень та інші фактори. Важливо уточнити, що якщо насоси працюють паралельно, то в даній формулі справедливо буде замінити значення атмосферного тиску на значення напору який нагнітається попереднім насосом.

NPSHr (Net Positive Suction Head Required) – це параметр, який використовується для визначення мінімального тиску рідини, необхідного на вході насоса, щоб уникнути кавітації. NPSHr вимірюється зазвичай в метрах рідини і залежить лише від властивостей насоса, дане значення для кожного насоса індивідуальне і зазвичай виробники насосів надають інформацію про величину NPSHr в залежності від продуктивності насоса на графіку його робочої характеристики. Якщо тиск рідини на вході насоса стає нижчим за значення NPSHr, то може початися кавітація, що може призвести до пошкодження насоса та зниження його продуктивності.

Отже підведемо підсумки, NPSH – наявне значення при роботі насоса в системі, показує на скільки тиск на вході перевищує тиск насиченої пари перекачуваної речовини. При номінальному режимі роботи, за сталих значень у системі, його можна охарактеризувати як різницю $NPSH_a - NPSH_r$, якщо значення більше 0, то забезпечується безкавітаційна робота, якщо менше, то присутній ефект кавітації.

$NPSH_a$ – наявне значення підпору на всмоктувальному патрубку насоса, залежить тільки від системи в якій працює насос.

$NPSH_r$ – необхідне значення підпору на всмоктуючому патрубку насоса для компенсації всіх втрат тиску в насосі та утримання тиску рідини вище рівня тиску

насиченої пари в самому насосі. $NPSH_r$ враховує запас на рівні 3% втрати напору, що виникає в результаті можливих кавітаційних процесів. $NPSH_r$ для кожного насоса визначається випробуваннями на заводі-виробника, але ці випробування проводяться на чистій, холодній воді.

$NPSH_3$ – критичний, або 3% кавітаційний запас насоса – кавітаційний запас (або те значення тиску на вході в насос) при якому відбувається зниження напору насоса на 3% від його номінального значення, таке падіння тиску на вході вважається допустимим.

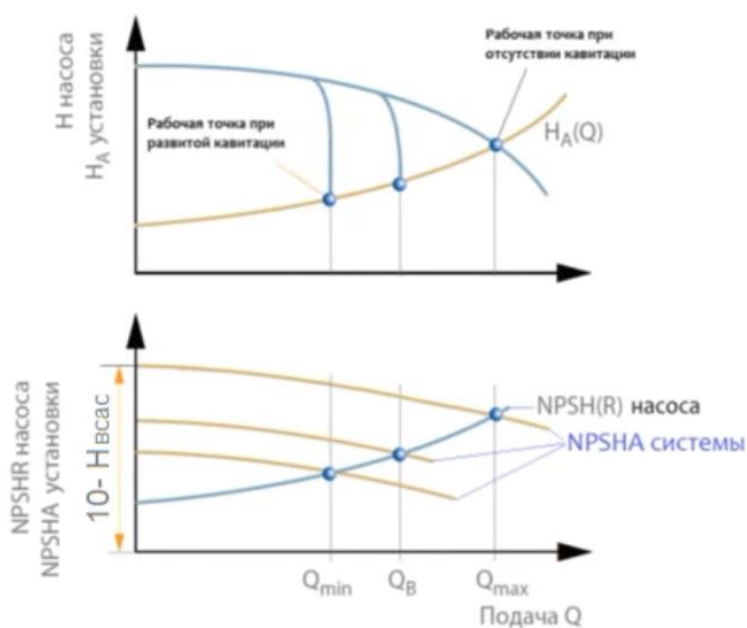


Рис. 5.6 Залежність Q/H хар-к насоса від кавітаційного запасу системи

На (Рис. 5.6) Зображено характеристики насоса при різних значення висоти всмоктування, тобто в залежності від того на скільки пустим є резервуар, за умови що насос знаходиться вище точки всмоктування. З цих графіків видно, що при збільшенні висоти всмоктування кавітаційний запас насос починає все раніше і раніше перебільшувати доступний кавітаційний запас системи, який в свою чергу починає зменшуватися (насправді запас насоса не змінюється, просто падає запас системи, за рахунок чого кавітаційний запас насоса стає більшим за нього). Жовті лінії – це запас системи при різній висоті всмоктування, синя – запас насоса. І тут видно, що при більшій висоті всмоктування допустиме значення подачі для безкавітаційної роботи стає меншим, при однакових інших параметрах. На верхньому графіку в свою чергу видно, що при появленні ефекту кавітації напор

насоса починає стрімко падати причому при менших і менших значення подачі насосу. Окрім цього, негативно на безкавітаційну роботу насоса може сказатися і ряд інших факторів.

5.3 Методи запобігання/усунення ефекту кавітації

Якщо не брати в розрахунок методи які безпосередньо впливають на зміну всієї системи, або її окремих частин, є 3 основні методи боротьби з виникаючим ефектом кавітації, а саме:

- 1) Відкриття засувки на всмоктуванні;
- 2) Знизити подачу за допомогою засувки в напірному трубопроводі;
- 3) Знизити швидкість обертання робочого колеса, насос з меншою швидкістю обертання має кращий кавітаційний запас.

Дальше розглянемо спосіб з зменшенням частоти обертання. Для початку визначимось від чого залежить швидкість обертання насоса.

Швидкість обертання насоса напряму пов'язана з швидкістю обертання вала електродвигуна. В відцентрових насосних агрегатах найчастіше використовуються саме асинхронні електродвигуни, швидкість обертання яких залежить від частоти мережі змінного струму і числа пар обмоток статора. Визначається за формулою $n = \frac{60 \times f}{p}$, де f – частота мережі, p – число пар обмоток статора. Звісно n в цій формулі це не зовсім швидкість обертання валу електродвигуна, а швидкість циклічної зміни магнітного потоку статора, а називається вона синхронною швидкістю двигуна. Швидкість обертання валу буде дещо меншою, на величину яка називається ковзанням асинхронного двигуна і визначається за формулою $s = \frac{n_1 - n}{n_1}$, де s – це ковзання, n_1 – швидкість обертання магнітного потоку статора, n – швидкість обертання ротора і відповідно валу. Саме це значення швидкості n і передеться на робоче колесо насоса.

Виходячи з цього можна зрозуміти, що для зміни швидкості обертання можна, або змінювати частоту струму, або змінювати кількість пар обмоток статора. Другий варіант очевидно не практичний, тому залишається лише

змінювання частоту. Для цього використовуються спеціальні частотні перетворювачі. Звичайна частота струму становить 50Гц, розрахуємо швидкість обертання електродвигуна для цієї частоти і для меншої частоти, наприклад 40Гц, візьмемо для цього двигун у якого буде 2 пари обмоток статора.

Підставимо значення у формулу $n_1 = \frac{60 \times 50}{2} = 1500$ $n_2 = \frac{60 \times 40}{2} = 1200$, оскільки ми не можемо зняти точні показники швидкості обертання з двигуна, то для прикладу, використаємо базову формулу швидкості обертання магнітного поля, але можна припустити, що реальна швидкість обертання буде на 1-2% меншою. Отримаємо значення приблизно 1470 і 1180 для частот 50Гц і 40Гц відповідно.

Тепер потрібно визначити, який вплив така зміна швидкості становить на робочі показники насоса, існують спеціальні формули співвідношення (Рис. 5.7).

$$\left. \begin{aligned} \frac{Q_1}{Q_2} &= \frac{n_1}{n_2} \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3; \\ \frac{H_1}{H_2} &= \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2; \\ \frac{N_1}{N_2} &= \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^5. \end{aligned} \right\} \quad \left. \begin{aligned} \frac{Q_1}{Q_2} &= \frac{n_1}{n_2}; \\ \frac{H_1}{H_2} &= \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2; \\ \frac{N_1}{N_2} &= \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3. \end{aligned} \right\}$$

Рис. 5.7 Формули співвідношення параметрів насоса

З (Рис. 5.7) видно, що подача прямо пропорційна частоті обертання, напір насоса залежить від частоти обертання у другому ступені, потужність на валу залежить від частоти обертання у третьому ступені.

Кавітаційний запас також залежить від обертів робочого колеса, але ця залежність дещо складніша і виражається формулою $\frac{NPSH_{r1}}{NPSH_{r2}} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^x$, де показник степеня x знаходиться в межах від 1.3, до 2 в залежності від конструкторських характеристик насоса, але при недостатній інформації приймається в наближенні до 2. Дана формула може використовуватися для розрахунку кавітаційного запасу

при регулюванні насоса шляхом зміни числа оборотів. Також її можна записати у дещо простішому вигляді, а саме $NPSH_{r2} = NPSH_{r1} \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^x$, де $x \approx 2$.

На (Рис. 5.8) видно, що при зміні частоти обертання форма характеристики залишається сталою, змінюються лише їх відповідні значення.

Для того щоб визначити необхідне значення обертів для певної подачі, або певного напору, або навпаки знайти подачу при конкретному значенні обертів потрібно використовувати описані вище формули співвідношення.

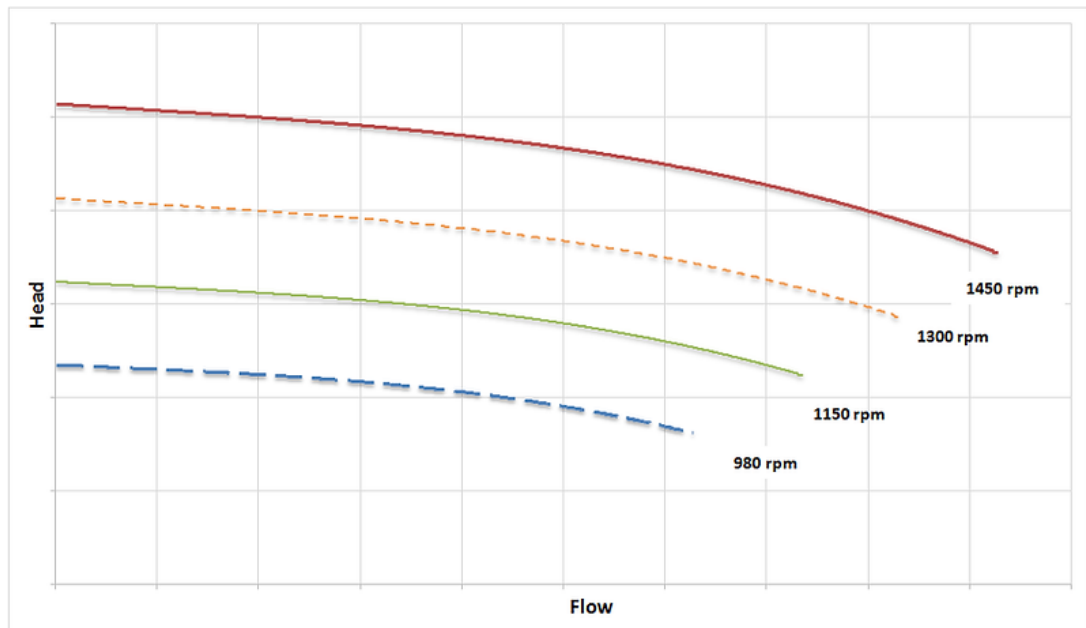


Рис. 5.8 Q/H характеристики при різних частотах обертання

Для того щоб визначити необхідне значення обертів для певної подачі, або певного напору, або навпаки знайти подачу при конкретному значенні обертів потрібно використовувати описані вище формули співвідношення.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right) = Q_2 = Q_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 = H_2 = H_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 = P_2 = P_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$$

Знайдемо наприклад значення подачі і напору при обертах 1150, якщо поточне значення при 1450 становить 800м³/год і 320м (Рис. 5.9) Q1 Н1. Важливе уточнення, що ці співвідношення працюють лише якщо змінювати тільки швидкість обертання, не змінюючи інші параметри, хоча доцільніше сказати, що

при небажаній зміні інших параметрів, які не залежать від нас, за допомогою цього методу їх можна зкорегувати в потрібну нам сторону.

Отже підставимо наші значення у формулу:

$$Q_2 = Q_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right) = Q_2 = 800_1 \times \left(\frac{1150}{1450}\right) = 634 \text{ м}^3/\text{год. } Q_3 \text{ (Рис. 5.9)}$$

$$H_2 = H_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 = H_2 = 320 \times \left(\frac{1150}{1450}\right)^2 = 200 \text{ м. } H_3 \text{ (Рис. 5.9)}$$

Зробимо ще одні розрахунки, але тепер того на скільки нам потрібно знизити швидкість обертання, щоб отримати витрати насоса, наприклад $700 \text{ м}^3/\text{год}$.

Для цього переводимо формулу в необхідний для нас вигляд і підставляємо значення: $\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)$; $n_2 = n_1 \times \left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)$; $n_2 = 1450 \times \left(\frac{700}{800}\right) = 1268 \text{ об/хв}$.

Можемо розрахувати значення напору для цих обертів:

$$H_2 = H_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 = H_2 = 320 \times \left(\frac{1268}{1450}\right)^2 = 245 \text{ м.}$$

Також для прикладу розрахуємо кількість обертів, якщо ми хочемо отримати на виході напор наприклад 280 м .

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 ; n_2 = n_1 \times \sqrt{\frac{H_2}{H_1}}; n_2 = 1450 \times \sqrt{\frac{280}{320}} = 1356 \text{ об/хв.}$$

$$\text{Можна зробити перевірку: } H_2 = 320 \times \left(\frac{1356}{1450}\right)^2 = 280 \text{ м.}$$

Отже все правильно.

На (Рис. 5.9) представлено сімейство Q/H характеристик для різних частот обертання, а також зображені робочі точки насоса при однакових режимах роботи, але при зменшенні частоти обертання. Де звичайні точки це наприклад режим роботи при повністю відкритій заслінці на напірному патрубку насоса, а точки з штрихом на на половину закритій заслінці.

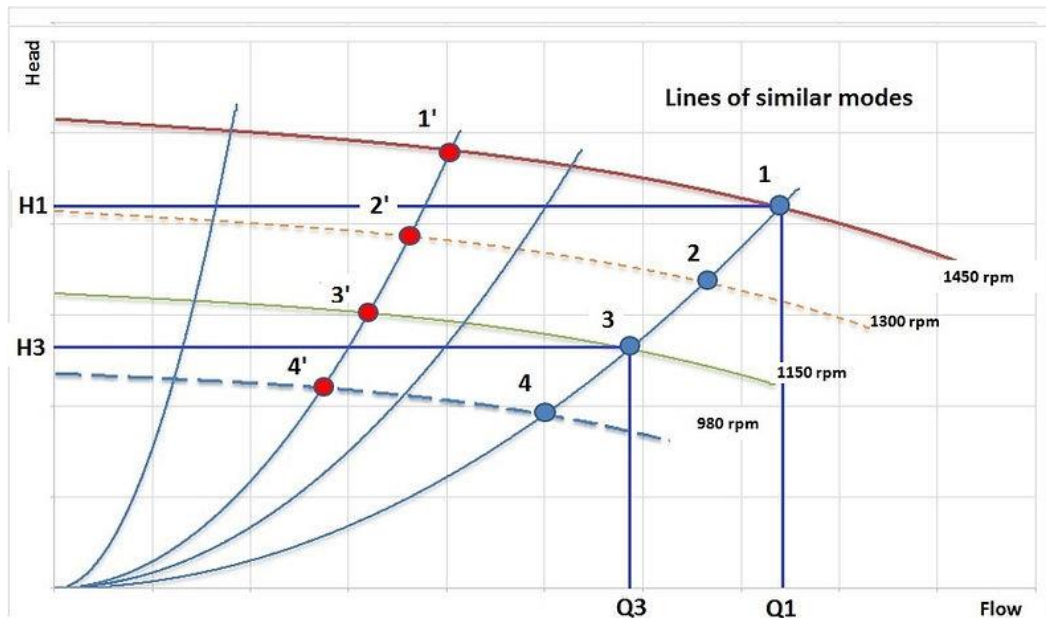


Рис. 5.9 Побудова графіків різних робочих характеристик

На (Рис. 5.10) зображено залежність ККД від частоти обертання, як можна побачити при зміні частоти обертання ККД майже не змінюється (зміна може становити приблизно 2-3% при зменшенні частоти обертання в 2 рази), змінюється лише положення точки максимального ККД, в залежності від значення подачі і напора.

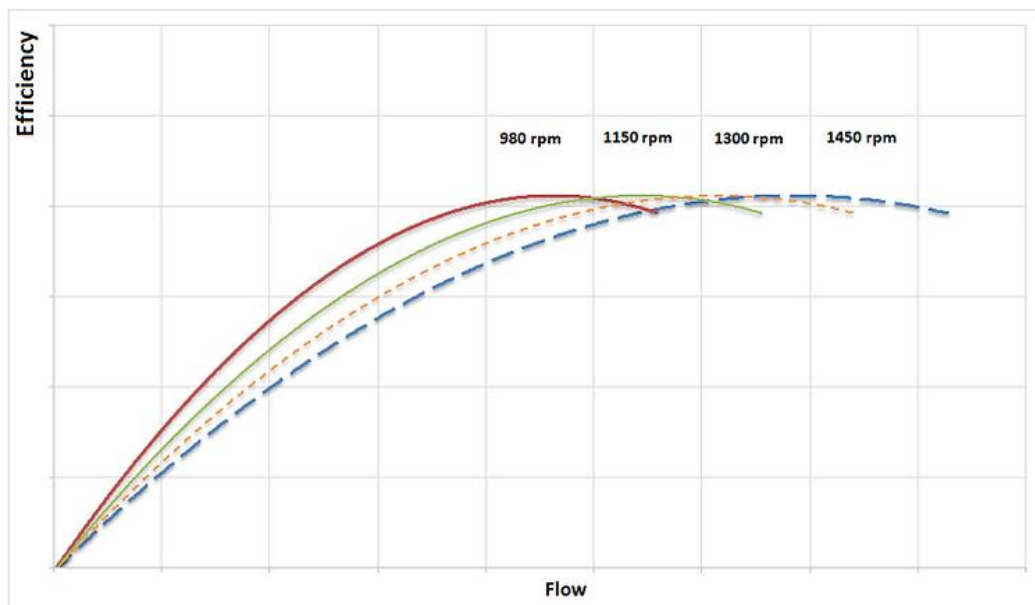


Рис. 5.10 Залежність ККД насоса від частоти обертання

На (Рис. 5.11) Зображено графік який характеризує відмінність в регулюванні характеристик насоса за допомогою зміни частоти обертання і за допомогою дросельного регулювання (заслінкою).

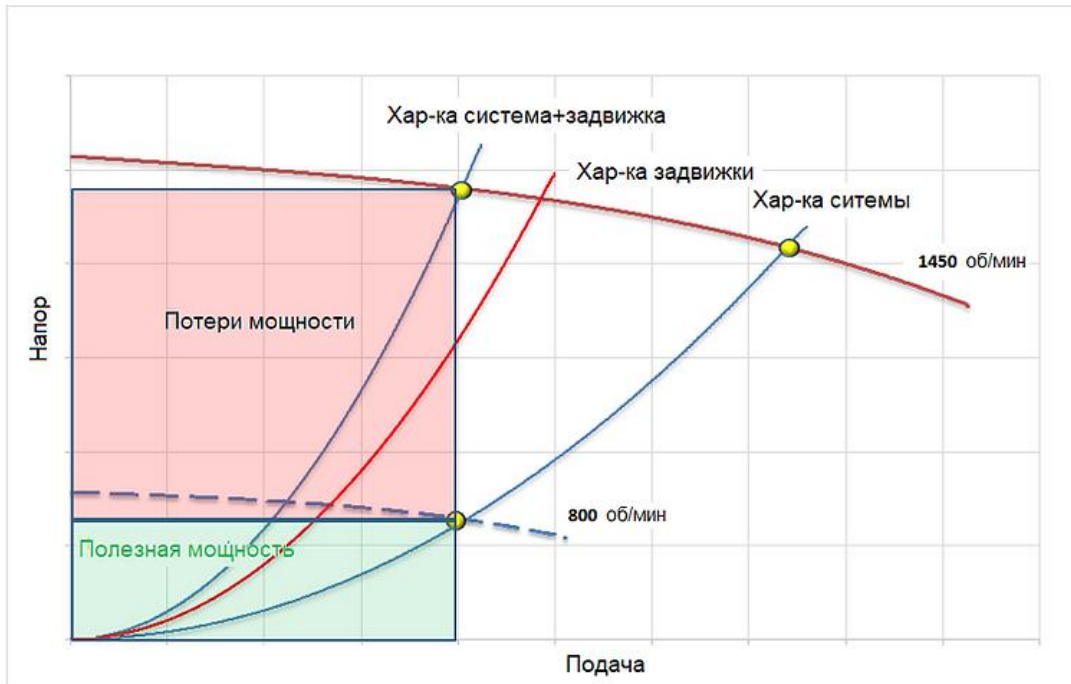


Рис. 5.11 Порівняння частотного регулювання і дросельного

На графіку зображено точки з різними витратами насоса, нам потрібно зменшити витрати від правої точки до лівої, при дроселюванні, наш насос буде працювати як і працював до цього в номінальному режимі, так ми отримаємо необхідну величину витрат, але з цим отримаємо і величезні втрати в енергоефективності. При частотному регулюванні ми ж отримуємо тільки корисну потужність, уникаючи втрат потужності на заслонці.

Тепер пора розібратися з тим, як саме частота обертання допоможе нам регулювати ефект кавітації, розглянемо це на прикладі. На (Рис. 5.12) зображено схематичне зображення насоса в системі. Розрахуємо на прикладі цієї системи її $NPSH_a$, взявши наближені параметри реальної системи, а потім порівняємо з $NPSH_r$ насоса і на основі цього зробимо висновки. Як уже писалось вище $NPSH_a$ знаходиться за формулою $NPSH_a = H_{атм} - H_{всм} - H_{н.п} - H_{втр}$. Розрахуємо це з урахуванням того, що перекачувана рідина це вода при температурі 20°C . $H_{атм} = 10,33\text{м}$, $H_{всм} = 3\text{м}$, $H_{н.п} = 0,23\text{м}$ (тиск насиченої пари води при заданій температурі), тиск втрат на проходження трубопроводу візьмемо $H_{втр} = 0,5\text{м}$. Всі значення подаються у метрах водяного стовпа (м).

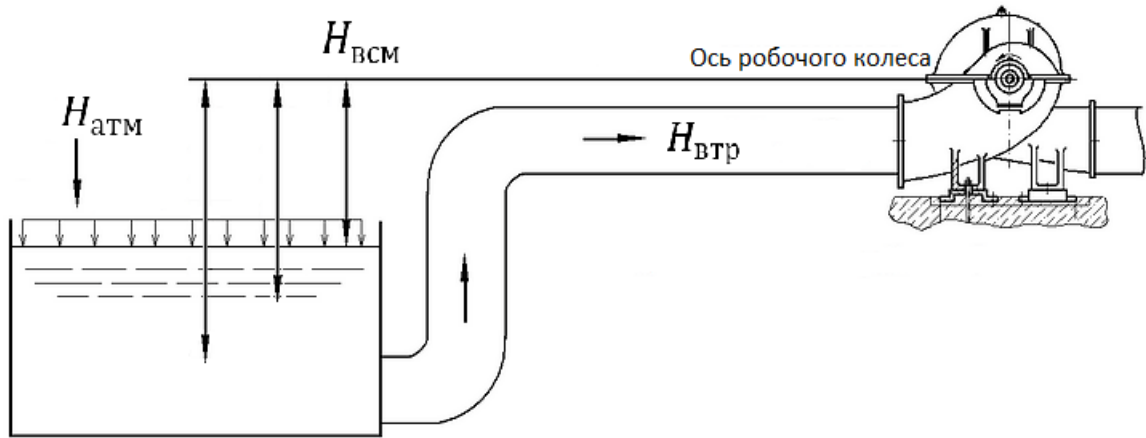


Рис. 5.12 Схема системи

Розрахуємо $NPSH_a$ за таких умов. $NPSH_{a1} = 10,33 - 3 - 0,23 - 0,5 = 6,6\text{м}$, отже система забезпечує нам тиск в 6,6м водяного стовпа на вході в насос. $NPSH_r$ насоса візьмемо рівним 4м. За таких умов, $NPSH_{a1} - NPSH_{r1} = 6,6 - 4 = 2,6$, значення більше 0, отже безкавітаційна робота присутня. Але припустимо, що з часом резервуар пустіє і нехай для другого випадку рівень води в ньому опуститься на 2м, тоді $H_{всм} = 5\text{м}$, розрахуємо $NPSH_a$, ще раз за нових умов, $NPSH_{a2} = 10,33 - 5 - 0,23 - 0,5 = 4,6\text{м}$, $NPSH_{a1} - NPSH_{r1} = 4,6 - 4 = 0,6$, за таких умов система уже наближується до умови утворення кавітації. Нехай з часом рівень води в резервуарі упав ще на 2м нижче, тоді $H_{всм} = 5\text{м}$, розрахуємо $NPSH_a$, уже в третій раз, $NPSH_{a3} = 10,33 - 7 - 0,23 - 0,5 = 2,6\text{м}$.

За таких умов безкавітаційна робота уже неможлива. $NPSH_{a3} - NPSH_{r1} = 2,6 - 4 = -1,4$, значення менше 0 отже в системі присутня кавітація. Виходячи з останньої ситуації, розрахуємо на скільки нам потрібно знизити частоту обертання насоса, щоб позбавитися ефекту кавітації за таких умов. Номінальну частоту обертання візьмемо 1480 об/хв. Для цього використаємо наступну формулу співвідношення: $\frac{NPSH_{r1}}{NPSH_{r2}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^x$, x приймемо рівним 2. Запишемо її у дещо зручнішому вигляді, а саме $n_2 = n_1 \times \sqrt{\frac{NPSH_{r2}}{NPSH_{r1}}}$, в цій формулі $NPSH_{r1}$ у нас було відоме з самого початку і становить 4, а от $NPSH_{r2}$ це насправді може бути будь яке значення $NPSH_a$, якщо воно менше за $NPSH_{r1}$, у нашому випадку для мінімальної безкавітаційної роботи нам потрібно взяти $NPSH_{r2} = 2,6$.

$$n_2 = n_1 \times \sqrt{\frac{NPSH_{r2}}{NPSH_{r1}}} = n_2 = 1480 \times \sqrt{\frac{2,6}{4}} = 1193 \text{ об/хв.}$$

Таке зменшення швидкості відповідає зменшенню частоти струму з 50 Гц до 40,3 Гц. Оскільки частота струму і швидкість обертання прямо пропорційні то це дуже просто вирахувати за формулою $\frac{n_1}{n_2} = \frac{f_1}{f_2}$, або $f_2 = f_1 \times \frac{n_2}{n_1}$, $f_2 = 50 \times \frac{1193}{1480} = 40,3$.

За такої швидкості обертання $NPSH_{a3} = NPSH_{r2}; 2,6 = 2,6$. За таких умов виконується мінімальна умова відсутності кавітації, але на практиці краще щоб оберти були ще трохи меншими, а різниця між $NPSH_{a3} - NPSH_{r2} > 0$ більша 0.

5.4 Оцінка ефективності

Для оцінки ефективності використаємо порівняння ККД насосного агрегату за різних умов. Як уже було сказано раніше зниження частоти обертання за допомогою частотного регулювання майже не сказується на ККД насоса (Рис. 5.10), визнавано це тим, що при зниженні частоти обертання падає і сама потужність електродвигуна, а вона напряду впливає на значення ККД. Існує декілька подібних співвідношень для визначення ККД насоса. Це відношення корисної енергії, переданої потоку рідини, або до номінальної потужності електродвигуна, або до корисної потужності на валу. Але я гадаю, що доцільно буде використовувати саме відношення до номінальної потужності, адже потужність на валу це корисна потужність двигуна, тобто ККД самого двигуна і рахувати відштовхуючись від нього не зовсім доцільно, з урахуванням того що ми працюємо з системою, хоча це можна назвати чистим ККД самого насоса.

Тоді ККД насосного агрегата можна визначити за формулою $\eta = \frac{\rho g Q H}{P}$, де P будемо брати саме за номінальну потужність електродвигуна.

Розраховано для прикладу ККД насосного агрегату, який працює при номінальному значенні потужності в 1200кВт, обертів 1500об/хв, і на виході має подачу 800м³/год і напор 400м водяного стовпа. Підставимо значення у формулу і отримуємо $\eta = \frac{1000 \times 9,81 \times 0,222 \times 400}{1200000} = 0,73$, отримує значення ККД близько 73%, звичайне значення для відцентрового насосного агрегату. Тепер розрахуємо, як

зміниться ККД, якщо для контролю одного із параметрів нам потрібно знизити оберти з номінальних 1500, до 1200 об/хв за допомогою частотного регулювання. Для цього потрібно знати наступну інформацію.

Використання частотників у відцентрових насосах, для зниження робочої швидкості обертання, призводить до кубічного зменшення енергоспоживання двигунів. Це демонструється ще однією з формул співвідношень (Рис. 5.7) це формула, яка встановлює залежність між частотою обертання і потужністю на валу $\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$, як ввидно ця залежність є кубічною. Оскільки ми знаємо, що зі зміною частоти пропорціонально змінюється і швидкість обертання, то в цій формулі швидкість обертання можна замінити і на частоту. $\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{f_1}{f_2}\right)^3$. Але за P_1 ми будемо брати номінальну потужність. Наприклад, зменшення частоти електродвигуна з 50 Гц до 40 Гц призводить до зменшення споживання електроенергії вдвічі (Рис. 5.13).

Важливо зауважити, що хоч зміна ККД насосного агрегату і не виглядає суттєвою, але в деяких випадках втрата корисно потужності на валу є недопустимою і падіння ККД може бути значним. Але, тим не менш, таке падіння ККД не можна назвати 100% вірним, тому що при такому падіння не враховується та різниця ККД, яка сформувалася б при утворенні ефекту кавітації. Нажаль порахувати, хочаб і приблизно, на скільки падає ККД насосного агрегата, при виникненні ефекту кавітації, дуже складно, і формул для цього немає, адже ці процеси протікають дуже хаотично і залежать від величезної кількості факторів. Проводять це лише на заводах виробників під час практичних випробувальних тестів насосних агрегатів. Але що можна сказати точно, що падіння ККД при наявному ефекті кавітації є суттєвим, адже воно дуже негативно сказується на напорній і витратній характеристиках насоса, при цьому і на зносі деталей насоса і трубопровода.

На додаток до вищесказаного, перетворювачі частоти дозволяють позбавитися гідроударів, а також автоматизувати контроль подачі рідини – при зменшенні споживання робочої рідини, тиск у трубопроводі буде збільшуватися,



Рис. 5. 13 Залежність корисної потужності від частоти обертання

датчик це фіксує і частотник автоматично зменшує обороти двигуна. При збільшенні споживання тиск буде зменшуватися, а частотник відповідно буде збільшувати обороти двигуна, відповідно в системі підтримуватиметься постійний тиск, або, якщо нам потрібно то можемо вручну виставити необхідне значення подачі, якщо номінальне нас не влаштовує, це дуже зручно і гарно економить енергію.

Тепер пора розрахувати ККД для 1200 об/хв. Не складно порахувати, що до такого зменшення призводить зменшення частоти струму з 50 Гц до 40 Гц, оскільки ці значення прямо пропорційні. Для початку нам потрібно знайти нову потужність на валу електродвигуна, для цього

використаємо одну із зазначених раніше формул, $\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{f_1}{f_2}\right)^3$, або $\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$, використаємо першу. Переведемо її у

зручніший вигляд і підставимо значення. $P_2 = P_1 \times \left(\frac{f_2}{f_1}\right)^3$

$$P_2 = 1200 \times \left(\frac{40}{50}\right)^3 = 614 \text{ кВт.}$$

Тепер розрахуємо нове значення ККД, але для початку потрібно знайти значення подачі і напору для нової частоти обертання.

$$Q_2 = Q_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right) = Q_2 = 800_1 \times \left(\frac{1200}{1500}\right) = 640 \text{ м}^3 / \text{год.}$$

$$H_2 = H_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 = H_2 = 400 \times \left(\frac{1200}{1500}\right)^2 = 256 \text{ м.}$$

$$\eta_2 = \frac{\rho g Q_2 H_2}{P_2} = \frac{1000 \times 9,81 \times 0,177 \times 256}{614000} = 0,727. \text{ Можна побачити, що в порівнянні}$$

з першим випадком ККД майже не змінилося.

5.5 Математична модель

Як уже було неодноразово сказано для керування вихідними параметрами насосного агрегату є 3 основні способи, зокрема це відноситься і до контролю значення тиску на вході і виході з насосного агрегату.

- 1) Контроль положення засувки на всмоктуванні;
- 2) Контроль положення засувки в напірному трубопроводі;
- 3) Контроль швидкості обертання робочого колеса, насос з меншою швидкістю обертання має кращий кавітаційний запас.

Метод контролю параметрів який включає зміну положення засувок має низький ККД і збільшує знос запірною та насосного обладнання, метод зі зміною частоти обертання крильчатки позбавлений таких недоліків. Для покращення ККД системи та зменшення енергетичних витрат слід відмовитися від способу підтримання гідравлічних параметрів шляхом контролю положення засувок та розробити систему, потужність якої змінюватиметься динамічно.

З аналізу системи можна зробити висновок, що потрібно утримувати кавітаційний запас системи на рівні який перевищував би кавітаційний запас необхідний для насоса, для цього можна контролювати швидкість обертання робочого колеса насоса і як наслідок цим змінювати значення пониження тиску на вході в насос. На основі цього складемо структурну схему автоматизованої системи управління.

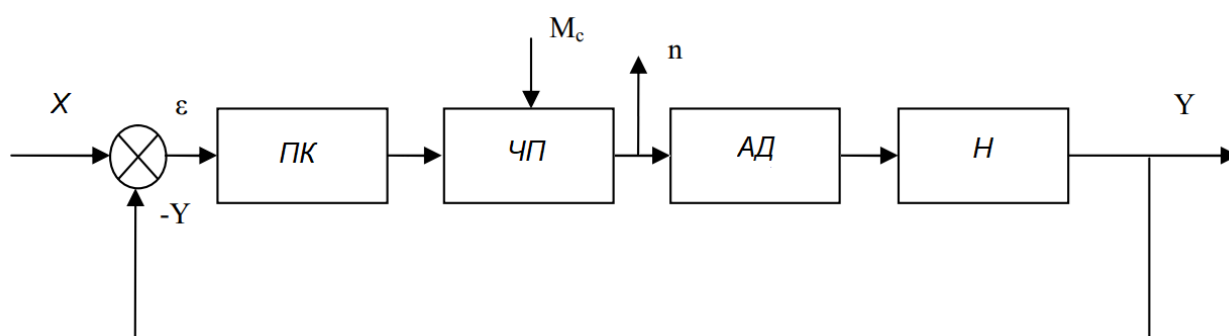


Рисунок 5.14 - Структурна схема автоматизованої системи управління насосним агрегатом

Як видно з (Рис. 5.14) система складається з керуючого пристрою (ПК), який отримує вхідний сигнал X і подає сигнал на частотний перетворювач (ЧП), який в свою чергу впливає на швидкість обертання ротора асинхронного двигуна (АД). Ротор асинхронного двигуна з'єднується з валом робочого колеса насоса за допомогою пружної муфти, що означає, що момент з валу двигуна передається безпосередньо на робоче колесо насоса (Н) повністю керуючи його швидкістю обертання. Для контролю ефекту кавітації у якості зворотнього зв'язку до системи буде надходити значення тиску, що знімається датчиком на вході в робоче колесо, це значення передається системі управління і порівнюється з $NPSH_r$, яке задане в системі від самого початку, якщо їх різниця менше 0, тоді формується вплив, який має знизити частоту обертання на значення, яке відповідало б частоті обертання яка необхідна для безкавітаційної роботи, за умови що тепер $NPSH_{r2} = NPSH_r$ мінус значення, що менше 0, як було у прикладі до (Рис. 5.12) $NPSH_{r2} = NPSH_r -$ значення менше 0. $NPSH_{r2} = 4 - 1,4 = 2,6$. І з урахуванням цього значення формується новий вплив.

$n = \frac{60 \times f}{p}$ – як уже було сказано – це формула залежності частоти обертання від напруги живлення, її також можна зробити точнішою, додавши параметр ковзання s $s = \frac{n_1 - n}{n_1}$, $n = \frac{60 \times f}{p} \cdot (1 - s)$.

Виходячи з цієї інформації, стає очевидним, що змінювати частоту обертання робочого колеса насоса можна змінюючи частоту напруги живлення асинхронного двигуна. Це здійснюється за допомогою спеціальних приладів, частотних перетворювачів, а такий метод контролю називається частотним управлінням. Окрім того зараз на ринку є частотні перетворювачі, які не тільки дозволяють змінювати частоту напруги живлення, а й мають вбудовані інтелектуальні елементи, що дозволяють програмувати деякі закони управління, наприклад частотні перетворювачі з ПД регуляторами.

Для початку визначимо передаточну функцію для кожної ланки.

Шукатимемо передатну функцію асинхронного двигуна як відношення частоти обертання ротора до частоти напруги живлення. Таким чином, структурна

схема управління частотою напруги статора буде виглядати наступним чином (Рис. 5.15):

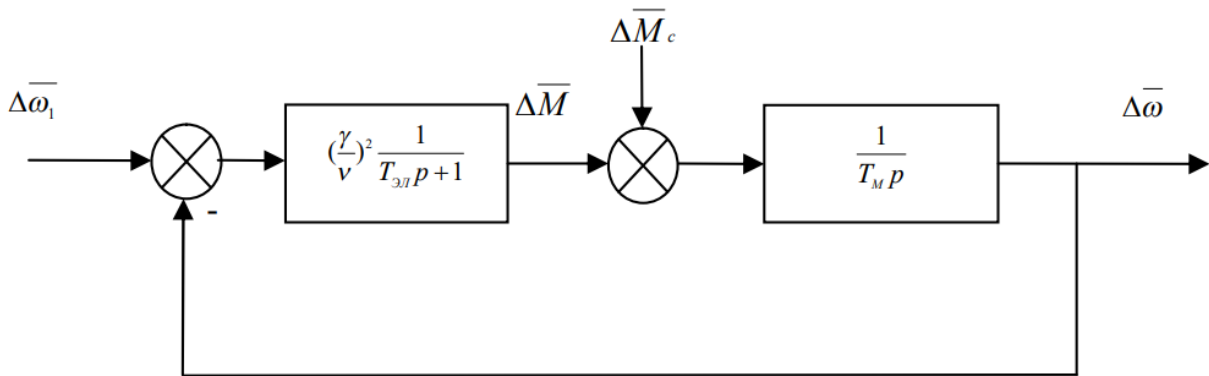


Рисунок 5.15 - Структурна схема асинхронного електродвигуна при управлінні частотою напруги живлення

З цієї структурної схеми отримаємо передавальну функцію по керуючому впливу:

$$W(p)_{ад} = \left(\frac{\gamma}{v}\right)^2 \frac{1}{(T_E p + 1)T_M p + \left(\frac{\gamma}{v}\right)^2} = \frac{k_{ад}}{T_E T_M p^2 + T_M p + 1}$$

T_M – Механічна стала часу двигуна;

T_E – Електромагнітна стала часу двигуна;

γ – Відносна напруга статора;

v – Відносна частота напруги статора.

Визначимо передатну функцію відцентрового насоса та магістралі. Як правило, на практиці насос і магістраль розглядають як один об'єкт, і з певною часткою точності апроксимують загальну передатну функцію у вигляді інерційної ланки другого порядку із запізненням. Як правило, у розгалуженій гідросистемі це коливальна ланка, в одиночних трубопроводах - аперіодична. Для загального випадку покладемо передатну функцію рівної:

$$W(p)_{нм} = \frac{k_{нм}}{T_1^2 p^2 + T_2 p + 1} e^{-p\tau}$$

Оскільки коливальні процеси слабо виражені внаслідок великої інерційності об'єкта, можна знизити порядок передаточної функції:

$$W(p)_{\text{HM}} = \frac{k_{\text{HM}}}{T_1 p + 1} e^{-p\tau}$$

Оскільки магістраль в нашому випадку не приймає майже абсолютно ніякої участі її запишемо лише передаточну функцію насоса:

$$W(p)_\text{H} = \frac{k_\text{H}}{T_1 p + 1}$$

На основі передатчної функції АД по керуючому впливу, а також передаточної функції насоса отримаємо загальну передаточну функцію об'єкта управління:

$$W(p)_{\text{OY}} = \frac{k_\text{H} \cdot k_{\text{ад}}}{(T_1 p + 1) \cdot (T_E T_M p^2 + T_M p + 1)}$$

Передаточна функція частотного перетворювача:

$$W(p)_{\text{ЧП}} = \frac{k_{\text{ЧП}}}{T_{\text{ЧП}} p + 1}; k_{\text{ЧП}} = \frac{U_2}{U_1}$$

$T_{\text{ЧП}}$ – постійна часу частотного перетворювача;

$k_{\text{ЧП}}$ – коефіцієнт частотного перетворювача.

Передаточна функція ПІ-регулятора:

$$W(p)_\text{PI} = k_p \left(1 + \frac{1}{T_i p} \right)$$

Точний теоретичний розрахунок параметрів регулятора, за яких виконуватиметься умова стійкості та вимоги до заданих показників якості, виконати практично неможливо через специфіку об'єкта.

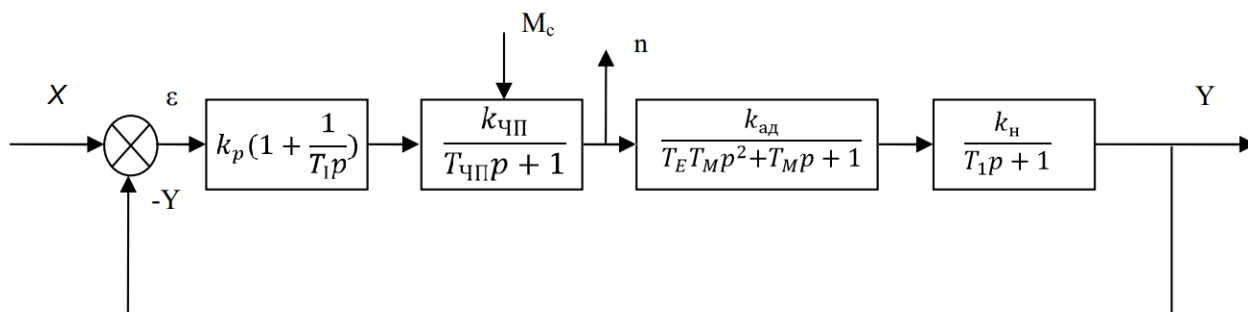


Рис. 5.16 структурна схема автоматизованої системи керування насосним агрегатом

Після цього об'єднуємо всі ланки з їх значеннями передаточних функцій на схемі і отримуємо структурну схему автоматизованої системи керування насосним агрегатом (Рис. 5.16).

5.6 Моделювання системи, дослідження її динамічних характеристик

На основі отриманої структурної схеми, а також передаточних функцій, проведемо синтез автоматизованої системи керування насосним агрегатом в середовищі Matlab (Simulink). Зберемо для цього схему (Рис. 5.17).

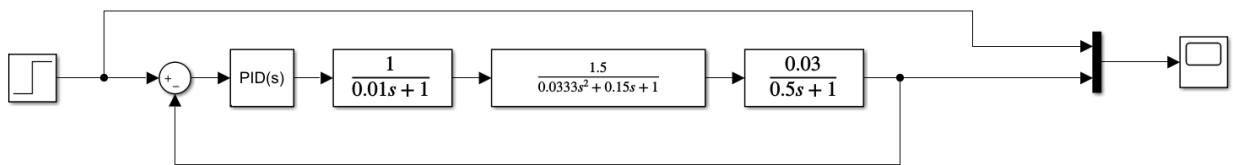


Рис. 5.17 Схема в середовищі Matlab (Simulink)

Запустимо моделювання і отримуємо графік перехідного процесу для заданої системи (Рис. 5.18). Як видно з графіку, у системі явно виражене перерегулювання,

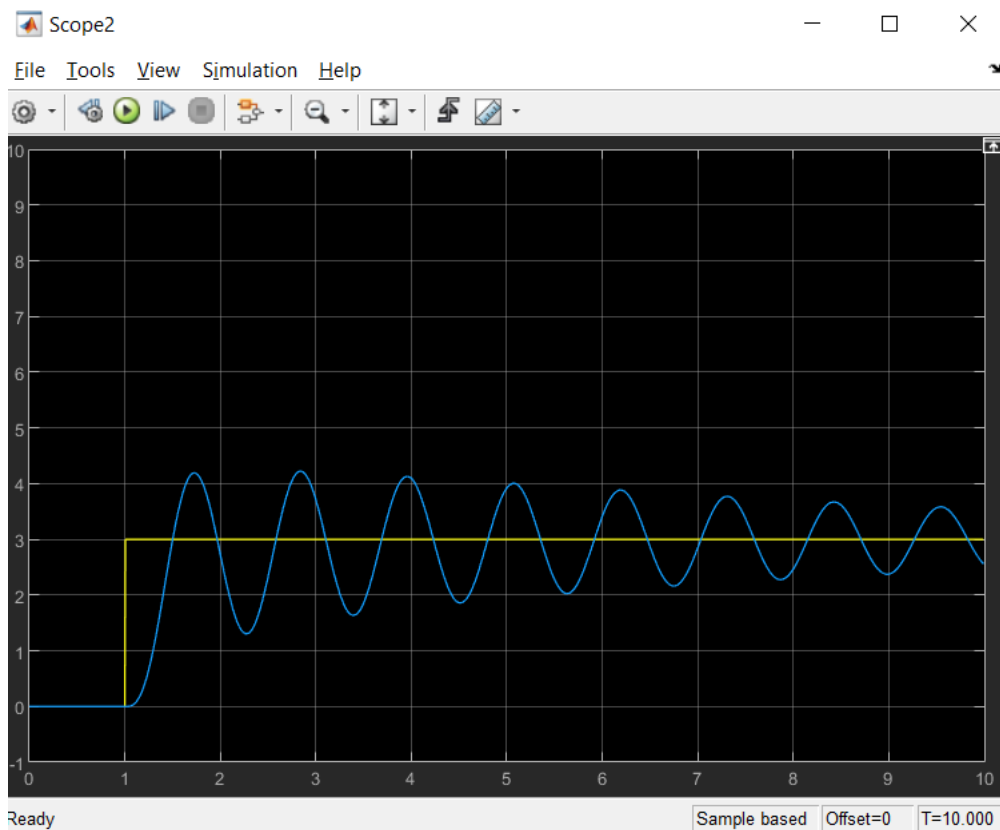


Рис. 5.18 Графік перехідного процесу

дуже тривалий час перехідного процесу, що хоч і не є головною задачею для нашої системи, але такий час перехідного процесу неприйнятний, також у системі явно виражені коливальні процеси, що теж не є позитивний показником системи. Виходячи з цього явно потрібно провести налаштування ПІД регулятора.

Операючись на цю схему проведемо налаштування ПІД регулятора. Експериментальним шляхом спочатку зробимо підбір І-коефіцієнту, а вже після цього підберемо значення для інтегральної та диференціальної складової. При підборі значень орієнтуватися будемо на мінімально можливе значення перерегулювання, а також на максимально швидку адаптацію системи на впливи.

Після отримання приблизних результатів, що задовільняють нашим вимогам, в налаштуваннях ПІД регулятора на вкладці tune можемо провести точнішу його калібровку за часом регулювання, частотою, плавністю та ін (Рис. 5.19).

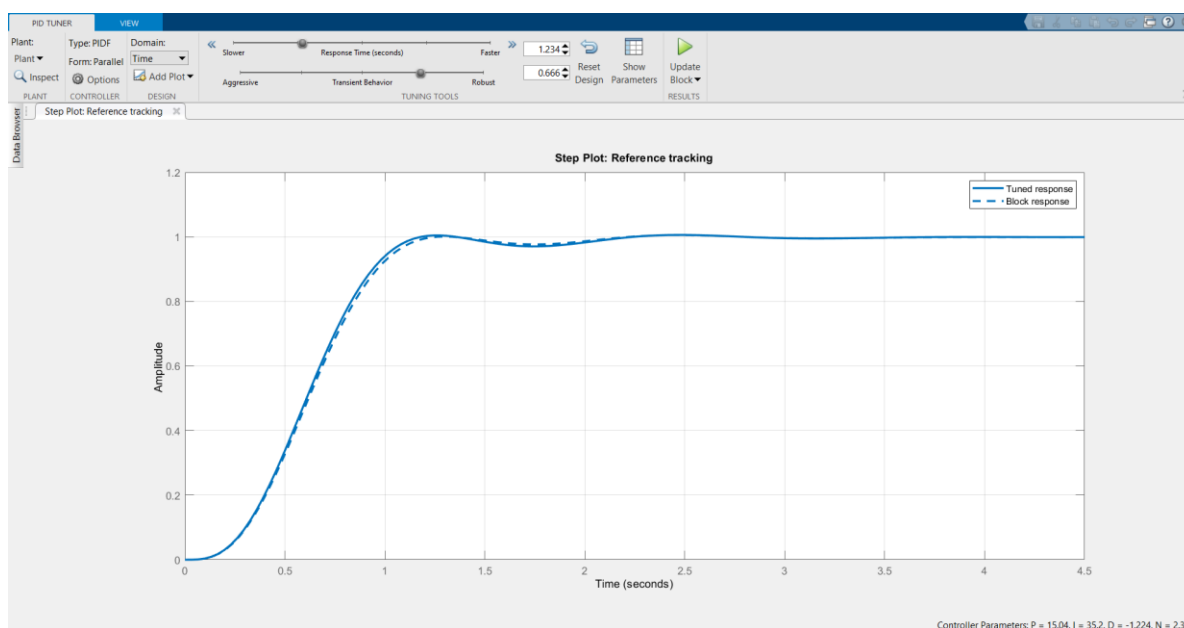


Рис. 5.19 Калібровка ПІД регулятора

Після його додаткової калібровки отримуємо покращений графік. Після цього вручну можемо незначно підрегулювати коефіцієнт, в моєму випадку я зменшив вплив інтегральної ланки і збільшив диференціальної, в кінці параметри ПІД регулятора мають вигляд (Рис. 5.20).

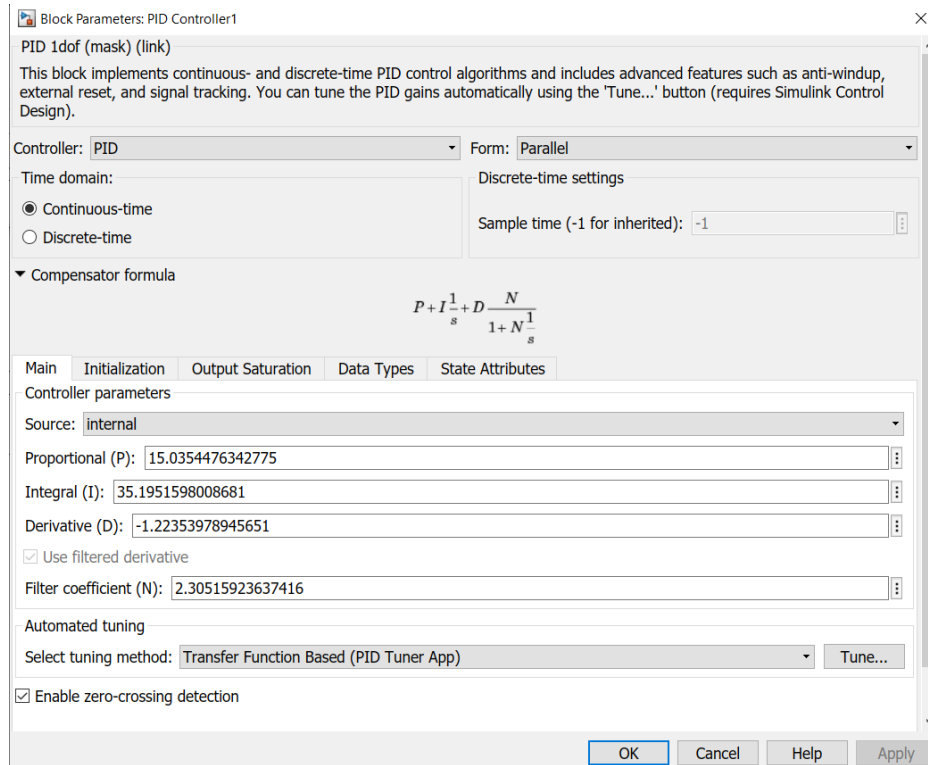


Рис. 5.20 Кінцеві параметри ПІД регулятора

Коефіцієнт П скалдової = 15;

Коефіцієнт І складової = 35.2;

Коефіцієнт Д складової = -1.22;

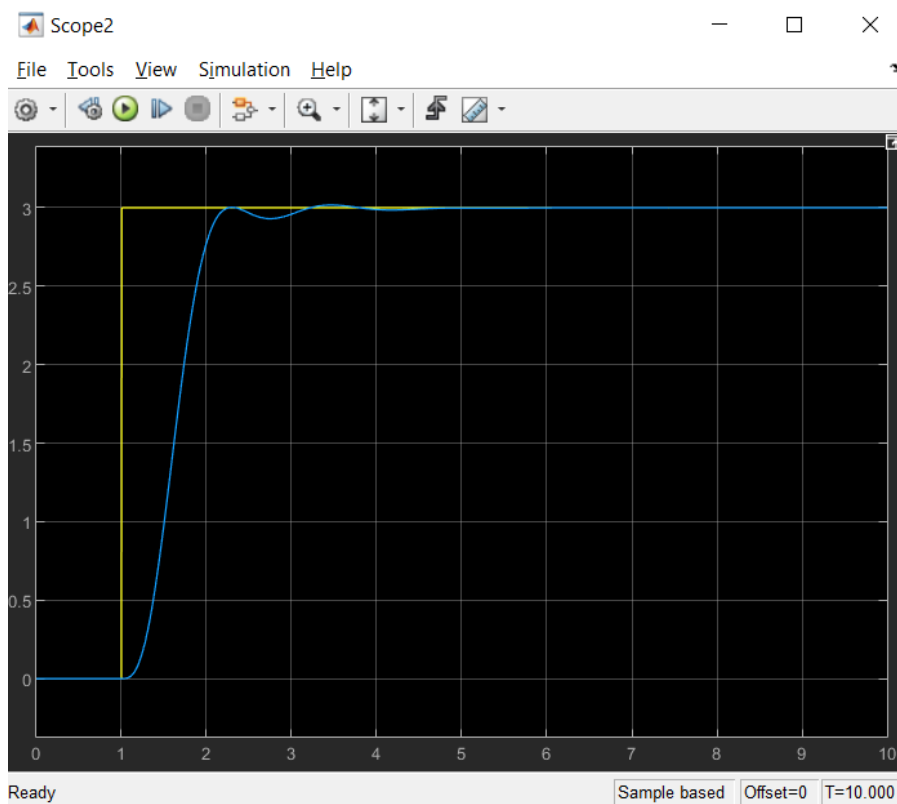


Рис. 5.21 Графік реакції системи на вхідний сигнал Step

З такими налаштуваннями регулятора, маємо реакцію системи на вхідний сигнал як на графіку (Рис. 5.21) в системі майже повністю відсутнє перерегулювання, а сама система швидко виходить на задане значення.

Тепер дослідим як система реагує на змінний ступінчатий сигнал на вході, для цього на вхід системи замість сигналу Step, подамо ступінчатий сигнал за допомогою блока Repeating Sequence Stair (Рис. 5.23) і задамо в нього деякі значення (Рис. 5.22).

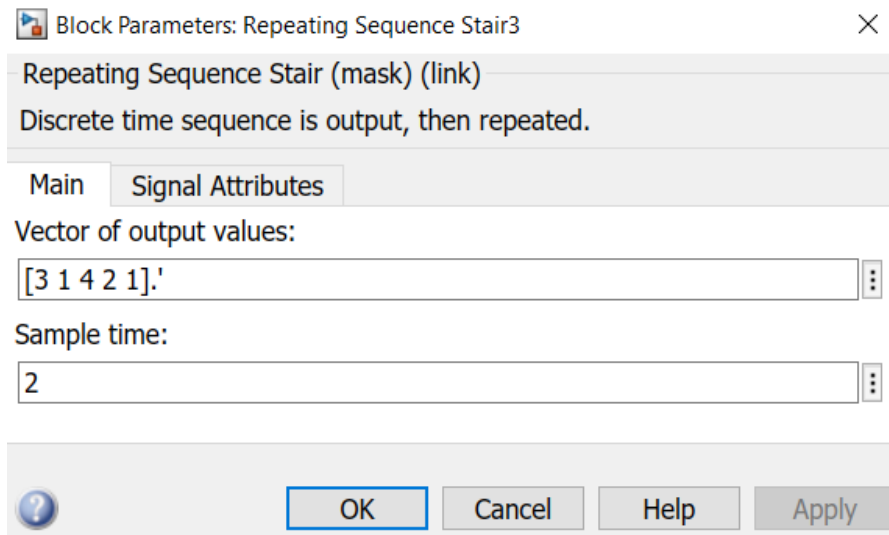


Рис. 5.22 Параметри змінного ступанчатого сигналу

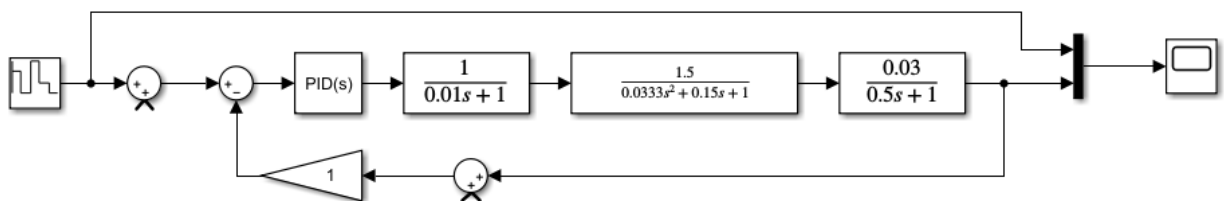


Рис. 5.23 Схема з ступінчатим сигналом

В результаті отримуємо графік реакції системи на перемінний, ступінчатий вхідний сигнал (Рис. 5.24). Вхідний сигнал має явно виявлений ступеневий характер, але за рахунок правильно налаштованого ПІД- регулятора система гарно відпрацьовує виникаючи переміни, хоч і з невеликою затримкою, але для нашого об'єкта управління це не критично.

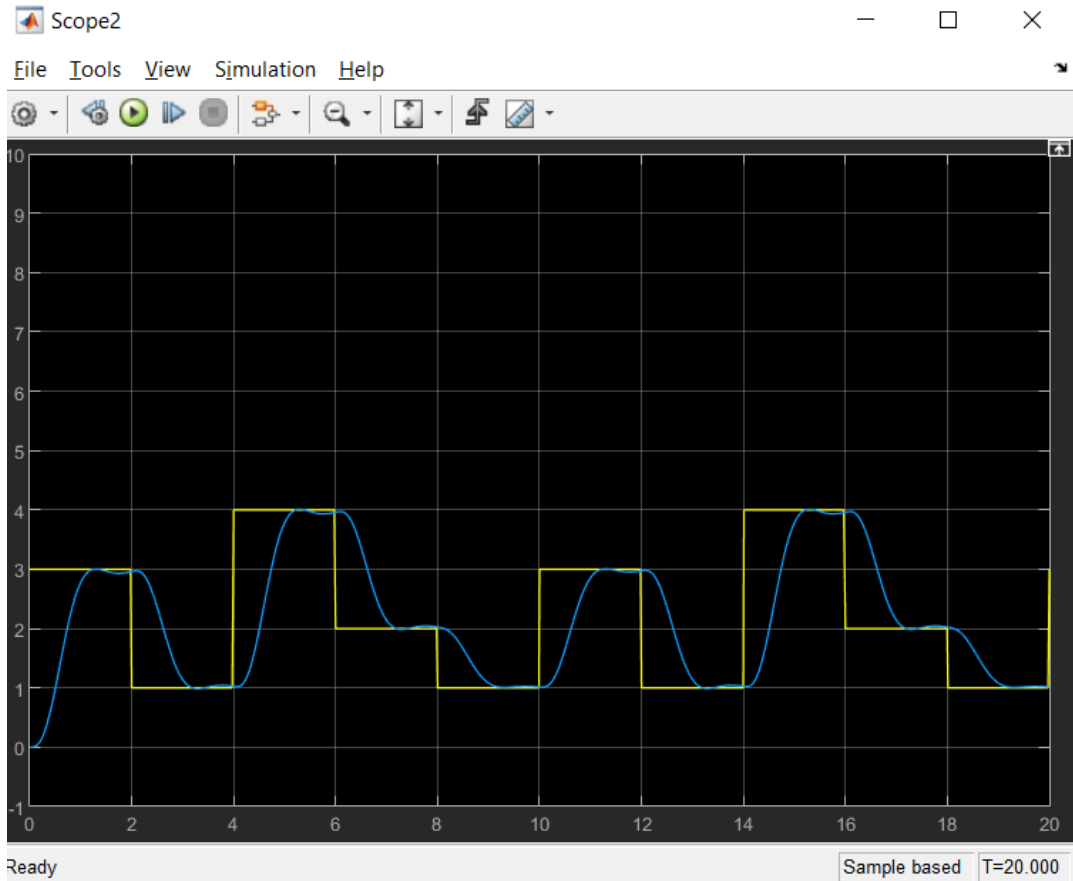


Рис. 5.24 Реакція системи на перемінний ступінчатий сигнал

Тепер побудуємо схему, яка буде підтримувати роботу системи на заданому рівні, реагуючи при цьому необхідним чином на зовнішні збурення (Рис. 5.25).

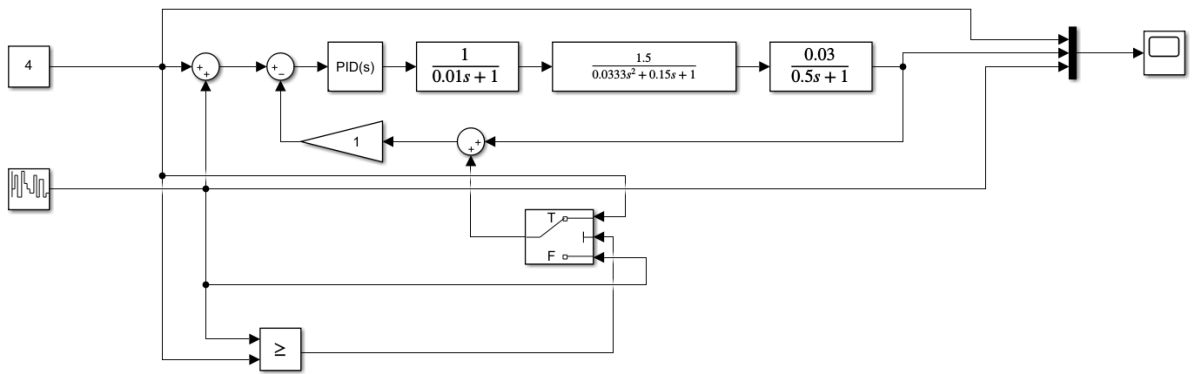


Рис. 5.25 Система контролю заданого значення

Тепер налаштуємо систему на контроль певного заданого значення параметру, в нашому випадку за цей параметр візьмемо значення $NPSH_r$ насоса, тобто необхідний кавітаційний запас насоса, а для його імітації використаємо блок Constant (Рис. 5.25). Для цього на вхід подамо сталий керуючий сигнал за допомогою блока Constant, вказавши величину вхідного значення 4 (кавітаційний

запас насоса, залежить тільки від характеристик насоса і для кожного агрегату відрізняється). За допомогою блока Repeating Sequence Stair імітуємо вплив змінюючого зовнішнього збурення (оранжева лінія), в нашому випадку можна вважати це значення як перепад тиску на вході в насосний агрегат, або як змінне значення $NPSH_a$ (доступного кавітаційного запасу системи, який залежить виключно від зовнішніх характеристик системи в якій працює насосний агрегат).

Логіка роботи системи заключається в тому, що система фіксує і відпрацьовує будь-яку зміну тиску, якщо значення тиску на вході перевищує значення $NPSH_r$, задане системі (жовта лінія), якщо ж значення нижче заданого в системі, то в системі формується вплив, який пропорційно компенсує падіння заданого значення це можна бачити з графіка (Рис. 5.26).

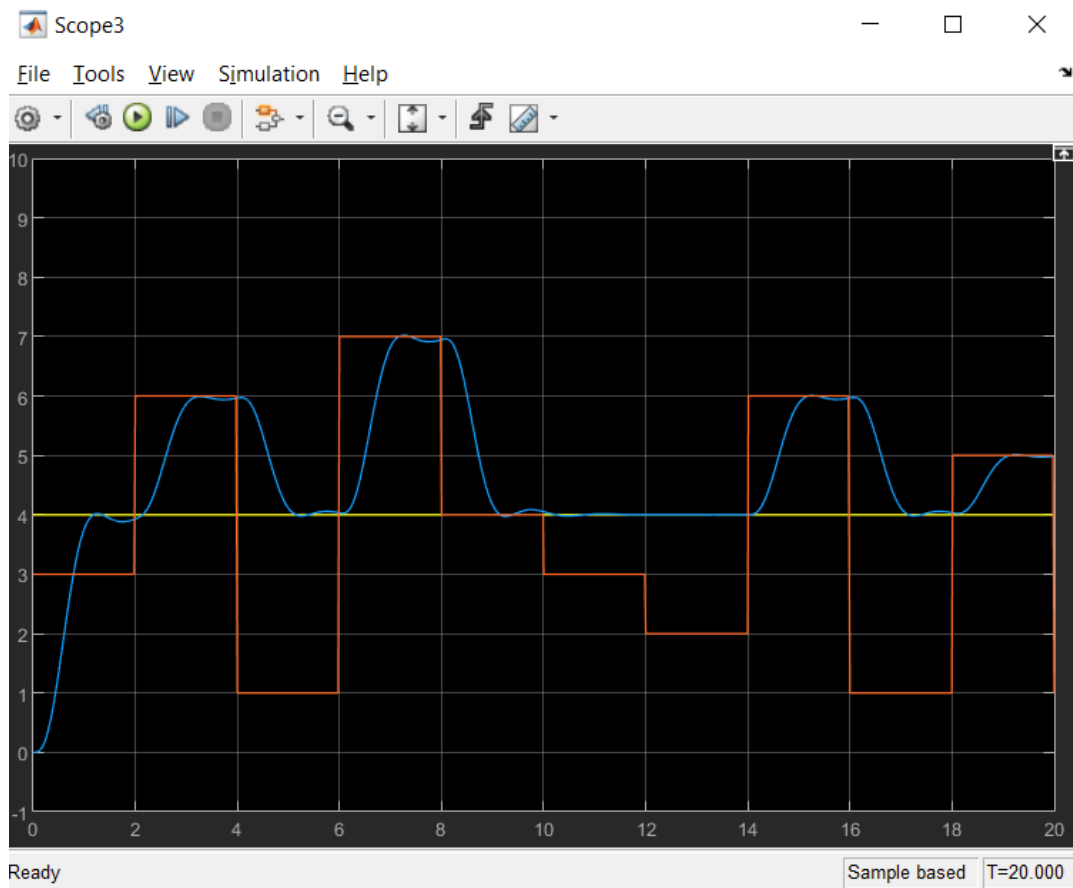


Рис. 5.26 Реакція системи на постійний сигнал на вході і збурюючі впливи

На цьому графіку синя лінія характеризує сигнал на виході. Як можна побачити з графіка система реагує тільки на падіння значення нижче необхідного кавітаційного запасу насоса, поки тиск знаходиться в допустимих межах система його фіксує, але ніяк не реагує, за бажанням при використанні частотного

регулятора можна задати системі і алгоритм реагування не збільшення тиску вище якогось значення, або на динамічну реакцію на його перепади, але на практиці в цьому немає майже ніякого сенсу.

Використання частотного перетворювача звісно дозволяє контролювати не тільки падіння тиску на вході в насосний агрегат. Систему також можна налаштувати і на збільшення частоти обертання при збільшенні тиску, і на контроль величини подачі рідини на виході з насосного агрегату, і в якійсь мірі на контроль напору на виході, хоча це не дуже зручно. Провести точне моделювання системи з урахуванням кавітації майже не можливо, ніхто таким і не займається, подібні випробування проводяться лише на практичних тестах насосних агрегатів на заводах виробників.

З графіку (Рис. 5.26) видно, що система постійно швидко реагує на виникаючі зміни фіксуючи їх, можна вважати, що перепад тиску на вході відразу фіксується давачем тиску, який в свою чергу формує сигнал в контроллер. Контроллер на основі сформованого сигналу пропорційно до значення падіння тиску, за необхідним законом, зменшує частоту обертання, уникаючи при цьому ефекту кавітації. Система реагує досить швидко, в ній майже повністю відсутнє перерегулювання і коливальні процеси, отже ПІД регулятор налаштовано правильно.

5.6 Висновки

В ході виконання дослідницької частини було названо умови виникнення ефекту кавітації у насосних агрегатах, описано негативний ефект який він становить на роботу насосного агрегату, його параметри і знос. Названо умову безкавітаційної роботи насосного агрегату. А також названі методи якими можна цих умов досягти. Наведено графіки впливу цих методів на характеристики насоса, в частості на напор і витрату. Описані переваги частотного регулювання над іншими методами. Описано як зміна частоти обертання впливає на кавітаційний ефект, напор, витрату і ККД насосного агрегату.

Виходячи з аналізу системи управління було побудовано структурну схему автоматизації, на її базі було складено передаточну функцію системи. Було підбрано і налаштовано ПІД регулятор для заданої системи. Наведено графічне зображення перехідного процесу в системі з одиничним ступінчатим сигналом, змінним, а також з заданим сигналом і зовнішнім збурюючим впливом.

РОЗДІЛ 6 ВПРОВАДЖЕННЯ ПУЛЬТА КЕРУВАННЯ (SCADA)

6.1 Розробка (SCADA) системи

В даному розділі буде наведено, розроблену мною SCADA систему, яку відповідає за контроль основних параметрів насосного агрегата, які зазначаються у роботі. Дана SCADA система відповідає за контроль таких параметрів як:

- Значення тиску на вході в всмоктуючий патрубок;
- Значення тиску на виході з напірного патрубку;
- Значення витрати речовини на напірному трубопроводі.

Також вона демонструє – зміни в частоті обертання електродвигуна і як наслідок зміни в частоті обертання робочого колеса насоса, що в свою чергу і призводить до змін зазначених вище характеристик насосного агрегата.

Також вона демонструє зміну частоти струму, що подається на електродвигун для контролю частоти обертів.

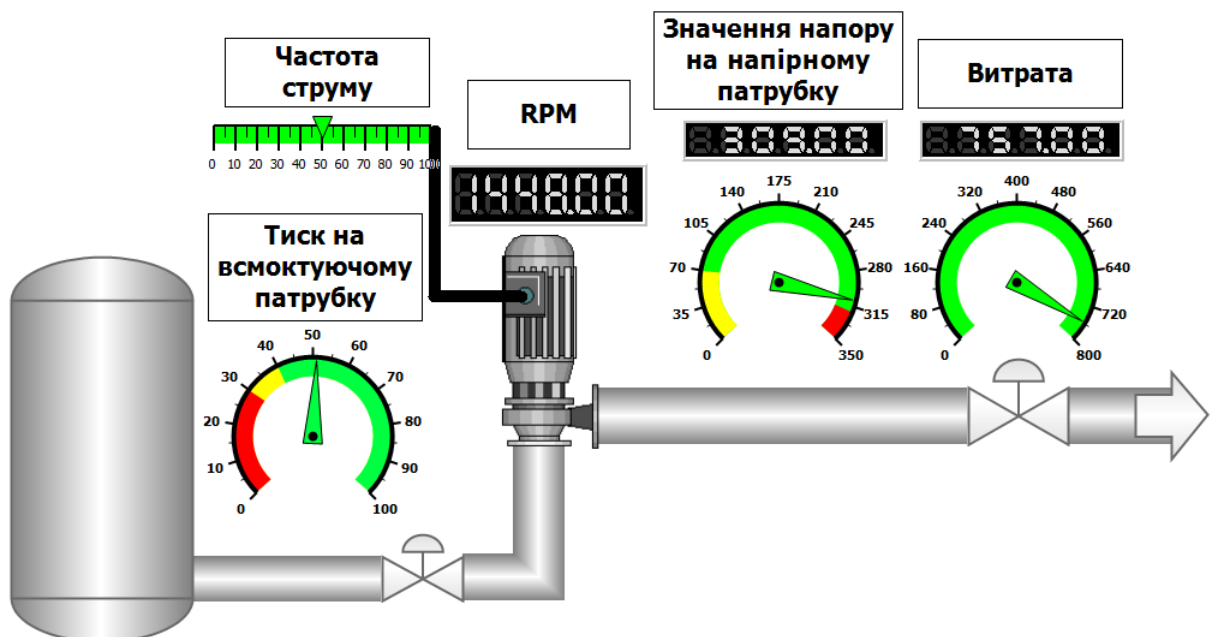


Рис. 6.1 SCADA система, номінальний режим роботи

На (Рис. 6.1) зображено SCADA систему при номінальному режимі роботи насосного агрегату.

Було прийнято рішення розробити SCADA систему опираючись на схему системи, що була описана на (Рис. 5.12). Насос качає рідину із резервуара, по мірі того як резервуар пустішає, тиск на вхідному патрубку насоса падає, і через певний проміжок часу падає нижче значення яке задовільняє безкавітаційну роботу насосного агрегата.

За умову безкавітаційної роботи насосного агрегату прийнято, що значення $NPSH_r$ має дорівнювати значенню тиску в 4м водяного стовпа, якщо перекачувана рідина вода. Цьому значенню відповідає значення в 40 одиниць, на циферблаті, що відповідає за тиск на всмоктуючому патрубку.

Перевіримо, що буде, якщо тиск впаде нижче положеного значення, на невелике значення, подивимось, що станеться з характеристиками насосного агрегата.



Рис. 6.2 SCADA система при незначному падіння тиску

На (Рис. 6.2) демонструється падіння тиску на незначний відсоток від заданого значення $NPSH_r$, а саме до значення в 3,5м. Як ми можемо бачити, система подає струм меншої частоти, за рахунок чого зменшується частота обертання і в результаті цього падають значення витрат і напору на вихлді з насосного агрегату. Нажаль продемонструвати їх падіння в результаті ефекту кавітації неможливо через специфіку цього процесу, а саме його хаотичність, яку

дуже складно описати формулами, як казалось раніше достовірно дослідити це можна лише під час практичних випробувань на заводі виробника.

Для наглядності можна ще сильніше знизити тиск, до рівня розвинуеного ефекту кавітації.

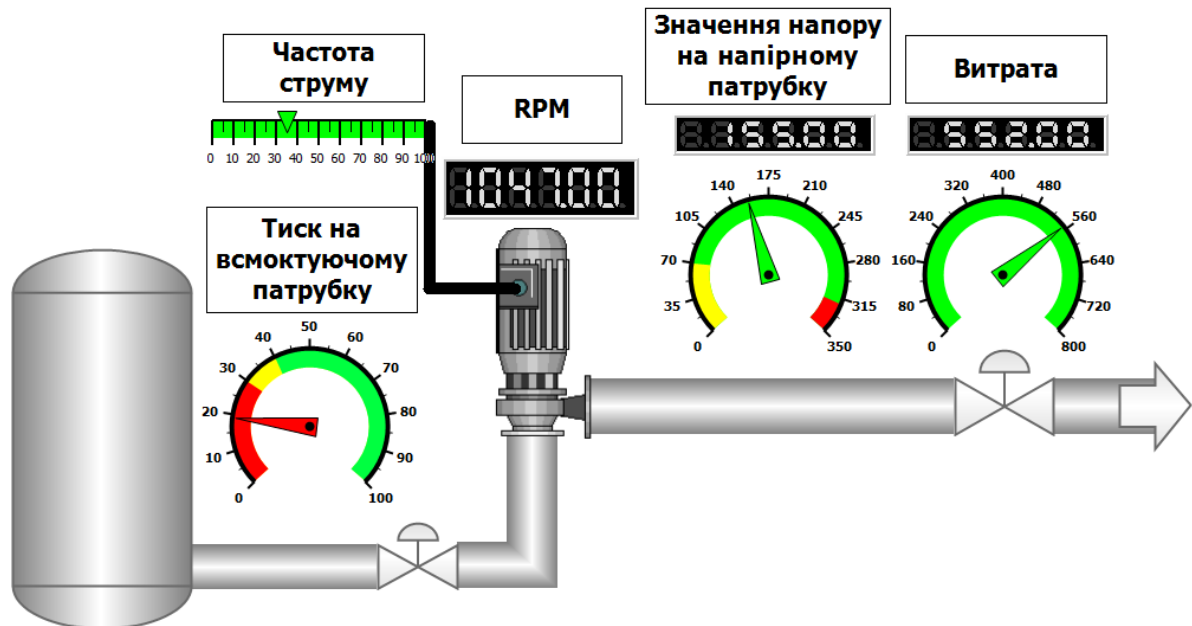


Рис. 6.3 SCADA система при значному падінні тиску

Як бачимо з (Рис. 6.4) таке падіння тиску призводить до ще більшого зниження частоти струму і як результат частоти обертання. Характеристики на виході також ще сильніше знизились. Але така реакція системи на падіння тиску на вході дозволяє зекономити енергію, по суті не втративши в продуктивності, адже ефект кавітації також значною мірою знижає характеристики на виході системи, а окрім цього ще і негативно впливає на знос деталей насоса і трубопровода. Як результат це дає непоганий вираш в ефективності і ККД системи в цілому.

6.2 Висновки

В даному розділі було розроблено SCADA систему насосного агрегату, яка реагує на зміни потоку рідини на вході в насос. Реалізовано це за рахунок зниження частоти обертання електродвигуна і як наслідок робочого колеса насосного агрегату за допомогою частотного перетворювача. Наведено зображення SCADA системи, де видно як змінюються параметри на виході насосного агрегату, а також частота струму і обертання, в залежності від того на скільки падає тиск на вході.

ВИСНОВКИ

В ході виконання дипломного проекту були розроблено автоматизовану систему управління насосного агрегата. В ході цього була розглянута область застосування насосного агрегату, його характеристики, умови та правила експлуатації

Було названо типові задачі автоматизованих систем управління, наведені переваги які надають такі системи, а також нюанси їх використання.

Як результат аналізу технологічного процесу, було сформовано головні завдання які повинна забезпечувати автоматизована система управління магістрального насосного агрегата. Було визначено типові параметри які мають контролюватися і якими має управляти система. Було розроблено схему інформаційно-матеріальних потоків, а на її основі функціональну схему автоматизації. Була розроблена блок-схема алгоритму роботи автоматизованої системи управління, наведені контури керування в системі. Описаний алгоритми роботи контура управління насосним агрегатом і контура управління системою охолодження.

Виходячи із технологічного процесу, поставлених задач автоматизації, а також нюансів при використанні насосних агрегатів, були розроблені системи сигналізації, захисту та індикації параметрів насосного агрегата.

На основі контрольованих параметрів обрані технічні засоби автоматизації, а саме: датчики температури, тиску, вібрації, рівня та ін. Також обрані виконавчі механізми: засувка з електроприводом, клапани, додаткові циркуляційні насоси. Вибраний ПЛК, а також панель оператора.

В ході виконання дослідницької частини було названо умови виникнення ефекту кавітації у насосних агрегатах, описано негативний ефект який він становить на роботу насосного агрегату, його параметри і знос. Названо умову безкавітаційної роботи насосного агрегата. А також названі методи якими можна цих умов досягти. Наведено графіки впливу цих методів на характеристики насоса, в частості на напор і витрату. Описані переваги частотного регулювання над

іншими методами. Описано як зміна частоти обертання впливає на кавітаційний ефект, напор, витрату і ККД насосного агрегату.

Виходячи з аналізу системи управління було побудовано структурну схему автоматизації, на її базі було складено передаточну функцію системи. Було підібрано і налаштовано ПІД регулятор для заданої системи. Наведено графічне зображення перехідного процесу в системі з одиничним ступінчатим сигналом, змінним, а також з заданим сигналом і зовнішнім збурюючим впливом.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Давиденко Б. О. Автоматизація насосного агрегата АНМВ 800-400 : робота на здобуття кваліфікаційного ступеня бакалавра : спец. 151 – автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології / наук. кер. В. Д. Черв'яков. Суми : СумДУ, 2022. 41 с.
2. Каталог насосного обладнання [Електронний ресурс] // АО «Сумский завод «Насосэнергомаш» (Группа ГМС). – 2018. – Режим доступу до ресурсу: <https://studylib.ru/doc/2482470/nomenklatura-vypuskaemogo-oborudovaniya>
3. Принципи роботи насосів [Електронний ресурс] – 2019. – Режим доступу до ресурсу: https://www.ampika.ru/Princip_raboty.html
4. Насосний агрегат [Електронний ресурс] – 2020. – Режим доступу до ресурсу: <http://stroytechnology.net/schkola-remonty/8154-nasosny-agregat.html>
5. Технологічний процес перегонки нафти [Електронний ресурс] – 2016. – Режим доступу до ресурсу: <https://studfile.net/preview/5157542/>
6. Термоперетворювачі опору [Електронний ресурс] – 2016. – Режим доступу до ресурсу: <https://thermo.lviv.ua/product-category/termoperetvoryuvachi-oporu/>
7. Manual about Rosemount 3051S Multivariable Transmitter [Електронний ресурс] – 2018. – Режим доступу до ресурсу: <https://www.emerson.com/documents/automation/manual-rosemount-3051s-multivariable-transmitter-hart-protocol-en-75984.pdf>
8. Rosemount 765 Multiple Spot Temperature and Water Level Sensor [Електронний ресурс] – 2018. – Режим доступу до ресурсу: <https://www.emerson.com/en-us/catalog/rosemount-765-multiple-spot-temperature-and-water-level-sensor>
9. Соленоїдний клапан [Електронний ресурс] – 2017. – Режим доступу до ресурсу: <https://www.italgaz.com.ua/ua/wiki/solenoid-valve.html>

10. Електричні сигналізатори рівня [Електронний ресурс] – 2017. – Режим доступу до ресурсу: <https://studfile.net/preview/5193883/page:45/>
11. Pumping systems efficiency, Pumping systems energy assessment [Електронний ресурс] – 2021. – Режим доступу до ресурсу: <https://www.pumpsaudit.com/>
12. Реле контактне кінцевих положень [Електронний ресурс] – 2016. – Режим доступу до ресурсу: http://usk.ua/rele_konta_kone_polo.html
13. Програмований логічний контролер ОВЕН ПЛК160[M02] [Електронний ресурс] – 2018. – Режим доступу до ресурсу: <https://owen.ua/ru/programmiruemye-logicheskie-kontrollery/plk160-m02-programmiruemyj-logicheskij-kontroller>
14. СПЗхх. Сенсорні панелі оператора [Електронний ресурс] – 2018. – Режим доступу до ресурсу: <https://owen.ua/ru/paneli-operatora/sp3xx-sensornye-paneli-operatora/tehnicheskie-harakteristiki>
15. Термоперетворювач опору ТС-1388/1 [Електронний ресурс] – 2016. – Режим доступу до ресурсу: <https://www.teplocontrol-sm.ru/TS-1388.html>
16. Засувка з електроприводом [Електронний ресурс] – 2017. – Режим доступу до ресурсу: <https://www.master-prom.ru/articles/usefull/recommend/zadvizhka-s-elektroprivodom>
17. Автоматизація насосів і насосних станцій [Електронний ресурс] – 2016. – Режим доступу до ресурсу: <http://www.esspb.ru/avtomatizacija-nasosnyh-stancij.html>
18. Автоматизація насосів і насосних станцій [Електронний ресурс] – 2017. – Режим доступу до ресурсу: <http://electricalschool.info/main/electroshemy/741-avtomatizacija-nasosov-i-nasosnykh.html>
19. Гаврильченко, Г.А. Нефтеперекачивающие агрегаты для трубопроводной системы ВСТО / Г. А. Гаврильченко, А. С. Косторной, А. А. Руденко. — Сумы : ООО "Печатный дом "Папирус", 2014. — С. 82-87.

20. Юрченко, О.М. Дослідження роботи насосних агрегатів у режимі стабілізації рівня рідини в резервуарі на основі імітаційної моделі / О. М. Юрченко, О. В. Чермалих, О. В. Данілін. — 2019. — № 2. — С. 72-77.

21. Дранчук М. М. Проектування систем автоматизації технологічних процесів в нафтовій та газовій промисловості. Навчальний посібник. Івано-Франківськ: Факел, 2008.- 448 с.