

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ»
НАЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ АВТОМАТИКИ ТА ЕЛЕКТРОМЕХАНІКИ
Кафедра: «Електричної інженерії та електроніки»

ДИПЛОМНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему:

**«Підвищення ефективності роботи системи охолодження головного
двигуна танкеру дедвейтом 114 000 тон»**

Виконав: студент 6 курсу, групи 3601
спеціальності:

271 – Річковий та морський транспорт
(шифр і назва спеціальності)

Спеціалізація: «Експлуатація суднового
електрообладнання і засобів автоматики»

Химчак М. С.
(підпис, прізвище та ініціали)

Допущений до захисту 17.12.2021
(дата малого захисту)

Завідувач кафедри Муха М. Й.
(підпис, прізвище та ініціали)

Керівник Муха М. Й.
(підпис, прізвище та ініціали)

Нормоконтроль Самонов С.Ф.
(підпис, прізвище та ініціали)

Рецензент Гвоздева Т.М.
(підпис, прізвище та ініціали)

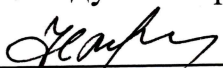
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ»

Навчально-науковий інститут автоматики та електромеханіки

Кафедра електричної інженерії та електроніки

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ЕІ та Е

 Муха М. Й.

« 01 » 11 2021 р.

ЗАВДАННЯ

до дипломної роботи магістра

Химчака Максима Сергійовича

Тема магістерської роботи

1. «Підвищення ефективності роботи системи охолодження головного двигуна танкеру дедвейтом 114 000 тон», затвердженої наказом ректора університету за № 1913 від «07» 12 2021 року.
2. Термін здачі курсантом закінченої роботи: 15.12.2021 року.
3. Вихідні дані до роботи: технічна документація судна танкеру дедвейтом 114 000 тон.
4. Змістовна частина розділів дипломної роботи освітньо-кваліфікаційного рівня «магістр» зі спеціальності 271 «Річковий та морський транспорт» спеціалізації «Експлуатація суднового електрообладнання і засобів автоматики»:
 - 4.1. Характеристика та аналіз роботи системи охолодження головного двигуна;
 - 4.2. Огляд існуючих способів регулювання параметрів системи охолодження головного двигуна;
 - 4.3. Особливості роботи відцентрового насоса при змінній швидкості обертання реалізації охолодження;

- 4.4. Розрахунок та побудова природних механічних та електромеханічних характеристик замкнутої системи «перетворювач частоти - асинхронний двигун» з IR -компенсацією;
- 4.5. Математична модель системи в програмному пакеті MATLAB Simulink «Перетворювач частоти – асинхронний двигун – відцентровий насос»;
- 4.6. Технічна реалізація пропонованого рішення.

Дата видачі завдання: “28” квітня 2021 року

Керівник  Муха М. Й.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання  Химчак М. С.
(підпис) (прізвище та ініціали)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ п/п	Назва етапів дипломної роботи	Термін вико- нання етапів роботи	Примітки
1	Аналітичний огляд науково-технічної літератури по темі дослідження, обґрунтування використання частотно-регульованих приводів (VFD) для підвищення ефективності експлуатаційних режимів ГД. Обґрунтування теми дослідження, її актуальності та новизни.	19.10.2021- 29.10.2021	Виконав
2	Підготовка тез з постановкою задач дослідження та доповідь на XI міжнародній науково-технічній конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика».	02.11.2021- 16.11.2021	Виконав
3	Постановка задачі моделювання, обґрунтування допущень, оцінка адекватності моделі, розробка алгоритму проведення моделювання. Дослідження математичної моделі системи: «суднова мережа – перетворювач частоти – асинхронний двигун – відцентровий насос».	23.11.2021- 29.11.2021	Виконав
4	Обґрунтування і вибір частотно-регульованого електроприводу насосів прісної води з функцією енергозбереження.	30.11.2021- 01.12.2021	Виконав
5	Розробка алгоритму енергозберігаючого низькотемпературного контуру системи центральної установки охолодження судна.	02.12.2021- 08.12.2021	Виконав
6	Оформлення дипломної роботи. Підготовка презентації доповіді.	08.12.2021- 15.12.2021	Виконав

Курсант (студент) 
(підпис)

Химчак М. С.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи 
(підпис)

Муха М. Й.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

У дипломній роботі виконані дослідження процесів охолодження у низькотемпературному контурі прісної води системи охолодження головного двигуна танкеру дедвейтом 114 000 тон.

На основі аналізу способів регулювання температури контуру прісної води і проблеми неефективного споживання електроенергії нерегульованими асинхронними двигунами охолоджуючих насосів, огляду літературних і патентних джерел, а також технічних рішень обґрунтована необхідність підвищення ефективності роботи судна в цілому шляхом вдосконалення процесу охолодження суднової енергетичної установки засобами частотно-регульованого електроприводу.

У відповідності до мети магістерської роботи, яка полягає в підвищенні енергоефективності роботи системи охолодження головної пропульсивної установки судна шляхом впровадження частотно-керованого електроприводу насосів контуру прісної води, в дипломній роботі виконано аналіз існуючих суднових систем охолодження і методів їх управління, розроблений алгоритм управління тиском і швидкістю потоку прісної води, що підвищує експлуатаційні характеристики головного двигуна, наведено обґрунтування та вибір частотно-регульованого електроприводу насосів прісної води з функцією енергозбереження.

В пакеті MATLAB на основі запропонованої математичної моделі частотно-регульованого електроприводу виконано дослідження режимів роботи асинхронного електропривода відцентрованого насосу, що підтверджує доцільність використання частотно-керованого приводу в суднових системах охолодження.

СИСТЕМА ОХОЛОДЖЕННЯ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА, НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНИЙ КОНТУР ПРІСНОЇ ВОДИ, ЧАСТОТНО-КЕРОВАНИЙ ЕЛЕКТРОПРИВОД, ЕНЕРГОЕФЕКТИВНЕ УПРАВЛІННЯ, МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

ABSTRACT

In dissertation a research of cooling processes in the low-temperature circuit of fresh water for the main engine cooling system of the tanker with a deadweight of 114,000 tons are performed.

Based on the analysis of the freshwater circuit control methods and the problem of inefficient electricity consumption by unregulated asynchronous motors of cooling pumps, review of literature and patent sources, as well as technical solutions, the necessity of efficiency increasing for ship as a whole by ship's power plant cooling process improving by means of frequency-regulated electric drive is substantiated.

In accordance with the purpose of the master's thesis, which is to improve the energy efficiency of the ship's main propulsion cooling system by introducing a frequency-controlled electric drive on freshwater circuits, the thesis analyses of existing ship cooling systems and control methods was done. Developed an algorithm for controlling the pressure and speed of the freshwater flow, which increases the main engine performance, substantiation, and selection of frequency-controlled electric drive of freshwater pumps with energy saving function.

In the MATLAB package, based on the proposed mathematical model of the frequency-controlled electric drive, a study of the modes of operation of the asynchronous electric drive of a centrifugal pump was performed, which confirms the feasibility of using a frequency-controlled drive of marine cooling systems.

MAIN ENGINE COOLING SYSTEM, LOW TEMPERATURE FRESH WATER CIRCUIT, FREQUENCY-CONTROLLED ELECTRIC DRIVE, ENERGY EFFICIENT CONTROL, MATHEMATICAL MODELLING

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

АД – асинхронний двигун з короткозамкнутим ротором

АІН – автономний інвертор напруги

ГД – головний двигун

ДГ – дизель-генератор

ПЛК (PLC) – програмований логічний контролер

ПЧ (FC) – перетворювач частоти

СВК – система векторного керування

ЧКЕП – frequency-controlled electric drive – частотно-керований електропривод

ЧРЕП (VFD) – частотно-регульований електропривод

ШІМ – широтно-імпульсна модуляція

Inverter – інвертор

Motor Speed Control Drive – частотно-регульований електропривод

DOL – Direct Online – прямий спосіб пуску

LTFW – Low Temperature Fresh Water – низькотемпературний контур прісної води

MCSW – Main Cooling Sea Water - центральна система охолодження

VFD – Variable Frequency Drive - частотно-регульований електропривод

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	7
ВСТУП	10
1.ТЕХНІКО-ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТА КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ СУДНА.....	12
1.1 Загальні відомості про судно.....	12
1.2 Характеристика та принцип роботи системи охолодження ГД.....	13
1.3 Загальні відомості про насосні агрегати.....	14
1.4 Вимоги до систем охолодження	17
2. ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ СПОСОБІВ РЕГУЛЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ГД	20
2.1 Аналіз принципів схем охолодження	20
2.2 Особливості роботи насоса при змінній швидкості обертання.....	21
3. РОЗРАХУНОК ТА ПОБУДОВА ПРИРОДНИХ МЕХАНІЧНИХ ТА ЕЛЕКТРО-МЕХАНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗАМКНУТОЇ СИСТЕМИ "ПЕРЕТВОРЮВАЧ ЧАСТОТИ - АСИНХРОННИЙ ДВИГУН" З ІR-КОМПЕНСАЦІЄЮ	30
3.1 Розрахунок параметрів схеми заміщення АД	30
3.2 Визначення параметрів схеми заміщення	31
3.3 Розрахунок та побудова природньої механічної та електромеханічної характеристик АД.....	36
4. РОЗРОБКА СИСТЕМИ СКАЛЯРНОГО КЕРУВАННЯ НАСОСОМ У СИСТЕМІ MATLAB	38
4.1 Принципи скалярного керування	38
4.2 Розробка системи скалярного керування насоса у середовищі MatLab....	40
4.3 Аналіз економічних показників системи охолодження ГД.....	52
5. 5 ТЕХНІЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ ПРОПОНОВАНОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ГД.....	54
5.1 Вибір насосного агрегату	54
5.2 Вибір перетворювача частоти.....	55
5.3 Вибір датчиків тиску та температури	58

5.4 Вибір комутаційно-захисної апаратури.....	60
ВИСНОВКИ.....	61
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	62

ВСТУП

Зовсім недавно при проектуванні та будівництві суден інженери не враховували такий параметр як енергоефективність. Тому, як наслідок, отримуємо навіть зараз судна з високими витратами палива та низькою енергоефективністю. Сьогодні власники верфі поступово додають технології, що дозволяють підвищити цей показник. Вже зараз існують системи, що не використовують такі малоефективні методи як «дроселювання» або «обвід».

Насоси складають переважну більшість обладнання, що споживає електроенергію. Зазвичай суднові насоси розраховані на роботу у максимально не сприятливих умовах. Так, наприклад, насос морської води повинен забезпечувати відповідне охолодження навіть при найвищих можливих температурах забортової води.

Багато енергії економиться за допомогою впровадженню частотно-регульованого привода до привода суднових насосів, адже приблизно 80% від усіх насосів на судні є відцентровими. Вони мають таку ж робочу характеристику як і вентилятор. Це значить, що доволі легко знизити енергоспоживання насосами навіть трохи понизивши їх частоту обертання.

Ще одна причина переваги впровадження частотно-регульованого приводу це кавітація. Плавний пуск насоса дозволяє знизити ймовірність кавітації та можливих пошкоджень крильчатки робочого колеса насоса.

Майже усюди найбільш використовуваний метод регулювання продуктивності насоса це або дроселювання, або перепуск. В обох випадках насоси працюють при повному навантаженні, що не є ефективним.

Актуальність теми. Енергоефективність стає все більш важливою в промисловості з точки зору екологічних проблем та більш ефективного використання запасів палива. У зв'язку з цим відбувається масове переоснащення та модернізація електроприводів різних систем, включаючи систему охолодження. Окрім вирішення безпосередньо проблеми економії електроенергії в роботі вирішено також проблему оптимального управління приводами насосів.

Мета роботи. Підвищення енергоефективності роботи системи охолодження головної пропульсивної установки судна шляхом впровадження частотно-керованого електроприводу

Основні завдання дослідження:

- огляд існуючих способів регулювання систем охолодження;
- розробка математичної моделі частотно-регульованого електроприводу насосу;
- синтез системи керування електропривода та дослідження моделі «Перетворювач частоти – асинхронний двигун – відцентровий насос»;
- аналіз економічних показників енергоефективного керування електропривода насоса низькотемпературного контуру прісної води;

Методи, засоби: в роботі використані класичні методи теорії електричних кіл, чисельні методи математичного моделювання, а також методи теорії автоматичного керування.

Робоча гіпотеза: за допомогою частотно-керованого приводу насоса низькотемпературного контуру прісної води можна підвищити енергоефективність системи охолодження головного двигуна.

Об'єкт дослідження: система регулювання двоконтурної системи охолодження головного двигуна серії ME-C9.5.

Предмет дослідження: процес ефективного регулювання температури у контурі прісної води системи охолодження ГД.

Матеріали дослідження доповідались на XI міжнародній науково-технічній конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика»:

А. О. Цибух, М. С. Химчак, М. Й. Муха «Енергоефективне управління системою охолодження танкеру дедвейтом 112 тисяч тон» 23.11.2021 – Одеса: НУ ОМА. – 2021.

ТЕХНІКО-ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТА КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ СУДНА

1.1 Загальні відомості про судно

Minerva Olympia – самохідне наливне судно призначене для перевезення сирої нафти, або світлих нафтопродуктів. Обладнане вантажним комплексом для самостійного вивантаження шляхом перекачки вантажу. Побудоване у м. Сасебо, Японія, компанією Sasebo Heavy Industries Co., Ltd. У 2019 році.

Основні відомості про судно:

- Порт приписки – Piraeus, Greece;
- Кількість вантажних танків – 12;
- Дедвейт – 114661 тон;
- Найбільша довжина – 249,9 м;
- Найбільша ширина – 44 м;
- Висота борта – 21,2 м;
- Максимальна експлуатаційна швидкість – 13.5 вузлів;
- Район плавання – необмежений;
- Знак автоматизації в символічному класі – AUT1 - ICS.

Головна пропульсивна установка складається з одного низькообертового двотактного дизельного двигуна з електронним керуванням MITSUI MAN B&W 6G60 ME-C9.5 потужністю 11730 кВт.

Допоміжні двигуни складаються з трьох середньообертових чотиритактних дизельних двигунів Daihatsu 6DE-20 потужністю 1090 кВт.

Допоміжна котельна установка складається з двох котлів Mitsubishi MAC25B продуктивністю по 25000 кг/год.

Генератори – трифазні, синхронні, безщіткові з самоохолодженням.

Електростанція складається з головного розподільного щита та локальних розподільних щитків. Напруга силової мережі – 440 В, напруга низьковольтної мережі – 220 В.

Аварійний дизель-генератор – Cummins 6CTA8.3D(M) 200 кВА.

1.2 Характеристика та принцип роботи системи охолодження ГД

Організація трубопроводу систем охолодження головних двигунів значно відрізняється від одного виробника до іншого. Нижче наведено схематичну діаграму трубопроводу, щоб проілюструвати основний принцип схеми та її співвідношення.

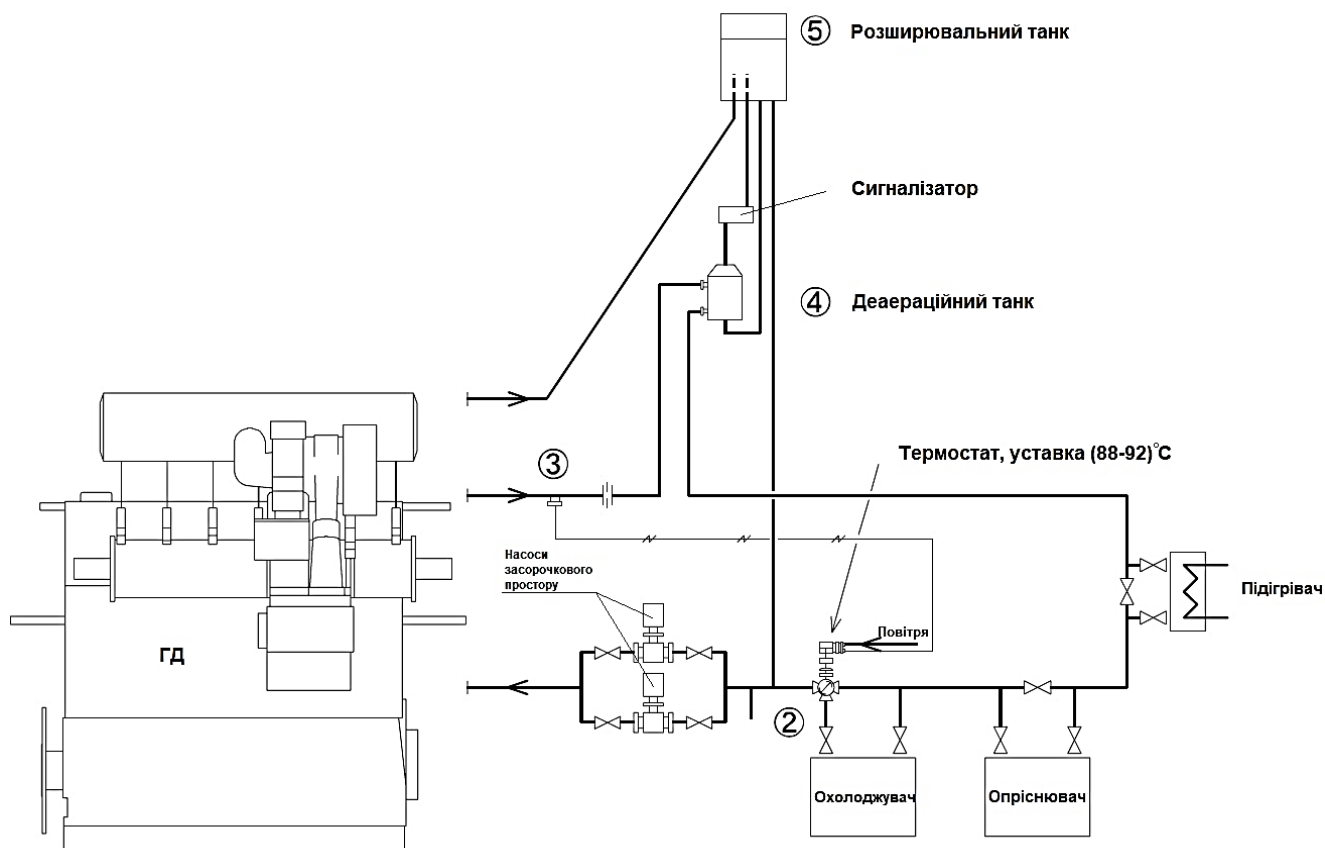


Рисунок 1.1 – Схема охолодження головного двигуна

Вода у сорочці циркулює через охолоджувач і циліндри двигуна за допомогою водяного насоса охолодження сорочки.

Регулюючий клапан 2 з термостатом, на виході з охолоджувача змішує охолоджену і неохолоджену воду в сорочці в таких пропорціях, щоб температура води на виході з головного двигуна підтримувалася на рівні близько 88-92 °С.

Регулюючий клапан 2 контролюється датчиком 3, який розташований на виході охолоджуючої води головного двигуна.

Розширювальний бак 5 компенсує різницю в об'ємі води при зміні температури, створює підпір зі сторони всмоктування та поповнює витoki, які виникають під час експлуатації.

Щоб запобігти накопиченню повітря в системі охолоджуючої води, у вихідний трубопровід встановлено деаераційний бак 4. Також встановлено сигналізатор, який подає сигнал у разі надмірного утворення повітря/пари в системі [1,2].

Система охолодження головного двигуна має наступні техніко-експлуатаційні характеристики:

1. Нормальний робочий тиск – 0,4-0,52 МПа;
2. Продуктивність насоса – 124 м³/год;
3. Робочий діапазон температур 75-92 С°.

1.3. Загальні відомості про насосні агрегати

Для системи охолодження дизелів використовують відцентрові насоси. Ці насоси мають високий ККД, просту конструкцію та забезпечують вільний прохід води при спорожненні системи. На судні передбачається один робочий та один резервний насос як для води у прісному контурі, так і для води у забортному контурі. В автоматизованих установках обов'язково має бути окремий резервний насос прісної води.

Пуск насосу здійснюється при відкритому всмоктувальному клапані та закритому або трохи привідкритому клапані нагнітання. Після пуску клапан нагнітання відкривається повністю та подача доводиться до номінальної. Параметрами необхідної подачі є тиск води в системі та температура води на вході та виході. Крім безпосереднього стеження за роботою насоса контролюється струм навантаження АД. Підвищення сили струму при інших рівних умовах зазвичай свідчить про підвищення потужності тертя в насосі або електродвигуні, а зменшення – про поломку крилатки насоса.

Якщо під час роботи дизеля спостерігається коливання тиску охолоджуючої води, це свідчить про потрапляння до магістралі повітря або продуктів згоряння. Вони можуть потрапити до системи при зменшенні рівня води у розширювальному танку або при утворенні скрізних щілин в середині дизеля [3].

Відцентрові насоси класифікують за:

1) числом коліс (одноколісні/багатоколісні); крім того, одноколісні насоси виробляють з консольним розташуванням валу – консольні;

2) напором (низького напору до 2 кгс/см^2 ($0,2 \text{ МН/м}^2$), середнього напору від 2 до 6 кгс/см^2 (від $0,2$ до $0,6 \text{ МН/м}^2$), високого тиску більше 6 кгс/см^2 ($0,6 \text{ МН/м}^2$));

3) способу підводу рідини до робочого колеса (з одностороннім входом води на робоче колесо, з двостороннім входом води (подвійного всмоктування);

4) розміщенням валу (горизонтальні, вертикальні);

5) способом роз'єму корпусу (з горизонтальним роз'ємом корпусу, вертикальним розніманням корпусу);

6) способом відведення рідини від робочого колеса до спірального каналу корпусу (спіральні та турбінні). У спіральних насосах рідина відводиться безпосередньо у спіральний канал; у турбінних рідина, перш ніж потрапити до спірального каналу, проходить через спеціальний пристрій – напрямний апарат (нерухоме колесо з лопатками);

7) ступенем швидкохідності робочого колеса (тихохідні, нормальні, швидкохідні);

8) родом рідини, що перекачується (водопровідні, каналізаційні, кислотні та лужні, нафтові, землесосні та ін.);

9) способом з'єднання з двигуном (приводні (з редуктором або зі шківом), безпосереднього з'єднання з електродвигуном за допомогою муфт). Насоси зі шківним приводом зустрічаються нині рідко [4].

Основними частинами відцентрового насоса (рисунк 1.2) є: корпус 6 насоса зі всмоктуючим 1 і нагнітальним 3 патрубками. Всередині корпусу є робоче колесо 4, що жорстко посаджене на вал 2. У корпусі навколо робочого колеса змонтовано напрямний апарат 5.

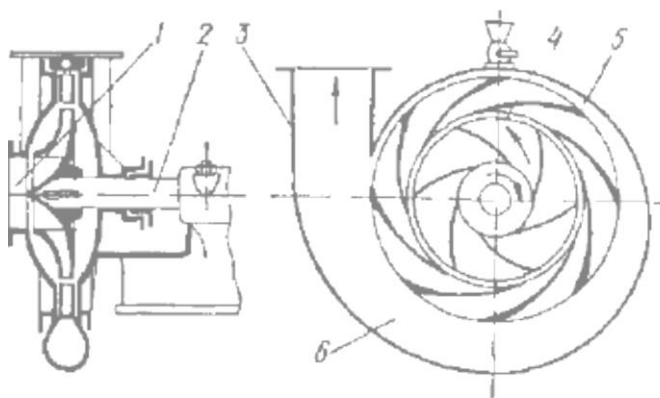


Рисунок 1.2 – Схема відцентрового насоса

Корпус насоса з патрубками служить для підходу рідини до робочого колеса і для відведення рідини після впливу на неї робочого колеса у нагнітальний трубопровід. При обертанні робоче колесо своїми лопатями безпосередньо впливає на рідину, а також створює всередині насоса поле відцентрових сил за рахунок енергії двигуна.

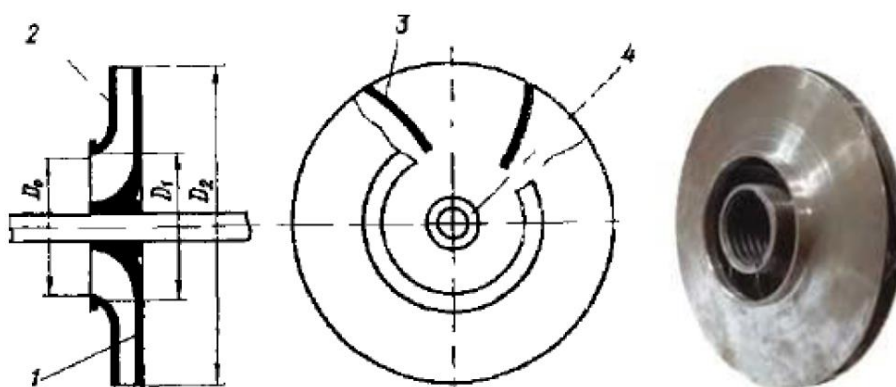


Рисунок 1.3 – Робоче колесо

Зазвичай робоче колесо відцентрового насоса (рисунок 1.3) являє собою два диски: один плоский з втулкою, а другий має вигляд широкого кільця 2. Між дисками змонтовані лопатки 3 робочого колеса, які утворюють канали, що розширюються. У центральній частині колеса є втулка 4, за допомогою якої воно монтується на валу.

На суднах зазвичай використовуються насоси з вертикальним розміщенням валу. Це пояснюється ефективним використанням обмеженого простору машинного відділення. Загальна конструкція насосного агрегату зображена на рисунку 1.4.

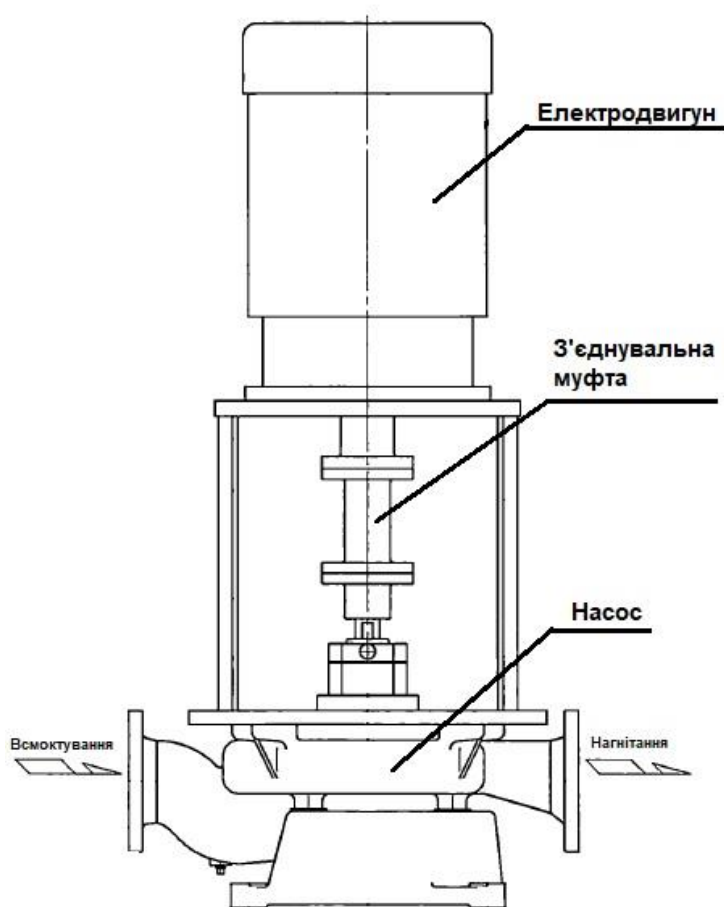


Рисунок 1.4 – Конструкція насосного агрегату

1.4 Вимоги до систем охолодження

Конструкція систем і трубопроводу, а саме системи водяного охолодження та охолодження двигунів внутрішнього згоряння, вибір насосного агрегату та їх кількості, регулюються правилами Регістру судноплавства України.

Системи водяного охолодження головних двигунів повинні відповідати наступним вимогам:

1) система охолодження забортною водою одного головного двигуна повинна бути обладнана двома насосами, один з яких є резервним. Подача резервного насоса повинна бути не менше подачі основного насоса. Принаймні один із насосів повинний мати незалежний привод. Допускається мати один загальний резервний насос для суден, які не мають знаку автоматизації. Система охолодження головного двигуна прісною водою повинна задовольняти таким самим вимогам. Допускається

мати один загальний резервний насос із незалежним приводом для прісної і заборотної води, подача якого повинна бути не менше ніж подача основних насосів; при цьому повинні бути вжиті заходи, що не допускають змішування заборотної і прісної води;

2) в системі охолодження заборотною водою двох і більше головних двигунів, кожний із яких обслуговується окремим насосом охолодження, повинний встановлюватися один резервний насос із незалежним приводом, що забезпечує роботу кожного з двигунів на максимальному навантаженні. Резервний насос може не передбачуватися за наявності на судні одного запасного насоса, доступного до монтажу у суднових умовах. Система охолодження прісною водою повинна задовольняти ці ж вимоги. Для суден, які не мають знаку автоматизації, допускається мати один загальний резервний насос охолодження прісною водою. Допускається встановлювати один загальний резервний насос із незалежним приводом, подача якого повинна забезпечувати охолодження прісною або заборотною водою будь-якого з двигунів; при цьому повинні бути вжиті заходи, що не допускають змішування заборотної і прісної води;

3) охолодження декількох двигунів допускається проводити одним насосом з незалежним приводом. У цьому випадку подача насоса повинна бути достатньою для одночасного охолодження всіх двигунів у разі роботи їх на максимальному навантаженні. При цьому повинний бути передбачений один резервний насос, подача якого повинна бути не менше подачі основного насоса, який охолоджує одночасно всі двигуни. На охолоджувальному трубопроводі перед кожним двигуном повинний бути передбачений клапан для регулювання кількості охолоджуючої води;

4) в установках зі знаком автоматизації у символі класу не допускається суміщення резервних насосів охолодження для прісної та заборотної води;

5) на суднах обмежених районів плавання встановлення спеціальних резервних засобів не обов'язкове, проте при відсутності резервування повинна бути передбачена можливість безпосереднього охолодження двигуна заборотною водою. На суднах обмежених районів плавання R2, R2-S, R2-RS, R3-S, R3-RS, R3, R3-IN та C-R3-S, CR3-RS, B-R3-S, B-R3-RS, D-R3-S, D-R3-RS, обладнаних двома і більше

головними двигунами, безпосереднє резервне охолодження забортною водою не обов'язкове;

6) в системі охолодження двигуна прісною водою повинна бути передбачена розширювальна цистерна, рівень води в якій повинний бути вище від максимального рівня води у двигуні. Розширювальна цистерна повинна приєднуватися до приймальних трубопроводів насосів і може бути спільною у системі охолодження кількох двигунів. Цистерна повинна бути обладнана пристроєм контролю рівня рідини. У системі охолодження двигунів розташування відливного трубопроводу забортної води повинно забезпечувати заповнення водою найвищих охолоджуваних порожнин двигунів, водо-мастильних охолоджувачів, а також виключати утворення застійних зон;

7) система охолодження повинна бути обладнана термометрами і пристроєм для регулювання температури охолоджуючої води. Рекомендується обладнати систему охолодження попереджувальною сигналізацією граничної температури охолоджуючої води;

8) система охолодження двигуна, призначеного для використання як аварійного, повинна відповідати вимогам 2.2.5 частини IX «Механізми»;

9) якщо у системах охолодження форсунок або поршнів використовується паливо або мастило, ці системи повинні відповідати вимогам розд. 13 або 14 відповідно;

10) головні та допоміжні двигуни повинні бути обладнані приладами для вимірювання: тиску (або потоку) прісної води в системі охолодження двигуна; тиску (або потоку) в системі охолодження форсунок (у випадку автономної системи); тиску (або потоку) в автономній системі охолодження поршнів; температури та потоку охолоджуючої рідини на виході з кожного поршня (для двигунів з контрольованим охолодженням поршнів); температури охолоджуючого середовища форсунок на виході (у випадку автономної системи); температури прісної води на виході з кожного циліндра або температури прісної води на виході з двигуна (у випадку спільної порожнини охолодження на весь двигун); температури прісної води на вході в двигун [5].

2. ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ СПОСОБІВ РЕГУЛЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ГД

2.1 Аналіз принципів схем охолодження

Суднові дизелі працюють при різних навантаженнях, температурах заборотної води, зовнішнього повітря, тому підтримка температурного режиму в системах охолодження має велике значення. Найбільш правильно це може бути здійснено за допомогою автоматичного керування [3].

Розглянемо існуючі нині способи регулювання температури охолоджувального середовища. Застосовують два способи регулювання: перший – зміною кількості перекачувальної води через систему, другий – зміною температури. Перший з них у суднових енергетичних установках на сьогодні самостійно не застосовується. Це пояснюється тим, що при малих кількостях води, отже, і малих її швидкостях можливе порушення циркуляції потоку в засорочковому просторі двигунів і, як наслідок, поява місцевих перегрівів стінок з утворенням парових мішків [6].

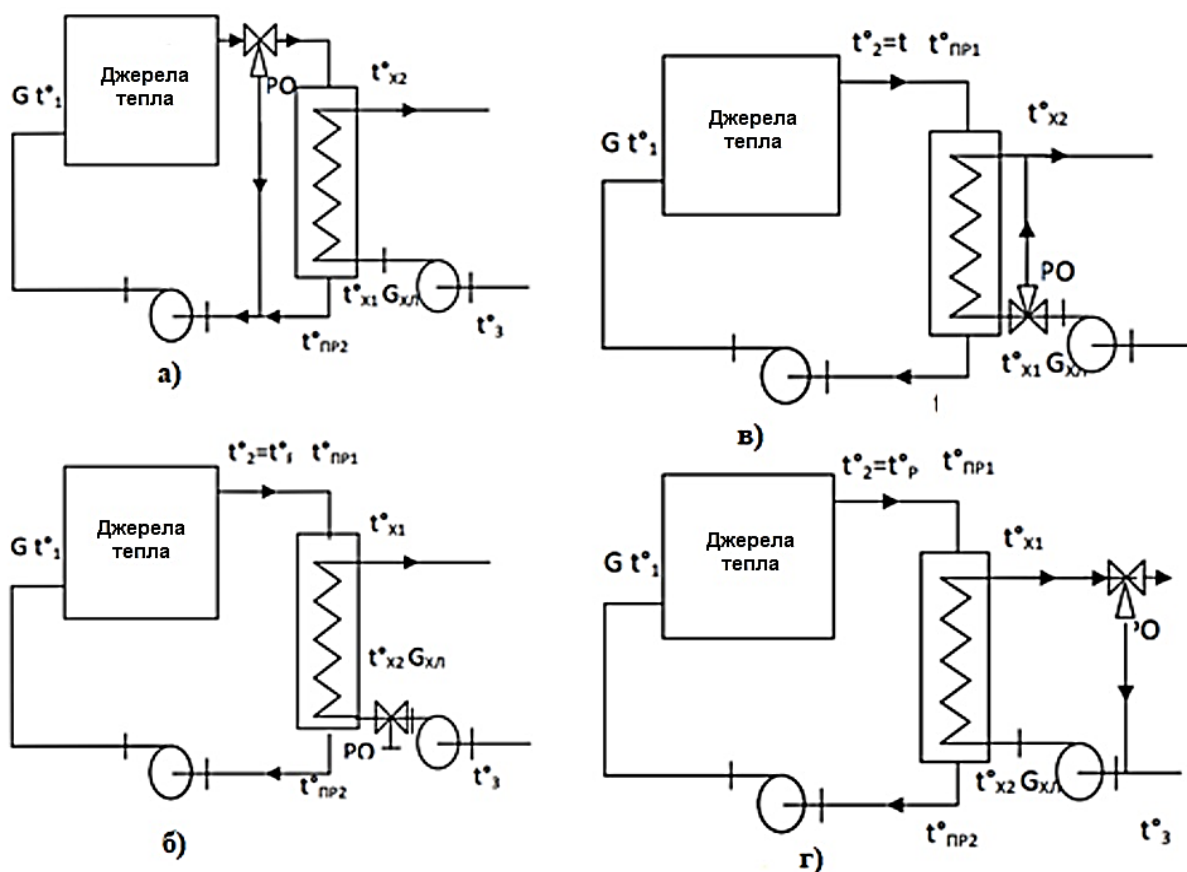


Рисунок 2.1 – Схеми способу регулювання за принципом зміни температури води на вході в двигун

Принцип зміни умов відведення тепла шляхом зміни температури води на вході в систему $t^{\circ}1$ може бути реалізований такими конструктивними способами (рисунок 2.1): перепуском у внутрішньому контурі (а), дроселюванням (б), обмеженням та перепуском у контурі заборотної води (в,г). З метою спростити схеми всі можливі джерела тепла в системі зведені до одного двигуна (джерела тепла).

З наведених схем видно, що робота, виконувана приводними двигунами насосів системи охолодження ГД, залишається практично незмінною на всьому діапазоні регулювання. Також відомо, що потужність, що споживається приводним електродвигуном, прямо пропорційна кубу частоти обертання цього двигуна.

Тому можна скласти гіпотезу, що за допомогою частотно-регульованого приводу насоса, включеному до системи перепуску у внутрішньому контурі, можна реалізувати схему на рисунку 2.1 а, але з більш високою енергоефективністю.

Виходячи з вище вказаної умови щодо обмеження за мінімальним протоком через засорочковий простір двигуна, який може бути виставлений виробником того чи іншого двигуна, керування температурою за допомогою клапану починається лише при досягненні критичного рівня тиску/протоку у системі. Така запропонована система регулювання повинна значно понизити витрати енергії під час знаходження судна у холодних водах.

2.2 Особливості роботи насоса при змінній швидкості обертання

Виходячи з функціонального призначення насоса, тобто переміщенні визначеної кількості рідини за певний проміжок часу при заданому тиску, визначальними технічними параметрами системи охолодження ГД є подача (проток) та тиск.

Подача Q – це обсяг рідини, що подається насосом в одиницю часу та виражається в $\text{м}^3/\text{с}$ (кубометрів на секунду) або л/сек, (літрів у секунду).

Напор H – визначається як тиск у даній точці мережі, виражений у метрах стовпа перекачувальної рідини.

Залежність для визначається тиску рідини наступна:

$$P_r = r \cdot g \cdot H,$$

де P_r – тиск рідини (Па);

ρ – щільність рідини (кг/м³);

g – прискорення вільного падіння (9,81 м/с²);

H – напор (м);

Щільність води: $\rho = 1000$ кг/м³.

Повний тиск (Total Dynamic Head, TDH) – різниця двох тисків рідини: між вхідним і вихідним патрубками насоса. TDH змінюється в залежності від подачі насоса. Крива зміни повного натиску в залежності від подачі - основна характеристика кожного насоса. Кожному із значень частоти обертання насоса відповідає власна характеристика зміни TDH.

Максимальний натиск (TDH_{max}) - максимальний тиск, що насос може створювати при нульовій подачі. Чисельно дорівнює максимальній висоті стовпа рідини, як зображено на рисунку 2.2.

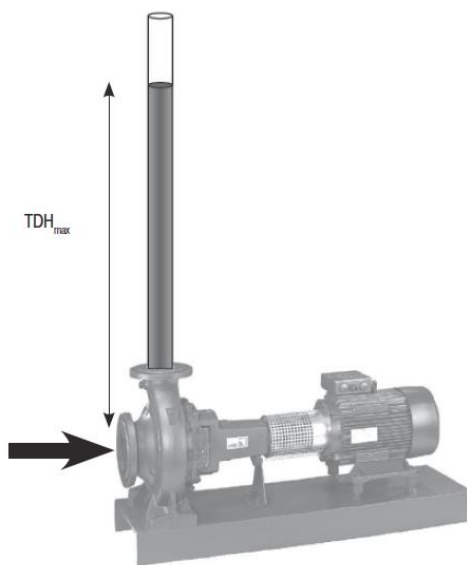


Рисунок 2.2 – Зображення максимального напору

Корисна потужність (P_u), що передана рідині, розраховується за формулою:

$P_u = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q$ (Вт), механічна потужність (P) розраховується з урахуванням ККД (η) насосу:

$$P = \frac{P_u}{\eta} = \rho g H Q / \eta,$$

Коефіцієнт корисної дії насоса η змінюється в залежності від подачі насоса. Якщо напір або подача дорівнюють нулю, він також дорівнюватиме нулю. В такому випадку ніякої енергії рідині не передається.

Номінальна робоча точка (Best Efficiency Point, BEP), визначається як точка характеристики, де ККД максимальний.

На рисунку 2.3 зображені характеристики зміни напору, ККД та потужності в залежності від подачі для типового відцентрового насосу.

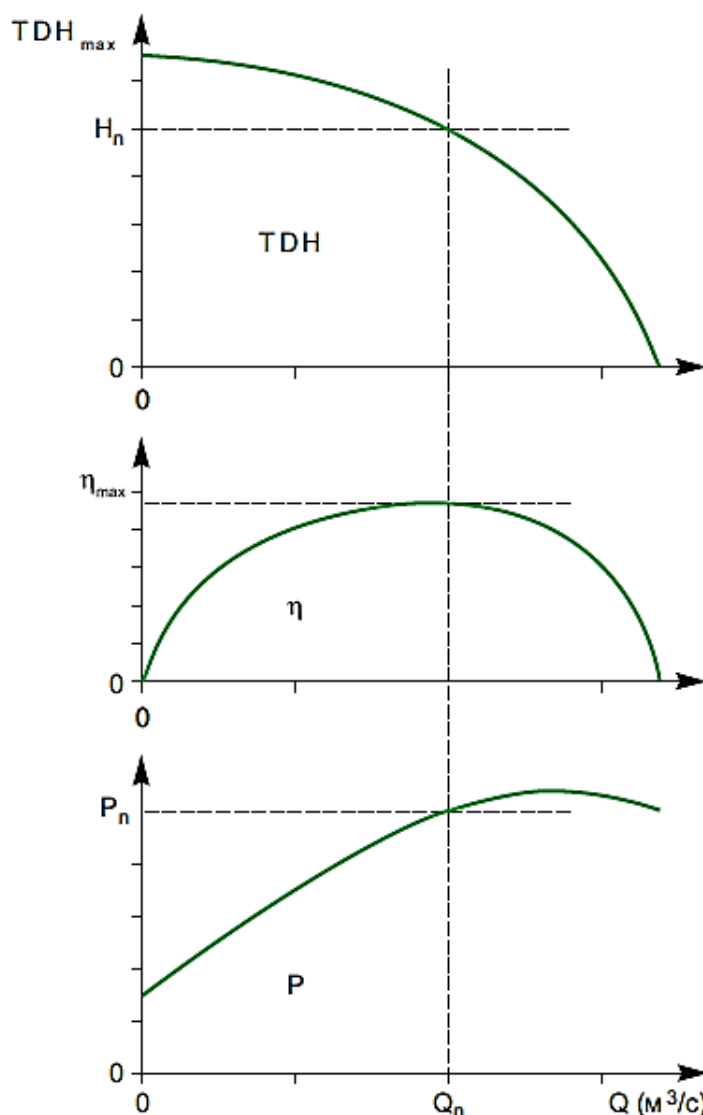


Рисунок 2.3 – Стандартні характеристики відцентрового насоса

Так як кількість перекачувальної рідини повинна змінюватись відповідно до потреб споживача, розглянемо варіанти, коли насос працює з постійною швидкістю.

Використання клапанів, встановлених на виході насоса. Принципом даного рішення є зменшення ефективного поперечного перерізу трубопроводу на виході. У результаті збільшуються втрати напору у мережі, які виражаються як підвищення тиску на виході з насоса і розсіяння енергії в рідині.

На рисунку 2.4 точка А є робоча точка при номінальній подачі Q_n . Точка В - робоча точка при урізаній подачі Q_r . Оптимальною робочою точкою мережі при такій подачі Q_r повинна бути точка С. Затемнений сектор виражає втрати при використанні даного способу регулювання.

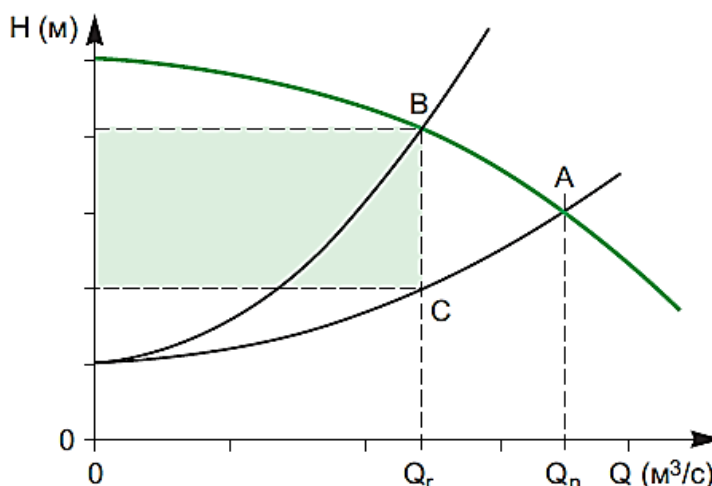


Рисунок 2.4 – Регулювання подачі шляхом прикривання клапана на виході насоса

Використання байпасної лінії. Принцип полягає в поверненні частини рідини до всмоктуючого патрубку насоса за допомогою байпасного клапана. Таким чином можна точно регулювати подачу насоса, але при цьому мати низький ККД, що є суттєвим недоліком. На рисунку 2.5 точка А - робоча точка, що відповідає номінальній подачі Q_n . Оптимальною робочою точкою для такої мережі при пониженій подачі Q_r повинна бути точка С. Розташований після насоса байпасний клапан практично не змінює характеристику мережі. Затемнений сектор відповідає втратам при використанні байпасного клапана. Цей тип регулювання дозволяє отримувати режими роботи з невеликою подачею без ризику перевищення максимально допустимого тиску на виході насоса.

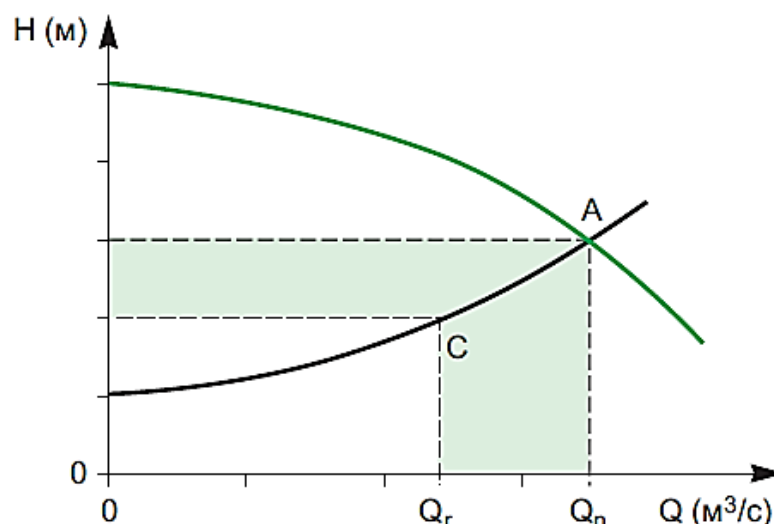


Рисунок 2.5 – Регулювання подачі шляхом використання байпасної лінії

Робота при регулюванні частотою обертання насоса. Основні характеристики відцентрового насоса мають пряму залежність від частоти обертання робочого колеса. Якщо розглядати саме насос, не враховуючи висоту водяного стовпа, то при частоті обертання n , що відрізняється від номінальної частоти обертання n_n :

- подача Q пропорційна відношенню (n/n_n) ;
- повний динамічний напір пропорційний $(n/n_n)^2$;
- потужність P пропорційна $(n/n_n)^3$.

Необхідно мати на увазі, що ці залежності є приблизними, але ними також можливо користуватись у широкому діапазоні зміни частоти обертання.

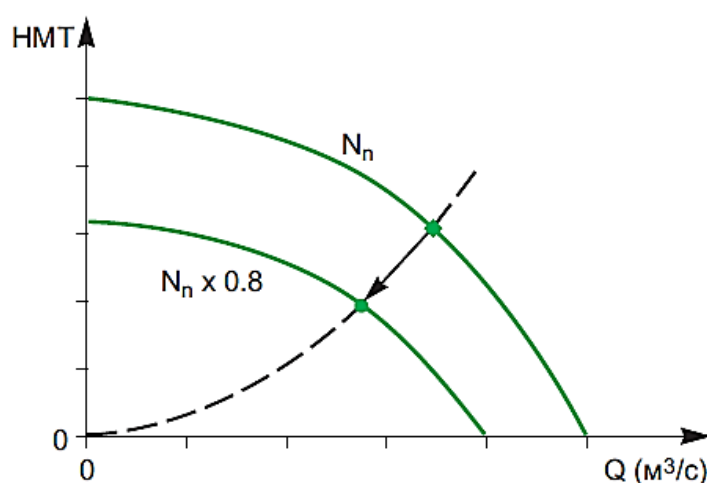


Рисунок 2.6 – Характеристики відцентрового насоса на двох різних швидкостях

Головною є характеристика $TDH(Q)$ на номінальній швидкості насоса. Характеристика на інших швидкостях може бути побудована послідовно по точкам, розташованим на гілці параболічної кривій, як зображено на рисунку 2.6.

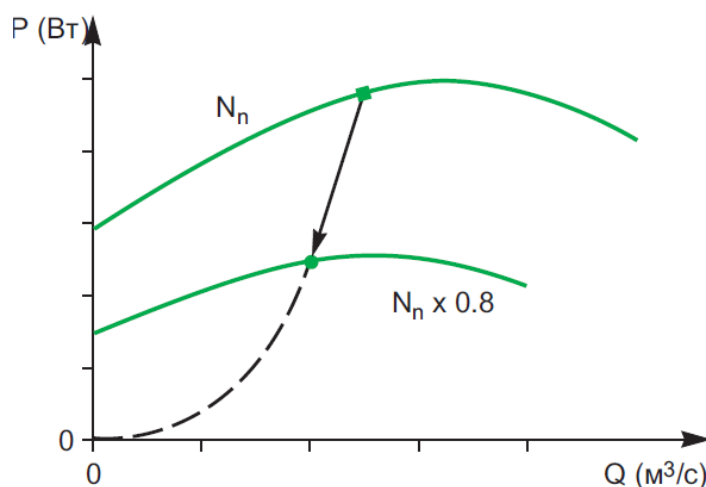


Рисунок 2.7 – Характеристика $P(Q)$ відцентрового насоса на двох різних швидкостях

Спрощена характеристика $P(Q)$ може також бути побудована по точках, відповідним точкам, розташованим на кубічній характеристиці, як зображено на рисунку 2.7.

Регулювання подачі в даній мережі. На рисунку 2.8 показано як знижується споживана потужність при зміні подачі насоса шляхом зниження частоти обертання його робочого колеса. Корисна потужність пропорційна до затемнених прямокутників, тому легко виявити значне зниження потужності при зміні частоти обертання насоса.

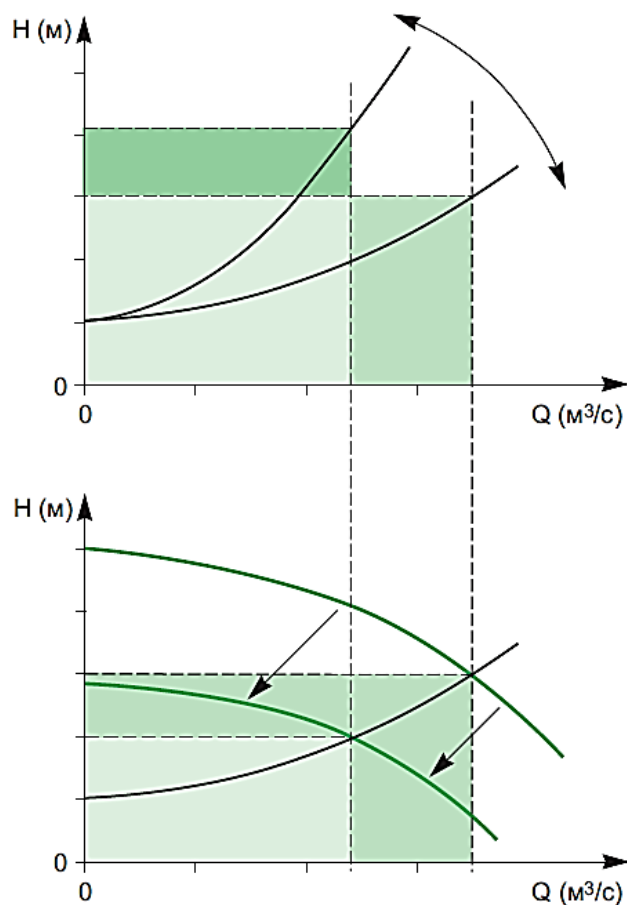


Рисунок 2.8 – Регулювання зміни подачі насоса при постійній та при змінній частоті обертання

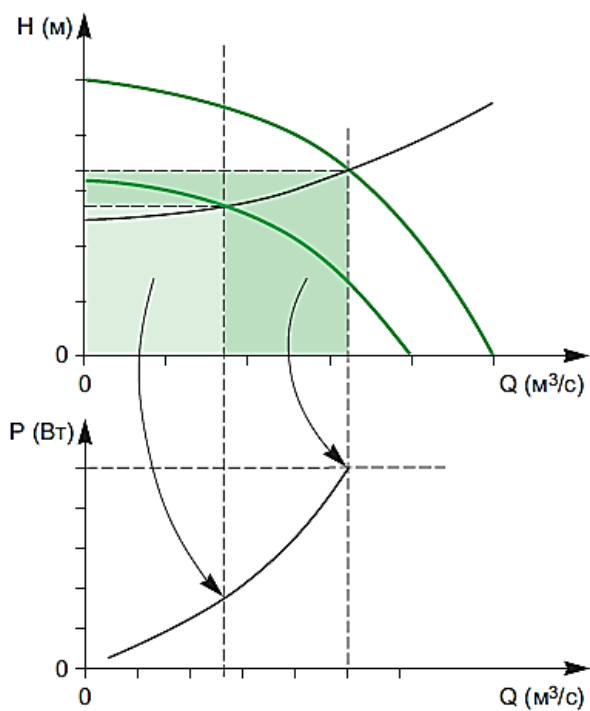


Рисунок 2.9 – Зміна споживаної потужності

Регулювання зміною частоти обертання робить можливим постійне використання насоса з найвищим ККД. У цьому випадку прямокутні затемнені області прямо пропорційні потужності, що споживається насосом. Даний приклад оцінки споживаної насосом потужності проілюстрований на рисунку 2.9.

Приклад економії шляхом розрахунку споживаної потужності. Припустимо, що насос працює на мережу з номінальною потужністю 100 кВт, де статичний натиск Z дорівнює половині від номінального повного натиску TDH ($Z = 0.5 H_n$).

Необхідно порівняти споживання енергії при 80% від номінальної подачі під час роботи на номінальній частоті обертання зі споживанням під час роботи на пониженій швидкості. Для регулювання подачі під час роботи на номінальній швидкості використовується клапан, розташований за насосом.

На номінальній швидкості ККД двигуна дорівнює $\eta_{mot} = 0.95$, на 80% від номінальної швидкості $\eta_{mot} = 0.93$. При змінній частоті обертання ККД дорівнює $\eta_{vsd} = 0.97$. Споживана для різних типів мережі потужність, представлена на рисунку 2.10.

При подачі 80 % від номінальної, потужність, що споживана на номінальній швидкості, дорівнює 94 % від номінальної. У той же час, потужність, що споживана на пониженій швидкості, дорівнює 66% від номінальної потужності.

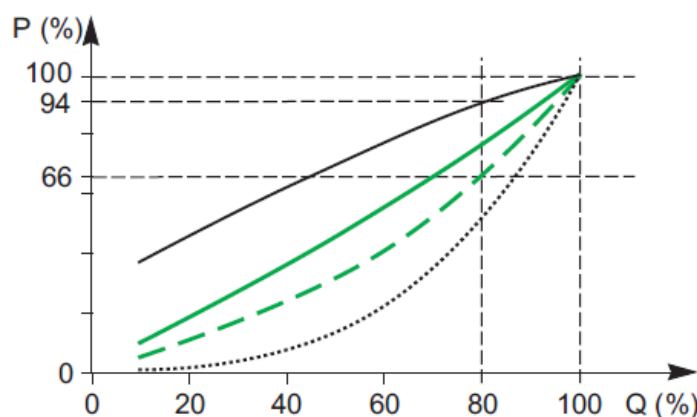


Рисунок 2.10 – Зміна споживаної потужності

Потужність на номінальній частоті обертання:

$$P_f = P_n \cdot P(Q) / \eta_{mot} = 100 \cdot 0,94 / 0,95 = 98,9 \text{ кВт},$$

Потужність на пониженій частоті обертання:

$$P_r = P_n \cdot P(Q) / (\eta_{mot} \cdot \eta_{vsd}) = 100 \cdot 0,66 / (0,93 \cdot 0,97) = 73,1 \text{ кВт},$$

Споживання електроенергії знижено на 25.8 кВт, що складає економію електроенергії у 226 МВт·год у рік при постійній роботі, що складає економію 759360 грн/рік, вважаючи вартість електроенергії в 3,36 грн/кВт·рік [7].

3. РОЗРАХУНОК ТА ПОБУДОВА ПРИРОДНИХ МЕХАНІЧНИХ ТА ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗАМКНУТОЇ СИСТЕМИ "ПЕРЕТВОРЮВАЧ ЧАСТОТИ - АСИНХРОННИЙ ДВИГУН" З IR-КОМПЕНСАЦІЄЮ

3.1 Розрахунок параметрів схеми заміщення АД

Потужність насосу (кВт) визначається за формулою:

$$N_H = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta_H},$$

де η_H – ККД насоса під час роботи в заданому режимі.

Потужність приводного двигуна насоса приймають більше потужності, що споживається насосом, на випадок перевантажень від неврахованих умов роботи:

а) при безпосередньому з'єднанні валу насоса з валом електродвигуна:

$$N_H = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta_H} m,$$

б) при з'єднанні приводного двигуна насоса через проміжну передачу:

$$N_H = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta_H \cdot \eta_{пр}} m,$$

де m - коефіцієнт запасу потужності; $\eta_{пр}$ – ККД передачі, прийнятий за паспортом.

Відповідно до стандарту коефіцієнт запасу потужності m приймають залежно від потужності на валу насоса N_H : від 20 до 50 кВт приймається $m=1,2$.

При визначенні потужності на валу насоса подачу насоса зазвичай приймають найбільшу з розглянутих режимів роботи насосної станції. При виборі електродвигуна до насосів потрібно знати потужність, частоту обертання, напруга в мережі живлення, тип і виконання двигуна. Кожен двигун незалежно від його типу характеризується номінальними даними. Номінальний режим двигуна відповідає максимальному ККД та задовольняє встановленим нормам і вимогам щодо нагрівання, коефіцієнта потужності, електричної потужності та ін. Тому при підборі електродвигуна необхідно прагнути підібрати потужність двигуна якомога ближче до номінальної.

Таблиця 3.1 – Технічні данні системи охолодження

Продуктивність, м³/год	Повний натиск, м
124	35

За формулою визначимо необхідну розрахункову потужність для подальшого вибору обладнання (насос, двигун, ПЧ)

$$P_{\text{дв}} = k_3 \frac{gQH\gamma}{\eta_{\text{н}}\eta_{\text{п}}} 10^{-3} = 1,2 \frac{9,8 \cdot 0,0344 \cdot 35 \cdot 1000}{0,7 \cdot 0,97} 10^{-3} = 20,85 \text{ кВт},$$

де k_3 – коефіцієнт запасу, він дорівнює 1,2;

g – прискорення вільного падіння;

Q – продуктивність насоса;

H – висота підйому (розрахункова);

γ – щільність рідини, що перекачується насосом;

$\eta_{\text{нас}}$ - ККД насоса;

$\eta_{\text{п}}$ - ККД передачі.

$$P_{\text{н}} \geq P_{\text{роз}} = 20,85 \text{ кВт},$$

З каталогу АВВ вибираємо електродвигун МЗВР 180MLB 4 потужністю 22 кВт для суднової мережі 440 В, 60 Гц з наступними параметрами:

Таблиця 3.2 – Паспортні дані електродвигуна

Швидкість об/хв	Енергоефективність (ККД)			Cos ϕ	$I_{\text{н}}$	$I_{\text{п}}/I$	$M_{\text{п}}/M$	$M_{\text{макс.}}/M_{\text{н}}$	Момент інерції,	Вага, кг	Клас ізоля- ції
	100%	75%	50%								
1783	93,8	94,2	93,7	0,82	35,8	9,3	3	3,4	0,217	235	F

3.2 Визначення параметрів схеми заміщення

Визначимо параметри Т-образної схеми заміщення асинхронного двигуна МЗВР 180MLB 4, який має такі каталожні дані:

номінальна потужність: $P_{\text{н}}=22 \text{ кВт}$;

номінальна фазна напруга: $U_{\text{н1}} = 440 \text{ В}$;

номінальна напруга мережі: $U_{\text{фн}} = 440 \text{ В}$;

номінальна частота обертання: $n_H = 1783$ об/хв;

ККД у режимі номінальної потужності: $\eta_H = 0,93$ в. о.;

ноефіцієнт потужності в режимі номінальної потужності: $\cos \varphi = 0,82$ в. о.;

нратність пускового струму: $k_i = 9,3$ в. о.;

кратність пускового моменту: $k_H = 3$ в. о.;

кратність максимального моменту: $k_{\max} = 3,4$ в. о.;

коефіцієнт завантаження двигуна: $p_{\text{ж}} = 0,75$ в. о.;

число пар полюсів: $p = 2$.

Для розрахунку механічних та електромеханічних характеристик електродвигуна скористаємось його математичною моделлю. Найпростішою та практичною для розрахунків є Т-подібна схема заміщення. Вона проілюстрована на рисунку 3.1.

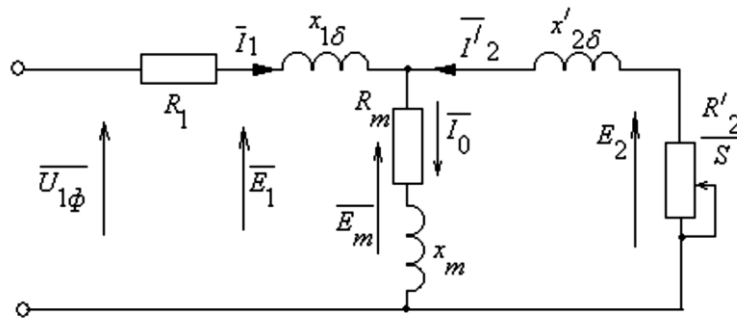


Рисунок 3.1 – Т-подібна схема заміщення асинхронного двигуна

$U_{1\phi}$ – фазна напруга, що підведена до обмотки статора;

I_1 – струм обмотки статора;

R_1 – активний опір обмотки статора;

$X_{1\sigma}$ – індуктивний опір розсіювання обмотки статора;

I'_2 – приведений струм обмотки ротора до обмотки статора;

R'_2 – приведений активний опір ланцюга обмотки ротора до ланцюга обмотки статора;

$X'_{2\sigma}$ – приведений індуктивний опір розсіювання ланцюга обмотки ротора до ланцюга обмотки статора;

I_0 – струм холостого ходу (намагнічування);

X_m – індуктивний опір контуру намагнічування.

Основні рівняння асинхронного двигуна, що відповідають даній схемі:

$$\begin{aligned}\bar{U}_{1\phi} - \bar{E}_m - j \cdot X_1 \cdot \bar{I}_1 - R_1 \cdot \bar{I}_1 &= 0, \\ \bar{E}_m + j \cdot X'_2 \cdot \bar{I}'_2 + R'_2 \cdot \bar{I}'_2 / s &= 0, \\ \bar{I}_1 + \bar{I}'_2 - \bar{I}_0 &= 0,\end{aligned}$$

Векторна діаграма струмів, ЕДС та напруг зображена на рисунку 3.2.

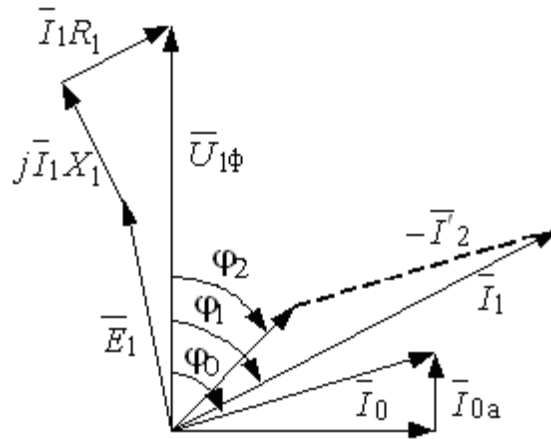


Рисунок 3.2 – Векторна діаграма асинхронної машини

3.2.1 Знайдем синхронну частоту обертання та номінальне ковзання:

$$\begin{aligned}n_0 &= \frac{60 \cdot f}{p} = \frac{60 \cdot 60}{2} = 1800 \frac{\text{рад}}{\text{с}}, \\ s_n &= \frac{n_0 - n_n}{n_0} = \frac{1800 - 1783}{1800} = 0,0094 \text{ в. о.}\end{aligned}$$

3.2.2 Знайдемо струм холостого ходу асинхронного двигуна:

$$I_0 = \sqrt{\frac{I_{11}^2 - \left(p_{\text{ж}} \cdot I_{1\text{н}} \cdot \frac{1 - S_n}{1 - p_{\text{ж}} \cdot S_n}\right)^2}{1 - \left(p_{\text{ж}} \cdot \frac{1 - S_n}{1 - p_{\text{ж}} \cdot S_n}\right)^2}},$$

де
$$I_{11} = \frac{p_{\text{ж}} \cdot p_n}{3 \cdot U_{1\text{н}} \cdot \cos \varphi_{\text{рж}} \cdot \eta_{\text{нрж}}} = \frac{0,75 \cdot 22000}{3 \cdot 440 \cdot 0,8 \cdot 0,942} = 16,5 \text{ — струм статора}$$

електродвигуна під час не повного навантаження, де

$$\eta_{\text{нрж}} = \eta_n = 0,942 \text{ в. о. — ККД при не повному навантаженні,}$$

$$\cos \varphi_{\text{рж}} = \cos \varphi \cdot \left(\frac{\cos \varphi_{0,75}}{\cos \varphi}\right) = 0,82 \cdot 0,983 = 0,8 \text{ в. о. — коефіцієнт потужності}$$

при не повному навантаженні, де

$\frac{\cos \varphi_{0,75}}{\cos \varphi} = 0,983$ – відносний коефіцієнт потужності при не повному навантаженні.

$I_{1H} = \frac{P_H}{3U_{1H} \cdot \cos \varphi \cdot \eta_H} = \frac{22000}{3 \cdot 440 \cdot 0,8 \cdot 0,942} = 22,1 \text{ А}$ – номінальний струм статора електродвигуна.

$$I_0 = \sqrt{\frac{I_{11}^2 - \left(p_{ж} \cdot I_{1H} \cdot \frac{1 - S_H}{1 - p_{ж} \cdot S_H}\right)^2}{1 - \left(p_{ж} \cdot \frac{1 - S_H}{1 - p_{ж} \cdot S_H}\right)^2}} =$$

$$= \sqrt{\frac{16,5^2 - \left(0,75 \cdot 22,1 \cdot \frac{1 - 0,0094}{1 - 0,75 \cdot 0,0094}\right)^2}{1 - \left(0,75 \cdot \frac{1 - 0,0094}{1 - 0,75 \cdot 0,0094}\right)^2}} = 6,2 \text{ А.}$$

3.2.3 За формулою Клосса визначимо відношення для розрахунку критичного ковзання. В першому приближенні приймаємо $\beta=1$

$$S_K = S_H \cdot \frac{k_{max} + \sqrt{k_{max}^2 - [1 - 2 \cdot S_H \cdot \beta \cdot (k_{max} - 1)]}}{1 - 2 \cdot S_H \cdot \beta \cdot (k_{max} - 1)} =$$

$$0,0094 \cdot \frac{3,4 + \sqrt{3,4^2 - [1 - 2 \cdot 0,0094 \cdot 1 \cdot (3,4 - 1)]}}{1 - 2 \cdot 0,0094 \cdot 1 \cdot (3,4 - 1)} = 0,064 \text{ в. о.}$$

3.2.4 Знайдемо значення коефіцієнтів:

$$C_1 = 1 + \left(\frac{I_0}{2 \cdot k_i \cdot I_{1H}}\right) = 1 + \left(\frac{6,2}{2 \cdot 9,3 \cdot 22,1}\right) = 1,015 \text{ в. о.,}$$

$$A_1 = m \cdot U_{1H}^2 \cdot \frac{1 - S_H}{2 \cdot C_1 \cdot k_{max} \cdot P_H} = 3 \cdot 440^2 \cdot \frac{1 - 0,0094}{2 \cdot 1,015 \cdot 3,4 \cdot 22000} = 3,79 \text{ в. о.}$$

3.2.5 Тепер можна знайти активний опір ротора, приведений до обмотки статора електродвигуна;

$$R'_2 = \frac{A_1}{\left(\beta + \frac{1}{S_K}\right) \cdot C_1} = \frac{3,79}{\left(1 + \frac{1}{0,064}\right) \cdot 1,015} = 0,225 \text{ Ом.}$$

3.2.6 Активний опір обмотки статора:

$$R_1 = C_1 \cdot R'_2 \cdot \beta = 1,015 \cdot 0,225 \cdot 1 = 0,228 \text{ Ом.}$$

3.2.7 Знайдемо параметр γ , який дозволяє знайти індуктивний опір короткого замикання $x_{\text{кн}}$:

$$\gamma = \sqrt{\left(\frac{1}{S_K^2}\right) - \beta^2} = \sqrt{\left(\frac{1}{0,064^2}\right) - 1^2} = 15,6 \text{ в. о.}$$

3.2.8 Знайдемо значення індуктивного опору короткого замикання:

$$x_{\text{кн}} = \gamma \cdot C_1 \cdot R'_2 = 15,6 \cdot 1,015 \cdot 0,225 = 3,56 \text{ Ом.}$$

3.2.9 Знайдемо індуктивний опір обмотки ротора, приведеної до статора:

$$x'_{2\text{н}} = 0,58 \cdot \frac{x_{\text{кн}}}{C_1} = 0,58 \cdot \frac{3,56}{1,015} = 2,034 \text{ Ом.}$$

3.2.10 Знайдемо індуктивний опір статорної обмотки

$$x_{1\text{н}} = 0,42 \cdot x_{\text{кн}} = 0,42 \cdot 3,56 = 1,495 \text{ Ом.}$$

3.2.11 За отриманими значеннями C_1 , R'_2 та $x_{\text{кн}}$ знайдемо критичне ковзання:

$$S_{\text{к1}} = \frac{C_1 \cdot R'_2}{\sqrt{R_1^2 + x_{\text{кн}}^2}} = \frac{1,015 \cdot 0,225}{\sqrt{0,228^2 + 3,56^2}} = 0,064 \text{ в. о.}$$

Розрахункові значення $S_{\text{к1}}$ та $S_{\text{к}}$ однакові.

3.2.12 Для знаходження ЕДС гілки намагнічування E_l знайдемо $\sin \varphi$:

$$\varphi = \arccos(\cos \varphi) = \arccos(0,82) = 34,915,$$

$$\sin \varphi = 0,572.$$

3.2.13 Знайдем ЕДС гілки намагнічування E_l , наведену потоком повітряного зазору в обмотці статора у номінальному режимі:

$$E_1 = \sqrt{(U_{1\text{н}} \cdot \cos \varphi - R_1 \cdot I_{1\text{н}})^2 + (U_{1\text{н}} \cdot \sin \varphi - x_{1\text{н}} \cdot I_{1\text{н}})^2} =$$

$$= \sqrt{(440 \cdot 0,82 - 0,228 \cdot 22,1)^2 + (440 \cdot 0,572 - 1,495 \cdot 22,1)^2} = 417,576 \text{ В.}$$

3.2.14 Тоді індуктивний опір намагнічування:

$$x_{\mu\text{н}} = \frac{E_1}{I_0} = \frac{417,576}{6,2} = 67,35 \text{ Ом.}$$

3.3 Розрахунок та побудова природної механічної та електромеханічної характеристик АД

3.3.1 Знайдемо синхронну кутову швидкість:

$$\omega_0 = \frac{2 \cdot \pi \cdot f}{p} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 50}{2} = 188,4 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

3.3.2 Полічимо та побудуємо природну електромеханічну характеристику:

$$I_1(\omega) = \sqrt{I_0^2 + I_2'(\omega)^2 + 2 \cdot I_2'(\omega) \cdot \sin \varphi_2},$$

де

$$\sin \varphi_2 = \frac{x_{\text{кн}}}{\sqrt{\left(R_1 + \frac{R_2'}{\omega - \omega_0}\right)^2 + x_{\text{кн}}^2}},$$

$I_2'(\omega)$ – значення приведенного струму ротора від ковзання;

$$I_2' = \frac{U_{1\text{н}}}{\sqrt{\left(R_1 + \frac{R_2'}{\omega - \omega_0}\right)^2 + (x_{1\text{н}} + x_{2\text{н}}')^2}},$$

За даними формулами знаходиться та будується природна електромеханічна характеристика. Характеристика приведена на рисунку 4.3.

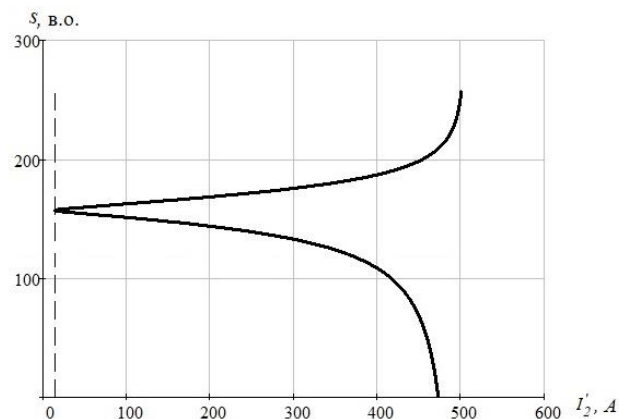


Рисунок 3.3 - Природна електромеханічна характеристика АД

3.3.3 Обчислимо та побудуємо природну механічну характеристику:

$$M(\omega) = \frac{3 \cdot U_{1\text{н}}^2 \cdot R_2'}{\omega_0 \cdot \frac{\omega - \omega_0}{\omega_0} \cdot \left[\left(R_1 + \frac{R_2'}{\omega - \omega_0}\right)^2 + x_{\text{кн}}^2 \right]}.$$

3.3.4 Визначимо та обчислимо контрольні точки механічної характеристики за паспортними даними:

Номінальна швидкість:

$$\omega_n = \omega_0 \cdot (1 - S_n) = 188,4 \cdot (1 - 0,0094) = 186,63 \frac{\text{рад}}{\text{с}},$$

Номінальний момент:

$$M_{\text{ном}} = \frac{P_{\text{ном}}}{\omega_{\text{ном}}} = \frac{22000}{186,3} = 118 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

Критичний момент:

$$M_{\text{кр}} = M_{\text{ном}} \cdot k_{\text{max}} = 118 \cdot 3,4 = 401,2 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

Пусковий момент:

$$M_{\text{п}} = 2 \cdot M_{\text{кр}} \cdot S_{\text{к1}} = 2 \cdot 401,2 \cdot 0,064 = 51,35 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

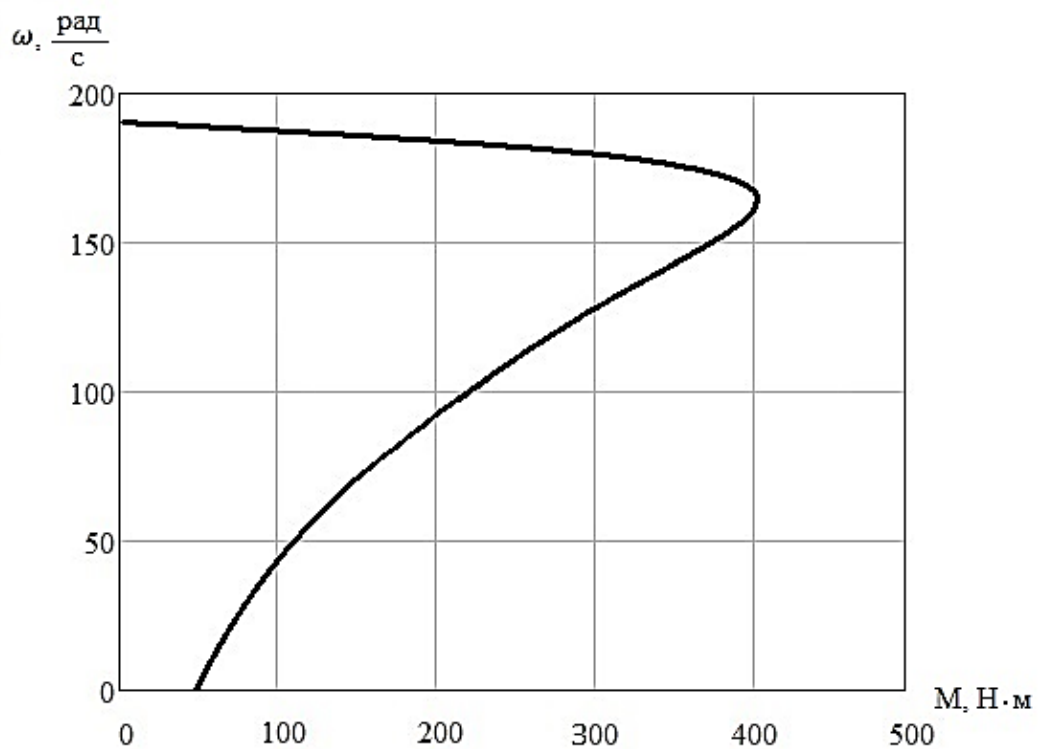


Рисунок 3.4 – Природна механічна характеристика АД

4. РОЗРОБКА СИСТЕМИ СКАЛЯРНОГО КЕРУВАННЯ НАСОСОМ У СИСТЕМІ MATLAB.

4.1 Принципи скалярного керування

Принцип скалярного керування частотно-регульованого асинхронного електроприводу базується на зміні частоти та поточних значень модулів змінних АД (напруги, магнітних потоків, потокозчеплень та струмів ланцюгів двигуна). Керуваність АД при цьому може забезпечуватись спільним регулюванням або частоти f_1 і напруги U_1 , або частоти f_1 і струму I_1 статорної обмотки. Перший спосіб керування прийнято трактувати як частотне керування, другий – як частотно-струмове.

Вибір способу та принципу керування визначається сукупністю статичних, динамічних та енергетичних вимог до асинхронного електроприводу. Скалярний принцип частотного керування є найбільш поширеним в асинхронному електроприводі. Йому властива технічна простота вимірювання та регулювання змінних АД, а також можливість побудови розімкнених систем керування швидкістю. Основний недолік подібного принципу керування полягає у труднощі реалізації бажаних законів регулювання швидкості та моменту АД у динамічних режимах. Пов'язано це з дуже складними електромагнітними процесами, що протікають в АД [8].

При частотному способі регулювання швидкості АД не відбувається збільшення його ковзання s , як це має місце, наприклад, при реостатному регулюванні. Тому втрати ковзання виявляються невеликими, у зв'язку з чим частотний спосіб регулювання визнаний найбільш економічним.

Важливо підкреслити, що для кращого використання АД й одержання високих енергетичних показників його роботи (коефіцієнтів потужності і корисної дії, перевантажувальної здатності) одночасно зі зміною частоти живлячої напруги необхідно змінювати й значення цієї напруги. Закон такої зміни визначається характером навантаження електропривода.

При виборі співвідношення між частотою й напругою, що підводиться до статора АД, виходять із умови збереження його перевантажувальної здатності λ , яка визначається відношенням критичного моменту M_k до моменту навантаження M_c у вигляді

$$\lambda = \frac{M_k}{M_c} = \text{Const},$$

Звідси випливає, що для забезпечення величини $\lambda = \text{Const}$ при частотному керуванні необхідно пропорційно частоті f_1 змінювати і напругу U_1 , тобто виконувати умову

$$\frac{U_1}{f_1} = \text{Const},$$

Тоді основний закон частотного регулювання швидкості, що одержав назву формули Костенко, визначається співвідношенням

$$\frac{U_1}{U_{1\text{ном}}} = \frac{f_1}{f_{1\text{ном}}} \cdot \sqrt{\frac{M}{M_{\text{ном}}}},$$

При роботі ПЕД у номінальному режимі або з постійним моментом навантаження цей закон спрощується й має вигляд

$$\frac{U_1}{U_{1\text{ном}}} = \frac{f_1}{f_{1\text{ном}}} \text{ або } \frac{U_1}{f_1} = \text{Const},$$

Наведені формули дозволяють визначити взаємозв'язок між напругою U_1 і частотою f_1 для будь-яких необхідних режимів роботи ЕП.

Для вентиляторного характеру моменту навантаження повинна дотримуватися умова

$$\frac{U_1}{f_1^2} = \text{Const},$$

а при моменті навантаження обернено пропорційному швидкості, воно має вигляд

$$\frac{U_1}{\sqrt{f_1}} = \text{Const} [9],$$

Механічні характеристики електроприводів, регульованими цими законами регулювання приведені на рисунку 4.1.

В асинхронних частотно-регульованих електроприводах зі скалярним управлінням, окрім цих законів, отримали застосування й інші закони регулювання: E_1/f_1 ; E_m/f_1 ; E'_1/f_1 .

Тобто у нашому випадку закон керування приймає таку форму:

$$\frac{E_1}{f_1^2} = \text{Const},$$

При регулюванні швидкості таким законом необхідно підвищувати фазну напругу $U_{1j} = E_{1j} + I_1 \cdot R_1$ на величину падіння напруги $I_1 \cdot R_1$ на активному опорі обмотки статора. Такий спосіб регулювання називається IR-компенсацією.

При скалярній IR-компенсації сигнал керування U_y є сумою сигналів регулювання U_p та позитивного зворотного зв'язку за струмом $U_{\text{кор}}$:

$$U_y = U_p + U_{\text{кор}} = U_p + k_{\text{км}} \cdot R_1 \cdot I,$$

де $k_{\text{км}}$ – коефіцієнт позитивного зворотного зв'язку за струмом;

R_1 – активний опір фази обмотки статора електродвигуна;

I – сигнал, пропорційний діючим значенням струмів обмоток статора.

Сигнал управління є вхідним для прямого координатного перетворювача (ПКП), на виході якого формується три синусоїдальні напруги управління U_{1yA} , U_{1yB} , U_{1yC} зсунуті один відносно одного на кут $\pm 2\pi/3$, з амплітудами пропорційними напрузі керування. Вони формують фазні напруги на виході автономного інвертора напруги (АІН).

Для моделювання асинхронного двигуна було використано програмний пакет MATLAB Simulink. Для створення моделі знайдемо такі параметри двигуна:

Індуктивність фази обмотки статора:

$$L_{1\sigma} = \frac{X_{1H}}{2 \cdot \pi \cdot f_{1H}} = \frac{1,495}{2 \cdot \pi \cdot 60} = 0.00397 \text{ Гн},$$

Індуктивність фази обмотки ротора:

$$L'_{1\sigma} = \frac{X'_{2H}}{2 \cdot \pi \cdot f_{1H}} = \frac{2,034}{2 \cdot \pi \cdot 60} = 0.0054 \text{ Гн},$$

Індуктивність ланцюга намагнічування:

$$L_{1\sigma} = \frac{X_{\mu\text{H}}}{2 \cdot \pi \cdot f_{1\text{H}}} = \frac{67,35}{2 \cdot \pi \cdot 60} = 0.179 \text{ Гн},$$

Привід такого типу може бути реалізований за допомогою структурної схеми асинхронного електродвигуна у нерухомій системі координат статора α, β . Структурна схема зображена на рисунку 4.3.

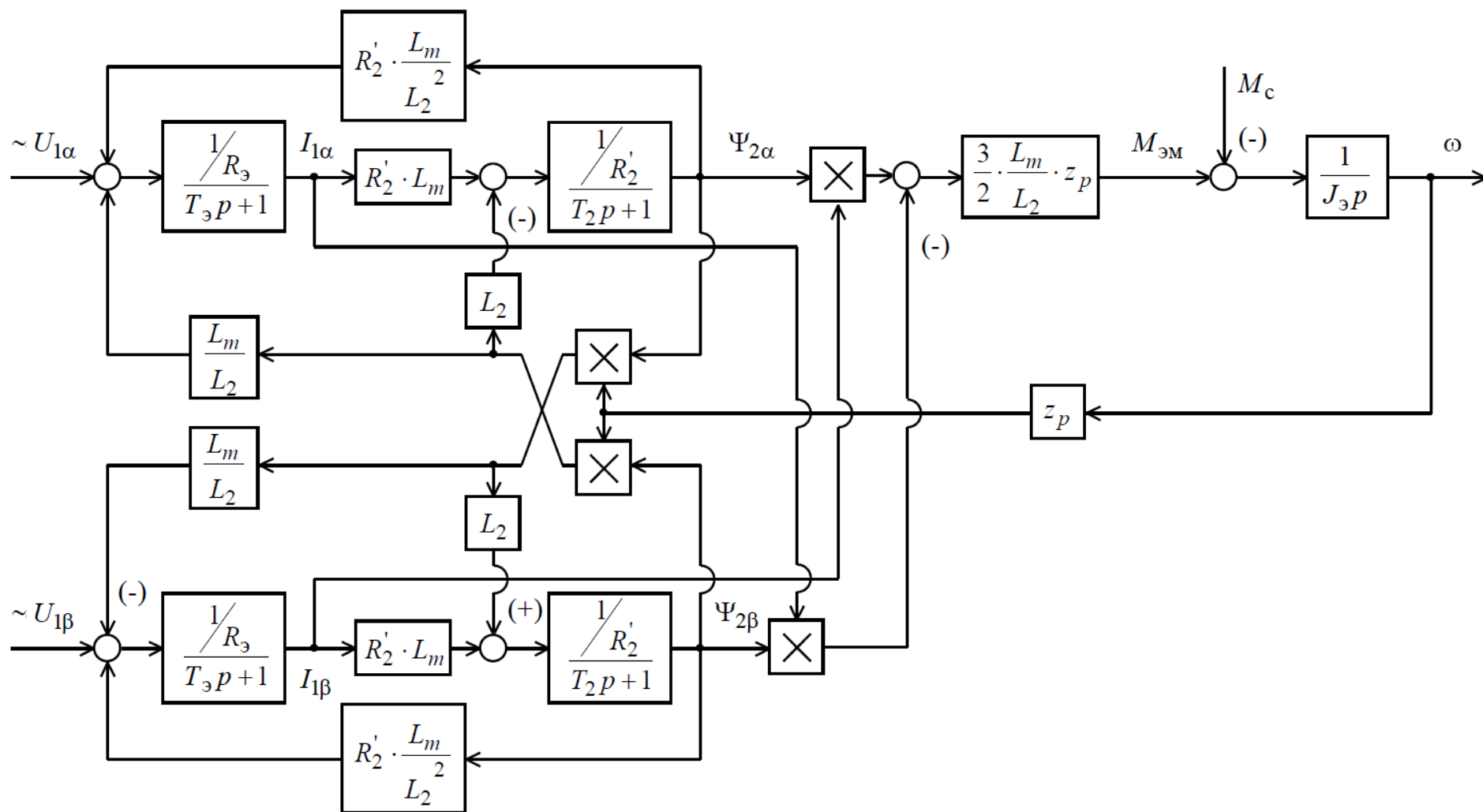


Рисунок 4.3 – Структурна схема електродвигуна у нерухомій системі координат α, β

Розглянемо контур підтримки тиску:

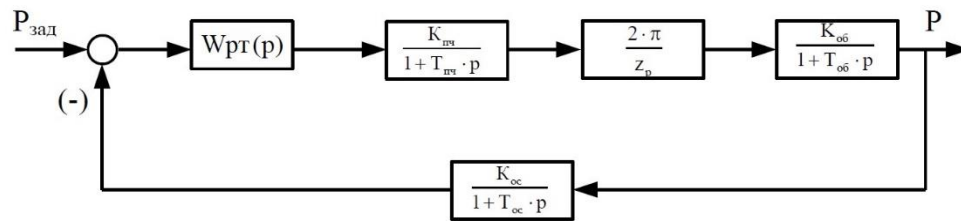


Рисунок 4.4 – Структурна схема контура підтримки тиску

$W_{рт}(p)$ – передатна функція регулятора тиску;

$K_{пч}$ – коефіцієнт передачі інвертора;

$K_{об}$ – коефіцієнт передачі насоса; $K_{об} = \frac{p}{\omega_n} = \frac{4}{78,535} = 0.0509$,

де $p=4$ – номінальне при $\frac{\omega_n}{2}$;

$K_{ос}$ – коефіцієнт передачі зворотного зв'язку;

$T_{пч}$ – стала часу запізнення інвертора напруги; $T_{пч} = \frac{1}{5000} = 0,0002$ с,

$T_{об}$ – постійна часу запізнення насоса; $T_n=0,1$ с,

$T_{ос}$ – постійна часу запізнення зворотного зв'язку. $T_{ос}=0,1$ с,

Розімкнутий контур тиску, що налаштований на модульний оптимум, повинен мати таку передатну функцію:

$$W_{To}(p) = \frac{1}{2 \cdot T_{\mu} p (T_{\mu} p + 1)},$$

де T_{μ} - мала постійна часу контуру тиску.

Визначимо передатну функцію розімкненого контуру тиску:

$$W_{розкд}(p) = W_{рт}(p) \cdot \frac{2\pi}{zp} \cdot \frac{K_{пч}}{1 + T_{пч}p} \cdot \frac{K_{об}}{1 + T_{об}p} \cdot \frac{K_{ос}}{1 + T_{ос}p},$$

$$W_{рт}(p) = \frac{1}{2 \cdot T_{\mu} p (T_{\mu} p + 1)} \cdot \frac{(1 + T_{пч}p)(1 + T_{об}p)(1 + T_{ос}p)}{K_{пч} \cdot K_{об} \cdot K_{ос}} \cdot \frac{zp}{2\pi},$$

Під час оптимізації, інерційність у каналі зворотного зв'язку відноситься до малих, і за малу некомпенсовану постійну часу загального контуру приймають:

$$T_{\mu k} = T_{\mu} + T_{ос} = 0,0002 + 0,1 = 0,1002 \text{ с},$$

$$T_{об} \gg T_{ПЧ},$$

$$T_{ПЧ} = T_{\mu},$$

$$W_{\text{рт}}(p) = \frac{1}{2 \cdot T_{\mu} p (T_{\mu} p + 1)} \cdot \frac{(1 + T_{\mu k} p)(1 + T_{об} p)}{K_{ПЧ} \cdot K_{об} \cdot K_{ос}} \cdot \frac{z p}{2\pi},$$

$$W_{\text{рт}}(p) = \frac{1}{2 \cdot T_{\mu k} p (1 + T_{\mu k} p)} \cdot \frac{(1 + T_{об} p)}{K_{ПЧ} \cdot K_{об} \cdot K_{ос}} \cdot \frac{z p}{2\pi},$$

Зведемо вираз до канонічного вигляду:

$$\begin{aligned} W_{\text{рт}}(p) &= \frac{T_{об} \cdot z p}{2 \cdot T_{\mu k} \cdot K_{ПЧ} \cdot K_{об} \cdot K_{ос} \cdot 2\pi} \cdot \frac{(1 + T_{об} p)}{T_{об} p} = \\ &= \frac{0,1 \cdot 2}{2 \cdot 0,1001 \cdot 1 \cdot 0,0509 \cdot 1 \cdot 2 \cdot 3,14} \cdot \frac{(1 + 0,1 p)}{0,1 p} = 3,063 \cdot \frac{(1 + 0,1 p)}{0,1 p}, \end{aligned}$$

На рисунку 4.5 показана імітаційна модель контуру тиску.

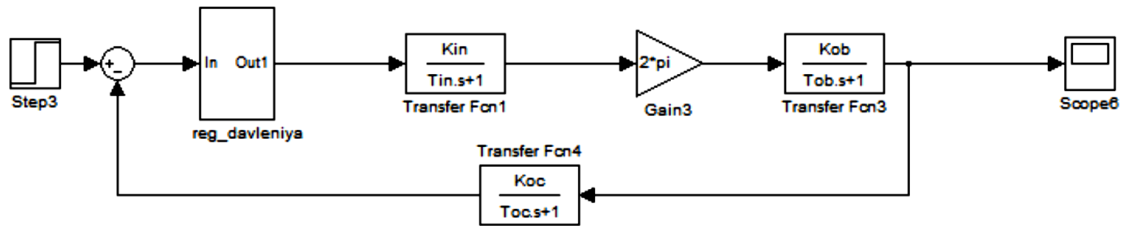


Рисунок 4.5 – Імітаційна модель контуру тиску

На рисунку 4,6 показана імітаційна модель ПІ-регулятора тиску.

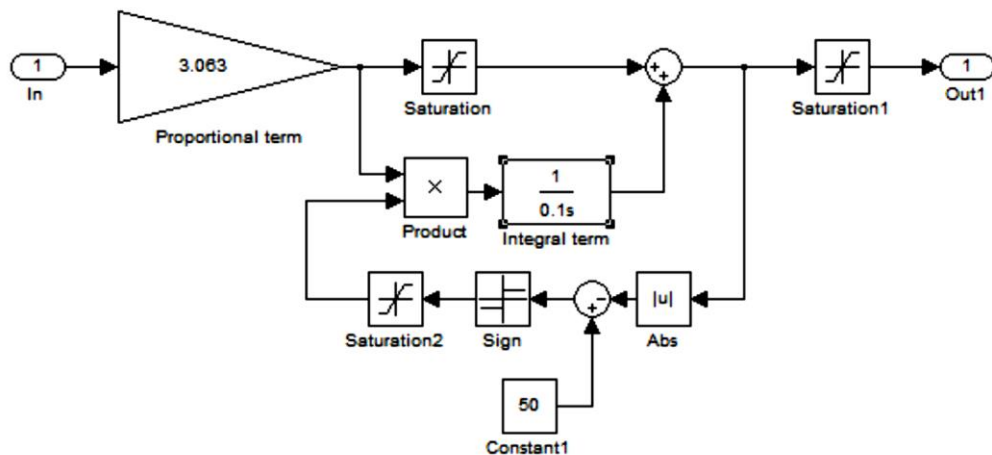


Рисунок 4.6 – Модель ПІ-регулятора тиску

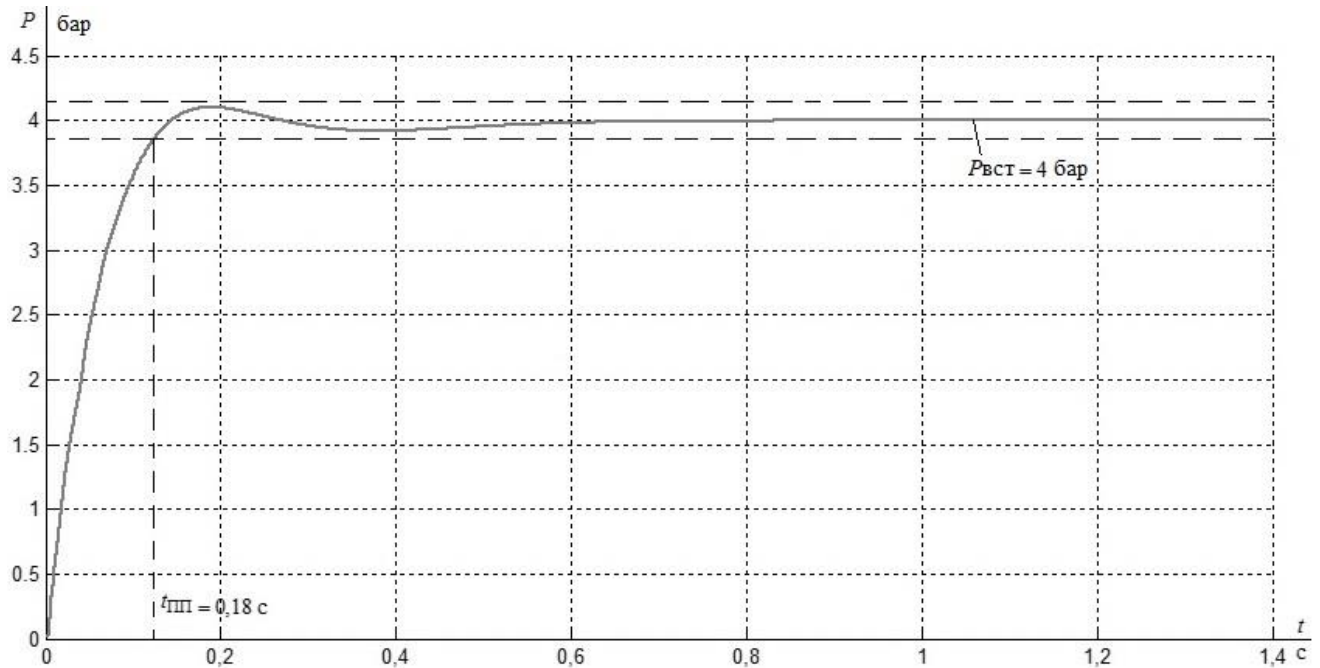


Рисунок 4.7 – Перехідний процес контуру тиску

Таблиця 4.1 – Показники якості перехідного процесу

$T_{\text{py1}}, \text{с}$	$T_{\text{py2}}, \text{с}$	$\sigma, \%$	$\Delta P_{\text{вст}},$ бар
0,18	0,18	2,5%	0

$$t_{\text{py1}} = t_{\text{py2}} = 4,1 \cdot (T_{\mu} + T_{\text{ос}}) = 4,1 \cdot (0,0002 + 0,1) = 0,41082,$$

Ґрунтуючись на показниках якості перехідного процесу можна зробити висновок, що контур тиску налаштований правильно.

У програмному середовищі MatLab розробляємо модель електроприводу системи керування «Перетворювач частоти – асинхронний двигун – насос» із скалярним управлінням (рисунок 4.8).

Рисунок 4.8 – Модель частотно-керованого електроприводу насосу у нерухомій системі координат α, β

Модель складається з наступних суперблоків:

1. Суперблок ПІ-регулятора тиску (рисунок 4,6);
2. Суперблок перетворювача струмів статора двофазного двигуна у нерухомій системі координат α, β у фазні токи трифазного двигуна (рисунок 4,9);

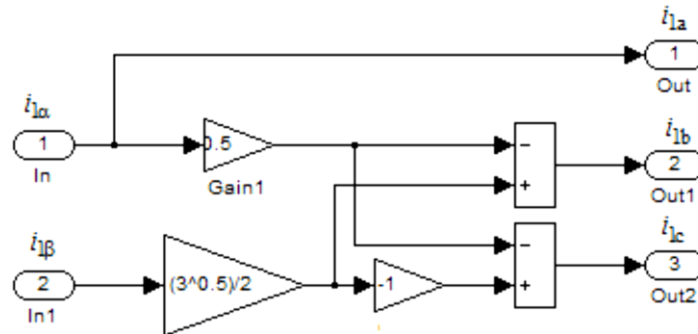


Рисунок 4.9 – Модель перетворювача струмів статора двофазного двигуна у нерухомій системі координат α, β у фазні токи трифазного двигуна

3. Суперблок обчислювача дійсного значення струму статора трифазного двигуна (рисунок 4.10);

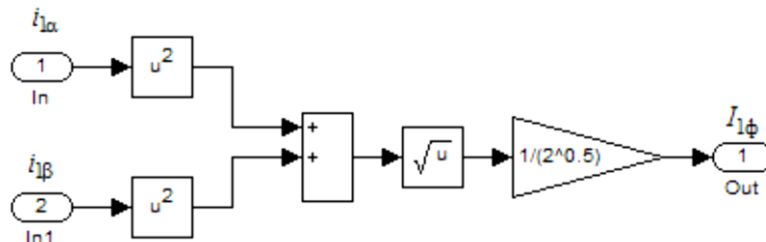


Рисунок 4.10 – Модель обчислювача дійсного значення струму статора трифазного двигуна

4. Суперблок двофазного асинхронного електродвигуна у нерухомій системі координат α, β (рисунок 4.11);

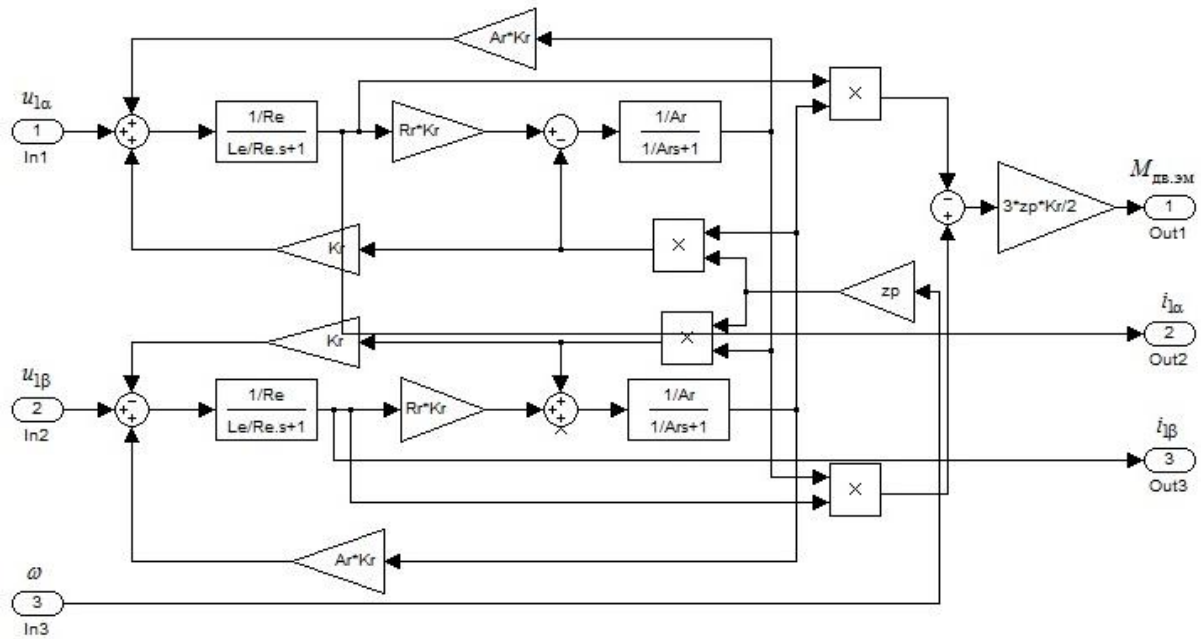


Рисунок 4.11 – Модель двофазного асинхронного електродвигуна у нерухомій системі координат α, β

5. Суперблок одномасової механічної системи з реактивним моментом навантаження (рисунок 4.12);

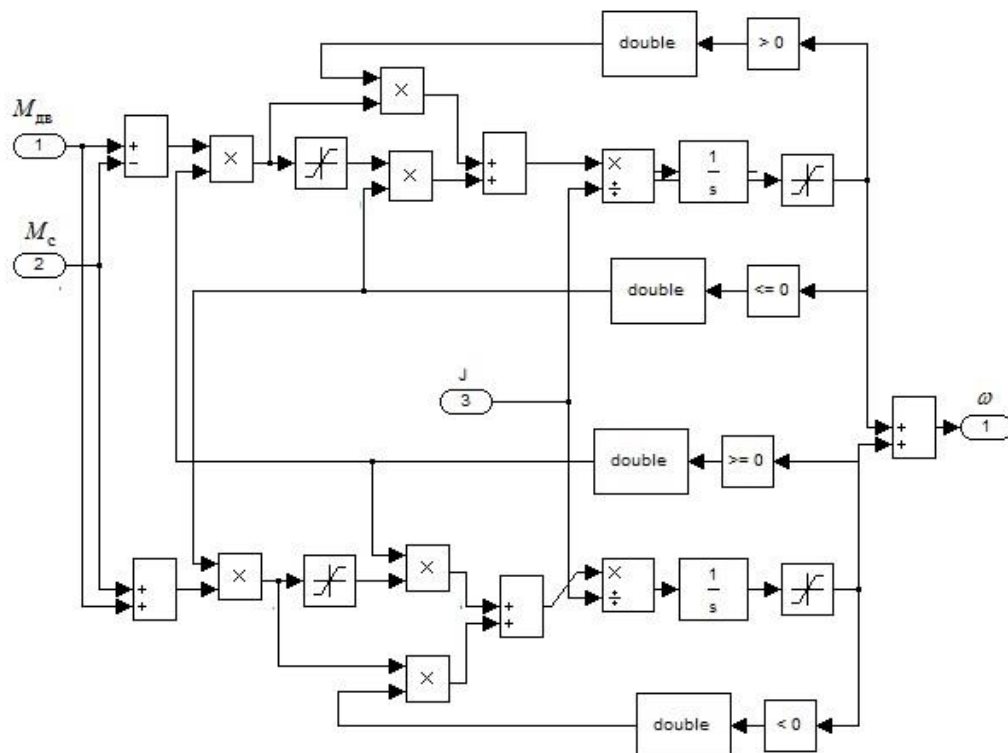


Рисунок 4.12 – Модель одно масової механічної системи з реактивним моментом навантаження

6. Суперблок формування фазної напруги статорних обмоток двофазного електродвигуна у нерухомій системі координат α, β (рисунок 4.13);

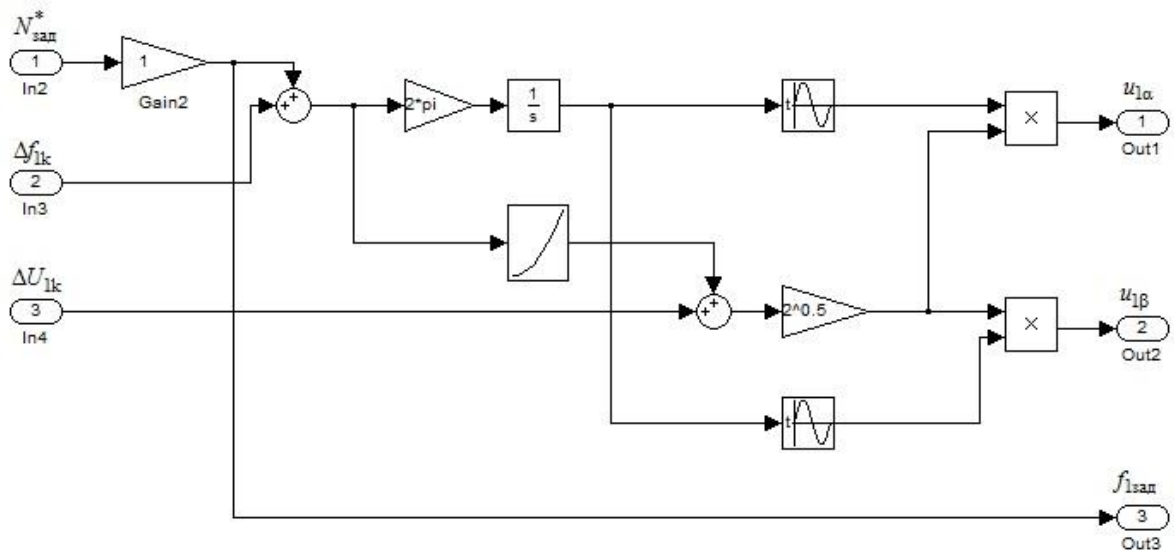


Рисунок 4.13 – Модель формування фазної напруги статорних обмоток двофазного електродвигуна у нерухомій системі координат α, β

7. Суперблок вентиляторного навантаження (рисунок 4.14);

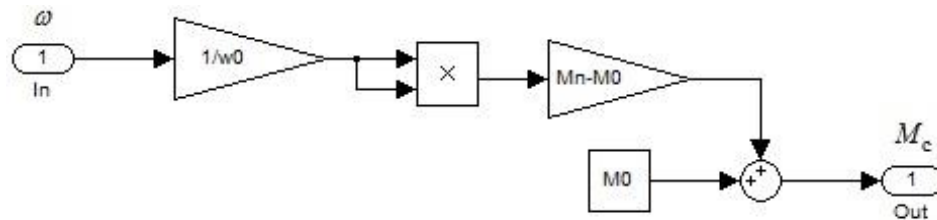


Рисунок 4.14 – Модель вентиляторного навантаження

8. Суперблок об'єкту регулювання (рисунок 4.15);

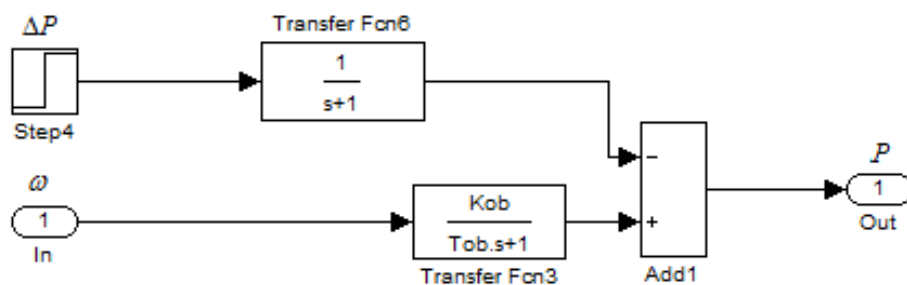


Рисунок 4.15 – Модель об'єкту регулювання

9. Суперблок ІР-компенсатора (рисунок 4.16).

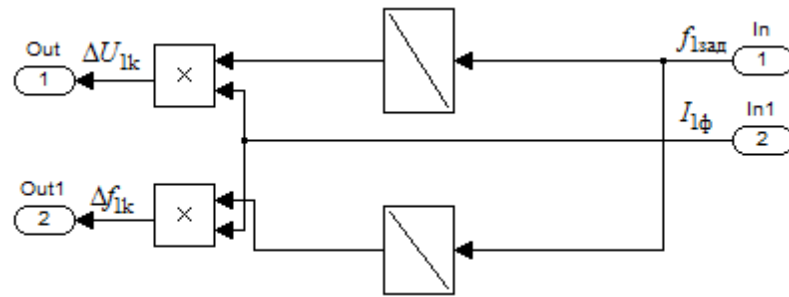


Рисунок 4.16 – Модель IR-компенсатора

Перехідні процеси підтримки тиску, швидкості та моменту при заданому тиску 4 бара, провалу та налаштування $\Delta p = 0,5$ бар, зображені на рисунках 4.17 та 4.18 відповідно.

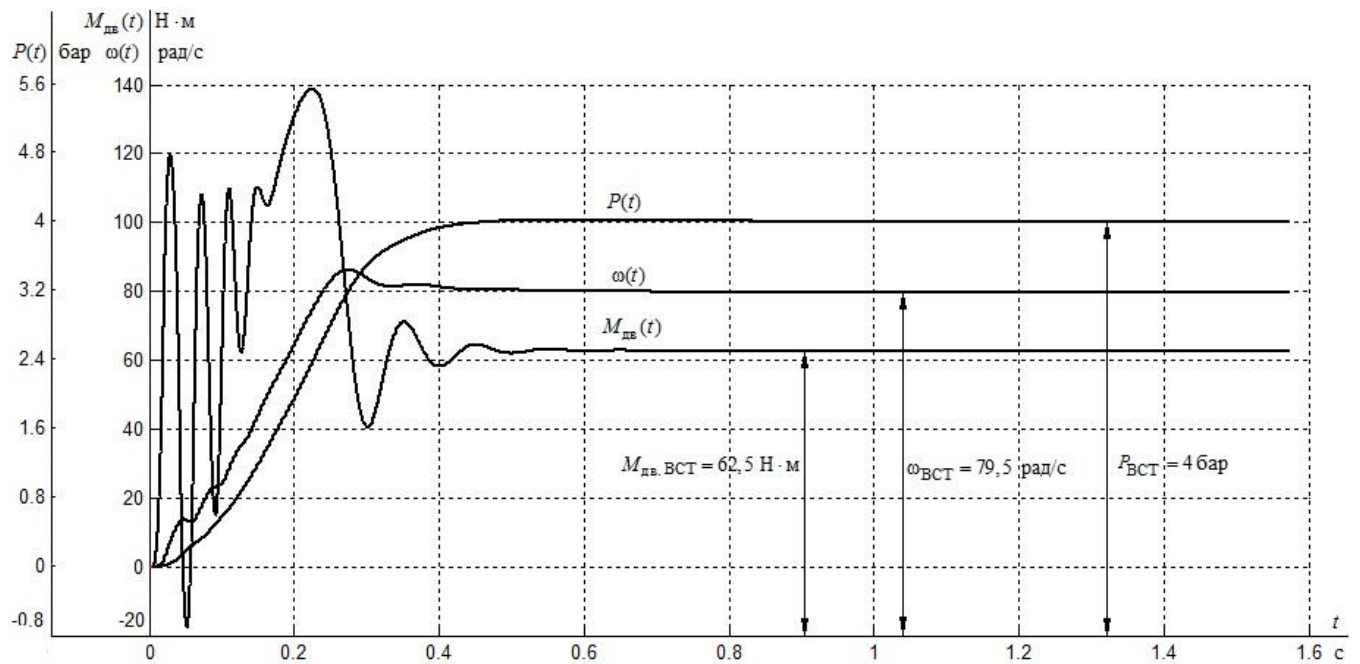


Рисунок 4.17 – Перехідні процеси тиску $P(t)$, швидкості $\omega(t)$ та моменту $M_{дв}(t)$ при заданому тиску 4 бар

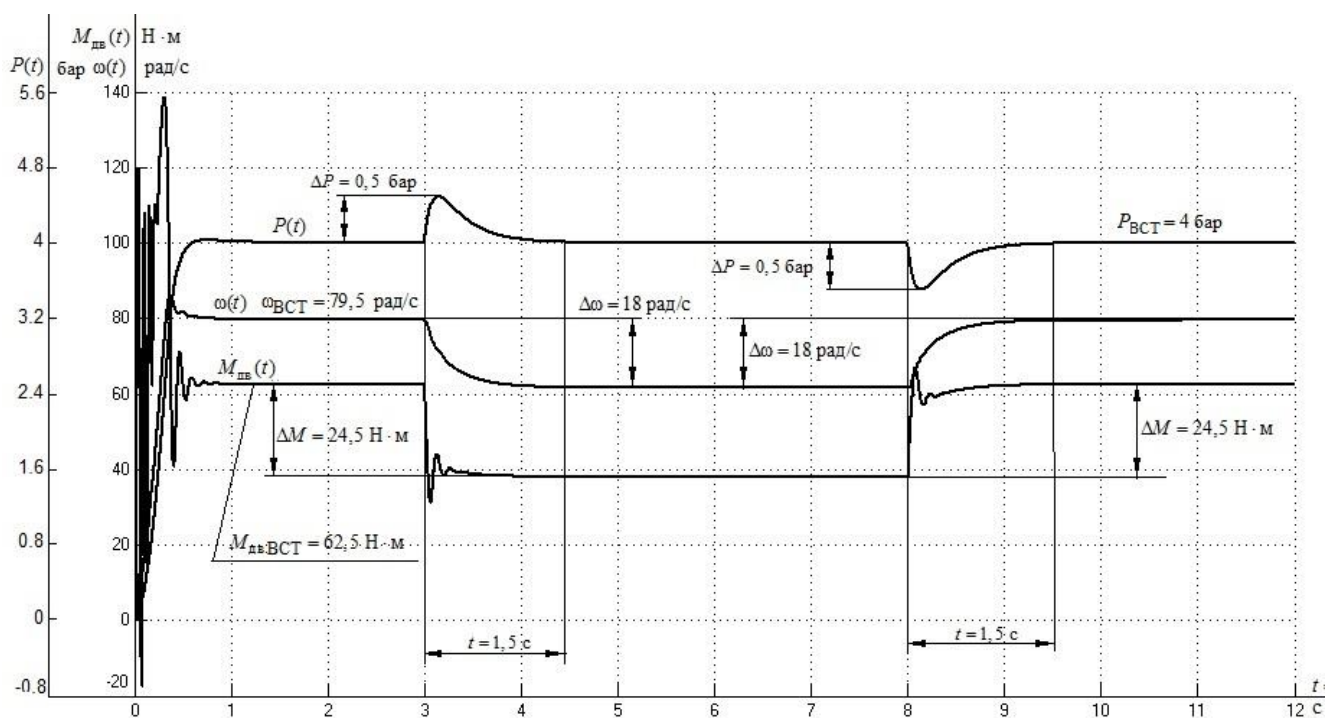


Рисунок 4.18 – Перехідні процеси тиску $P(t)$, швидкості $\omega(t)$ та моменту $M_{\text{дв}}(t)$ при пониженні тиску $\Delta p = 0,5$ бар

Грунтуючись на візуалізаціях перехідних процесів можна зробити висновок, що система «перетворювач частоти – асинхронний двигун – насос» працює правильно та здатна підтримувати заданий тиск у трубопроводі системи охолодження головного двигуна. Коливання тиску під час регулювання не перевищують тиск пониження. Час завершення перехідного процесу ПІД-регулювання становить 1,5 секунди.

Отримані показники свідчить про те, що розроблена система є адекватною, та може бути використана для підвищення ефективності роботи подібних систем.

4.3 Аналіз економічних показників системи охолодження ГД

За допомогою застосунку для обчислень економії енергії від компанії АВВ розрахована приблизна кількість економії енергії за один рік використання запропонованої системи.

З урахуванням районів плавання судна та приблизної потужності роботи системи охолодження припустимо, що протягом одного року насос буде працювати за наступним графіком:

- а) 19 днів з потужністю 100% від номінальної;
- б) 237 днів з потужністю 80 % від номінальної;
- в) 36 днів з потужністю 70 % від номінальної;
- г) 73 дні з потужністю 60 % від номінальної.

Графік представлено на рисунку 4.19.

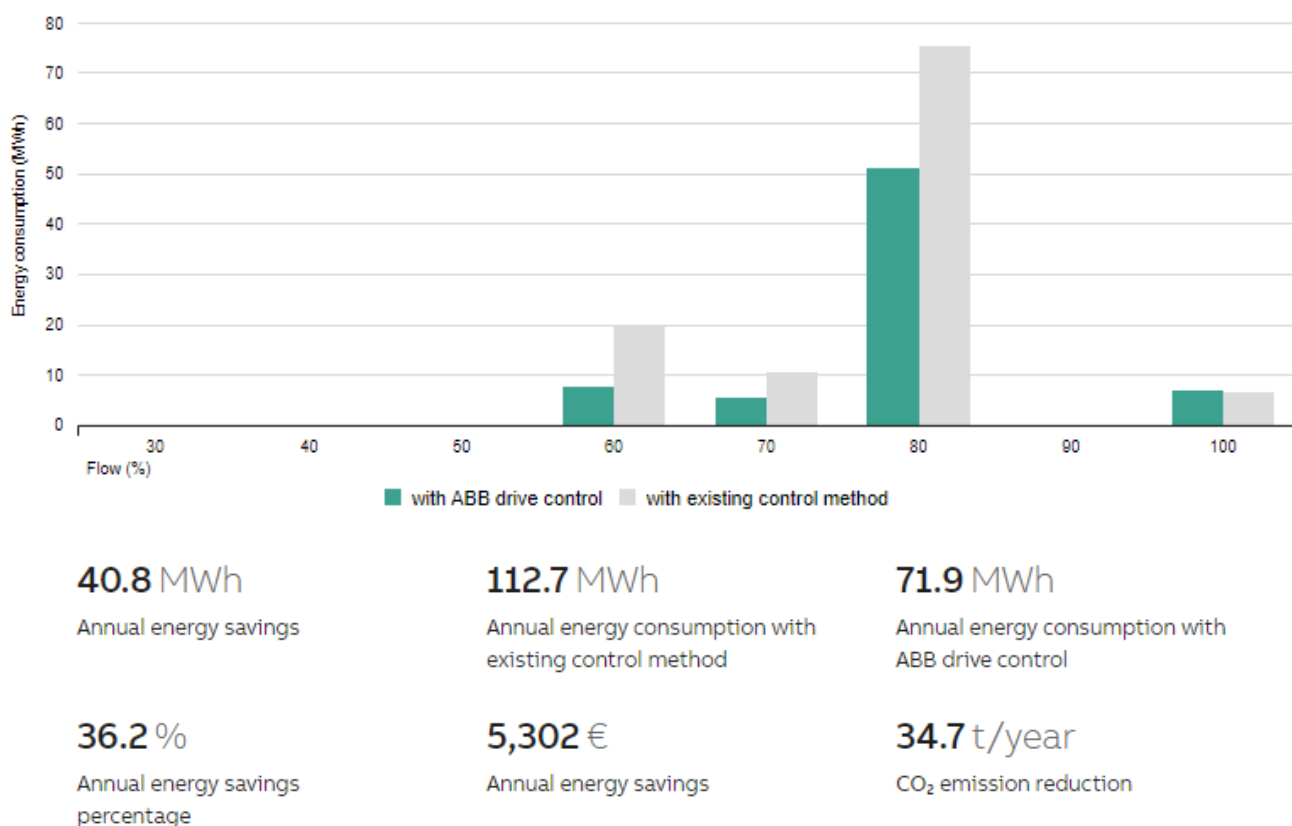


Рисунок 4.19 – Порівняльні графіки використання приводу з частотним керуванням та без нього

З розрахунку видно, що за один рік використання системи з керованим електроприводом заощаджується 5.302 євро, а також, що не мало важливо, знижуються викиди від згоряння пали у атмосферу.

5 ТЕХНІЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ ПРОПОНОВАНОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ГД

5.1 Вибір насосного агрегату

За даними розрахунку та потребами системи охолодження головного двигуна вибираємо насос компанії Shinko Ind. Ltd., модель SVS125-2МН. Усі насоси Shinko сконструйовані таким чином, що крива $H-Q$ спадає праворуч безперервною лінією, як показано на рисунку 5.1. У будь-якій з точок над кривою $H-Q$, потужність на валу не перевищує потужність двигуна.

Під час цехових випробувань увага особливо звернена на температуру підшипників насосів, щоб вони не перевищували температуру навколишнього середовища на $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ або температуру рідини на $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, в залежності що вище, і не перевищували $75\text{ }^{\circ}\text{C}$ влітку.

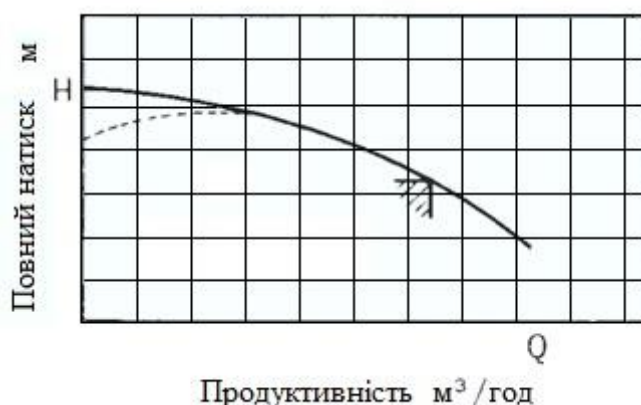


Рисунок 5.1 – Характеристика насоса Shinko



Рисунок 5.2 - Насос SVS125-2МН

Таблиця 5.1 – Паспортні дані насоса SVS125-2МН

Продуктивність, м ³ /год	Повний натиск, м	Швидкість обертання робочого колеса, об/хв	ККД
124	35	1800	0,7

5.2 Вибір перетворювача частоти

З точки зору енергетики основним параметром електроприводу є його потужність. Тому при виборі перетворювача частоти насамперед необхідно визначити вимоги до його навантажувальної можливості.

Другим важливим параметром перетворювача є вимоги до напруги мережі живлення. Як правило, на судах використовується трифазна система живлення напругою 440 В, 60 Гц.

На сьогодні існує велика кількість різних перетворювачів частоти. Провідні позиції морської електроніки серед них займають перетворювачі таких фірм, як "Siemens", "ABB", "Danfoss", "Omron", "Mitsubishi".

Приводи від компанії ABB з наднизькими гармоніками створюють надзвичайно низький вміст гармонік у мережу і перевищують вимоги щодо їх низького рівня. Компактний привід ACS880-31 має вбудовану систему пом'якшення гармонік. Сюди входить активний блок живлення та вбудований фільтр низьких гармонік. Тому немає потреби в зовнішніх фільтрах, багатоімпульсних установках або спеціальних трансформаторах. Керуючи гармоніками ACS880-31 досягає одиничного коефіцієнта потужності.

Активний блок живлення в приводі здатний підвищувати вихідну напругу, щоб гарантувати повну напругу двигуна, навіть коли напруга живлення нижче номінальної. Привод також пропонує можливість корекції коефіцієнта потужності мережі, щоб компенсувати низькі коефіцієнти потужності обладнання, підключеного до тієї ж мережі.

Настінні приводи ультранизких гармонік ACS880-31 мають широку лінійку:

- Номінальна потужність: від 2,2 до 110 кВт;

- Класи корпусу: IP20 для монтажу в шафі, IP21 (у стандартній комплектації) для настінного монтажу та IP55 для запиленого та вологого середовища.



Рисунок 5.3 – Перетворювач частоти ACS880-31

Перетворювач частоти вибираємо за такими умовами:

$$P_{н\text{ пч}} \geq 1,25P_{н\text{ дв}},$$

$$I_{н\text{ пч}} \geq 1,25I_{н\text{ дв}}$$

Вибираємо модель ACS880-31-052A-5 з такими характеристиками:

Таблиця 5.2 – Паспортні характеристики перетворювача частоти

Номінальний струм, А	Максимальний струм, А	Потужність, кВт	ККД
52	68	30	96,5

Дана модель перетворювача частоти дозволяє реалізувати векторне та скалярне управління вольт-частотною характеристикою U/F.

При скалярному управлінні двигун слідує заданій швидкості. Цей режим також можна використовувати з оцінюваною швидкістю як зворотний зв'язок або з кодером або резольвером для кращого контролю швидкості.

При векторному керуванні крутний момент двигуна слідує за опорним моментом, наданим приводу. Можливий контроль крутного моменту без зворотного зв'язку, але є набагато більш динамічним і точним у поєднанні з пристроєм зворотного зв'язку, таким як енкодер або резольвер. Рекомендується, щоб пристрій зворотного зв'язку використовувався в ситуаціях керування краном, лебідкою або підйомником.

Режим керування крутним моментом доступний у режимі керування двигуном DTC як для локального, так і для зовнішні місця управління.

У режимі керування частотою двигун слідує за опорною частотою, наданою приводу. Функція регулювання частоти доступна лише у скалярному режимі управління двигуном.

Пристрій також має вбудований ПІД регулятор та додаткові цифрові та аналогові входи/виходи для регулювання та дистанційного управління. Додатково може бути вбудований тормозний резистор.

Програма керування приводом розділена на дві частини:

- програма прошивки;
- прикладна програма.

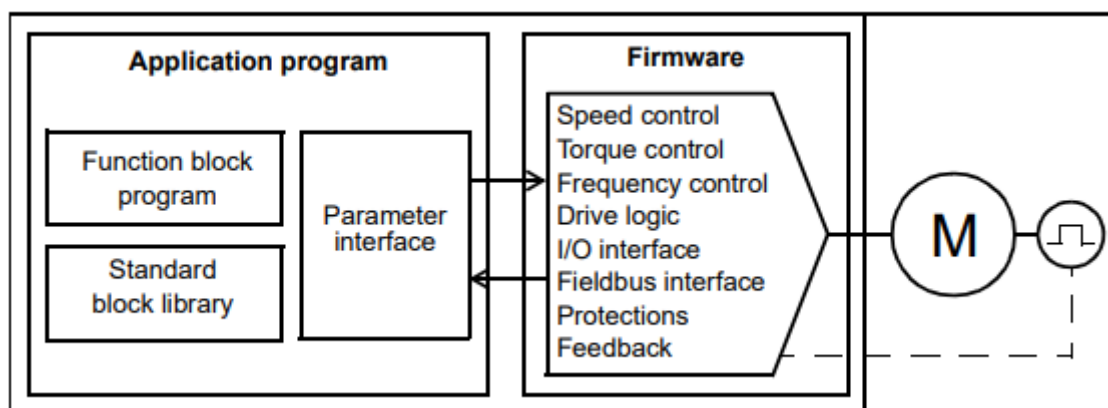


Рисунок 5.4 – Програма керування приводом

Програма прошивки виконує основні функції контролю, включаючи контроль швидкості та крутного моменту, логіка приводу (пуск/зупинка), введення-виведення сигналів, зворотний зв'язок, функції зв'язку та захисту. Функції прошивки

налаштовуються і програмуються за допомогою параметрів та можуть бути розширені за допомогою прикладного програмування [10].

5.3 Вибір датчиків тиску та температури

Пристрої отримання інформації про стан технологічного процесу призначені для збору та перетворення інформації без зміни її змісту про контрольовані та керовані параметри технологічного процесу (ТП). Вхід пристроїв є природні або уніфіковані сигнали, виходом – відповідні значення уніфікованих сигналів.

До пристроїв для отримання інформації про стан процесу що утворюють канал збору та перетворення інформації, відносять чутливі елементи чи власне датчики.

Основними характеристиками вимірювальних пристроїв для отримання інформації про стан ТП є: вхідна величина, що сприймається і перетворюється датчиком; вихідна величина, використовувана для передачі інформації; статична та динамічна характеристики датчика; поріг чутливості; основна та додаткові похибки.

В даному ТП як вимірювальний пристрій використовуються датчик тиску подачі води та датчик температури робочого тіла.

Точність вимірювань тиску та температури води характеризують наступні фактори:

- поріг чутливості датчика – мінімальна зміна вхідної величини, що викликає зміну вихідного сигналу;
- основна похибка датчика – максимальна різниця між одержуваною в нормальних експлуатаційних умовах величиною вихідного сигналу та його номінальним значенням, що визначається за статичною характеристикою для даної вхідної величини;
- додаткові похибки датчика – похибки, що спричиняються змінами зовнішніх умов порівняно з нормальними умовами (температурна похибка та ін.).

Перетворювач тиску MBS 3100 має такі технічні характеристики:

- Призначений для використання в промисловості та морському секторі;

- Корпус датчика виготовлений із кислотостійкої нержавіючої сталі (AISI 316L);
- Захищений відповідно до стандартів EU EMC;
- Пройшов лазерне калібрування, має температурну компенсацію;
- Вихідний сигнал 4-20 мА;
- Діапазон вимірювання: 0-10 бар (Абсолютний або відносний тиск);
- Області застосування: двигуни, насоси, компресори, пневматика, системи водопостачання.



Рисунок 5.5 – Датчик тиску Danfoss MBS 3100

Таблиця 5.3 – Паспортні дані датчика тиску

Назва	Danfoss MBS 3100
Тип	Тензорезистивний
Діапазон тиску	0-10 бар
Похибка	$\pm 0,5\%$ FS (тип.), $\pm 1,0\%$ FS (макс.)
Вихідний сигнал	4- 20 мА
Живлення	10 - 32 В DC
З'єднання	G1/4 DIN3852
Робочі температури	Від -40°C до 85°C
Матеріал корпусу	AISI 316L
Клас захисту	IP65
Вага	0,2 кг

Датчик температури Danfoss MBT 3560 застосовуються для вимірювання температури в галузях промисловості, де потрібен нормований струмовий вихідний сигнал. Він має такі характеристики:

- Діапазон температури вимірюваного середовища від -50 до $+200$ °C;
- Чутливий елемент – термоперетворювач опору Pt 1000;
- Різні варіанти приєднань та електричного підключення;
- Природний чи нормований (4 – 20 мА) вихідний сигнал;
- Датчик поміщений у захисний кожух із нержавіючої сталі;
- Різьбове приєднання G1/4, G3/8, G1/2, $\frac{1}{2}$, - 14 NPT;
- незмінний вимірювальний елемент;
- Різна довжина занурювальної частини: 50, 100, 150, 200 або 250 мм;
- Клас захисту IP67.



Рисунок 5.6 – Датчик температури Danfoss MBT 3560

5.4 Вибір комутаційно-захисної апаратури

За номінальним струмом та потужністю вибираємо два контактори компанії Hyundai моделі HiMC50.



Рисунок 5.7 - Контактори Hyundai HiMC50

Таблиця 3.6 – Паспортні дані контакторів

АС-1, навантажний, I_{th}	70 А
АС-3, навантажний, I_e	50 А
АС-3 силовий при 380-440 В	22 кВт
Головні контакти	3 NO
Допоміжні контакти	АС, АС/DC 2NO+2NC, DC 2NO+1NC
Вага	0,72 кг

Також було обрано автоматичні вимикачі, які призначені для захисту проводів, кабелів, електроустаткування від короткого замикання та перевантажень.

Для захисту вибираємо два автоматичні вимикачі компанії Hyundai моделі НГМ60.



Рисунок 5.8 – Автоматичний вимикач моделі НГМ60

ВИСНОВКИ

У магістерській роботі вирішена проблема підвищення ефективності споживання електроенергії електроприводами системи охолодження головного двигуна.

Приводиться описання судна, де ця система охолодження може бути реалізована, та виконаний огляд її складових частин.

Розглянуті різні способи регулювання температури рідкого охолоджувального середовища. Проведено аналіз ефективності їх використання та сформульована гіпотеза. Обґрунтовано переваги регулювання параметрів системи трубопроводу методом частотного керування.

Зроблено обґрунтований вибір електродвигуна для системи охолодження. Виконано розрахунок його параметрів та побудова математичної моделі асинхронного двигуна.

Описані основні принципи скалярного управління. За допомогою програмного пакету Mathlab Simulink побудовано математичну модель системи частотно-керованого електроприводу «перетворювач частоти – асинхронний двигун – насос»

Результати моделювання показують здатність системи підтримувати робочі параметри у заданому діапазоні, а корегування тиску в системі при відхиленні від заданої на 0,5 бар.

За допомогою застосунку для обчислень економії енергії від АВВ розрахована приблизна кількість економії енергії за один рік використання запропонованої системи. Результати представлені у виді графіку.

Приведені рекомендації щодо вибору апаратної та силової частин електроприводу.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Эксплуатация, обслуживание и ремонт двигателей MAN B&W-ME - Пипченко А.Н., Пономаренко В.В., Шевченко В.А. [2014]
2. 50-108ME/ME-C - VOLUME I OPERATION
3. Гаврилов И.В., Камкин С.В., Шмелев В.П. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок. – М.: Транспорт, 1979. – 415 с.
4. Електронний ресурс: https://studopedia.com.ua/1_145250_klasifikatsiya-vidtsentrovih-nasosiv.html (дата звернення 15.11.2021)
5. В. Д. Голубенко. Правила класифікації та побудови морських суден. Том3. – Регістр судноплавства України 04070, Київ, - 2020. – 632 с.
6. А. Г. Гацуц, А. Р. Миська, А. О. Дранкова «Підвищення ефективності роботи судових енергетичних установок шляхом забезпечення оптимального температурного режиму» 16.06.2011 – Одеса: НУ ОМА. – 2011. – С. 71-74.
7. Энергоэффективность: преимущества применения частотно-регулируемого привода в насосных, вентиляционных и компрессорных установках Техническая коллекция Schneider Electric. Выпуск №27, 2009. – 36 с.
8. Терехов В. М. Системы управления электроприводов : учебник для студ. высш. учеб. заведений / В. М. Терехов, о. И. Осипов; под ред. В. М. Терехова. - 2-е ИЗД., стер. - М. : Издательский центр «Академия», 2006. - 304 с.
9. Робоча програма, методичні вказівки та індивідуальні завдання до вивчення дисципліни «Теорія електропривода» для студентів напряму підготовки 6.050702 – електромеханіка / Укл. В.Є.Кажан. – Дніпропетровськ: НМетАУ, 2010. - 100 с.
10. ABB INDUSTRIAL DRIVES ACS880 primary control program Firmware manual: - 2020. – 603 с.
11. А. О. Цибух, М. С. Химчак, М. Й. Муха «Енергоефективне управління системою охолодження танкеру тедвейтом 112 тисяч тон» 23.11.2021 – Одеса: НУ ОМА. – 2021.

12. Чернышев А.Ю., Чернышев И.А. Расчёт характеристик электроприводов переменного тока. Ч.1. Асинхронный двигатель: Учебное пособие. – Томск: Изд-во ТПУ, 2005. – 136 с.

13. Математичні моделі та особливості чисельних розрахунків динаміки електроприводів з асинхронними двигунами: монографія / О. П. Чорний, О. І. Толочко, В. К. Титюк, Д. Й. Родькін, Г.С. Чекавський. – Кременчук: ПП Щербатих О. В, 2016. – 302 с. Іл.

14. Моделювання електромеханічних систем: Підручник / Чорний О.П., Луговой А.В., Д.Й.Родькін, Сисюк Г.Ю., Садовой О.В.– Кременчук, 2001. – 376 с.

15. Черных И. В. Моделирование электротехнических устройств в MATLAB, SimPowerSystem и Simulink. – М.: ДМК Пресс; СПб.; Питер, 2008. – 288 с.: ил

16. Корнилов Э.В., Фока А.А., Бойко П.В., Голофастов Э.И. Судовые главные двигатели с электронным управлением. – Одесса, Экспресс-Реклама, 2010. -224 с., ил

17. Усынин, Ю.С. Теория автоматического управления: учебное пособие для вузов / Ю.С. Усынин. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2010. – 176 с.

18. Судовые вспомогательные механизмы и системы: Учеб. Для вузов / В.М. Харин, Б.Г. Декин, О.Н. Занько, В.Т. Писклов; Под ред В.М. Харина. – М. Транспорт, 1992. – 319 с.

19. Конспект лекций для студентов специальности 180403 «Эксплуатация судовых энергетических установок». - Омский институт водного транспорта (филиал) ФГОУ ВПО "Новосибирская государственная академия водного транспорта", 2009(?). - 103 с.