

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Навчально-науковий інститут автоматики і електротехніки
Кафедра ЕІС та РК

Допущено до захисту

зав. кафедри

ЕІС та РК

(скорочена назва кафедри)


(підпис)

Костенко Д.В.

(прізвище та ініціали)

" 16 " 12 2025 р.

Кваліфікаційна робота

на здобуття ступеня вищої освіти

магістр

на тему: Розробка електропривода суднового гвинтового компресора
продуктивністю 2,5 м³/хв

Виконав: студент групи 6363М

Спеціальності

141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

спеціалізації «Експлуатація суднових автоматизованих систем»

Студент

Бинкало О.Ф.

(прізвище та ініціали)


(підпис)

Керівник

к.т.н., доцент Войтасик А.М.

(прізвище та ініціали)


(підпис)

Рецензент

к.т.н., доцент Клочков О.П.

(прізвище та ініціали)


(підпис)

м. Миколаїв – 2025 року

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет	Навчально-науковий інститут автоматики та електротехніки
Кафедра	Електричної інженерії суднових та роботизованих комплексів
Рівень вищої освіти	магістр
Галузь знань	14 «Електрична інженерія»
Спеціальність	141 «Електроенергетика, електротехніка електромеханіка»
Освітня програма	Експлуатація суднових автоматизованих систем

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми


(підпис)

Овсянников В.М.
(прізвище та ініціали)

" 01 " 10 2025 р.

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу магістра
на здобуття ступеня вищої освіти **магістр**

Студенту Бинкало Олександр Федоровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розробка електропривода суднового гвинтового компресора
продуктивністю 2,5 м³/хв

Керівник роботи к.т.н., доцент кафедри ЕІС та РК Войтасик А.М.
затверджені наказом вищого навчального закладу від "___" _____ 20__ р. № ____

2. Термін подання студентом роботи _____

3. Вихідні дані по роботі напруга живлення виконавчого електродвигуна 380 В,
частота мережі 50 Гц, тип двигуна – асинхронний з короткозамкненим ротором,
робочий тиск нагнітання компресора 0,18 МПа, об'ємна продуктивність 2,5 м³/хв.,
стискаємий газ – повітря, температура всмоктування – 20 градусів Цельсію,
наповнювач гвинтового блоку мастило з щільністю 905 кг/м³, схема керування
пристроєм з застосуванням логічного контролера

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1 Загальна характеристика та умови застосування електропривода
суднового гвинтового компресора продуктивністю 2,5 м³/хв. 2 Технічні
характеристики електропривода суднового гвинтового компресора
продуктивністю 2,5 м³/хв. 3 Опис та обґрунтування прийнятих технічних рішень
при розробці електропривода суднового гвинтового компресора продуктивністю
2,5 м³/хв. 4 Розрахунки, що підтверджують працездатність розробки

електропривода суднового гвинтового компресора продуктивністю 2,5 м³/хв.

5 Охорона праці

5. Перелік презентаційних матеріалів (з точним зазначенням назв)

1 Презентаційний матеріал до кваліфікаційної роботи на здобуття ступеня вищої освіти «магістр». 2 Мета та задачі роботи. 3 Класифікація та конструктивні особливості гвинтових компресорів. 4 Розробка 3D моделі конструкції електропривода суднового гвинтового компресора. 5 Розрахунок електропривода суднового гвинтового компресора. 6 Улаштування системи трубопроводів. 7 Організація процесу очищення повітря від мастила. 8 Електрична принципова схема керування електроприводом судновим гвинтовим компресором. 9 Перелік застосованого обладнання. 10 Основні технічні характеристики розробки. 11 Висновки

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
ОП	к.т.н., доцент кафедри ЕІС та РК Войтасик А.М.	24.11.2025 <i>[signature]</i>	28.11.2025 <i>[signature]</i>

7. Дата видачі завдання 16.10.2025р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальна характеристика та умови застосування	24.10.2025	виконано
2	Технічні характеристики	31.10.2025	виконано
3	Опис та обґрунтування прийнятих технічних рішень	14.11.2025	виконано
4	Розрахунки, що підтверджують працездатність	21.11.2025	виконано
5	Охорона праці	28.11.2025	виконано

Студент


 (підпис)

Бинкало О.Ф.
 (прізвище та ініціали)
Керівник кваліфікаційної
роботи

 (підпис)

Войтасик А.М.
 (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота на тему “Розробка електропривода суднового гвинтового компресора продуктивністю $2,5 \text{ м}^3/\text{хв}$ ” відповідає спеціальності «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» та виконано на 88 сторінках.

Тема кваліфікаційної роботи актуальна і пов’язана з розробкою електропривода суднового гвинтового компресора продуктивністю $2,5 \text{ м}^3/\text{хв}$ при робочому тиску нагнітання $0,18 \text{ МПа}$ для забезпечення надійної роботи двухтактного дизельного двигуна.

В кваліфікаційній роботі виконано огляд різновидів та умов застосування суднового компресорного обладнання. Проведено розрахунок кінематичних і енергетичних параметрів компресора. Виконано розрахунок необхідної кількості мастила в гвинтовому блоці. Виконано розрахунок та побудову основних характеристик виконавчого асинхронного електродвигуна. Наведені основні технічні характеристики виробу загалом та його комплектуючих елементів електрообладнання. Розроблено 3D модель конструкції суднового гвинтового компресора з об’ємною продуктивністю $2,5 \text{ м}^3/\text{хв}$. Побудовано електричну принципову схему керування електроприводом судновим гвинтовим компресором з застосуванням логічного контролера.

Ключові слова: електропривод, судновий гвинтовий компресор, асинхронний електродвигун, система керування, програмований логічний контролер.

ABSTRACT

The qualification work «Development of an electric drive for a ship screw compressor with a capacity of 2,5 m³/min» corresponds to the direction of specialty «Electricity, electrical and electromechanical» and holds 88 pages.

The theme of the qualification work is relevant and is related to the development of an electric drive for a ship screw compressor with a capacity of 2,5 m³/min at a working discharge pressure of 0,18 MPa to ensure reliable operation of a two-stroke diesel engine.

In the qualification work a reviews the types and conditions of use of ship compressor equipment was performed. The calculation of the kinematic and energy parameters of the compressor was carried out. The calculation of the required amount of lubricant in the screw unit was performed. The calculation and construction of the main characteristics of the executive asynchronous electric motor were performed. The main technical characteristics of the product as a whole and its electrical equipment components are given. A 3D model of the design of a ship screw compressor with a volumetric capacity of 2,5 m³/min was developed. An electrical schematic diagram of the control of the electric drive of a ship screw compressor using a logic controller was constructed.

Keywords: electric drive, ship screw compressor, asynchronous motor, control system, programmable logic controller.

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, символів, одиниць, скорочень і термінів	4
Вступ	5
1 Загальна характеристика та умови застосування електропривода суднового гвинтового компресора продуктивністю 2,5 м ³ /хв	8
1.1 Умови застосування та різновиди компресорного суднового обладнання	8
1.2 Особливості розробки електропривода суднового гвинтового компресора	12
1.3 Висновок по розділу	15
2 Технічні характеристики електропривода суднового гвинтового компресора продуктивністю 2,5 м ³ /хв	16
2.1 Технічні характеристики електропривода суднового гвинтового компресора	16
2.2 Технічні характеристики логічного контролера	16
2.3 Технічні характеристики виконавчого електродвигуна	17
2.4 Технічні характеристики реле напруги	18
2.5 Технічні характеристики теплового реле	19
2.6 Технічні характеристики сенсора температури	19
2.7 Технічні характеристики сенсора тиску	20
2.8 Технічні характеристики автоматичного вимикаюча	21
2.9 Висновок по розділу	21
3 Опис та обґрунтування прийнятих технічних рішень при розробці електропривода суднового гвинтового компресора продуктивністю 2,5 м ³ /хв	22
3.1 Розробка 3D моделі конструкції електропривода суднового гвинтового компресора	22
3.2 Специфіка функціонування суднових гвинтових компресорів	33

3.3 Побудова електричної принципової схеми керування електроприводом суднового гвинтового компресора	35
3.4 Висновок по розділу	37
4 Розрахунки, що підтверджують працездатність розробки електропривода суднового гвинтового компресора продуктивністю 2,5 м ³ /хв	39
4.1 Розрахунок гвинтового блока	39
4.2 Вибір та розрахунок основних геометричних параметрів	45
4.3 Розрахунок кількості мастила необхідного для впорскування в наповнений гвинтовий компресор	53
4.4 Розрахунок споживчої потужності виконавчого електродвигуна	54
4.5 Розрахунок характеристик виконавчого електродвигуна	55
4.6 Висновок по розділу	73
5 Охорона праці	74
5.1 Аналіз потенційно небезпечних ситуацій при роботі електропривода суднового гвинтового компресора	74
5.2 Основні правила безпеки при установці та обслуговуванні обладнання суднового гвинтового компресора	77
5.3 Висновок по розділу	84
Висновки	85
Перелік посилань	86

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ

АД – асинхронний двигун;

ДСТУ – Державний стандарт України;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

ПЗВ – пристрій захисного вимкнення;

СТП – сенсор температури;

СТС – сенсор тиску

ВСТУП

Огляд наукової літератури та визначення актуальності дослідження.

Одним із основних завдань суднового компресора є його використання як джерела стисненого повітря для пуску та подальшої роботи двотактного дизельного двигуна [1, 2]. Компресор забезпечує дизельний агрегат необхідним об'ємом повітря, що дозволяє підтримувати його ефективну та безпечну експлуатацію протягом усього робочого циклу [3, 4]. Без стороннього джерела стисненого повітря двотактний дизельний двигун не здатен самостійно запуститися і функціонувати у номінальному режимі [5, 6]. Ця особливість підкреслює актуальність наукових досліджень щодо взаємодії компресора та двигуна [7, 8]. Для забезпечення повноцінної роботи дизельного агрегату необхідно підтримувати примусову подачу повітря на рівні понад 0,12 МПа, але не більше 0,25 МПа [9, 10]. При цьому важливо враховувати, що компресор повинен функціонувати паралельно з працюючим у такт дизельним двигуном, щоб гарантувати стабільну подачу стисненого повітря та оптимальні умови роботи агрегату [11, 12].

Об'єктом дослідження є технологічні процеси роботи суднового гвинтового компресора, які необхідно реалізовувати з застосуванням електропривода.

Предметом дослідження є моделі та методи аналізу для запровадження роботи суднового компресора з застосуванням електроприводного гвинтового механізму стиснення повітря для подальшого його накопичення та передачі до споживача.

Мета кваліфікаційної роботи – розробка електропривода суднового гвинтового компресора продуктивністю 2,5 м³/хв.

Завдання кваліфікаційної роботи, які потрібно вирішити для досягнення поставленої мети:

- розглянути різновиди суднового компресорного обладнання;
- надати інформацію про конструктивні особливості гвинтових компресорів;
- виконати розрахунок електропривода суднового гвинтового компресора;

- виконати розробку 3D моделі конструкції електропривода суднового гвинтового компресора;
- представити електричну принципову схему керування електроприводом суднового гвинтового компресора з застосуванням логічного контролера;
- виконати вибір складового обладнання електропривода компресора;
- навести основні технічні характеристики розробки.

Методи дослідження. Для розв’язку поставлених у кваліфікаційній роботі завдань використано наступні методи дослідження:

- метод системного аналізу (для визначення взаємозв’язків між елементами електропривода та визначення способу його реалізації);
- метод графічного комп’ютерного моделювання (для створення 3D моделей складових елементів електромеханічного обладнання привода);
- метод аналітичного рішення алгебраїчних рівнянь (для проведення розрахунків електропривода).

Кваліфікаційна робота складається зі вступу, 5 розділів, висновків та переліку посилань. Робота містить 88 сторінок, у тому числі 19 таблиць, 16 рисунків, 21 найменування використаних посилань.

Практичне значення одержаних результатів. Застосування гвинтового компресора на судні дозволить забезпечити пуск та номінальний режим роботи двухтактного дизельного двигуна, а також, забезпечить роботу пневмоавтоматики та допоміжних судових механізмів.

Апробація результатів дослідження не проводилася у зв’язку з військовим станом у країні та відсутністю технічної можливості.

Положення, що їх винесено на захист:

- виконано розрахунок електропривода суднового гвинтового компресора з робочим тиском нагнітання 0,18 МПа;
- розроблено 3D модель конструкції електропривода суднового гвинтового компресора з об’ємною продуктивністю 2,5 м³/хв;

– виконано вибір необхідного складового обладнання електропривода суднового гвинтового компресора з застосуванням індивідуального переліку елементів, необхідних для реалізації розробки.

1 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ТА УМОВИ ЗАСТОСУВАННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДА СУДНОВОГО ГВИНТОВОГО КОМПРЕСОРА ПРОДУКТИВНІСТЮ 2,5 М³/ХВ

1.1 Умови застосування та різновиди компресорного суднового обладнання

Компресори – це пристрої, призначені для підвищення тиску повітря або інших газів, здатні створювати робочий тиск понад 1500 мм рт. ст. На судах повітряні компресори виконують важливу роль, забезпечуючи постачання стисненого повітря для різних систем енергетичних установок та інших споживачів на борту, з необхідними параметрами тиску та витрати [13].

Найчастіше на морських судах застосовуються поршневі компресори, як одноступінчасті, так і багатоступінчасті [14]. Вони використовуються для отримання стисненого повітря високого тиску (приблизно 30 бар) для пуску дизельних двигунів, а також для генерації повітря низького тиску (до 10 бар), необхідного для роботи пневматичних систем керування. Крім того, такі компресори застосовуються для стиснення парів холодоагентів у холодильних установках судна.

Суднові компресори класифікують за кількома ознаками: за принципом роботи, ступенем підвищення тиску, призначенням та конструктивними особливостями приводу. Залежно від принципу дії вони поділяються на об'ємні та лопаткові компресори.

Об'ємні компресори працюють за рахунок зменшення об'єму замкненого простору, в якому знаходиться газ. Під час стиснення газу поршень переміщається у циліндрі, зменшуючи об'єм, і після цього стиснене повітря або інший газ подається до споживача.

Лопаткові компресори підвищують тиск газу завдяки силам інерції потоку, який наводиться в рух обертовим лопатевим ротором. Механічна енергія обертання ротора частково перетворюється на потенційну енергію газу (тиск), а частково – на його кінетичну енергію. Після проходження через компресор кінетична складова

газу додатково перетворюється на потенційну при гальмуванні потоку в дифузори або у вихідному каналі.

Основні споживачі стисненого повітря на судні включають:

- пускові системи головних двигунів, дизель-генераторів та аварійного дизель-генератора;
- системи автоматичного керування та моніторингу параметрів роботи обладнання;
- пневматичні муфти для підключення до редуктора;
- гвинти фіксованого кроку;
- масляні фільтри головного двигуна, які продуваються без необхідності розбирання під час руху судна;
- продування кінгстонів;
- відключення паливних насосів високого тиску будь-якого циліндра головного двигуна під час роботи;
- випускні клапани головного двигуна;
- пускові балони піногенераторів системи протипожежного захисту;
- господарські потреби на борту, зокрема живлення пневмоінструменту та іншого обладнання.

Суднові компресори можна систематизувати за кількома основними ознаками:

1) Конструктивні характеристики та технічні параметри:

- за типом конструкції: поршневі, гвинтові, відцентрові та осьові;
- за типом приводу: від електродвигуна, дизельного двигуна або головного двигуна;
- за способом з'єднання з приводом: муфтове або техстропове;
- за робочим тиском: низького (0,8 – 1,2 МПа), середнього (до 3,5 МПа), високого (до 6,5 – 7,5 МПа) і надвисокого;
- за частотою обертання приводного двигуна: від 585 до 1750 об/хв;
- за кількістю ступенів стиснення: одноступінчасті, двоступінчасті та трьохступінчасті. При цьому двоступінчасті поршневі компресори можуть бути односторонньої або двосторонньої дії;

– за конфігурацією циліндрів на кожен ступінь: один циліндр із одним поршнем та охолоджувачем повітря; один циліндр із поршнем різних діаметрів (2-х або 3-х) і кількома охолоджувачами; два циліндри, роздільно для першого та другого ступеня;

– за способом охолодження: забортною водою, прісною водою від системи охолодження суднової енергетичної установки або повітрям від вентилятора, що приводиться в рух валом компресора;

– за продуктивністю одного циліндра або пари циліндрів (для двоступінчастих систем) залежно від оборотів приводу, розмірів циліндрів і кінцевого тиску:

а) до 0,8 МПа – 20–480 м³/год;

б) до 3,0 МПа – близько 440 м³/год;

в) до 6,0 МПа – близько 130 м³/год вільного повітря;

– трьохступінчастий компресор головного двигуна з компресорним розпилом забезпечує приблизно 250 м³/год на 1000 к.с. потужності при кінцевому тиску 6,5–7,0 МПа.

2) За призначенням суднові компресори поділяються на кілька типів:

– відцентрові компресори, які приводяться в дію турбіною від вихлопних газів головного двигуна. Вони застосовуються для продувки та надуву головного двигуна, забезпечуючи необхідний тиск та об'єм повітря під час експлуатації;

– осьові компресори, призначені для керування антикреновими системами на судах із рампою, Ро-Ро, багатоцільових суднах та суднах із великоваговими стрілами вантажопідйомністю від 150 до 280 т і більше. Завдяки цьому типу компресорів крен судна підтримується практично непомітним у будь-яких умовах, що значно ефективніше порівняно з антикреновими системами, що використовують вихрові реверсивні насоси великої продуктивності (до 14 160 л/хв).

– компресори пускового повітря на судах із гвинтами фіксованого кроку. Як правило, це поршневі двоступінчасті установки з кінцевим тиском до 3,5 МПа, кількістю циліндрів від 3 до 7 та циліндровою подачею від 75 м³/год і більше. Вони забезпечують запуск головних двигунів у штатних та аварійних режимах;

– компресори для систем автоматики, що забезпечують роботу пневматичних керуючих і контрольних систем судна. Вони можуть бути дво- або трьохциліндровими з вихідним тиском 1,2 МПа і вище, залежно від технічних вимог автоматизації;

– аварійний компресор, зазвичай однопоршневий, електропривод якого отримує живлення від аварійного дизель-генератора. На деяких судах запуск аварійних дизель-генераторів здійснюється не лише від акумуляторів, а й додатково від спеціального пускового балона з тиском до 7,0 МПа. Для заряджання цього балона використовується окремий спеціальний компресор;

– чотирьохступінчастий V-подібний компресор високого тиску призначений для заправки аквалангів. Він оснащений керамічним фільтром і забезпечує тиск до 40,0 МПа, що відповідає вимогам безпечного використання стисненого повітря для дайвінгового обладнання.

На судах міжнародного флоту застосовуються повітряні компресори різних виробників, які бувають двоступінчастими та триступінчастими. Використання багатоступінчастих компресорів зумовлено необхідністю обмеження ступеня стиснення повітря на одному ступені, яка не повинна перевищувати 8. Наприклад, у першому ступені повітря можна стискати до тиску приблизно 0,8 МПа. Це обумовлено фізичними властивостями компресорних мастил: температура їх спалаху становить 250 – 280 °С, тоді як при стисненні повітря до 0,8 МПа температура газу досягає 170 – 220 °С. При подальшому підвищенні тиску існує ризик займання парів масла, що може спричинити вибух і серйозне пошкодження компресора.

У двоступінчастих компресорах повітря в першому ступені стискається до 0,5 – 0,8 МПа, а в другому – до кінцевого робочого тиску 2,5 – 3,0 МПа. Для запобігання надмірному підвищенню температури газу після першого ступеня повітря обов'язково проходить через спеціальний повітряний охолоджувач, що знижує його температуру до приблизно початкового рівня. Це також дозволяє зменшити витрати енергії на привід компресора. Після другого ступеня, перед подачею стисненого повітря в балони, відбувається додаткове охолодження, при цьому, відповідно до

вимог правил Регістру судноплавства України, температура повітря не повинна перевищувати 40 °С.

1.2 Особливості розробки електропривода суднового гвинтового компресора

Асортимент судових компресорів є досить великим і відрізняється як конструктивними рішеннями, так і принципами роботи та технічними характеристиками, що визначають їхню здатність забезпечувати необхідні параметри стисненого повітря під час експлуатації. Для задач, які потребують низького робочого тиску, зазвичай застосовують осьові або відцентрові компресори з тиском менше 1 МПа. У випадках, коли потрібна більша продуктивність та високий тиск, доцільно використовувати поршневі конструкції із робочим тиском від 1 МПа до 10 МПа. Конструктивне виконання компресорів може бути як горизонтальним, так і вертикальним, залежно від умов монтажу та доступного простору на судні.

Принцип роботи однопоршневого компресора (рис. 1.1) полягає у створенні необхідного тиску повітря шляхом циклічного переміщення поршня вперед і назад. Під час ходу поршня вперед повітря надходить у циліндр через спеціальний впускний клапан, а при зворотному русі поршня стиснене повітря виштовхується через нагнітаючий клапан у робочу магістраль.

Багатопоршневі компресори функціонують за аналогічним принципом, проте відрізняються кількістю циліндрів та поршнів, їх взаємним розташуванням і наявністю одного або декількох ступенів стискання. У таких системах стиснене повітря може переміщуватися послідовно через кілька ступенів, змінюючи напрямок руху від однієї магістралі до іншої. Ці компресори зазвичай відносяться до обладнання низького та середнього тиску.

У випадках, коли необхідно забезпечити робочий тиск понад 10 МПа, використовуються агрегати високого тиску, які мають спеціальні конструктивні особливості для безпечного і ефективного нагнітання повітря. Важливим показником ефективності компресора є рівень очищення повітря, з яким він здатний

працювати, оскільки чистота газу безпосередньо впливає на надійність і тривалість служби обладнання.



Рисунок 1.1 – Судновий поршневий компресор

Наявність масла або води в стисненому повітрі може призводити до різних негативних наслідків: від пошкодження конструктивних елементів компресорного обладнання до потенційно вибухонебезпечних ситуацій. Для запобігання таких ризиків зазвичай передбачають встановлення спеціальних масляних або водяних віддільників, які видаляють сторонні речовини з потоку повітря. Крім того, важливо контролювати температуру нагріву стисненого повітря, для чого застосовуються різні системи охолодження. Незалежно від конкретної конструкції, основним завданням таких контурів є ефективне відведення надлишкової теплової енергії.

Існують конструкції компресорів, в яких мастило та повітря не контактують у процесі роботи. До таких належать центробіжні повітряні компресори, де обертові симетричні робочі колеса спрямовують потік повітря за допомогою спеціальних лопаток у круговий дифузор, призначений для накопичення потенційної енергії. На відміну від них, гвинтові (роторні) компресори (рис. 1.2) працюють із змішуванням повітря з мастилом, після чого суміш потрапляє в окрему ємність, де відбувається стискання. Основною перевагою таких агрегатів порівняно з поршневими є знижений рівень шуму та вібрацій під час роботи.



Рисунок 1.2 – Судновий гвинтовий компресор

Принцип роботи гвинтових компресорів полягає у стисканні повітря за допомогою безперервного обертання роторів. Роторний блок складається з єдиного корпусу та двох гвинтових роторів, які не контактують механічно між собою. Простір між роторами утворює невеликий зазор, який постійно заповнюється мастилом. Повітря, що надходить у роторний механізм, попередньо очищається за допомогою впускного клапана, після чого змішується з мастилом і спрямовується в окрему ємність для стискання. Після завершення процесу стиснене повітря потрапляє в віддільник, де повітря відокремлюється від мастила. Мастило, проходячи через фільтруючий елемент та систему охолодження, повертається у роторний блок для повторного використання.

Суднові гвинтові компресори ефективно працюють від електромережі, оскільки обертання механічної частини забезпечується електродвигуном. Додатковою перевагою таких агрегатів є можливість регулювання продуктивності шляхом зміни частоти обертання привідного електродвигуна в широкому діапазоні, що суттєво підвищує енергетичну ефективність і економічність компресора порівняно з іншими типами.

1.3 Висновок по розділу

Виконавши огляд різновидів і умов застосування суднового компресорного обладнання та визначено напрямки для наукової задачі дослідження, який полягає в розробці електропривода суднового гвинтового компресора продуктивністю $2,5 \text{ м}^3/\text{хв}$. З цією метою розглянуто особливості розробки суднового гвинтового компресора з можливістю застосування електроприводного механізму його роботи.

2 ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЕЛЕКТРОПРИВОДА ЕЛЕКТРОПРИВОДА СУДНОВОГО ГВИНТОВОГО КОМПРЕСОРА ПРОДУКТИВНІСТЮ 2,5 М³/ХВ

2.1 Технічні характеристики електропривода суднового гвинтового компресора

Основні технічні характеристики електропривода суднового гвинтового компресора представлені у вигляді табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Основні технічні характеристики електропривода суднового гвинтового компресора

Найменування параметра	Значення
Тиск нагнітання, МПа	0,18
Об'ємна продуктивність, м ³ /хв	2,5
Температура всмоктування, градусів Цельсію	20
Температура нагрівального газу, градусів Цельсію	31
Стискаємий газ	повітря
Щільність мастила, кг/м ³	905
Логічний контролер керування	<i>Logic 20a</i>
Виконавчий електродвигун	4A112M2Y3
Масляний фільтр	<i>Ecoair-93568236</i>
Габаритні розміри агрегатної установки, мм	2940x2060x1860
Маса виробу у складі агрегатної установки, т	6,328

2.2 Технічні характеристики логічного контролера

У якості керуючого пристрою вибрано логічний контролер типу *Logic 20a*. Основні технічні характеристики контролера представлені у вигляді табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Технічні характеристики логічного контролера

Найменування параметра	Значення
Напруга змінного живлення контролера, В	12
Напруга змінного живлення комутації, В	220, 24
Частота мережі, Гц	50
Можливості контролю	фази, напруги, запуску, ефективності
Таймери	пуску, зупинки, переключення
Блок контролю фаз	<i>Logik 25 OJLC 803A</i>
Можливості підключення	сенсор тиску, сенсор температури
Інтерфейс підключення комп'ютера	<i>RS-232</i>
Робоча температура, градусів Цельсія	-20 – 50
Стійкість до вібрації та ударів	<i>PN-EN 60068-2-6</i>
Клас захисту	<i>IP20</i>
Габаритні розміри, мм	126x90x60
Маса виробу, кг	0,3

2.3 Технічні характеристики виконавчого електродвигуна

У якості виконавчого електродвигуна вибрано асинхронний двигун з короткозамкненим ротором типу 4A112M2Y3. Основні технічні характеристики виконавчого електродвигуна представлені у вигляді табл. 2.3.

Таблиця 2.3 – Технічні характеристики виконавчого електродвигуна

Найменування параметра	Значення
Модель	4A112M2Y3
Тип асинхронного електродвигуна (АД)	з короткозамкненим ротором
Напруга змінного живлення, В	380
Частота мережі, Гц	50

Найменування параметра	Значення
Споживча потужність, кВт	7,5
Швидкості обертання вала, об/хв	3000
Коефіцієнт корисної дії, %	87,5
Номінальний момент електродвигуна, Н·м	228
Момент інерції, кг·м ²	0,0185
Коефіцієнт навантаження	0,88
Габаритні розміри, мм	435x300
Маса, кг	51

2.4 Технічні характеристики реле напруги

Для захисту логічного контролера від надвисокої/наднизької напруги застосовуємо реле напруги РНПП-311М, виробництва компанії *Novatek-Electro*.

Основні технічні характеристики реле напруги представлені у вигляді табл. 2.4.

Таблиця 2.4 – Технічні характеристики реле напруги

Найменування параметра	Значення
Модель	РНПП-311М
Напруга змінного живлення, В	400, 230
Номінальна напруга ізоляції, В	450
Частота мережі, Гц	45 – 65
Діапазон регулювання напруги спрацьовування, В	95 – 450
Фіксована затримка спрацьовування, с	12
Величина визначення перекосу фаз, В	30
Споживча потужність, Вт	< 1,2
Максимальний комутуючий струм, А	5

Найменування параметра	Значення
Гармонійний склад	ДСТУ EN50160:2014
Відсоток регулювання порогу спрацювання, %	5 – 50
Габаритні розміри, мм	90,2x36x64,5
Маса, кг	0,1

2.5 Технічні характеристики теплового реле

Для захисту електродвигуна від перегріву будемо застосовувати теплове реле типу РТ-1322, виробництва компанії ІЕК. Основні технічні характеристики теплового реле представлені у вигляді табл. 2.5.

Таблиця 2.5 – Технічні характеристики теплового реле

Найменування параметра	Значення
Модель	РТ-1322
Номінальний змінний струм, В	230, 400, 660
Номінальна напруга ізоляції, В	600
Номінальна частота мережі, Гц	50
Діапазон регулювання струму, А	17-25
Номінальний струм, А	17-25
Діапазон робочих температур, градусів Цельсія	-50 – 55
Габаритні розміри, мм	41x81x92
Маса, кг	0,165

2.6 Технічні характеристики сенсора температури

У якості сенсора температури використовуємо модель типу TZ-0. Основні технічні характеристики сенсора температури представлені у вигляді табл. 2.6.

Таблиця 2.6 – Технічні характеристики сенсора температури

Найменування параметра	Значення
Модель	<i>TZ-0</i>
Довжина кабелю, м	0,1
Матеріал ізоляції	силікон
Чутливість елементу в повітрі/воді, с	62/8
Клас захисту	<i>IP67</i>
Діапазон робочих температур, градусів Цельсія	-40 – 125
Габаритні розміри, мм	0,1x0,5
Маса, кг	0,1

2.7 Технічні характеристики сенсора тиску

У якості сенсора тиску вибираємо модель типу Д21К1-1-01. Основні технічні характеристики сенсора тиску представлені у вигляді табл. 2.7.

Таблиця 2.7 – Технічні характеристики сенсора тиску

Найменування параметра	Значення
Модель	Д21К1-1-01
Границю установок, МПа	0,03 – 0,4
Основна похибка вимірювання, МПа	±0,076
Матеріал корпусу сенсора	метал
Розкидання спрацьовування, МПа	<0,015
Робоча температура, градусів Цельсія	-50 – 60
Габаритні розміри, мм	178x200x83
Маса, кг	0,15

2.8 Технічні характеристики автоматичного вимикача

У якості автоматичного вимикача будемо використовувати модель *ETIMAT C25A*, виробництва компанії ETI. Основні технічні характеристики автоматичного вимикача представлені у вигляді табл. 2.8.

Таблиця 2.8 – Технічні характеристики автоматичного вимикача

Найменування параметра	Значення
Модель	<i>ETIMAT C25A</i>
Номинальна напруга, В	380
Кількість фаз, шт.	3
Частота мережі, Гц	циліндрична
Номинальний струм, А	25
Відключаюча здатність, кА	10
Спосіб монтажу	<i>DIN</i> - рейка
Габаритні розміри, мм	82x72x74
Маса, кг	0,345

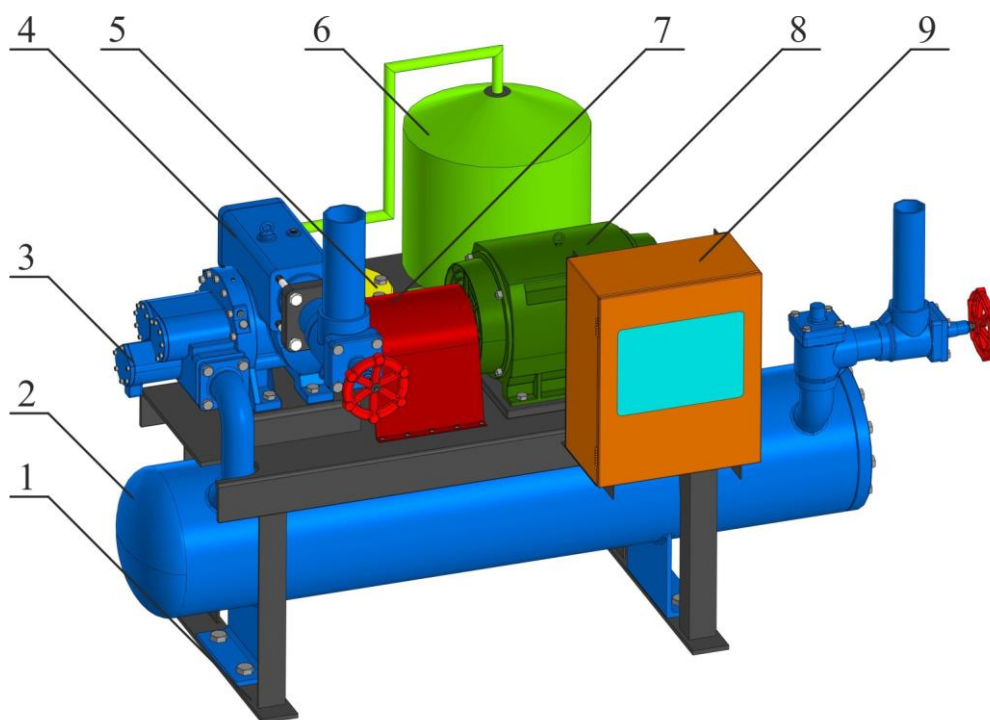
2.9 Висновок по розділу

З метою розробки електропривода суднового гвинтового компресора наведені зовнішні вигляди основного складового електрообладнання, а саме: логічного контролера, автоматичного вимикача, виконавчого електродвигуна, реле напруги, теплове реле, сенсорів температури та тиску. Представлені основні технічні характеристики електропривода суднового гвинтового компресора виконаного у вигляді окремої агрегатної установки в загальному вигляді, а також технічні характеристики його основних комплектуючих елементів електрообладнання, вибраних в результаті виконаних розрахунків.

3 ОПИС ТА ОБГРУНТУВАННЯ ПРИЙНЯТИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПРИ РОЗРОБЦІ ЕЛЕКТРОПРИВОДА СУДНОВОГО ГВИНТОВОГО КОМПРЕСОРА ПРОДУКТИВНІСТЮ 2,5 М³/ХВ

3.1 Розробка 3D моделі конструкції електропривода суднового гвинтового компресора

Зовнішній вигляд 3D моделі конструкції електропривода суднового гвинтового компресора представлений на рис. 3.1.



- 1) – каркас; 2) – ресивер; 3) – гвинтовий (роторний) блок; 4) – клапан;
5) – масляний фільтр; 6) – масляний бак-сепаратор; 7) – кожух;
8) – електродвигун; 9) – електричний щит

Рисунок 3.1 – Зовнішній вигляд 3D моделі конструкції
електропривода суднового гвинтового компресора (вид спереду, ліворуч)

3D модель конструкції електропривода суднового гвинтового компресора побудована в програмному середовищі *AutoCAD 3D*. При цьому враховані

масогабаритні характеристики вибраного виконавчого електрообладнання та складових елементів конструкції виробу.

Каркас (1, рис. 3.1) є опорною частиною установки, на якій змонтовані всі основні вузли. Його виконано із металевих кутників та пластин, що забезпечують високу жорсткість та мінімальні деформації під дією навантажень. Каркас має антикорозійне покриття для підвищення довговічності під час роботи у вологому морському середовищі. Конструкція рами оснащена віброізоляційними опорами, які знижують динамічні навантаження, що передаються на корпус судна.

Ресивер (2, рис. 3.1) виконує функцію накопичувача стисненого повітря та є одним із основних елементів у системі стабілізації тиску. Його внутрішня поверхня має антикорозійне покриття, а зовнішня – лакофарбове, стійке до морського середовища. Ресивер обладнаний запобіжним клапаном, зливом конденсату та штуцерами для контролю тиску. Завдяки своєму об'єму він дозволяє компенсувати нерівномірність подачі повітря від гвинтового блока, забезпечуючи безперервність роботи пневмосистеми судна.

Гвинтовий (роторний) блок (3, рис. 3.1) є вузлом компресора, що здійснює процес стиснення повітря. У його корпусі розміщено два ротори – ведучий і ведений, які обертаються з високою точністю взаємного зачеплення, утворюючи замкнені об'єми для стиснення повітря. Робочі органи виготовляються з легованої сталі з високою зносостійкістю, а підшипникові вузли розраховані на тривалий безперервний режим роботи. Завдяки гвинтовому принципу дії компресор працює з низьким рівнем шуму та мінімальними пульсаціями тиску.

Клапан (4, рис. 3.1) призначений для регулювання потоку стисненого повітря, а також для запобігання аварійним перевантаженням системи. У конструкції використовується зворотний та запобіжний клапани, які автоматично спрацьовують при досягненні граничного тиску. Це гарантує стабільність роботи компресора навіть при коливаннях навантаження.

Масляний фільтр (5, рис. 3.1) забезпечує очищення мастила від механічних домішок, що виникають під час роботи гвинтового блока. Фільтрація мастила є важливою для запобігання зношуванню роторів та підшипників, оскільки будь-які

сторонні частки можуть пошкодити прецизійні поверхні. Фільтр оснащений змінним картриджем і системою контролю тиску, яка сигналізує про необхідність його заміни.

Масляний бак-сепаратор (6, рис. 3.1) виконує одразу дві функції: зберігає мастило для системи змащення та розділяє повітряно-масляну суміш після стиснення. Усередині бака встановлено сепараційні елементи, які ефективно відділяють масло від повітря, забезпечуючи чистоту стисненого повітря на виході. Відфільтроване мастило повертається в систему циркуляції, що знижує витрати та підвищує економічність роботи компресора.

Кожух (7, рис. 3.1) виконує захисну й шумопоглинальну функції. Він закриває обертові та рухомі частини механізму, забезпечуючи безпечні умови для персоналу.

Електродвигун (8, рис. 3.1) є приводною ланкою компресора. Він перетворює електричну енергію суднової мережі у механічну, забезпечуючи обертання роторів гвинтового блока через пряму муфту. Електродвигун розрахований на роботу від трифазної мережі з напругою 380 В змінного струму з частотою мережі 50 Гц. Його конструкція передбачає підвищений клас захисту від вологи та ефективне охолодження, що гарантує стабільну роботу у морських умовах.

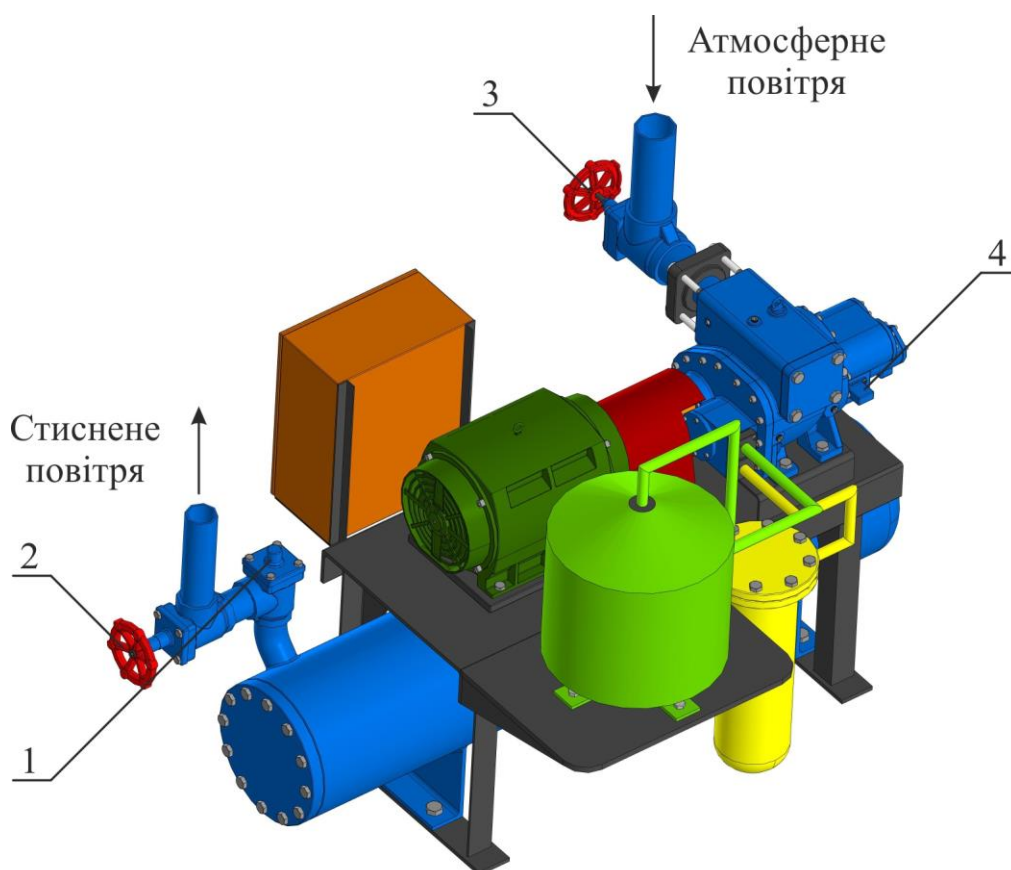
Електричний щит (9, рис. 3.1) облаштований необхідними компонентами системи керування та захисту електропривода. У ньому розташовані елементи автоматики, контролери, запобіжники, пускорегулювальна апаратура та індикатори стану системи. Щит дозволяє здійснювати дистанційне або локальне керування компресором, контролювати робочі параметри – тиск, температуру, швидкість обертання електродвигуна. Його конструкція забезпечує легкий доступ для обслуговування, а корпус має захист від вологи та вібрацій.

На рис. 3.2 представлено схему розташування основних елементів системи контролю тиску повітря у гвинтовому компресорі. До складу конструкції входять такі компоненти:

- сенсор тиску №1 (1, рис. 3.2), який встановлено на вихідному трубопроводі ресивера для контролю параметрів стислого повітря на виході компресорної установки. Даний сенсор забезпечує безперервне вимірювання тиску, передаючи

отримані дані до системи автоматичного керування, що дозволяє підтримувати стабільні параметри роботи компресора відповідно до заданих режимів;

– запірна арматура №1 (2, рис. 3.2) призначена для ручного відсікання подачі стисненого повітря під час проведення технічного обслуговування або в аварійних ситуаціях. Вона забезпечує можливість ізоляції ресивера від повітропровідної системи та сприяє безпечній експлуатації установки;



- 1) – сенсор тиску №1; 2) – запірна арматура №1; 3) – запірна арматура №2;
4) – сенсор тиску №2

Рисунок 3.2 – Зовнішній вигляд 3D моделі конструкції електропривода суднового гвинтового компресора (вид позаду, праворуч)

– запірна арматура №2 (3, рис. 3.2), розташована на вході гвинтового блока, використовується для регулювання подачі атмосферного повітря в компресор. Її наявність дозволяє оперативно припинити надходження повітря в систему у випадку аварійної зупинки або перевантаження електропривода;

– сенсор тиску №2 (4, рис. 3.2) виконує функцію контролю тиску на вході компресора, дозволяючи відстежувати зміну параметрів всмоктуваного атмосферного повітря. Отримані з нього сигнали застосовуються для корекції режимів роботи електропривода та оптимізації енергоспоживання системи.

Перед запірною арматурою №2 обов'язково встановлюється фільтр очищення повітря, який забезпечує попередню фільтрацію всмоктуваного потоку, що дозволяє запобігти потраплянню пилу, вологи чи дрібних механічних частинок до робочих елементів гвинтового блока, тим самим продовжуючи ресурс його експлуатації та зменшуючи ризик передчасного зношування компресорного обладнання.

На рис. 3.3 наведено організацію системи трубопроводів електроприводного гвинтового компресора, яка забезпечує транспортування повітряного потоку від моменту його всмоктування до подачі споживачам. До складу системи входять такі основні елементи:

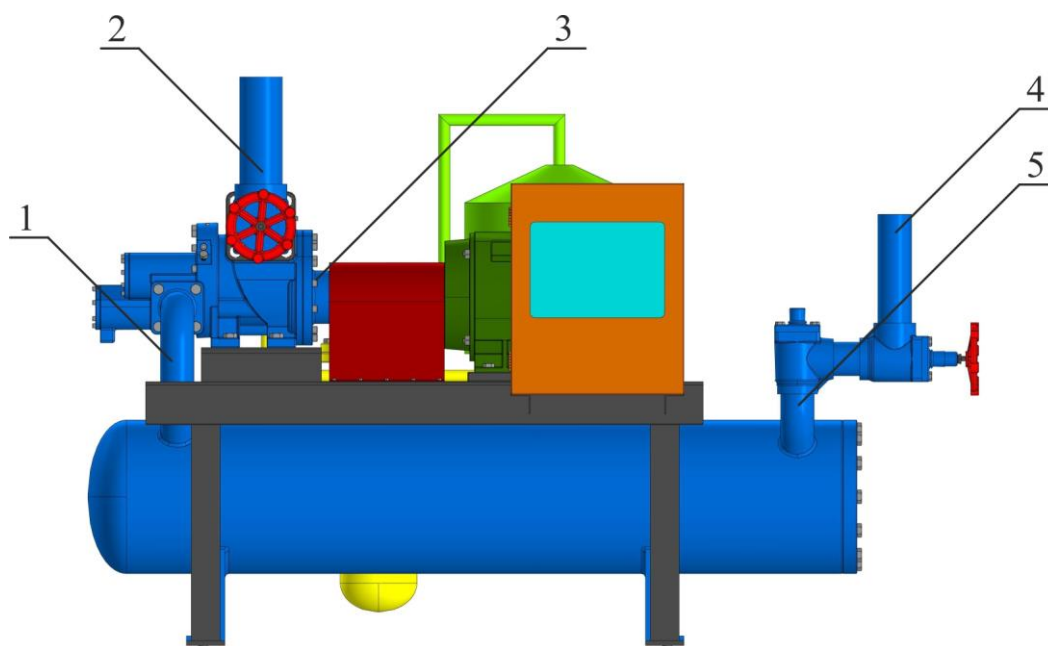
– вхідний трубопровід ресивера (1, рис. 3.3), який з'єднує компресорний блок із ресивером і забезпечує подачу стислого повітря в ємність для накопичення та стабілізації тиску. Конструкція трубопроводу виконана з урахуванням підвищених вимог до герметичності та стійкості до вібраційних навантажень, що характерні для суднових установок;

– трубопровід від повітряного фільтра (2, рис. 3.3), призначений для транспортування очищеного атмосферного повітря до всмоктувального патрубку компресора. Наявність цього елемента гарантує стабільну роботу гвинтового блока без ризику засмічення чи пошкодження робочих поверхонь ротора;

– розподільник (3, рис. 3.3), що виконує функцію керованого вузла, через який повітряний потік може направлятися у різні контури системи залежно від потреб експлуатації. Завдяки розподільнику забезпечується можливість підключення додаткових споживачів або резервних ліній без порушення роботи основного циклу компресора;

– трубопровід до споживача (4, рис. 3.3), через який стислий повітряний потік подається до пневмосистем судна або окремих механізмів. Діаметр трубопроводу

підібрано з урахуванням мінімізації втрат тиску та забезпечення стабільного витратного режиму;

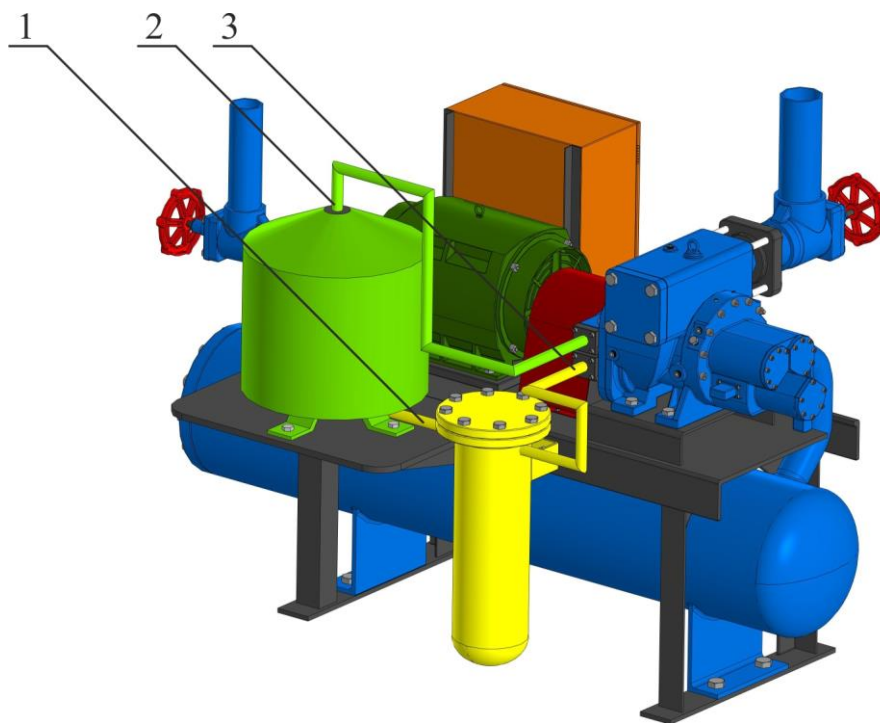


- 1) – вхідний трубопровід ресивера; 2) – трубопровід від повітряного фільтра;
 3) – розподільник; 4) – трубопровід до споживача;
 5) – вихідний трубопровід ресивера

Рисунок 3.3 – Зовнішній вигляд 3D моделі конструкції електропривода суднового гвинтового компресора (вид спереду)

– вихідний трубопровід ресивера (5, рис. 3.3), який служить для відведення стисненого повітря з ємності до споживача. На цій ділянці системи встановлюються сенсор тиску й запобіжна арматура, що гарантують безпечну експлуатацію компресорної установки.

На рис. 3.4 представлено структурну схему системи сепарації, яка виконує критично важливу функцію – очищення стислого повітря від домішок масла, що потрапляють у потік під час роботи гвинтового блока. Ефективна робота цієї системи забезпечує стабільність характеристик компресора, збільшує ресурс його елементів і гарантує якість стисненого повітря, яке подається споживачам.



- 1) – вхідний трубопровід до сепаратора; 2) – вихідний трубопровід до гвинтового блоку; 3) – трубопровід до масляного фільтра

Рисунок 3.4 – Організація процесу очищення повітря від мастила суднового гвинтового компресора (вид позаду, ліворуч)

У конструкцію системи входять такі основні елементи:

– вхідний трубопровід до сепаратора (1, рис. 3.4) – це канал, через який масло-повітряна суміш надходить у корпус сепараційного блока після процесу стиснення в гвинтовому компресорі. Конструкція трубопроводу виконується з високоякісної сталі, що витримує тиск і температуру робочого середовища, а внутрішня поверхня має антикорозійне покриття. Даний елемент відповідає за рівномірне надходження потоку в сепараційну камеру, що сприяє ефективному осадженню крапель масла;

– вихідний трубопровід до гвинтового блоку (2, рис. 3.4) – забезпечує повернення очищеного масла у зону стиснення для повторного змащення рухомих деталей компресора. Таким чином реалізується замкнений цикл циркуляції масла, що знижує його витрати та забезпечує стабільне мастило підшипників, роторів і ущільнювальних поверхонь. Трубопровід оснащений контрольними штуцерами для діагностики тиску – температури масла, що дає змогу відстежувати ефективність роботи всієї системи;

– трубопровід до масляного фільтра (3, рис. 3.4) – призначений для подачі масла, що вийшло із сепараційного блока, до фільтра тонкої очистки. У фільтрі відбувається видалення механічних частинок, мікрокрапель води та залишкових домішок, після чого очищене масло надходить у сепаратор. Такий підхід гарантує безпечну роботу гвинтового блока та захист елементів від абразивного зносу.

На рис. 3.5 зображено конструктивну схему вузлів кріплення основних елементів суднового гвинтового компресора до його несучого каркаса. Надійність цих з'єднань є ключовою умовою стабільної роботи всього агрегату, адже саме вони сприймають динамічні навантаження, що виникають під час запуску, роботи та зупинки привода. Каркас виконує роль основи, на яку через спеціальні амортизаційні опори монтуються ресивер, сепаратор, електродвигун, гвинтовий блок та захисний кожух.

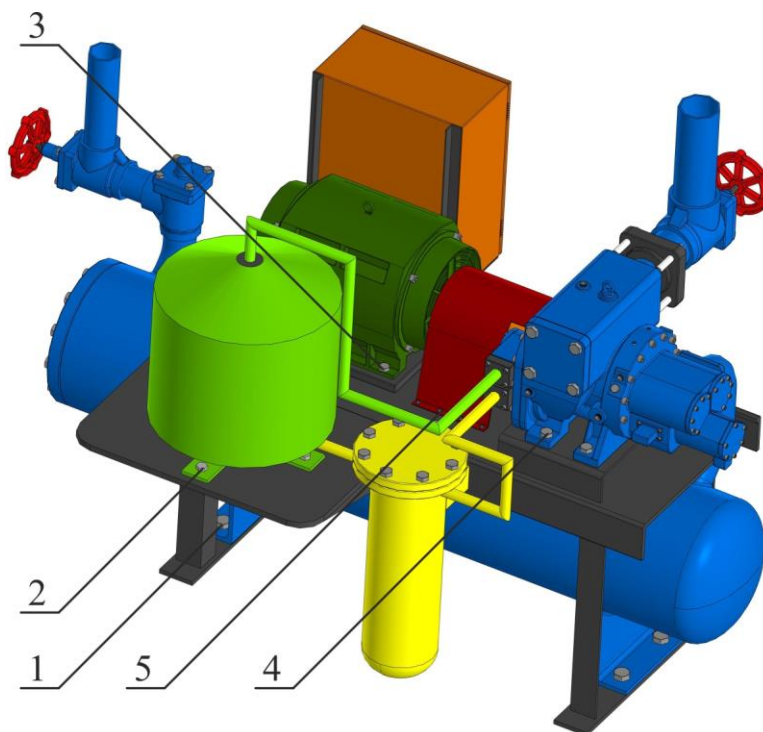
Кріплення ресивера (1, рис. 3.5) здійснюється за допомогою сталевих лап, обладнаних болтовими з'єднаннями та еластичними прокладками, що ефективно знижують рівень вібрацій. Такий тип опори гарантує стійкість і безпечну роботу під час змінного тиску в системі.

Кріплення сепаратора (2, рис. 3.5) має посилену конструкцію, оскільки бак із мастильною сумішшю змінює свою масу в процесі експлуатації. Для цього застосовано хомути з демпфувальними елементами, які компенсують температурні розширення й запобігають зміщенню резервуара під час хитавиці судна.

Особливу увагу приділено вузлу кріплення електродвигуна (3, рис. 3.5), адже саме від точності його встановлення залежить співвісність з'єднання з роторним блоком компресора. Регульовані опори з можливістю юстування дозволяють забезпечити мінімальні перекося при монтажі, а гумові амортизатори запобігають передачі коливань на каркас.

Кріплення гвинтового блока (4, рис. 3.5) виконане у вигляді міцних металевих кронштейнів, розрахованих на сприйняття значних динамічних навантажень, що виникають у процесі стискання повітря. Болти та гайки мають антикорозійне покриття, що підвищує довговічність вузла в умовах підвищеної вологості морського середовища.

Кожух компресора (5, рис. 3.5) встановлений на каркас за допомогою зручних швидкознімних фіксаторів, що дає змогу легко знімати його під час технічного обслуговування чи ремонту. Така система кріплення забезпечує надійну фіксацію, герметичність і водночас швидкий доступ до внутрішніх агрегатів. Всі вузли розташовані з урахуванням рівномірного розподілу маси по площині каркаса, що дозволяє уникнути локальних перевантажень і знизити механічні напруження у несучих елементах конструкції.

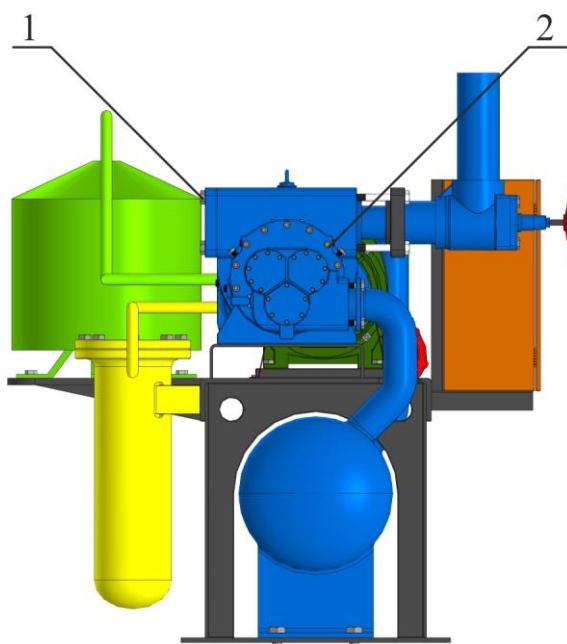


- 1) – кріплення ресивера; 2) – кріплення сепаратора;
 3) – кріплення електродвигуна; 4) – кріплення гвинтового блока;
 5) – кріплення кожуха

Рисунок 3.5 – Розташування кріпильних виробів конструкції електропривода суднового гвинтового компресора (вид позаду, ліворуч)

На рис. 3.6 та рис. 3.7 подано конструкцію знімних кришок, призначених для полегшення виконання планових ремонтних, профілактичних та оглядових робіт. Застосування знімних елементів такого типу дозволяє здійснювати швидкий доступ до внутрішніх порожнин компресора без необхідності демонтажу великих агрегатів, що істотно скорочує час простою обладнання під час обслуговування.

На рис. 3.6 показано дві знімні кришки, розташовані у верхній частині корпусу компресора. Перша з них – кришка клапана (1, рис. 3.6) – забезпечує доступ до вузла керування потоками стисненого повітря. Її конструкція дозволяє проводити перевірку стану ущільнень, пружин і сідел клапанів без повного розбирання системи. Кришка виготовлена зі сталі, оснащена ущільнювальним кільцем і кріпиться болтовими з'єднаннями, що гарантує герметичність і надійність під час експлуатації. Друга – кришка гвинтового блока (2, рис. 3.6) – розташована на передній частині корпусу компресора й призначена для обслуговування ротора та внутрішньої камери стискання. Вона знімається разом із ущільнювальними кільцями, що дозволяє оперативно виконати заміну підшипників, перевірку зносу гвинтів або очистку порожнин від відкладень.

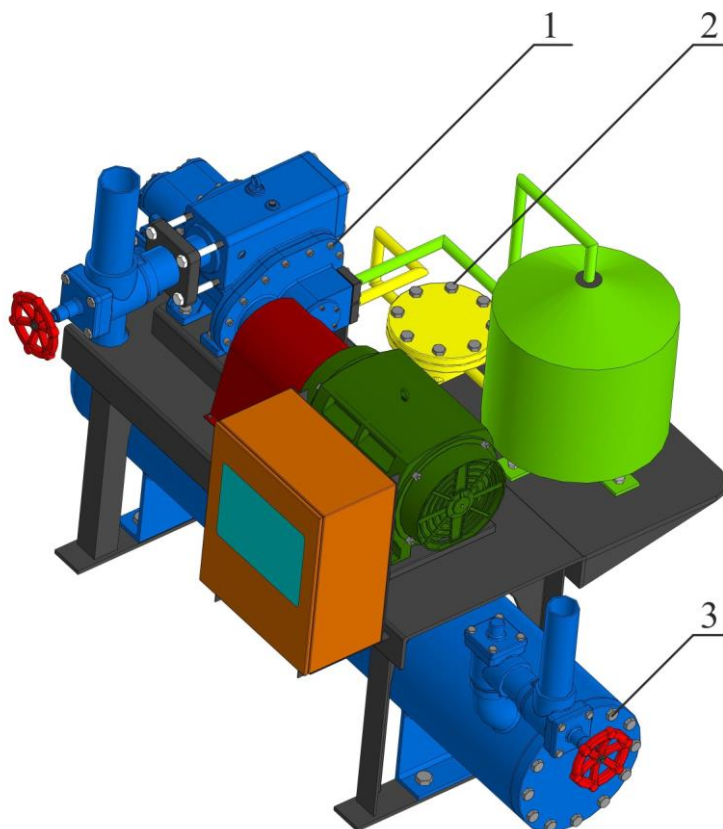


1) – кришка клапана; 2) – кришка гвинтового блока

Рисунок 3.6 – Зовнішній вигляд 3D моделі конструкції електропривода суднового гвинтового компресора (вид ліворуч)

Також, на рис. 3.7 показано інші знімні кришки, розташовані на допоміжних вузлах компресора. Кришка розподільника (1, рис. 3.7), яка забезпечує зручний доступ до внутрішніх каналів подачі повітря, що дозволяє виконувати очищення та профілактику від можливих забруднень. Кришка масляного фільтра (2, рис. 3.7)

розташована в системі мастила й дає змогу швидко замінювати фільтрувальний елемент без демонтажу трубопроводів. Її корпус має різьбове з'єднання з герметизацією через гумове кільце, що гарантує надійне ущільнення під тиском. Кришка ресивера (3, рис. 3.7), яка використовується для внутрішнього огляду балона та перевірки його на наявність корозійних пошкоджень. Завдяки зручному розташуванню та невеликій масі вона легко знімається технічним персоналом за допомогою стандартного інструменту.



1) – кришка розподільника; 2) – кришка масляного фільтра; 3) – кришка ресивера

Рисунок 3.7 – Зовнішній вигляд 3D моделі конструкції електропривода суднового гвинтового компресора (вид зверху, праворуч)

Загалом система знімних кришок, спроектована з урахуванням вимог до зручності обслуговування, герметичності та надійності в умовах експлуатації на суднах. Конструкція забезпечує швидке розбирання без пошкодження ущільнень, що підвищує ремонтпридатність установки й подовжує строк служби компресора.

3.2 Специфіка функціонування суднових гвинтових компресорів

Розглянемо об'ємні компресори різних типів, які належать до машин із постійним внутрішнім ступенем стиснення. Такі пристрої відрізняються стабільною роботою й використовуються в тих випадках, коли необхідна надійна та безперервна подача газу. У порівнянні з традиційними поршневими компресорами, гвинтові машини мають ряд вагомих переваг. Зокрема, завдяки відсутності зворотно-поступального руху вони забезпечують врівноважений хід ротора, що значно зменшує вібрації та механічне навантаження на корпус. Крім того, вони здатні працювати на високих частотах обертання валу, що дозволяє безпосередньо з'єднувати їх із швидкохідними двигунами різного типу. Важливою перевагою є компактні розміри і зменшена маса, відсутність клапанів, а також більш рівномірна і безперервна подача газу, що особливо цінно для суднових та промислових застосувань.

Водночас такі компресори мають і певні недоліки. Серед них – дещо нижчий механічний коефіцієнт корисної дії у порівнянні з поршневими машинами, а також обмеження за максимально досяжним тиском, що накладає певні рамки на сферу їхнього використання.

До цієї групи машин відносяться гвинтові, ротаційні та водокільцеві компресори. Особливе місце займають гвинтові компресори, які за своєю конструкцією є двороторними. Обидва ротори мають форму спірального гвинта з великим кутом підйому і, як правило, відрізняються кількістю зубів: ведучий ротор оснащений трьома або чотирма зубцями, тоді як ведений – трьома-шістьма зубцями. Частота обертання ведучого ротора зазвичай знаходиться в широкому діапазоні від 1200 до 19 000 об/хв. Це забезпечується використанням різних приводів – від прямого з'єднання з валом компресора через турбіну, електродвигун, до застосування двигуна внутрішнього згоряння із проміжним мультиплікатором.

Частота обертання веденого ротора нижча, ніж у ведучого, і визначається зворотно пропорційно до числа його зубів. Обертання веденого ротора здійснюється під дією тиску стиснутого газу, що передається від ведучого. Для того щоб уникнути

прямого контакту між гвинтовими поверхнями обох роторів і мінімізувати їх знос, між ними передбачено необхідний зазор. При цьому синхронізація обертання забезпечується встановленням спеціальної пари шестерень, що гарантує точне взаємне положення ротора та надійну роботу компресора протягом тривалого часу.

Робочий процес гвинтового компресора можна розділити на чотири основні фази: всмоктування, перенесення, стиснення та нагнітання. На першій фазі – всмоктування – газ надходить у компресор через всмоктувальне вікно, потрапляючи у порожнину, що утворюється між зубами ведучого та веденого ротора. Поступовий поворот ротора призводить до безперервного збільшення обсягу цієї порожнини, що сприяє заповненню її газом через всмоктуюче вікно. Важливо відзначити, що всмоктувальне та нагнітальне вікна розташовані на протилежних сторонах корпусу компресора по діагоналі, що забезпечує оптимальну організацію потоку газу і мінімізує його рециркуляцію.

Коли порожнина між зубами повністю відокремлюється від всмоктуючого вікна, вона переміщується без зміни об'єму до боку нагнітання. Під час подальшого обертання ротора западина між зубами починає заповнюватися зубцем іншого ротора, що спричиняє поступове зменшення об'єму порожнини. У цей момент починається процес стискання газу, який рухається до нагнітального вікна.

На фазі нагнітання обсяг простору між зубами повністю з'єднується з нагнітальним вікном. Внаслідок подальшого зменшення об'єму порожнини відбувається виштовхування стисненого газу через нагнітальне вікно у систему. Слід зауважити, що практично весь газ, що всмоктується, піддається стисненню й нагнітання, оскільки обсяг так званого «шкідливого простору» між зубами становить менше одного відсотка від теоретичного всмоктувального об'єму.

Продуктивність гвинтового компресора, за однакових умов роботи, визначається насамперед обсягом порожнин, утворених між зубами ведучого та веденого ротора. Чим більший цей об'єм, тим більша кількість газу може бути всмоктана та нагнітана за один оберт ротора, що робить параметри конструкції ротора критично важливими для ефективності та надійності компресора.

3.3 Побудова електричної принципової схеми керування електроприводом суднового гвинтового компресора

Запропонована електрична принципова схема керування електроприводом судновим гвинтовим компресором представлена на рис. 3.8 [15]. До складу схеми керування входять:

- контролер Cn типу *Logic 20a*;
- сенсор температури (СТП);
- сенсор тиску (СТС);
- плавкі запобіжники $FU1 - FU3$ на 1 А;
- плавкі запобіжники $FU4 - FU6$ на 2 А;
- сигнальні індикатори “мережа”, “аварія”;
- магнітний контактор $KM1 - KM3$ типу *Dil2v*;
- мініконтактор керування $KM4$ типу *Mk2*;
- теплове реле KK типу *H6*;
- електродвигун M потужністю 7,5 кВт;
- автоматичний вимикач QF на 25 А;
- кнопка керування SB “аварійний стоп”;
- блок контролю напруги SF ;
- трансформатор T типу *ОСМ1–0,1кВА*;
- контактна колодка $XT1$;
- клапан керування $YA1$ на 24 В;
- клапан скидання $YA2$ на 24 В.

У представленій схемі передбачено комплекс пристроїв захисту, які контролюють найважливіші вузли установки та своєчасно сигналізують про можливі несправності. До них відносяться:

- запобіжний клапан – встановлений безпосередньо на корпусі масляного ресивера всередині установки; він забезпечує захист від перевищення допустимого тиску масла, запобігаючи пошкодженню обладнання;

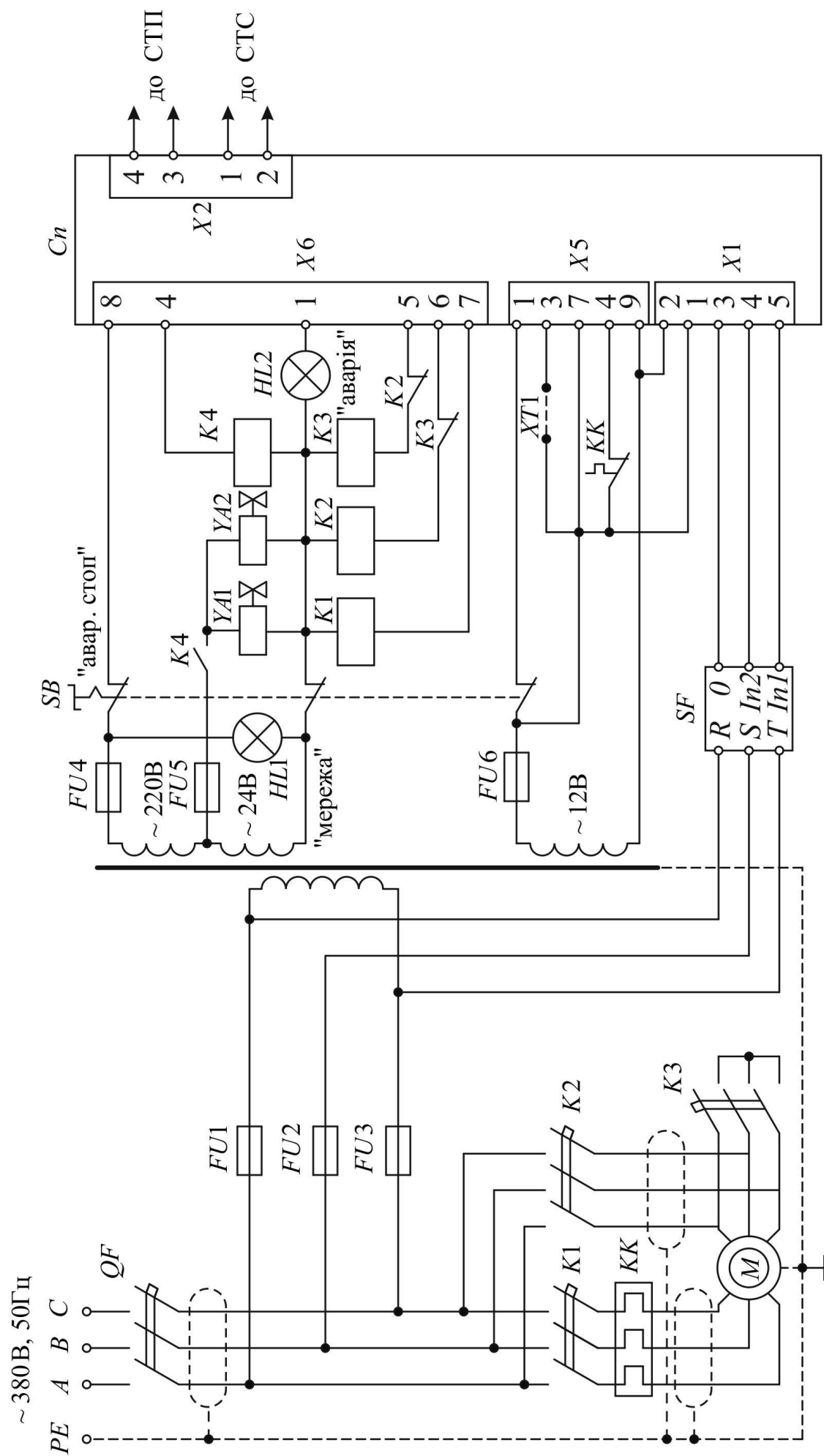


Рисунок 3.8 – Електрична принципова схема керування електродривом судновим гвинтовим компресором

– автоматичний вимикач – призначений для захисту силових кіл від короткого замикання; у разі виникнення аварійної ситуації він миттєво розмикає ланцюг, оберігаючи електродвигун та інші силові елементи від пошкоджень;

– плавкі запобіжники – використовуються для захисту ланцюгів керування та сигналізації; вони переривають електричний струм при перевантаженнях, забезпечуючи безпеку систем керування;

– реле контролю напруги – блокує включення установки у випадках: неправильного підключення фаз, роботи в мережі з неприпустимою величиною напруги або при наявності значної асиметрії фаз, що дозволяє запобігти пошкодженню електродвигуна та електрообладнання.

– нульовий захист електроапаратури – передбачений для запобігання мимовільного включення установки після аварійного відключення напруги або при низькій температурі масла. Він запобігає небажаному пуску та гарантує безпеку персоналу й обладнання;

– коло теплового захисту, яке забезпечує автоматичне блокування включення установки у разі перевантажень:

а) термореле захисту електродвигуна приводу компресора – встановлено на монтажній платі. Воно працює в автоматичному режимі: при перевищенні допустимої температури двигуна відбувається відключення, а при зниженні температури до безпечного рівня включення відбувається автоматично.

б) програмований контролер – здійснює контроль тиску повітря в мережі, температури на виході гвинтової групи, наявності, величини та чергування фаз живлення. У разі перевищення допустимого тиску (наприклад, через відмову електромагнітних клапанів) контролер подає сигнал на вимкнення електродвигуна, забезпечуючи безпечну роботу компресора.

3.4 Висновок по розділу

Наведені відмінні особливості роботи суднових гвинтових компресорів в порівнянні з іншими видами об'ємних машин. Наведено електричну принципову

схему керування електроприводом судновим гвинтовим компресором з застосуванням логічного контролера. Розроблено *3D* модель конструкції суднового гвинтового компресора з об'ємною продуктивністю $2,5 \text{ м}^3/\text{хв.}$

4 РОЗРАХУНКИ, ЩО ПІДТВЕРДЖУЮТЬ ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ РОЗРОБКИ ЕЛЕКТРОПРИВОДА СУДНОВОГО ГВИНТОВОГО КОМПРЕСОРА ПРОДУКТИВНІСТЮ 2,5 М³/ХВ

4.1 Розрахунок гвинтового блока

Розрахунок суднового гвинтового компресора виконуємо відповідно до відомих початкових даних наведених в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Початкові дані до розрахунку

Найменування параметра	Позначення	Значення
Об'ємна продуктивність, м ³ /хв	V	2,5
Температура всмоктування, К	$T_{\text{вс}}$	293
Тиск нагнітання, МПа	$P_{\text{н}}$	0,18
Стискаємий газ	—	повітря
Кількість ступенів	—	1
Рідина змащування	—	мастило

Відношення тисків в робочій камері компресора при термічному циклі

$$\Pi = \frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{вс}}},$$

де $P_{\text{вс}} = 0,1$ МПа – тиск всмоктування, що відповідає одній атмосфері [14];

$$\Pi = \frac{0,18}{0,1} = 1,8.$$

Середні втрати тиску в процесі всмоктування

$$\Delta P_{\text{вс}} = \beta_{\text{вс}} \cdot P_{\text{вс}},$$

де $\beta_{\text{вс}} = 0,05$ – відносні втрати тиску при переході газу в тракті лінії всмоктування, в камері і вікні всмоктування та в каналах робочої камери за час всмоктування [15].

Тоді

$$\Delta P_{\text{вс}} = 0,05 \cdot 0,1 = 0,005 \text{ МПа.}$$

Середні втрати тиску в процесі нагнітання

$$\Delta P_{\text{н}} = \beta_{\text{н}} \cdot P_{\text{н}},$$

де $\beta_{\text{н}} = 0,06$ – відносні втрати тиску при переході газу через вікно та камеру нагнітання і в нагнітальному тракті установки, включаючи глушник шуму і т.п.

Тоді

$$\Delta P_{\text{н}} = 0,06 \cdot 0,18 = 0,0108 \text{ МПа.}$$

Середні розрахункові тиски в робочій камері при діючому циклі:

– в процесі всмоктування

$$P'_{\text{вс}} = P_{\text{вс}} - \Delta P_{\text{вс}},$$

де індекс «'» позначає відношення до параметрів в робочій камері.

Таким чином

$$P'_{\text{вс}} = 0,1 - 0,005 = 0,095 \text{ МПа.}$$

– в процесі нагнітання

$$P'_\text{н} = P_\text{н} + \Delta P_\text{н},$$

$$P'_\text{н} = 0,18 + 0,0108 = 0,191 \text{ МПа.}$$

Приймаємо попередній коефіцієнт тиску у відповідності з виразом

$$\lambda'_\text{д} = 1 - \beta_{\text{вс}},$$

$$\lambda'_\text{д} = 1 - 0,05 = 0,95.$$

Відношення тиску в робочій камері компресора при діючому циклі

$$\Pi' = \frac{P'_\text{н}}{P'_{\text{вс}}},$$

$$\Pi' = \frac{0,191}{0,095} \approx 2.$$

Температурний показник політропи k знайдемо по кінцевим параметрам, враховуючи короткочасність процесу стискання в гвинтовому компресорі та при наявності порівняно високих протікань та перетікань.

Для мастилонаповнених компресорів приймають $k = 1,27$ (показник адіабати стискаемого повітря) [16].

Тоді

$$m_t = 0,8 \cdot k,$$

$$m_t = 0,8 \cdot 1,27 = 1,02.$$

Попередній коефіцієнт підігріву

$$\lambda'_t = 0,98 - c \cdot (\Pi' - 1),$$

де $c = 0,0025$ – коефіцієнт для мастилонаповнених гвинтових компресорів.

Тоді

$$\lambda'_t = 0,98 - 0,0028 \cdot (2,01 - 1) = 0,977.$$

Температура нагрівального газу

$$T_{\text{н}} = \frac{T_{\text{вс}}}{\lambda'_{\text{т}}} \cdot \Pi'^{\frac{m_t - 1}{m_t}},$$

$$T_{\text{н}} = \frac{293}{0,977} \cdot 2,01^{\frac{1,02 - 1}{1,02}} = 304 \text{ К.}$$

Тобто, 31 градус Цельсію.

Відносна величина зовнішніх витоків

$$v'_{\text{vy}} = 0.$$

Відносно величина внутрішніх витоків

$$v'_{\text{пр}} = 0,07.$$

Коефіцієнт використання, який показує ступінь використання теоретичного об'єму парної порожнини при заповненні робочої камери в процесі заповнення робочої камери в процесі всмоктування

$$v'_{\text{исп}} = 0,04.$$

На основі виконаних розрахунків, попередній коефіцієнт продуктивності

$$\lambda' = \lambda'_d \cdot \lambda'_t \cdot (1 - v'_{\text{исп}}) - v'_{\text{пр}} - v'_{\text{ву}},$$

$$\lambda' = 0,95 \cdot 0,977 \cdot (1 - 0,04) - 0,07 - 0 = 0,821.$$

Лінійна швидкість на зовнішньому діаметрі ведучого гвинта, для мастилонаповнених компресорів

$$u'_1 = 1,3 \text{ м/с.}$$

Відносна довжина профільної частини роторів:

$$L = \frac{L_{01}}{d_{01}},$$

де $L_{01} = 400$ мм – довжина гвинтової частини ротора;

$d_{01} = 252$ мм – зовнішній діаметр ведучого ротора.

Тоді

$$L = \frac{400}{252} \approx 1,6.$$

Зовнішні діаметри ведучого та ведомого гвинтів

$$d'_1 = \sqrt{\frac{\pi \cdot V}{60 \cdot \lambda' \cdot z_1 \cdot u''_1 \cdot L \cdot (k_1 + k_2)}},$$

де $z_1 = 8$ – число зубців ведучого гвинта;

$k_1 = 0,06943$ – коефіцієнт використання площі ведучого гвинта для асиметричного профіля;

$k_2 = 0,049673$ – коефіцієнт використання площі ведомого гвинта для асиметричного профіля.

Таким чином, отримаємо

$$d'_1 = \sqrt{\frac{3,14 \cdot 2}{60 \cdot 0,821 \cdot 8 \cdot 1,3 \cdot 1,6 \cdot (0,06943 + 0,049673)}} = 0,254 \text{ м.}$$

Приводимо зовнішні діаметри гвинтів у відповідності з типорозміром ряду

– для першого гвинта (ротор №1) $d'_1 = 250$ мм;

– для другого гвинта (ротор №2) $d'_2 = 200$ мм.

Уточнена лінійна швидкість на внутрішньому діаметрі ведучого гвинта

$$u'_1 = \frac{\pi \cdot V}{60 \cdot \lambda' \cdot z_1 \cdot L \cdot (k_1 + k_2) \cdot \left(\frac{d'_1}{1000}\right)^2},$$

$$u'_1 = \frac{3,14 \cdot 2}{60 \cdot 0,821 \cdot 8 \cdot 1,6 \cdot (0,06943 + 0,049673) \cdot \left(\frac{250}{1000}\right)^2} = 1,34 \text{ м/с.}$$

Попереднє число обертів ведучого ротора

$$n'_1 = \frac{60 \cdot u'_1}{\pi \cdot \left(\frac{d'_1}{1000}\right)},$$

$$n'_1 = \frac{60 \cdot 1,34}{3,14 \cdot \left(\frac{250}{1000}\right)} = 102 \text{ об/хв.}$$

Попереднє число обертів ведомого ротора

$$n'_2 = \frac{n'_1}{1,5},$$

$$n'_2 = \frac{102}{1,5} = 68 \text{ об/хв.}$$

4.2 Вибір та розрахунок основних геометричних параметрів

Механічна гвинтова передача передбачає застосування двох гвинтів (ротор №1 та №2) з різною кількістю зубців [17]. Число зубців ведомого гвинта (ротор №1) $z_1 = 8$, число зубців ведучого гвинта (ротор №2) $z_2 = 6$.

Зовнішній діаметр ведучого гвинта

$$d_1 = \frac{d'_1}{1000},$$

$$d_1 = \frac{250}{1000} = 0,25.$$

Зовнішній діаметр ведомого гвинта

$$d_2 = \frac{d'_2}{1000},$$

$$d_2 = \frac{200}{1000} = 0,2.$$

Діаметр початкової окружності ведучого гвинта

$$d_{1H} = 0,96 \cdot d_1,$$

$$d_{1H} = 0,96 \cdot 0,25 = 0,24 \text{ м.}$$

Діаметр початкової окружності ведомого гвинта

$$d_{2H} = 0,96 \cdot d_2,$$

$$d_{2H} = 0,96 \cdot 0,2 = 0,192 \text{ м.}$$

Діаметр внутрішньої окружності ведучого гвинта

$$d_{1BH} = 0,6 \cdot d_1,$$

$$d_{1BH} = 0,6 \cdot 0,25 = 0,15 \text{ м.}$$

Діаметр внутрішньої окружності ведомого гвинта

$$d_{2\text{BH}} = 0,6 \cdot d_2,$$

$$d_{2\text{BH}} = 0,6 \cdot 0,2 = 0,12 \text{ м.}$$

Міжцентрова відстань

$$A = 0,8 \cdot d_1,$$

$$A = 0,8 \cdot 0,25 = 0,2 \text{ м.}$$

Висота головки (ніжки) ведомого (ведучого) гвинта

$$h_0 = 0,02 \cdot d_1,$$

$$h_0 = 0,02 \cdot 0,25 = 0,005 \text{ м.}$$

Висота головки (ніжки) ведучого (ведомого) гвинта

$$r = 0,18 \cdot d_1,$$

$$r = 0,18 \cdot 0,25 = 0,045 \text{ м.}$$

Довжина гвинтів для мастилонаповненого компресора в залежності від кута закручування

$$L' = 1 \cdot d_1,$$

$$L' = 1 \cdot 0,25 = 0,25 \text{ м.}$$

Осьовий крок ведучого гвинта

$$H_1 = 1,2 \cdot d_1,$$

$$H_1 = 1,2 \cdot 0,25 = 0,3 \text{ м.}$$

Осьовий крок ведомого гвинта

$$H_2 = 1,5 \cdot H_1,$$

$$H_2 = 1,5 \cdot 0,3 = 0,45 \text{ м.}$$

Кут загвинчування ведучого гвинта $\tau_{13} = 225$ градусів.

Кут загвинчування ведомого гвинта

$$\tau_{23} = \frac{\tau_{23} \cdot z_1}{z_2},$$

$$\tau_{23} = \frac{225 \cdot 8}{6} = 300 \text{ градусів.}$$

Кут нахилу гвинтової лінії на початкових циліндрах гвинтів $\beta_n = 59^\circ 10' \text{ хв.}$

Відносна висота голівок зубців ведучого ротора

$$\xi_1 = \frac{d_1 - d_{1н}}{d_{1н}},$$

$$\xi_1 = \frac{0,25 - 0,24}{0,24} = 0,0417 \text{ м.}$$

Відносна висота голівок зубців ведомого ротора

$$\xi_2 = \frac{d_2 - d_{2H}}{d_{2H}},$$

$$\xi_2 = \frac{0,2 - 0,192}{0,24} = 0,0333 \text{ м.}$$

Радіус дуги окружності передньої сторони профіля зуба ведучого гвинта

$$r' = 0,22 \cdot d_1,$$

$$r' = 0,22 \cdot 0,25 = 0,055 \text{ м.}$$

Визначимо характерні кути:

– кут між лінією центрів та променем, проведеним з центру ведомого гвинта в точку перетину початкової окружності ведомого гвинта з зовнішньою окружність ведучого гвинта

$$\beta_{02} = \frac{\left(a \cos \left(\frac{4 \cdot A^2 + d_{2H}^2 - d_1^2}{4 \cdot A \cdot d_{2H}} \right) \right) \cdot 180}{\pi},$$

$$\beta_{02} = \frac{\left(a \cos \left(\frac{4 \cdot 0,2^2 + 0,192^2 - 0,25^2}{4 \cdot 0,2 \cdot 0,192} \right) \right) \cdot 180}{3,14} = 29 \text{ градусів.}$$

Кут між лінією центрів та променем, проведеним з центру ведучого гвинта в точку перетину початкової окружності ведомого гвинта з зовнішньої окружності ведучого гвинта

$$\beta_{02} = \frac{\left(a \cos \left(\frac{4 \cdot A^2 + d_1^2 - d_{2H}^2}{4 \cdot A \cdot d_1} \right) \right) \cdot 180}{\pi},$$

$$\beta_{02} = \frac{\left(a \cos \left(\frac{4 \cdot 0,2^2 + 0,25^2 - 0,192^2}{4 \cdot 0,2 \cdot 0,25} \right) \right) \cdot 180}{3,14} = 21,8 \text{ градусів.}$$

Центральний кут задньої кромки впадини ведомого гвинта приймаємо $\alpha_2 = 28,25$ градусів.

Кут кінця виходу зуба ведомого гвинта з впадини ведучого гвинта на стороні нагнітання

$$\alpha_1 = \frac{(\beta_{02} - \alpha_2) \cdot i_{12}}{6},$$

де $i_{12} = 10$ – конструктивний коефіцієнт.

Тоді

$$\alpha_1 = \frac{(29 - 28,25) \cdot 10}{6} = 1,25 \text{ градусів.}$$

Граничний кут загвинчування

$$\tau_{13\text{пр}} = \frac{\left(2 \cdot \pi - \frac{2 \cdot \pi}{z_1} - (\beta_{01} + \alpha_{01}) \right) \cdot 180}{\pi},$$

$$\tau_{13\text{пр}} = \frac{\left(2 \cdot 3,14 - \frac{2 \cdot 3,14}{8} - (21,8 + 1,25)\right) \cdot 180}{3,14} \approx 155.$$

Відношення кута загвинчування та граничного загвинчування

$$\Delta\tau_{13\text{пр}} = \tau_{13} - \tau_{13\text{пр}},$$

$$\Delta\tau_{13\text{пр}} = 255 - 155 = 70 \text{ градусів.}$$

Уточнений коефіцієнт використання при $k_3 = 0,00512$, становитиме

$$v_{\text{исп}} = \frac{k_3}{L \cdot (k_1 + k_2)},$$

$$v_{\text{исп}} = \frac{0,00512}{1,6 \cdot (0,06943 + 0,049673)} = 0,0269.$$

Визначимо об'ємні величини. Боєм порожнини на початку стискання

$$V_{\text{max}} = L \cdot d_1^3 \cdot (k_1 + k_2)(1 - v_{\text{исп}}),$$

$$V_{\text{max}} = 1,6 \cdot 0,25^3 \cdot (0,06943 + 0,049673)(1 - 0,0269) = 0,0029 \text{ м}^3.$$

Геометрична ступінь стискання ступеня

$$\varepsilon_r = \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1} \cdot \Pi \right)^{\frac{1}{m_1}},$$

де $\sigma_1 = 1,1$ – коефіцієнт, рівний підвищенню тиску в робочій камері після її відсікання від вікна всмоктування внаслідок притоку газу через порожнину з найбільш високим тиском [17];

$\sigma_2 = 0,75$ – коефіцієнт, рівний відношенню в кінці стискання в замкнутій робочій камері к тиску в нагнітаючому патрубку.

При $m_1 = k = 1,27$ та $m_2 = m_t = 1,02$ отримаємо

$$\varepsilon_r = \left(\frac{0,75}{1,1} \cdot 1,8 \right)^{\frac{1}{1,27}} = 1,17.$$

Заповнений об'єм парної порожнини

$$V_3 = V_{\max} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_r} \right),$$

$$V_3 = 0,0029 \cdot \left(1 - \frac{1}{1,17} \right) = 0,000421 \text{ м}^3.$$

При цьому кут стискання становитиме $\varphi_{ic} = 253$ градуси.

Середньоінтегральний тиск газу в парній порожнині на ділянці стискання

$$P_I = P_n \cdot 0,4,$$

$$P_I = 0,18 \cdot 0,4 = 0,072 \text{ МПа}.$$

Індикаторна робота для парної порожнини

$$N_{\text{инд}} = A_{\text{инд}} \cdot z_1 \cdot \frac{n'_1}{60},$$

$$N_{\text{инд}} = 410 \cdot 8 \cdot \frac{102}{60} = 5575 \text{ Вт.}$$

4.3 Розрахунок кількості мастила необхідного для впорскування в наповнений гвинтовий компресор

Кількість теплоти, яка відводиться мастилом від робочого тіла

$$Q_{\text{м}} = P'_{\text{вс}} \cdot 10^6 \cdot \frac{V}{60} \cdot \left(\frac{m_1}{m_1 - 1} \cdot \left(\Pi'^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} - 1 \right) - \frac{m_2}{m_2 - 1} \cdot \left(\Pi'^{\frac{m_2 - 1}{m_2}} - 1 \right) \right),$$

$$Q_{\text{м}} = 0,095 \cdot 10^6 \cdot \frac{2}{60} \cdot \left(\frac{1,27}{1,27 - 1} \cdot \left(2,1^{\frac{1,27 - 1}{1,27}} - 1 \right) - \frac{1,02}{1,02 - 1} \cdot \left(2,1^{\frac{1,02 - 1}{1,02}} - 1 \right) \right) = 157 \text{ Вт.}$$

Теплоємність мастила складає $c_{\text{рм}} = 2,1 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}$. При цьому, різниця температур мастила в процесі відведення теплоти в компресорі $\Delta T_{\text{м}} = 30$ градусів.

Кількість мастила необхідного для впорскування

$$m_{\text{м}} = \frac{Q_{\text{м}}}{c_{\text{рм}} \cdot 1000 \cdot \Delta T_{\text{м}}},$$

$$m_{\text{м}} = \frac{157}{2,1 \cdot 1000 \cdot 30} = 0,00249 \text{ кгс.}$$

Сумарна витрата масла – це витрата впорскувального мастила та мастила, яке подається в ущільнення [18]. При цьому коефіцієнт ущільнення приймаємо $k_{\text{упл}} = 32$.

Витрата мастила, яке подається в ущільнення.

$$m_{\text{упл}} = m_{\text{м}} \cdot k_{\text{упл}},$$

$$m_{\text{ушл}} = 0,00249 \cdot 32 = 0,0797 \text{ кг/с.}$$

Отже, сумарна витрата мастила становитиме

$$m = m_{\text{м}} + m_{\text{ушл}},$$

$$m = 0,00249 + 0,0797 = 0,0822 \text{ кг/с.}$$

Щільність вибраного мастила становитиме $\rho_{\text{м}} = 905 \text{ кг/м}^3$. Коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu_i = 17 \text{ мм}^2/\text{с}$.

Приймаємо діаметр шейки вала $d_{\text{шв}} = 0,025 \text{ м}$.

4.4 Розрахунок споживчої потужності виконавчого електродвигуна

Потужність виконавчого електродвигуна визначаємо за виразом

$$N_{\text{дв}} = \frac{1,1 \cdot N_{\text{инд}}}{\eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{дв}}},$$

де $\eta_{\text{мех}} = 0,96$ – коефіцієнт корисної дії (ККД) механічної передачі;

$\eta_{\text{дв}} = 0,87$ – ККД виконавчого електродвигуна.

Таким чином

$$N_{\text{дв}} = \frac{1,1 \cdot 5575}{0,96 \cdot 0,87} = 7342 \text{ Вт.}$$

Отже, вибираємо у якості виконавчого двигуна асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором типу 4А112М2У3, потужністю 7,5 кВт та частотою

обертання 3000 об/хв. Основні технічні характеристики виконавчого електродвигуна представлені в 2 розділі кваліфікаційної роботи.

4.5 Розрахунок характеристик виконавчого електродвигуна

У якості вихідних даних для побудови характеристик будемо використовувати основні технічні параметри вибраного електродвигуна – 4A112M2Y3, (табл. 4.2).

Таблиця 4.2 – Основні технічні параметри електродвигуна

Найменування параметра	Позначення	Значення
Кількість полюсів, шт.	p	1
Номінальна напруга живлення, В	$U_{1н}$	380
Частота живлення, Гц	$f_{1н}$	50
Потужність, кВт	$P_{2н}$	7,5
Номінальна швидкість обертання, об/хв	$n_{2н}$	2485
Коефіцієнт корисної дії	η_n	0,875
Коефіцієнт потужності	$\cos \phi_n$	0,88

Параметри схеми заміщення зведені в табл. 4.3.

Таблиця 4.3 – Параметри схеми заміщення

Найменування параметра	Позначення	Значення
Активний опір кола намагнічування електродвигуна, Ом	R_x	0,7
Індуктивний опір кола намагнічування електродвигуна, Ом	X_x	55,7
Активний опір фазної обмотки статора, Ом	R_1	0,7
Індуктивний опір фазної обмотки ротора, Ом	X_1	0,57

Продовження таблиці 4.3

Найменування параметра	Позначення	Значення
Приведений до обмотки статора активний опір фазної обмотки ротора, Ом	R'_2	0,42
Приведений до обмотки статора індуктивний опір фазної обмотки ротора, Ом	X'_2	2,1

Коефіцієнти, які задають ступінь зміни параметрів електричної мережі та електродвигуна представлені в табл. 4.4.

Таблиця 4.4 – Введенні коефіцієнти

Найменування параметра	Позначення	Значення
Коефіцієнт відносної зміни напруги живлення електродвигуна	k_U	0,7
Коефіцієнт відносної зміни приведенного активного опору фазної обмотки ротора	k_{R2}	2
Коефіцієнт відносної зміни частоти напруги живлення	k_f	0,75

4.5.1 Розрахунок та побудова природніх механічних характеристик асинхронного двигуна

Частота напруги приймається рівною

$$f_1 = f_{1н}.$$

Напруга живлення приймається рівною

$$U_1 = U_{1н}.$$

Діапазон заданих значень ковзання приймаємо $s = 0,0001, 0,01 \dots 1$.

Швидкість обертання електродвигуна

$$n_1 = 50 \cdot \frac{f_1}{p}.$$

Функціональна залежність швидкості обертання електродвигуна від ковзання

$$n_2(s) = n_1 \cdot (1 - s).$$

Номінальне ковзання визначаємо виразом

$$s_H = \frac{(n_1 - n_{2H})}{n_1}.$$

Функціональна залежність моменту електродвигуна від ковзання

$$M(s) = \frac{3 \cdot U_1^2 \cdot p \cdot R'_2}{2 \cdot \pi \cdot f_1 \cdot s \cdot \left[\left(R_1 + \frac{R'_2}{s} \right) + (X_1 + X'_2)^2 \right]}.$$

Критичне ковзання

$$s_K = \frac{R'_2}{\sqrt{(R_1)^2 + (X_1 + X'_2)^2}}.$$

Отже, матимемо значення швидкості $n_1 = 2500$ об/хв та ковзання $s_H = 0,006$ і $s_K = 0,152$.

Результати виконаних розрахунків представлені у вигляді табл. 4.5.

Побудовані природні механічні характеристики асинхронного двигуна представлені двома графічними залежностями. Залежність моменту електродвигуна від ковзання продемонстрована на рис. 4.1.

Таблиця 4.5 – Результати виконаних розрахунків природніх механічних характеристик асинхронного двигуна

Позначення параметра	Значення, Нм	Позначення параметра	Значення, об/хв
$M(0,0001)$	0,328	$n_2(0,0001)$	2500
$M(0,5 \cdot s_H)$	9,748	$n_2(0,5 \cdot s_H)$	2493
$M(1,5 \cdot s_H)$	28,591	$n_2(1,5 \cdot s_H)$	2478
$M(s_K)$	199,252	$n_2(s_K)$	2120
$M(0,6)$	106,2	$n_2(0,6)$	1000
$M(0,8)$	83,89	$n_2(0,8)$	500
$M(1)$	69,083	$n_2(1)$	0

Залежність швидкості від моменту двигуна продемонстрована на рис. 4.2.

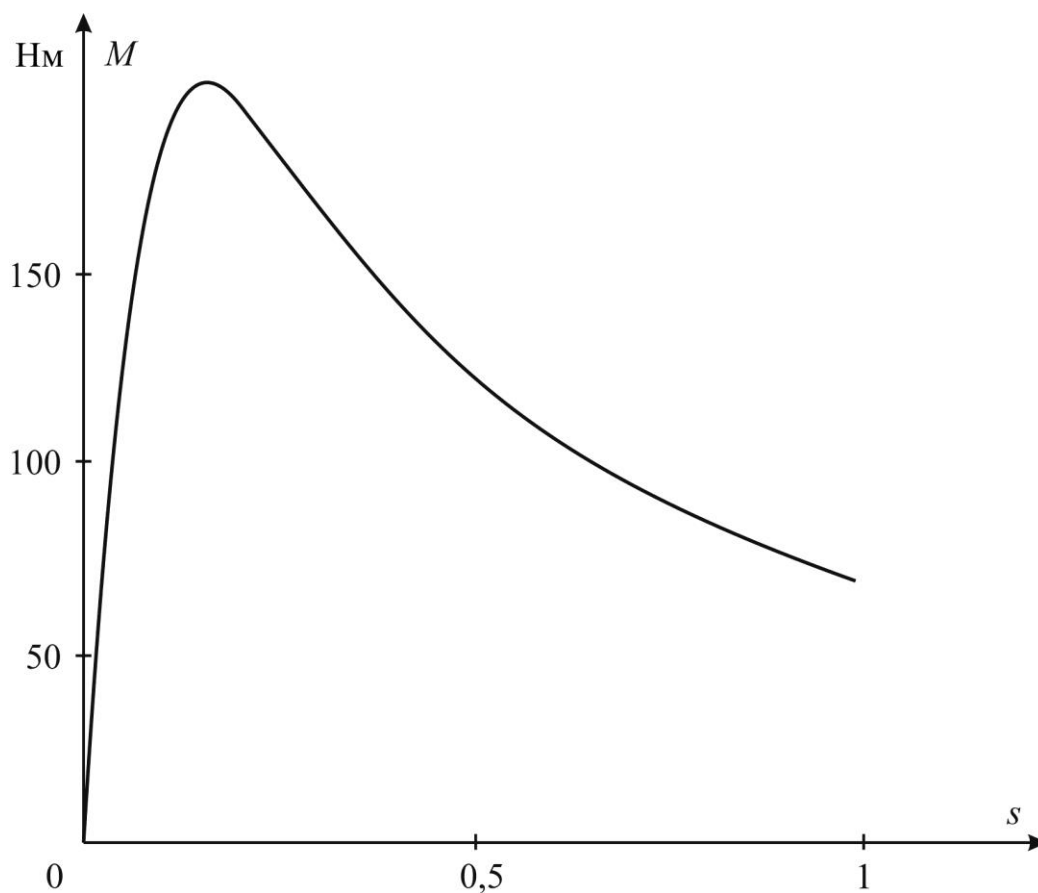


Рисунок 4.1 – Залежність моменту електродвигуна від ковзання $M = f(s)$

4.5.2 Розрахунок та побудова штучних механічних характеристик асинхронного двигуна

4.5.2.1 Розрахунок і побудову механічної характеристики асинхронного двигуна при зміні напруги живлення U_1

Частота напруги приймається рівною

$$f_1 = f_{1н}.$$

Напруга живлення визначається виразом

$$U_1 = k_U \cdot U_{1н}.$$

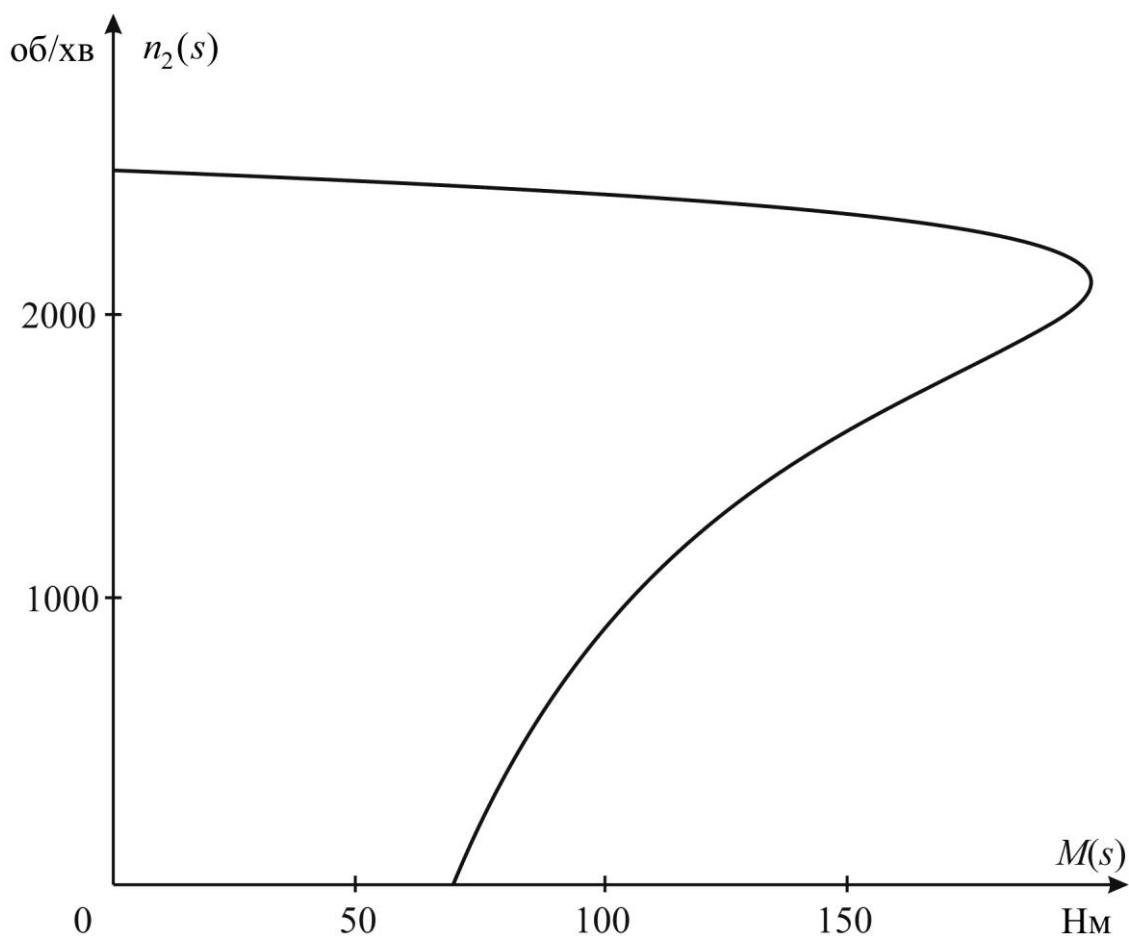


Рисунок 4.2 – Залежність швидкості обертання від моменту електродвигуна

$$n_2 = f(M)$$

Функціональна залежність штучного моменту електродвигуна від ковзання

$$M_{\text{и}}(s) = k_U^2 \cdot M(s).$$

Функціональна залежність штучної швидкості обертання електродвигуна від ковзання

$$n_{2\text{и}}(s) = n_1 \cdot (1 - s).$$

Отож, матимемо значення напруги $U_1 = 266$ В.

Результати виконаних розрахунків представлені у вигляді табл. 4.6.

Таблиця 4.6 – Результати виконаних розрахунків штучних механічних характеристик асинхронного двигуна при зміні напруги живлення U_1

Позначення параметра	Значення, Нм	Позначення параметра	Значення, об/хв
$M_{\text{и}}(0,0001)$	0,161	$n_{2\text{и}}(0,0001)$	2500
$M_{\text{и}}(0,5 \cdot s_{\text{н}})$	4,777	$n_{2\text{и}}(0,5 \cdot s_{\text{н}})$	2493
$M_{\text{и}}(1,5 \cdot s_{\text{н}})$	14,009	$n_{2\text{и}}(1,5 \cdot s_{\text{н}})$	2478
$M_{\text{и}}(s_{\text{к}})$	97,634	$n_{2\text{и}}(s_{\text{к}})$	2120
$M_{\text{и}}(0,6)$	52,038	$n_{2\text{и}}(0,6)$	1000
$M_{\text{и}}(0,8)$	41,106	$n_{2\text{и}}(0,8)$	500
$M_{\text{и}}(1)$	33,851	$n_{2\text{и}}(1)$	0

Побудовані штучні механічні характеристики асинхронного двигуна представлені в порівнянні з природніми. Залежність моменту електродвигуна від ковзання при зміні напруги живлення U_1 продемонстрована на рис. 4.3.

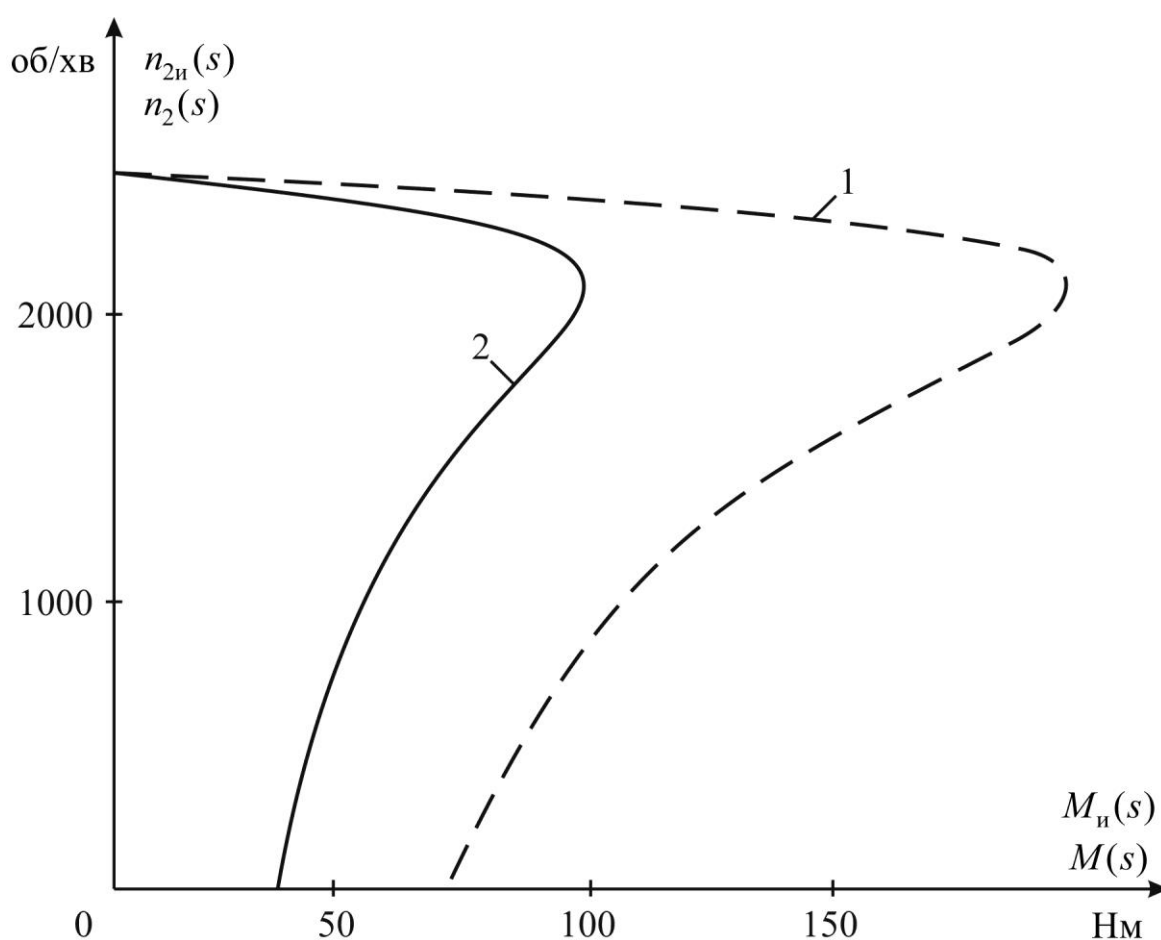
4.5.2.2 Розрахунок і побудову механічної характеристики асинхронного двигуна при зміні активного опору фазної обмотки ротора R'_2

Частота напруги приймається рівною

$$f_1 = f_{1н}.$$

Напруга живлення приймається рівною

$$U_1 = U_{1н}.$$



1) – природня характеристика; 2) – штучна характеристика

Рисунок 4.3 – Залежність штучного (2) і природнього (1) моменту електродвигуна від ковзання при зміні напруги живлення U_1

Приведений до обмотки статора активний опір фазної обмотки ротора електродвигуна визначаємо виразом

$$R'_{2и} = k_{R2} \cdot R'_2.$$

Функціональна залежність штучного моменту електродвигуна від ковзання

$$M_{и}(s) = \frac{3 \cdot U_1^2 \cdot p \cdot R'_{2и}}{2 \cdot \pi \cdot f_1 \cdot s \cdot \left[\left(R_1 + \frac{R'_{2и}}{s} \right)^2 + (X_1 + X'_2)^2 \right]}.$$

Критичне штучне ковзання визначаємо виразом

$$s_{ки} = \frac{R'_{2и}}{\sqrt{(R_1)^2 + (X_1 + X'_2)^2}}.$$

Функціональна залежність штучної швидкості обертання електродвигуна від ковзання

$$n_{2и}(s) = n_1 \cdot (1 - s).$$

Отож, матимемо значення приведенного до обмотки статора активного опору фазної обмотки ротора електродвигуна $R'_{2и} = 0,84$ Ом та критичного ковзання $s_{ки} = 0,152$ Ом.

Результати виконаних розрахунків представлені у вигляді табл. 4.7.

Таблиця 4.7 – Результати виконаних розрахунків штучних механічних характеристик асинхронного двигуна при зміні активного опору фазної обмотки ротора R'_2

Позначення параметра	Значення, Нм	Позначення параметра	Значення, об/хв
$M_{\text{и}}(0,0001)$	0,164	$n_{2\text{и}}(0,0001)$	2500
$M_{\text{и}}(s_{\text{н}})$	9,748	$n_{2\text{и}}(s_{\text{н}})$	2485
$M_{\text{и}}(4 \cdot s_{\text{н}})$	37,657	$n_{2\text{и}}(4 \cdot s_{\text{н}})$	2440
$M_{\text{и}}(s_{\text{ки}})$	166,123	$n_{2\text{и}}(s_{\text{ки}})$	2120
$M_{\text{и}}(0,6)$	167,302	$n_{2\text{и}}(0,6)$	1000
$M_{\text{и}}(0,8)$	142,067	$n_{2\text{и}}(0,8)$	500
$M_{\text{и}}(1)$	121,919	$n_{2\text{и}}(1)$	0

Побудовані штучні механічні характеристики асинхронного двигуна представлені в порівнянні з природніми. Залежність моменту електродвигуна від ковзання при зміні активного опору фазної обмотки ротора R'_2 продемонстрована на рис. 4.4.

4.5.2.3 Розрахунок і побудову механічної характеристики асинхронного двигуна при зміні частоти f_1 та напруги живлення U_1 по закону $U_1 / f_1 = \text{const}$

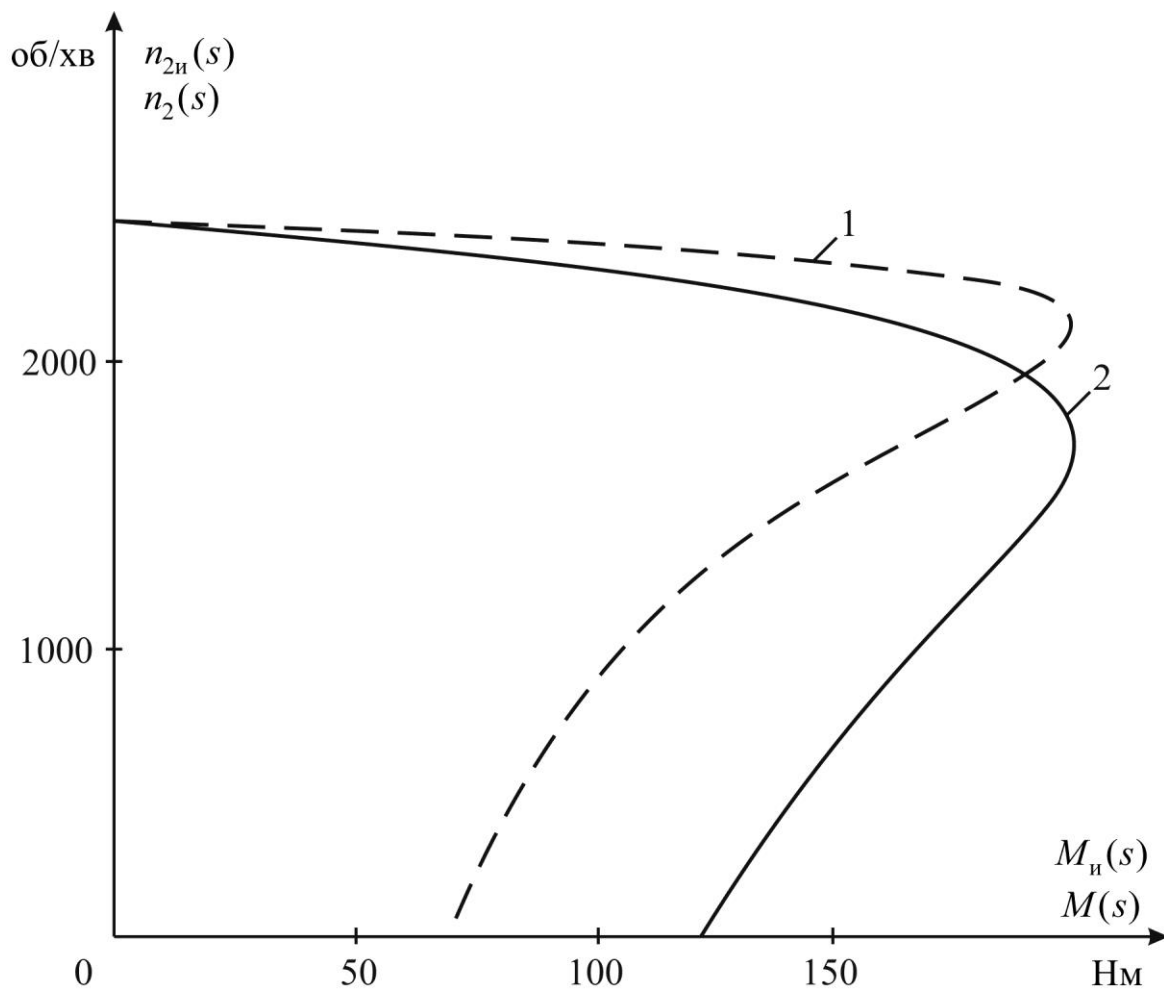
Частота напруги визначаємо виразом

$$f_1 = k_f \cdot f_{1\text{н}}.$$

Напруга живлення визначаємо виразом

$$U_1 = f_1 \cdot \frac{U_{1\text{н}}}{f_{1\text{н}}}.$$

Діапазон заданих значень ковзання приймаємо $s = 0,0001, 0,01 \dots 1$.



1) – природня характеристика; 2) – штучна характеристика

Рисунок 4.4 – Залежність штучного (2) і природнього (1) моменту електродвигуна від ковзання при зміні активного опору фазної обмотки ротора R'_2

Штучна швидкість обертання електродвигуна

$$n_{1н} = 50 \cdot \frac{f_1}{p}.$$

Функціональна залежність штучної швидкості обертання електродвигуна від ковзання

$$n_{2н}(s) = n_{1н} \cdot (1 - s).$$

Критичне ковзання визначаємо виразом

$$s_{\text{ки}} = \frac{R'_2}{\sqrt{(R_1)^2 + k_f^2 \cdot (X_1 + X'_2)^2}}.$$

Функціональна залежність штучного моменту електродвигуна від ковзання

$$M_{\text{и}}(s) = \frac{3 \cdot U_{1\text{н}}^2 \cdot p \cdot R'_2 \cdot k_f}{2 \cdot \pi \cdot f_{1\text{н}} \cdot s \cdot \left[\left(R_1 + \frac{R'_2}{s} \right)^2 + k_f^2 \cdot (X_1 + X'_2)^2 \right]}.$$

Отож, матимемо значення частоти $f_1 = 37,5$ Гц, напруги $U_1 = 285$ В, швидкості $n_{1\text{н}} = 1875$ об/хв та ковзання $s_{\text{ки}} = 0,198$.

Результати виконаних розрахунків представлені у вигляді табл. 4.8.

Побудовані штучні механічні характеристики асинхронного двигуна представлені в порівнянні з природніми. Залежність моменту електродвигуна від ковзання при зміні частоти f_1 та напруги живлення U_1 по закону $U_1 / f_1 = \text{const}$, продемонстрована на рис. 4.5.

4.5.3 Розрахунок і побудову робочих характеристик асинхронного двигуна

Напруга живлення електродвигуна приймається рівною

$$U_1 = U_{1\text{н}}.$$

Частота живлення електродвигуна приймається рівною

$$f_1 = f_{1\text{н}}.$$

Функціональна залежність штучної швидкості обертання електродвигуна від ковзання

$$n_2(s) = n_1 \cdot (1 - s).$$

Таблиця 4.8 – Результати виконаних розрахунків штучних механічних характеристик асинхронного двигуна при зміні частоти f_1 та напруги живлення U_1 по закону $U_1 / f_1 = \text{const}$

Позначення параметра	Значення, Нм	Позначення параметра	Значення, об/хв
$M_{\text{и}}(0,0001)$	0,246	$n_{2\text{и}}(0,0001)$	1875
$M_{\text{и}}(s_{\text{н}})$	14,471	$n_{2\text{и}}(s_{\text{н}})$	1864
$M_{\text{и}}(1,5 \cdot s_{\text{н}})$	21,473	$n_{2\text{и}}(1,5 \cdot s_{\text{н}})$	1858
$M_{\text{и}}(s_{\text{ки}})$	183,281	$n_{2\text{и}}(s_{\text{ки}})$	1504
$M_{\text{и}}(0,6)$	121,262	$n_{2\text{и}}(0,6)$	750
$M_{\text{и}}(0,8)$	98,528	$n_{2\text{и}}(0,8)$	375
$M_{\text{и}}(1)$	82,509	$n_{2\text{и}}(1)$	0

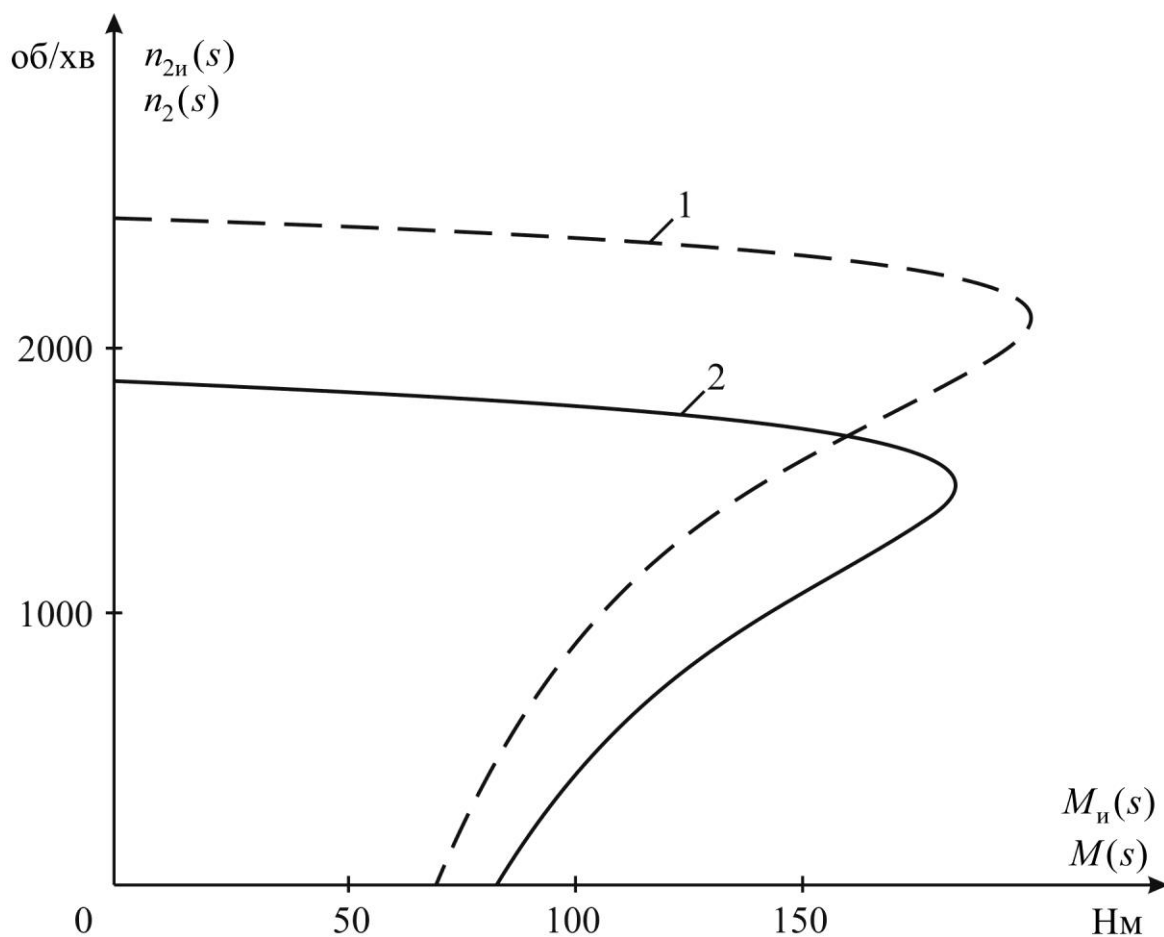
Критичний струм ідеального холостого ходу електродвигуна

$$I_{1\text{хк}} = \frac{U_1}{R_{\text{х}} + j \cdot X_{\text{х}}},$$

де $j = \sqrt{-1}$.

Функціональна залежність критичного значення фазного струму від ковзання

$$I_{1\text{к}}(s) = I_{1\text{хк}} + I'_{2\text{к}}(s).$$



1) – природня характеристика; 2) – штучна характеристика

Рисунок 4.5 – Залежність штучного (2) і природнього (1) моменту електродвигуна від ковзання при зміні частоти f_1 та напруги живлення U_1 по закону $U_1 / f_1 = \text{const.}$

Функціональна залежність діючого значення фазного струму від ковзання

$$I_1(s) = |I_{1к}(s)|.$$

Функціональна залежність приведенного критичного струму обмотки ротора електродвигуна від ковзання

$$I'_{2к}(s) = \frac{U_1}{\left(R_1 + \frac{R'_2}{s}\right) + j \cdot (X_1 + X'_2)}.$$

Функціональна залежність споживчої потужності електродвигуна від ковзання

$$P_1(s) = 3 \cdot U_1 \cdot I_1(s) \cdot \cos \phi(s).$$

Функціональна залежність коефіцієнта корисної дії електродвигуна від ковзання

$$\cos \phi(s) = \frac{\operatorname{Re}(I_{1k}(s))}{I_1(s)}.$$

Функціональна залежність механічної потужності електродвигуна від ковзання

$$P_{\text{мех}}(s) = 3 \cdot \left(|I'_{2k}(s)| \right)^2 \cdot R'_2 \cdot \frac{1-s}{s}.$$

Функціональна залежність моменту електродвигуна від ковзання

$$M(s) = \frac{P_{\text{мех}}(s) \cdot 30}{n_2(s) \cdot \pi}.$$

4.5.3.1 Розрахунок потужності втрат та їх складових в номінальному режимі роботи асинхронного електродвигуна

Ковзання приймається рівним

$$s = s_{\text{н}}.$$

Потужність втрат електродвигуна в сталі

$$\Delta P_{\text{ст}} = 3 \cdot \left(|I_{1\text{хк}}| \right)^2 \cdot R_{\text{х}}.$$

Номінальна потужність втрат статора електродвигуна

$$\Delta P_{\text{e1.н}} = 3 \cdot \left(|I'_{2к}(s)| \right)^2 \cdot R_1.$$

Номінальна споживча потужність електродвигуна

$$P_{1н} = \frac{P_{2н}}{\eta_{н}}.$$

Номінальна потужність втрат ротора електродвигуна

$$\Delta P_{\text{e2.н}} = 3 \cdot \left(|I'_{2к}(s)| \right)^2 \cdot R'_2.$$

Номінальна потужність втрат електродвигуна

$$\Delta P_{\text{н}} = P_{1н} - P_{2н}.$$

Отож, матимемо значення ковзання $s_{\text{н}} = 0,006$.

Результати виконаних розрахунків представлені у вигляді табл. 4.9.

4.5.3.2 Розрахунок потужності механічних втрат та еквівалентного моменту
тертя

Потужність механічних втрат

$$\Delta P_{\text{мех}} = \Delta P_{\text{н}} - (\Delta P_{\text{e1.н}} + \Delta P_{\text{e2.н}} + \Delta P_{\text{ст}}).$$

Момент тертя приведений до валу електродвигуна

$$M_{\text{тр}} = \frac{\Delta P_{\text{мех}} \cdot 30}{n_{2н} \cdot \pi}.$$

Отож, матимемо значення потужності механічних втрат $\Delta P_{\text{мех}} = 876,775$ Вт та моменту тертя приведенного до валу електродвигуна $M_{\text{тр}} = 3,369$ Нм.

Таблиця 4.9 – Результати виконаних розрахунків потужності втрат та їх складових в номінальному режимі роботи асинхронного електродвигуна

Позначення параметра	Значення
$I_{\text{лхк}}, \text{ A}$	0,086-6,821·j
$I'_{2\text{к}}(s), \text{ A}$	5,367-0,203·j
$I_{1\text{к}}(s), \text{ A}$	5,453-7,024·j
$I_1(s), \text{ A}$	8,892
$P_{\text{лн}}, \text{ Вт}$	8571
$\Delta P_{\text{н}}, \text{ Вт}$	1071
$\Delta P_{\text{ст}}, \text{ Вт}$	97,725
$\Delta P_{\text{ел.н}}, \text{ Вт}$	60,58
$\Delta P_{\text{ел.н}}, \text{ Вт}$	36,348

4.5.3.3 Розрахунок ковзання асинхронного двигуна в режимі реального холостого ходу

Ковзання приймається рівним $s = 0,0001$.

Ковзання електродвигуна в режимі холостого ходу

$$s_x = \sqrt{\left[\frac{3 \cdot U_1^2 \cdot p \cdot R'_2}{2 \cdot \pi \cdot f_1 \cdot s \cdot \left[\left(R_1 + \frac{R'_2}{s} \right)^2 + (X_1 + X'_2)^2 \right]} - M_{\text{тр}}, s \right]}.$$

Початкове значення ковзання в режимі холостого ходу

$$s_{\text{хп}} = 0,1 \cdot s_{\text{н}} \cdot \frac{M_{\text{тр}}}{M(0,1 \cdot s_{\text{н}})}.$$

Функціональна залежність корисної потужності на валу електродвигуна від ковзання

$$P_2(s) = P_{\text{мех}}(s) - \Delta P_{\text{мех}}.$$

Функціональна залежність коефіцієнта корисної дії від ковзання

$$\eta(s) = \frac{P_2(s)}{P_1(s)}.$$

Отож, матимемо ковзання електродвигуна в режимі холостого ходу $s_{\text{х}} = 0,00103$, початкове ковзання $s_{\text{хп}} = 0,0008569$ та номінальне ковзання $s_{\text{н}} = 0,006$.

Результати виконаних розрахунків представлені у вигляді табл. 4.10. Побудовані природні робочі характеристики асинхронного двигуна представлені на рис. 4.6.

Таблиця 4.10 – Результати виконаних розрахунків

s	$n_2(s)$, об/хв	$M(s)$, Нм	$I_1(s)$, А	$\cos \phi(s)$	$\eta(s)$	$P_2(s)$, Вт	$P_1(s)$, Вт
$1,03 \cdot 10^{-3}$	$2,497 \cdot 10^3$	4,043	6,902	0,147	0,156	180,616	1158
$1,2 \cdot 10^{-3}$	$2,497 \cdot 10^3$	4,709	6,929	0,169	0,266	354,452	1333
$1,37 \cdot 10^{-3}$	$2,497 \cdot 10^3$	5,373	6,959	0,19	0,35	528,024	1508
$1,54 \cdot 10^{-3}$	$2,496 \cdot 10^3$	6,037	6,992	0,211	0,417	701,329	1682
$1,711 \cdot 10^{-3}$	$2,496 \cdot 10^3$	6,7	7,029	0,232	0,471	874,368	1857
$1,881 \cdot 10^{-3}$	$2,495 \cdot 10^3$	7,363	7,07	0,252	0,516	1047	2031

s	$n_2(s)$, об/хв	$M(s)$, Нм	$I_1(s)$, А	$\cos\phi(s)$	$\eta(s)$	$P_2(s)$, Вт	$P_1(s)$, Вт
$2,051 \cdot 10^{-3}$	$2,495 \cdot 10^3$	8,024	7,113	0,272	0,553	1220	2206
$2,221 \cdot 10^{-3}$	$2,494 \cdot 10^3$	8,658	7,16	0,292	0,585	1392	2380
$2,391 \cdot 10^{-3}$	$2,494 \cdot 10^3$	9,345	7,211	0,311	0,612	1564	2554
$2,562 \cdot 10^{-3}$	$2,494 \cdot 10^3$	10,004	7,264	0,329	0,636	1736	2728
$2,732 \cdot 10^{-3}$	$2,493 \cdot 10^3$	10,662	7,32	0,348	0,657	1907	2902
$2,902 \cdot 10^{-3}$	$2,493 \cdot 10^3$	11,32	7,38	0,366	0,676	2078	3076
$3,072 \cdot 10^{-3}$	$2,492 \cdot 10^3$	11,976	7,442	0,383	0,692	2249	3249
$3,242 \cdot 10^{-3}$	$2,492 \cdot 10^3$	12,632	7,507	0,4	0,707	2420	3423
$3,413 \cdot 10^{-3}$	$2,491 \cdot 10^3$	13,287	7,575	0,416	0,72	2590	3596

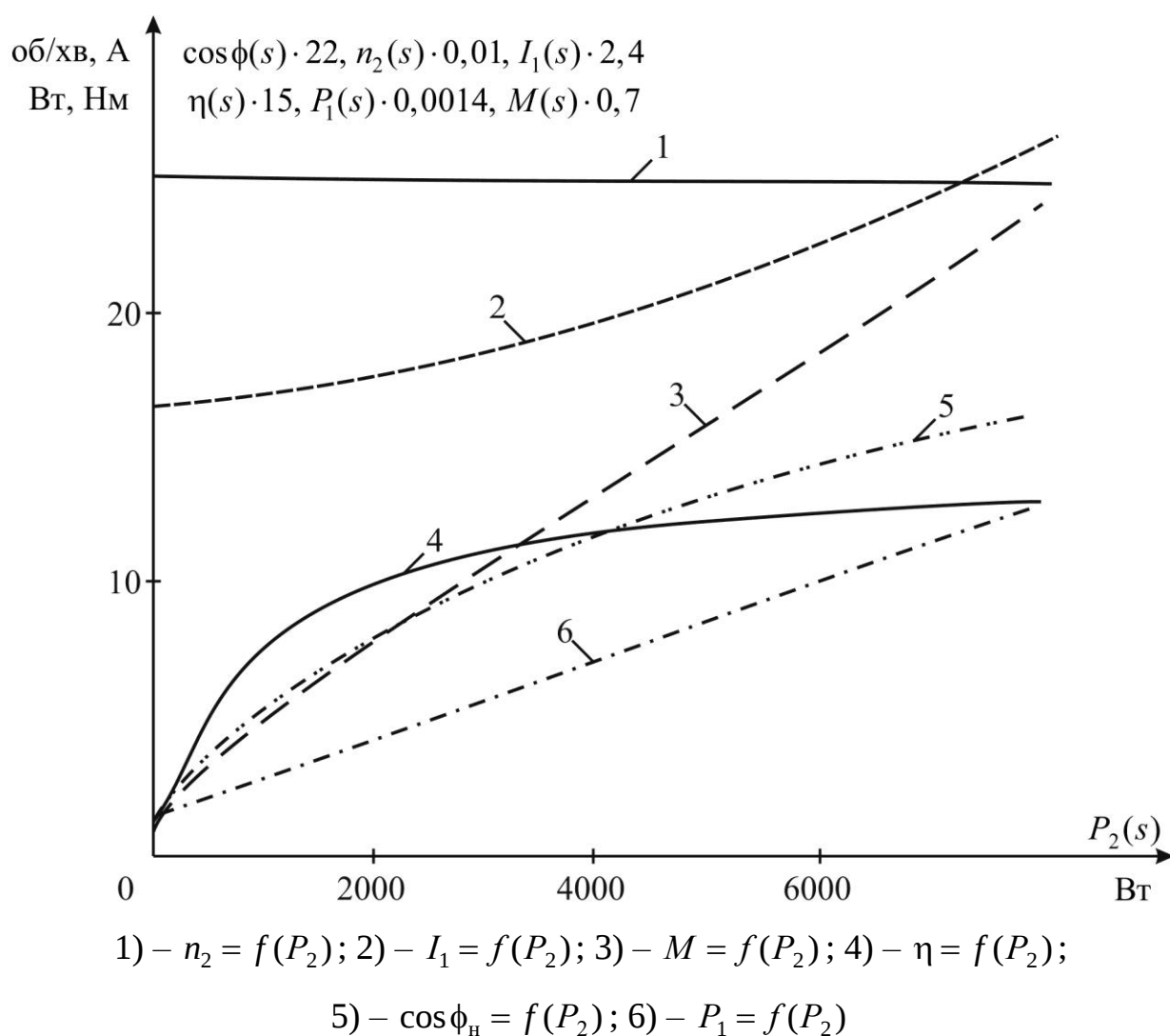


Рисунок 4.6 – Природні робочі характеристики асинхронного двигуна

4.6 Висновок по розділу

На основі виконання математичних розрахунків визначено потужність виконавчого асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором. Проведено розрахунок кінематичних і енергетичних параметрів компресора. Виконано розрахунок необхідної кількості мастила в гвинтовому блоці. Виконано розрахунок та побудову основних характеристик виконавчого асинхронного електродвигуна. Отримані у розділі результати в повній мірі засвідчують працездатність розробки.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1 Аналіз потенційно небезпечних ситуацій при роботі електропривода суднового гвинтового компресора

Під час експлуатації електропривода суднового гвинтового компресора можуть виникати різноманітні потенційно небезпечні ситуації, що пов'язані з порушенням нормального режиму роботи електромеханічної системи. Їх поява обумовлюється як технічними несправностями, так і людським фактором або зовнішніми умовами суднової експлуатації [18]. Виявлення таких ризиків на ранніх етапах дозволяє уникнути аварійних випадків, пошкодження обладнання чи загрози для персоналу [19].

5.1.1 Перегрів електродвигуна

Перегрів є однією з найпоширеніших причин виходу з ладу електроприводів. Підвищення температури обмоток статора відбувається через перевантаження двигуна, недостатню вентиляцію або зниження напруги живлення. Це може призвести до руйнування ізоляції, короткого замикання між витками або фази, що створює загрозу займання. Тривала робота при перевищеній температурі значно зменшує термін служби двигуна, особливо в умовах обмеженого охолодження судових відсіків. Для запобігання перегріву необхідно застосовувати теплові реле, датчики температури та періодично очищати вентиляційні канали від пилу й мастила. Додатково рекомендується контролювати температуру корпусу двигуна та підшипників за допомогою термопар або інфрачервоних датчиків.

5.1.2 Коротке замикання в силових колах

Коротке замикання є однією з найнебезпечніших аварійних ситуацій, що можуть виникнути в системі електропривода. Воно призводить до різкого збільшення струму, іскроутворення, локального нагріву та навіть пожежі. Основними причинами є пошкодження ізоляції проводів, попадання вологи у клемні коробки або шита керування, а також механічні дефекти з'єднань. В умовах

підвищеної вологості суднових приміщень ризик замикання суттєво зростає, особливо при тривалій роботі компресора. Для запобігання таким ситуаціям необхідно забезпечити належну ізоляцію, регулярну перевірку стану електропроводки та застосовувати автоматичні вимикачі з характеристиками, узгодженими з параметрами двигуна. Важливо також контролювати стан контактів, уникати корозії та проводити профілактичне сушіння обладнання після тривалих простоїв.

5.1.3 Механічні перевантаження компресора

Механічні перевантаження виникають у разі заклинювання гвинтової пари, зносу підшипників або порушення співвісності валів. У таких випадках момент опору на валу двигуна різко зростає, що призводить до перевантаження електропривода та можливого виходу з ладу муфти або шпонкових з'єднань. Надмірне навантаження може спричинити спрацювання теплового реле або автоматичне відключення привода. При тривалій дії таких навантажень відбувається деформація валу та підвищення рівня вібрації. Для зниження ризику перевантажень необхідно контролювати механічний стан вузлів, зокрема перевіряти натяг муфти та чистоту мастильних каналів. Також важливо проводити балансування обертових частин і використовувати систему моніторингу моменту навантаження двигуна.

5.1.4 Підвищення тиску в системі стисненого повітря

Відмова регулювальної арматури або системи автоматичного скидання тиску може призвести до перевищення допустимих значень у ресивері. Це створює реальну загрозу розриву корпусу компресора, трубопроводів або з'єднувальних елементів. У разі відсутності справного запобіжного клапана наслідки можуть бути катастрофічними, оскільки вибух стисненого повітря здатен завдати значних пошкоджень навколишньому обладнанню та становити небезпеку для персоналу. Підвищення тиску також призводить до перевантаження підшипників і ущільнень, скорочуючи ресурс роботи агрегату. Для уникнення таких ситуацій необхідно регулярно перевіряти роботу регулятора тиску, справність манометрів та герметичність системи. У конструкцію компресора обов'язково слід включати запобіжний клапан з періодичною перевіркою його спрацювання під тиском.

5.1.5 Вібрації та розбалансування ротора

Вібрації виникають через порушення балансування гвинтової пари, знос підшипників або неточне встановлення агрегату. Надмірна вібрація призводить до поступового ослаблення кріплень, появи тріщин у корпусі та передчасного зносу деталей. У суднових умовах, де компресор зазнає додаткових коливань від руху судна, ця проблема стає особливо актуальною. Тривала експлуатація у вібраційному режимі спричиняє зниження ефективності стиснення та збільшення шуму. Для запобігання розбалансуванню необхідно проводити регулярну діагностику вібраційного стану, балансування ротора, а також перевіряти точність центрування муфти.

5.1.6 Недостатнє мастило або порушення циркуляції оливи

Система змащення гвинтового компресора забезпечує безперервне охолодження і захист деталей від зношування. При зниженому рівні оливи, забрудненні фільтрів або зупинці оливного насоса відбувається різке підвищення температури тертьових поверхонь. Це призводить до втрати герметичності ущільнень, підвищеного тертя й можливого заклинювання гвинтів. Такі умови можуть спричинити аварійну зупинку компресора або руйнування гвинтового блока. Для запобігання цьому необхідно контролювати рівень оливи за допомогою датчиків, своєчасно замінювати фільтри та використовувати мастильні матеріали, рекомендовані виробником. Крім того, доцільно оснащувати систему сигналізацією низького тиску оливи, що дозволяє вчасно виявити порушення циркуляції.

5.1.7 Підвищений шум і нагрівання підшипників

Підвищення шуму зазвичай є першим сигналом про знос підшипників або нестачу мастила. Якщо не вжити своєчасних заходів, можливе руйнування підшипникового вузла та пошкодження вала компресора. Нагрівання підшипників призводить до втрати мастильних властивостей оливи, що прискорює процес зносу. У критичних випадках може відбутися заклинювання ротора і зупинка всього агрегату. Для запобігання подібним явищам необхідно здійснювати контроль температури підшипників за допомогою датчиків або інфрачервоних пірометрів, проводити регулярну діагностику вібрацій та заміну мастила.

5.1.8 Небезпека ураження електричним струмом

Ураження електричним струмом є реальною загрозою для персоналу, особливо в умовах підвищеної вологості суднових приміщень. Контакт з оголеними частинами або пошкодженими кабелями може призвести до тяжких травм. Часто причиною стає зниження опору ізоляції, наявність конденсату або некоректне підключення заземлення. Особливо небезпечно проводити ремонт або обслуговування без попереднього відключення живлення. Для зменшення ризику необхідно забезпечити справне заземлення, використання пристроїв захисного вимкнення (ПЗВ) і періодичну перевірку електроізоляції. Також персонал повинен бути забезпечений діелектричними рукавичками, інструментом з ізольованими ручками та відповідно навчений правилам електробезпеки.

5.1.9 Пожежо- та вибухонебезпечні ситуації

Пожежа може виникнути внаслідок перегріву обладнання, витоку оливи або потрапляння горючих парів у зону високих температур. При відсутності належної вентиляції всередині машинного відділення концентрація парів може досягти вибухонебезпечного рівня. Наявність іскри, спричиненої коротким замиканням або тертям металевих деталей, може стати джерелом займання. Наслідком є не лише пошкодження компресора, але й ураження обслуговчого персоналу та інше суднове обладнання. Для запобігання цьому необхідно забезпечити справну систему вентиляції, контролювати температуру вузлів та герметичність оливопроводів. У машинному відділенні повинні бути встановлені автоматичні системи пожежогасіння та сигналізації. Регулярний огляд герметичних з'єднань і очищення поверхонь від мастила значно знижує ймовірність займання.

5.2 Основні правила безпеки при установці та обслуговуванні обладнання суднового гвинтового компресора

Технічне обслуговування агрегатної установки суднового гвинтового компресора має виконуватися виключно кваліфікованим персоналом, який володіє необхідними знаннями та навичками [20].

Перед початком будь-яких робіт необхідно повністю знеструмити обладнання, вимкнувши головний вимикач, і вжити заходів, що унеможливляють його випадкове або помилкове вмикання.

Обслуговування чи ремонт допускається здійснювати лише тоді, коли внутрішній тиск у системі скинутий до атмосферного рівня. Перед повторним запуском компресорної установки необхідно переконатися, що в зоні обслуговування немає сторонніх осіб, а всі роботи завершені.

Щоб гарантувати безпечну експлуатацію, слід дотримуватися встановлених технічних вимог і рекомендацій виробника, що стосуються монтажу, налаштування та подальшого обслуговування агрегату.

5.1.1 Монтаж обладнання

Окрім дотримання загальних технічних вимог, установлених чинними регіональними нормативами, під час монтажу обладнання необхідно виконувати такі положення:

Переміщення компресорного агрегату слід здійснювати із застосуванням вантажопідйомних і транспортних засобів, зокрема навантажувачів, вантажопідйомність яких відповідає масі установки. Довжина вил навантажувача повинна становити не менше 1000 мм, при цьому вони мають бути вставлені у спеціальні пази основи та надійно зафіксовані. Під час проведення вантажно-розвантажувальних робіт слід суворо дотримуватись вимог місцевих правил безпеки. Усі елементи, що мають шарнірні з'єднання або можуть зміщуватися, повинні бути закріплені у стійкому положенні. Перебування персоналу під піднятим вантажем категорично забороняється. При переміщенні обладнання слід уникати різких прискорень і гальмувань, дотримуючись допустимих динамічних навантажень на підйомні механізми.

Перед установленням трубопроводів необхідно зняти всі тимчасові елементи – глухі фланці, заглушки, кришки, а також видалити пакувальні матеріали, що можуть утримувати вологу. Це запобігає потраплянню сторонніх частинок або конденсату в систему. Усі з'єднувальні елементи трубопроводів мають бути точно підібрані за геометричними параметрами, типорозмірами та класом тиску, який

відповідає робочим умовам компресорної установки. Монтаж з'єднань повинен виконуватись з дотриманням герметичності та вимог до допустимого моменту затягування кріпильних елементів. Після завершення складання необхідно провести перевірку ущільнень і випробування системи на відсутність витоків повітря під робочим тиском.

Установлення обладнання повинно здійснюватися лише у вентильованих приміщеннях, де забезпечено безперервний обмін повітря, достатній для підтримання нормального теплового режиму роботи компресора. Необхідно слідкувати, щоб температура навколишнього середовища залишалася у межах від $+5^{\circ}\text{C}$ до $+40^{\circ}\text{C}$. Зниження температури нижче $+5^{\circ}\text{C}$ може призвести до інтенсивного утворення конденсату, що негативно впливає на мастильну систему та знижує якість оливи. Для запобігання цьому рекомендується застосовувати системи осушення та підтримувати стабільну температуру у приміщенні. Також варто контролювати вологість повітря, яке надходить до компресора, з метою мінімізації вмісту водяної пари і запобігання корозійним процесам у внутрішніх вузлах установки.

Компресор призначений виключно для роботи зі стиснення атмосферного повітря і не може використовуватися для перекачування будь-яких інших газів чи їх сумішей. Експлуатація компресора з горючими, токсичними або вибухонебезпечними речовинами категорично забороняється. Повітря, яке всмоктується установкою, має бути очищеним від пилу, парів розчинників, аерозолів, диму та легкозаймистих газів, що можуть спричинити займання або вибух усередині компресорної камери. Потрапляння подібних домішок не лише підвищує ризик пожежі, але й призводить до пошкодження робочих елементів компресора та забруднення оливи. Для забезпечення безпечної експлуатації необхідно використовувати фільтри всмоктування та регулярно контролювати стан повітропроводів, не допускаючи проникнення сторонніх домішок.

Компресорні установки з повітряним охолодженням необхідно розміщувати таким чином, щоб забезпечити вільний доступ холодного повітря до радіаторів і безперешкодне відведення нагрітого потоку в навколишнє середовище. Важливо

уникати встановлення обладнання поблизу стін або інших об'єктів, які можуть обмежувати циркуляцію повітря. Недостатній теплообмін спричиняє перегрів вузлів, що, у свою чергу, може призвести до передчасного зносу деталей або автоматичного відключення компресора за сигналом захисту. У разі розміщення в закритих приміщеннях рекомендується облаштовувати систему примусової вентиляції, яка забезпечує видалення гарячого повітря з робочої зони. Крім того, варто періодично очищати решітки, теплообмінники та фільтри від пилу для підтримання ефективності охолодження.

Отвори для всмоктування повітря повинні залишатися повністю відкритими та вільними від перешкод. Забороняється зберігати або розміщувати поблизу компресора будь-які предмети, що можуть перекривати доступ повітря. Засмічення або часткове блокування всмоктувального каналу призводить до зниження продуктивності, збільшення навантаження на привід та можливого перегріву. Вхідний патрубок повинен бути розташований у такій зоні, щоб виключити потрапляння пилу, волокон, дрібних предметів чи інших сторонніх часток. Для цього доцільно встановлювати захисну решітку або фільтрувальний елемент, що запобігає потраплянню небажаних домішок у компресорну камеру.

Перед пуском компресора слід переконатися, що нагнітальний трубопровід має можливість компенсувати теплове розширення. У процесі роботи температура стисненого повітря значно зростає, що викликає подовження трубопровідних елементів. Якщо не передбачено рухливе з'єднання, може виникнути надмірне механічне напруження у стиках і фланцях, що призведе до їх пошкодження або витоку повітря. Для запобігання цим явищам необхідно передбачати встановлення компенсаторів, які сприймають теплові деформації та забезпечують стабільність роботи системи. Також слід перевіряти правильність монтажу трубопроводів і відсутність перекосів, що можуть вплинути на герметичність та надійність з'єднань.

5.1.2 Обслуговування обладнання

Технічне обслуговування і ремонт компресорного обладнання повинні виконуватися виключно кваліфікованим персоналом, який має відповідну підготовку та досвід роботи з пневматичними системами. Недотримання вимог

безпеки при виконанні таких операцій може призвести до пошкодження установки або створити небезпеку для обслуговуючого персоналу. Окрім дотримання чинних нормативно-технічних документів і стандартів, що діють на підприємстві та на регіональному рівні, слід виконувати такі основні вимоги:

Застосовувати виключно справний та призначений для даного типу обладнання інструмент. Використання непридатних або невідповідних засобів може призвести до пошкодження деталей, зриву різьбових з'єднань чи травмування персоналу. Перед початком робіт інструмент необхідно оглянути та переконатися у його придатності.

Під час заміни деталей слід встановлювати тільки оригінальні запасні частини, рекомендовані виробником. Застосування несертифікованих або аналогових компонентів може вплинути на роботу системи, знизити її надійність та безпеку експлуатації. Крім того, це позбавляє установку гарантійного обслуговування і може викликати додаткові несправності у суміжних вузлах.

Будь-які роботи з обслуговування повинні проводитися лише після повного відключення компресора від джерел живлення та скидання тиску у всіх його контурах. Необхідно впевнитися, що електроживлення від'єднане, а механізми повністю зупинені. Для запобігання випадковому запуску машини рекомендується застосовувати попереджувальні таблички або замки на пусковій апаратурі.

Перед демонтажем елементів, які перебували під тиском, слід перекрити всі запірні арматури, що відділяють установку від основної магістралі, та перевірити повну відсутність тиску у внутрішніх порожнинах компресора. Тільки після цього допускається розбирання або від'єднання трубопроводів. Недотримання цієї вимоги може спричинити раптовий викид стисненого повітря, що створює серйозну небезпеку для працівників.

Категорично забороняється проводити очищення деталей за допомогою легкозаймистих або токсичних розчинників. Не допускається використання бензину, ефіру, ацетону, тетрахлориду вуглецю та інших хімічних речовин, які можуть спричинити займання або отруєння. У разі потреби очищення допускається лише із застосуванням безпечних, спеціально призначених для цього складів,

рекомендованих виробником обладнання. Необхідно забезпечити надійну вентиляцію приміщення та використання індивідуальних засобів захисту (рукавичок, окулярів, фільтрувальних масок). Контакт шкіри або органів дихання з токсичними парами слід повністю виключити, а відходи очищення — утилізувати згідно з екологічними нормами.

Всі роботи з технічного обслуговування повинні проводитися в умовах максимальної чистоти. Навіть незначні забруднення можуть потрапити у внутрішні канали системи, викликати передчасне зношування деталей або зниження ефективності компресора. Перед розбиранням необхідно очистити зовнішні поверхні вузлів, а відкриті порожнини й отвори – щільно закрити чистою серветкою, папером або липкою стрічкою. Це запобігає потраплянню пилу, мастила чи сторонніх частинок усередину системи. Після завершення робіт усі тимчасові матеріали, якими були закриті отвори, потрібно обов'язково видалити, а робоче місце ретельно прибрати.

Забороняється виконувати зварювальні або будь-які інші роботи, пов'язані з нагріванням металу, поблизу мастильних контурів компресора. Підвищення температури може спричинити займання або розкладання мастильних матеріалів, що створює ризик пожежі чи вибуху. Якщо проведення таких робіт є необхідним, слід попередньо злити мастило з баків і акумуляторів, після чого ретельно очистити їх від залишків (наприклад, за допомогою пари або інертного газу). Також потрібно перевірити відсутність у робочій зоні ганчір'я, інструментів чи інших сторонніх предметів, які можуть залишитися всередині корпусу або поблизу обладнання. Лише після виконання цих підготовчих заходів можна безпечно проводити термічні операції.

Після завершення будь-яких робіт з технічного обслуговування або огляду перед повторним запуском компресора необхідно ретельно перевірити всі параметри його роботи. Особливу увагу слід приділити показникам робочого тиску та температури – вони повинні відповідати нормам, наведеним у технічній документації виробника. Також необхідно переконатися, що всі захисні, регулювальні та вимикаючі пристрої функціонують справно і не мають ознак

пошкодження або зносу. Слід провести короткочасний пробний запуск для перевірки стабільності режиму роботи, відсутності сторонніх шумів, вібрацій чи витоків повітря. Лише після впевненості у нормальній роботі всіх систем допускається повноцінна експлуатація компресора.

Необхідно забезпечити належний захист електричних і регулювальних компонентів від впливу вологи та конденсату. Особливо чутливими до вологи є електродвигун, повітряний фільтр, пускорегулювальна апаратура та контакти керування. Під час очищення установки, зокрема при використанні струменя пари або води під тиском, слід закривати ці елементи вологостійкими кожухами або плівкою. Потрапляння води на електричні вузли може спричинити коротке замикання, корозію контактів чи відмову керуючих систем. Після миття поверхні потрібно дати обладнанню повністю висохнути, а перед повторним включенням перевірити ізоляційний опір електричних кіл.

Категорично забороняється демонтаж або зміна звукоізоляційного матеріалу, встановленого на компресорі. Ці елементи виконують не лише акустичну, але й захисну функцію – вони знижують вібраційні навантаження, стабілізують роботу корпусу та частково виконують роль теплового бар'єра. Видалення або пошкодження звукоізоляції може призвести до збільшення рівня шуму, появи резонансних коливань або підвищення температури окремих вузлів. У разі зносу чи пошкодження ізоляційних матеріалів їх необхідно замінити лише на оригінальні компоненти, рекомендовані виробником.

У системах подачі стисненого повітря забороняється використовувати корозійноактивні або агресивні речовини. Матеріали, що вступають у хімічну реакцію з металом трубопроводів чи ущільнювальними елементами, можуть викликати їх передчасне руйнування або закупорювання каналів. У повітророзподільній мережі слід застосовувати тільки перевірені мастильні речовини, герметики та ущільнювачі, які сумісні з матеріалами компресора. Також важливо періодично контролювати стан внутрішніх поверхонь трубопроводів і фільтрів, щоб запобігти появі іржі, відкладень або продуктів корозії, що знижують ефективність системи.

Крім зазначених вимог, необхідно враховувати положення конвенції СОЛАС-74 [21], що регламентують заходи щодо запобігання небезпечному впливу роботи електроприводів на здоров'я і безпеку персоналу. Це передбачає контроль рівня шуму, вібрацій, електромагнітного впливу та інших факторів, які можуть негативно впливати на організм людини під час експлуатації компресорного обладнання. Виконання цих положень забезпечує відповідність міжнародним стандартам безпеки, зменшує ризики професійних захворювань і травматизму. Персонал повинен бути ознайомлений із цими нормами і проходити регулярні інструктажі щодо їх дотримання. Додатково слід передбачати контрольні заміри параметрів робочого середовища у машинному відділенні та при необхідності застосовувати засоби індивідуального захисту.

5.3 Висновок по розділу

В розділі виконано аналіз потенційно небезпечних ситуацій при роботі електропривода суднового гвинтового компресора. Наведені основні правила, що стосуються техніки безпеки при установці та обслуговуванні обладнання суднового гвинтового компресора. При розгляді обох напрямків було звернуто увагу на положення міжнародних конвенцій щодо цих питань.

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі виконано огляд різновидів і умов застосування суднового компресорного обладнання та визначено напрямок для наукової задачі дослідження, який полягає в розробці електропривода суднового гвинтового компресора продуктивністю $2,5 \text{ м}^3/\text{хв}$. Наведені основні технічні характеристики електропривода суднового гвинтового компресора виконаного у вигляді окремої агрегатної установки в загальному вигляді, а також технічні характеристики його основних комплектуючих елементів електрообладнання.

На основі виконання математичних розрахунків визначено потужність виконавчого асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором. Проведено розрахунок кінематичних і енергетичних параметрів компресора. Наведені відмінні особливості роботи суднових гвинтових компресорів в порівнянні з іншими видами об'ємних машин. Виконано розрахунок необхідної кількості мастила в гвинтовому блоці. Виконано розрахунок та побудову основних характеристик виконавчого асинхронного електродвигуна. Розроблено 3D модель конструкції суднового гвинтового компресора з об'ємною продуктивністю $2,5 \text{ м}^3/\text{хв}$. Представлено електричну принципову схему керування електроприводом судновим гвинтовим компресором з застосуванням логічного контролера та описано принцип її роботи.

Розглянуто питання охорони праці щодо потенційно небезпечних ситуацій, які можуть виникнути при роботі електропривода суднового гвинтового компресора. Відповідно до положень міжнародних конвенцій сформульовані переліки основних правил, що стосуються техніки безпеки при установці та обслуговуванні обладнання суднового гвинтового компресора.

Всі прийняті в кваліфікаційній роботі технічні рішення супроводжуються відповідними формулами, таблицями та рисунками.

1. Vrettakos N. Impact of compressor surge on performance and emissions of a marine diesel engine. *Journal of turbomachinery*. 2016. 138 (10). P. 101004-101004-11. DOI: 10.1115/1.4033186
2. Roumeliotis I., Aretakis N., Mathioudakis K., Yfantis E.A. Modelling and assessment of compressor faults on marine gas turbines. *Turbine technical conference and exposition*. 2012. 10.1115/GT2012-69740
3. Anjomrouz A., Karimi M.S. Performance prediction and parametric study of the combined axial-centrifugal compressor. *International journal of engine research*. 2025. DOI: 10.1177/14680874251386111
4. Zhang Y, Zhang S. Performance prediction of transonic axial multistage compressor based on one-dimensional meanline method. *Proc. Inst. Mech. Eng.* 2021. 235(6). P. 1355-1369. DOI: 10.1177/0957650921998819
5. Kim S, Kim K, Son C. Equivalent model for an axial compressor used for aero engines based on 1D and 3D analytical models and performance data. *Aerosp. Sci. Technol.* 2022. 121. P. 107369. DOI: 10.1016/j.ast.2022.107369
6. Mohammadian P.K., Saidi M.H. Mean-line model development for off-design performance prediction of transonic axial compressor of an industrial gas turbine based on computational fluid dynamics database. *Proc. Inst. Mech. Eng.* 2022. 236(8). P.1449-1471. DOI: 10.1177/095765092210956
7. Kim S., Im J.H., Ryu G. A study on one-dimensional model correction for axial-flow compressors based on measurement data. *Aerosp. Sci. Technol.* 2023. 133. P. 108139. DOI: 10.1016/j.ast.2023.108139
8. GutiÉRrez VelÁSquez EI. Determination of a suitable set of loss models for centrifugal compressor performance prediction. *Chin. Jour. Aeronaut.* 2017. 30(5). P. 1644-1650. DOI: 10.1016/j.cja.2017.08.002

9. Khoshkalam N., Mojaddam M., Pullen K.R. Characterization of the performance of a turbocharger centrifugal compressor by component loss contributions. *Energies*. 2019. 12(14). P. 2711. DOI: 10.3390/en12142711

10. Zhang C., Dong X., Liu X. A method to select loss correlations for centrifugal compressor performance prediction. *Aerosp. Sci. Technol.* 2019. 93. P. 105335. DOI: 10.1016/j.ast.2019.105335

11. Xu P., Zou Z., Xuan L. A hybrid performance prediction method for centrifugal compressors based on single-zone and two-zone models. *Aerosp. Sci. Technol.* 2021. 108. P. 106358. DOI: 10.1016/j.ast.2020.106358

12. Qingyi S., Jian C., Bo Z. Performance prediction of centrifugal compressor based on a new volute loss model and corrected theoretical work. *Energy Sci. Eng.* 2023. 11(2). P. 685-698. DOI: 10.1002/ese3.1354

13. Ma L., Zhang X., Zhang Z. Application of the multi-stage centrifugal compressor 1D loss model in the adiabatic compressed air energy storage. *Energy Convers Manag.* 2023. 283. P. 116908. DOI: 10.1016/j.enconman.2023.116908

14. Kovář P., Tater A., Mačák P. A time-efficient optimization of subsonic centrifugal compressors with vaneless diffuser using 1D mean line approach based on empirical loss correlations. *Int. Jour. Engine Res.* 2025. 26(10). P. 1563-1579. DOI: 10.1177/14680874251328054

15. Лавріненко Ю.М., Марченко О.С., Савченко П.І., Синявський О.Ю., Войтюк Д.Г., Лисенко В.П. Електропривод: підручник. – К.: «Ліра-К», 2009. 504 с.

16. Видмиш А.А., Ярошенко Л.В.. Основи електропривода. Теорія та практика: навч. посіб., Ч.1. – В.: ВНАУ, 2020. 387 с.

17. Бондарєв В.С., Дубинець О.І., Колісник М.П., Бондарєв С.В., Горбатенко Ю.П., Барабанов В.Я. Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підймальних і транспортувальних машин: підручник. – К.: 2009. 734 с.

18. Бедрій Я.І. Основи охорони праці: навч. посіб. – Т.: 2014. 240 с.

19. Грибан В.Г., Негодченко О.В. Охорона праці: навч. посіб. – К.: 2009. 280 с.

20. Регістр судноплавства України [Електронний ресурс]. – 2025. – Режим доступу до ресурсу: http://91.203.91.178/books/PCBSSSt4_2025.pdf (дата звернення: 21.11.2025)

21. Конвенція СОЛАС-74 [Електронний ресурс]. – 2025. – Режим доступу до ресурсу: <http://docs.cntd.ua/document /901765675> (дата звернення: 23.11.2025)