

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ЕНЕРГЕТИКИ, АВТОМАТИКИ І
ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ**

УДК 621.313.334:621.867.2

ПОГОДЖЕНО
Директор ННІ енергетики, автоматики і
енергозбереження
професор, д.т.н. _____ **КАПЛУН**
В.В.

(підпис)

„_____” _____ 2025 р.

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач кафедри електротехніки,
електромеханіки та електротехнологій
доцент, к.т.н. _____ **ОКУШКО**
О.В.

(підпис)

„_____” _____ 2025 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему: **«РОЗРОБКА СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ДЛЯ АСИНХРОННОГО
ДВИГУНА СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА»**

Спеціальність: 141 - «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

Освітня програма «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

Гарант освітньої програми

к.т.н., доц.

(підпис)

Усенко С.М.

**Керівник магістерської
кваліфікаційної роботи**

к.т.н., доц.

(підпис)

Васюк В.В.

Виконав

(підпис)

Бурдик Н.І.

КИЇВ – 2025

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
ІНСТИТУТ ЕНЕРГЕТИКИ, АВТОМАТИКИ І ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ**

ЗАТВЕРДЖУЮ

**Завідувач кафедри електротехніки,
електромеханіки та електротехнологій**

к.т.н., доц. Окушко О.В.

(підпис)

«_____» _____ 2025 р.

ЗАВДАННЯ

**ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
ЗДОБУВАЧУ**

Бурдику Назарію Ігоровичу

Спеціальність 141 – електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

Освітня програма Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

Тема магістерської кваліфікаційної роботи: «Розробка системи управління для асинхронного двигуна стрічкового конвеєра»

затверджена наказом від 18.11.2024 № 2061”С”

Термін подання завершеної роботи на кафедру 14. 11. 2025

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: Енергоефективний електропривод із захистом від перевантажень і плавним пуском. Окупність — до 3 років. Робота при 380 В, 50 Гц у стрічковому конвеєрі зі змінним навантаженням.

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Оцінити ефективність керування асинхронним двигуном із тиристорним регулятором та зменшення пускових струмів.
2. Дослідити технічні характеристики основних елементів привода та визначити оптимальні режими роботи.
3. Провести аналіз безпеки й економічної доцільності системи, включаючи моделювання та розрахунок окупності.

Дата видачі завдання «19» листопада .2024 р.

**Керівник магістерської
кваліфікаційної роботи**

_____ (підпис)

Васюк В. В.

(ПІБ)

Завдання прийняв до виконання

_____ (підпис)

Бурдик Н.І.

(ПІБ)

РЕФЕРАТ

Магістерська кваліфікаційна робота: пояснювальна записка – 80 сторінок, 11 таблиць, 26 рисунків, 27 джерел.

Магістерська робота присвячена створенню та дослідженню системи керування асинхронним двигуном стрічкового конвеєра із застосуванням тиристорного регулятора напруги. У процесі виконання роботи здійснено аналіз сучасних підходів до керування електроприводами та доведено ефективність використання енергозберігальних технологій у промислових установках.

Об'єктом дослідження виступає система керування асинхронним електродвигуном.

Предметом дослідження є тиристорний регулятор напруги, що функціонує як ключовий елемент керування роботою привода.

Метою роботи є розроблення та дослідження системи керування асинхронним двигуном стрічкового конвеєра, у якій передбачено застосування тиристорного регулятора напруги з інтегрованим захистом від перевантаження.

У дослідженні використано моделювання в середовищі Simulink Matlab, аналіз динамічних режимів роботи електропривода та розрахунок економічної ефективності впровадження розробленої системи.

До основних результатів роботи належать: побудова математичної моделі процесу керування двигуном; проведення імітаційного моделювання роботи привода з тиристорним регулятором; визначення очікуваної економії електроенергії та оцінка терміну окупності модернізації.

Практична цінність отриманих результатів полягає в можливості використання розроблених рішень для оновлення та оптимізації промислових електроприводів, що сприятиме підвищенню їх надійності та енергоефективності.

Ключові слова: асинхронний двигун, тиристорний регулятор напруги, стрічковий конвеєр, електропривод, плавний пуск, моделювання,

Simulink Matlab, електромагнітний момент, пускові струми, енергоефективність.

ЗМІСТ

ВСТУП	9
РОЗДІЛ 1.....	11
СУЧАСНІ ПІДХОДИ ДО УПРАВЛІННЯ АСИНХРОННИМИ ДВИГУНАМИ: ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ	11
1.1 Розвиток та тенденції застосування тиристорних регуляторів напруги11	
1.2. Аналіз існуючих технологій	11
1.3. Порівняння ефективності різних методів управління електроприводами	12
1.4. Критичні аспекти, що потребують подальшого дослідження.....	13
РОЗДІЛ 2.....	14
АНАЛІЗ ПРОБЛЕМАТИКИ ТА ВИБІР МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ АСИНХРОННИМ ДВИГУНОМ.....	14
2.1. Проблематика управління асинхронними двигунами для стрічкових конвеєрів.....	14
2.2. Обґрунтування вибору програмного середовища для моделювання .	15
2.3. Розрахунок кінематичної структури привода стрічкового конвеєра .	16
2.4. Вибір електродвигуна стрічкового конвеєра.	18
РОЗДІЛ 3.....	50
СТВОРЕННЯ МОДЕЛІ ТРН-АД У СЕРЕДОВИЩІ МОДЕЛЮВАННЯ SIMULINK MATLAB	50
3.1. Прямий пуск асинхронного двигуна без навантаження	50
3.2. Прямий пуск асинхронного двигуна з навантаженням.....	55
3.3. Плавний пуск асинхронного двигуна без навантаження.....	58

3.4. Плавний пуск асинхронного двигуна з навантаженням	61
3.5. Система керування для «Тиристорний регулятор напруги – асинхронний двигун» із можливістю захисту електропривода від перевантаження	65
3.6. Обґрунтування та вибір проекту сервісу технічного обслуговування і ремонту енергетичного обладнання	66
3.7. Тиристорний регулятор напруги Schneider Electric Altivar ATS480 ..	73
РОЗДІЛ 4.....	75
ЗАХОДИ ПО БЕЗПЕЦІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕЛЕКТРООБЛАДНАННЯ	75
4.1 Загальні принципи забезпечення безпеки та організаційні заходи.....	75
4.2. Технічні заходи та пожежна безпека	76
4.3. Розрахунок заземлюючого пристрою	77
РОЗДІЛ 5.....	80
ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПРИЙНЯТИХ РІШЕНЬ	80
ВИСНОВКИ.....	82
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	84

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

АД – асинхронний двигун

ТРН – тиристорний регулятор напруги

ШІМ – широтно-імпульсна модуляція

ЕРС – електрорушійна сила

ККД – коефіцієнт корисної дії

$\cos\varphi$ – коефіцієнт потужності

Мдв – електромагнітний момент двигуна

пдв – частота обертання вала двигуна

α – кут керування тиристорів

ВСТУП

Актуальність дослідження. Питання підвищення ефективності електроприводів залишається одним із ключових напрямів розвитку сучасної енергетики та промислового виробництва. Асинхронні двигуни, які вирізняються простою конструкцією, високим ресурсом роботи та універсальністю застосування, є основою більшості технологічних процесів. Однак вимоги до економного використання електроенергії та надійного функціонування обладнання постійно зростають, що зумовлює необхідність удосконалення систем керування. Одним із перспективних технічних рішень є впровадження тиристорних регуляторів напруги, здатних забезпечувати плавне керування режимами роботи двигуна та реалізовувати захист від перевантаження, що позитивно впливає на енергоефективність і безпеку експлуатації електроприводів.

Мета роботи. Створення та дослідження системи керування асинхронним двигуном стрічкового конвеєра на основі тиристорного регулятора напруги, який виконує функції керування та захисту від перевантажувальних режимів.

Основні завдання дослідження:

1. Провести аналіз сучасних підходів до керування асинхронними електродвигунами.
2. Вивчити технічні можливості та особливості застосування тиристорних регуляторів напруги в автоматизованих промислових електроприводах.
3. Сформулювати математичну модель системи керування двигуном у середовищі Simulink/MATLAB.
4. Реалізувати моделювання роботи електропривода з використанням тиристорного регулятора напруги та дослідити його характеристики.
5. Провести оцінку ефективності розробленої системи та визначити економічну доцільність її впровадження.

Об'єкт дослідження. Система електромеханічного привода стрічкового конвеєра, що включає асинхронний двигун, механічну передачу та засоби регулювання й захисту, які забезпечують запуск, роботу та контроль технічного стану привода.

Предмет дослідження. Тиристорний регулятор напруги як функціональний елемент системи керування асинхронним двигуном.

Методи дослідження. У роботі використовувалися методи математичного моделювання електромеханічних систем, аналізу динамічних та енергетичних характеристик електроприводів, а також економічного оцінювання доцільності застосування сучасних перетворювальних пристроїв.

Теоретична й практична значущість.

Теоретична значущість полягає у вдосконаленні підходів до керування асинхронними двигунами стрічкових конвеєрів та дослідженні впливу тиристорного регулятора напруги на динамічні та енергетичні процеси в електроприводі. Розроблена модель у Simulink/MATLAB може бути використана для аналізу й оптимізації подібних систем.

Практична значущість роботи полягає у можливості впровадження запропонованої системи керування для зменшення пускових навантажень, підвищення енергоефективності та забезпечення захисту електродвигуна від перевантажень. Це сприяє підвищенню надійності обладнання та зниженню експлуатаційних витрат підприємства.

РОЗДІЛ 1.

СУЧАСНІ ПІДХОДИ ДО УПРАВЛІННЯ АСИНХРОННИМИ ДВИГУНАМИ. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ

1.1 Розвиток та тенденції застосування тиристорних регуляторів напруги

Тиристорні регулятори напруги (ТРН) останніми роками стали одним із головних засобів керування асинхронними електродвигунами, адже поєднують простоту конструкції, можливість плавного регулювання та відповідність сучасним вимогам енергоефективності. Використання ТРН дозволяє значно зменшити електромагнітні та механічні навантаження під час пуску двигуна, що сприяє підвищенню ресурсу обладнання.

Розвиток силової електроніки привів до появи інтелектуальних регуляторів, які працюють у зв'язці з цифровими контролерами й датчиками, забезпечуючи точніший контроль параметрів привода. Сучасні системи підтримують адаптивне керування, автоматично підлаштовуючи режим роботи залежно від стану двигуна та навантаження.

Важливим напрямом розвитку є інтеграція систем моніторингу стану привода, що аналізують температуру, струм, вібрації й якість напруги, дозволяючи завчасно виявляти відхилення та попереджувати аварії. Завдяки цьому ТРН розглядаються як частина комплексної інтелектуальної системи керування, яка забезпечує підвищену надійність і ефективність роботи електроприводів [1].

1.2. Аналіз існуючих технологій

У сучасних системах керування асинхронними двигунами застосовується широкий набір технологій пуску та регулювання. Найпоширенішими залишаються прямий пуск, автотрансформаторний пуск і використання пускових резисторів. Прямий пуск простий у виконанні, проте супроводжується значними пусковими струмами, що створює підвищене

навантаження на мережу та прискорює знос механічних елементів привода. Автотрансформаторний пуск частково зменшує ці струми, але потребує додаткового обладнання та не забезпечує належної гнучкості керування. Реостатні способи мають низьку енергоефективність через втрати енергії та вимагають постійного технічного обслуговування.

На відміну від традиційних методів, тиристорні регулятори напруги забезпечують безконтактне та плавне керування шляхом зміни кута відкриття тиристорів. Це дозволяє суттєво зменшити пускові струми, уникнути механічних ударів і забезпечити оптимальний режим запуску двигуна. Висока швидкодія тиристорів підвищує точність регулювання моменту, що є важливим для приводів зі змінним навантаженням.

ТРН відзначаються гнучкістю налаштувань та можливістю інтеграції з мікропроцесорними системами й цифровими датчиками, завдяки чому можна реалізувати адаптивні алгоритми керування. Це робить їх ефективним рішенням для стрічкових конвеєрів, де навантаження часто є нерівномірним і супроводжується ударними впливами. Поєднання ТРН із системами моніторингу забезпечує підвищену надійність, економію електроенергії та стабільну роботу промислових електроприводів.

1.3. Порівняння ефективності різних методів управління електроприводами

У наукових джерелах значна увага приділяється оцінці ефективності тиристорних регуляторів напруги (ТРН) у системах керування асинхронними двигунами. Дослідження показують, що застосування ТРН забезпечує відчутні переваги порівняно з традиційними методами пуску та регулювання. Основним результатом є зменшення пускових струмів на 50–70%, що знижує навантаження на мережу й покращує ресурс електрообладнання.

Плавне регулювання напруги також сприяє скороченню енергетичних втрат у перехідних режимах. За результатами експериментів, економія

електроенергії досягає 10–20% залежно від типу навантаження та умов роботи привода.

Важливою перевагою ТРН є наявність вбудованих функцій захисту. Контроль струму, температури й напруги дозволяє своєчасно реагувати на відхилення режимів, що значно зменшує ризик аварій та простоїв обладнання. Це має особливе значення для промислових систем, де стабільність роботи електропривода визначає безперервність виробничого процесу [16].

1.4. Критичні аспекти, що потребують подальшого дослідження

Попри значний розвиток систем керування асинхронними двигунами, низка технічних аспектів залишається недостатньо дослідженою, особливо щодо роботи привода за змінних навантажень, характерних для стрічкових конвеєрів. Різкі коливання маси вантажу впливають на частоту обертання, нагрів двигуна та споживання струму, тому важливим є аналіз роботи тиристорних регуляторів у перехідних та нестабільних режимах.

Потребує уточнення й оптимізація параметрів керування ТРН, зокрема вибір кута керування, швидкості зміни напруги та алгоритмів обмеження струму. Недостатньо вивченим залишається вплив різних методів керування на електромагнітні процеси у статорі та роторі двигуна.

Окремим напрямом є оцінка енергоефективності системи з ТРН, оскільки комплексні економічні показники в умовах реальної експлуатації ще не мають повного аналітичного обґрунтування.

Отже, подальше моделювання системи «ТРН–АД» у Simulink/MATLAB є необхідним для глибшого вивчення перехідних процесів, уточнення параметрів керування та визначення потенційних переваг застосування тиристорних регуляторів у промислових електроприводах.

РОЗДІЛ 2.

АНАЛІЗ ПРОБЛЕМАТИКИ ТА ВИБІР МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ АСИНХРОННИМ ДВИГУНОМ

2.1. Проблематика управління асинхронними двигунами для стрічкових конвеєрів

Асинхронні двигуни широко застосовуються у стрічкових конвеєрах завдяки простій конструкції, високій надійності та здатності працювати в складних умовах — при пилу, вологості та ударних навантаженнях. Це робить їх базовими приводами в гірничодобувній, металургійній, аграрній та логістичній сферах. Проте експлуатація таких двигунів у складі конвеєрних систем супроводжується рядом технічних проблем.

Найсуттєвішою є підвищена енергоємність традиційних схем керування, які не забезпечують ефективного регулювання швидкості й моменту. Оскільки навантаження конвеєра постійно змінюється, виникають коливання механічного моменту та пікові струми, що знижують енергоефективність і збільшують нагрів двигуна. Такі режими також погіршують стабільність моменту при динамічних перевантаженнях, особливо під час пуску або транспортування нерівномірного матеріалу, що пришвидшує знос редуктора, підшипників та стрічкового обладнання.

Додатковою проблемою є низька сумісність традиційних схем із сучасними системами автоматизації. Багатьом конвеєрним лініям необхідні гнучке керування, дистанційний моніторинг параметрів та можливість діагностики, що стандартні пускові пристрої забезпечити не можуть.

Узагальнюючи, основні труднощі експлуатації асинхронного привода полягають у неможливості адаптації до змінних навантажень, підвищених пускових струмах, нестабільності моменту та обмеженій інтеграції з автоматизованими системами. У цьому контексті тиристорні регулятори напруги стають перспективним рішенням, оскільки забезпечують плавний пуск,

часткове регулювання параметрів двигуна та комплексний захист, що значно покращує роботу стрічкових конвеєрів [2, 5].

2.2. Обґрунтування вибору програмного середовища для моделювання

Для виконання поставлених завдань було використано середовище Simulink Matlab, оскільки воно є одним із найефективніших інструментів для моделювання електромеханічних систем та аналізу їх динаміки. Simulink забезпечує створення блокових структурних схем, у яких легко реалізувати моделі двигуна, навантаження та регулятора, а також дослідити перехідні процеси під час пуску, зупинки чи роботи під змінним навантаженням.

Важливою перевагою середовища є підтримка сучасних алгоритмів керування, зокрема векторного регулювання, що дозволяє оцінити вплив параметрів регулятора на електромагнітні процеси в машині та стабільність моменту. Це робить Simulink оптимальним інструментом для аналізу системи «ТРН–АД».

Моделювання в Simulink Matlab включало розроблення математичної моделі асинхронного двигуна, що описується системою диференціальних рівнянь, які враховують електромагнітні та механічні процеси. У моделі використано рівняння електричних кіл статора та ротора, баланс потужності між електричною та механічною частинами, а також вплив навантаження та інерції привода.

Створена модель дала змогу проаналізувати роботу електропривода в різних експлуатаційних режимах і оцінити ефективність використання тиристорного регулятора напруги у системі керування.

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} i_{ds} \\ i_{qs} \\ i_{dr} \\ i_{qr} \end{bmatrix} = A \cdot \begin{bmatrix} i_{ds} \\ i_{qs} \\ i_{dr} \\ i_{qr} \end{bmatrix} + B \cdot \begin{bmatrix} v_{ds} \\ v_{qs} \end{bmatrix}, \quad (0.1)$$

де: $i_{ds}, i_{qs}, i_{dr}, i_{qr}$ – струми в координатах;

$d - q$; v_{ds}, v_{qs} – напруги статора в координатах;

$d - q$; A, B – матриці параметрів двигуна, що включають індуктивності, опори та частоти обертання.

2.3. Розрахунок кінематичної структури привода стрічкового конвеєра

Запроєктований редуктор забезпечує передавання обертального руху та необхідного крутного моменту від електродвигуна до приводного барабана стрічкового конвеєра [14]. Його конструкція дозволяє узгодити частоту обертання двигуна з робочою швидкістю конвеєра та створити момент, достатній для переміщення вантажу наведено на рис.2.1

Обертання від електродвигуна (1) через муфту (2) подається на швидкохідний вал (3), встановлений у корпусі редуктора (5) на підшипниках кочення (6). На валу закріплена шестерня (4), яка перебуває у зачепленні з великим зубчастим колесом (7), змонтованим на проміжному валу (9) за допомогою шпонки. Проміжний вал також встановлений на підшипниках, що забезпечують стабільність його обертання та точне передавання моменту.

Така кінематична схема дозволяє знизити частоту обертання та підвищити крутний момент до рівня, необхідного для приводу конвеєрного барабана. Використання проміжного валу забезпечує оптимальний розподіл навантаження між ступенями редуктора, зменшує знос зубчастих передач і підвищує довговічність механізму в умовах змінних навантажень.

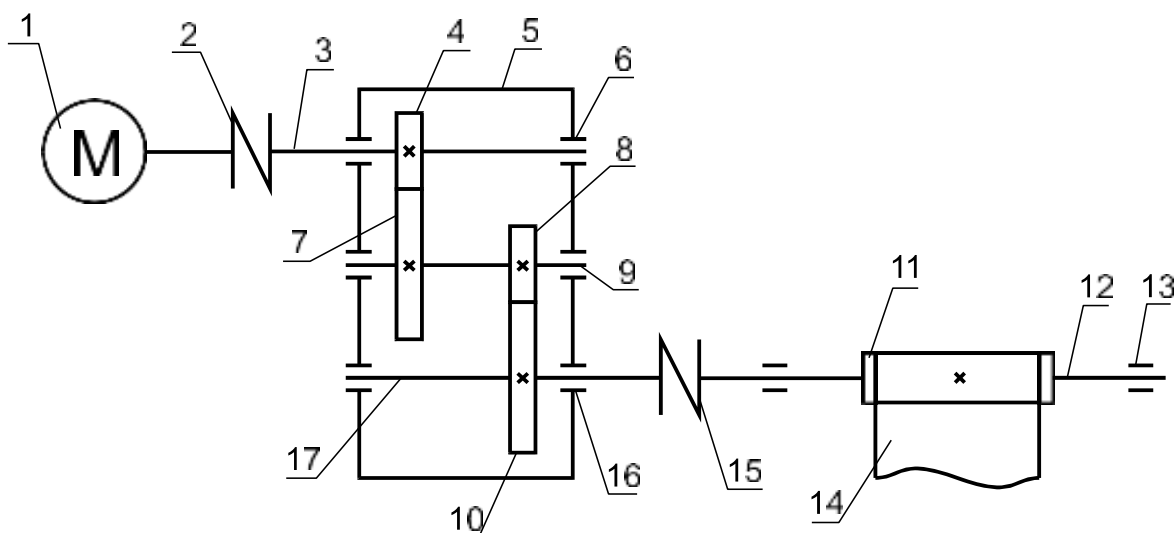


Рис. 2.1. Кінематична схема привода:

1 - електродвигун, 2 - муфта пружна, 3 - вал швидкохідний, 4 - вал-шестерня швидкохідного ступеня, 5 - корпус редуктора, 6 - підшипниковий вузол із глухою кришкою, 7 - зубчасте колесо швидкохідного ступеня, 8 - вал-шестерня тихохідного ступеня, 9 - вал-шестерня проміжний, 10 - зубчасте колесо тихохідного ступеня, 11 - приводний барабан стрічкового конвеєра, 12 - вал приводного барабана, 13 - опора підшипникова приводного барабана, 14 - стрічка конвеєра, 15 - муфта пружна, 16 - підшипниковий вузол із наскрізною кришкою та ущільненням, 17 - вал тихохідний.

На проміжному валу розташований зубчастий вінець (8), який, за потреби, може бути виконаний як єдина деталь типу «вал-шестерня». Він знаходиться у зачепленні з зубчастим колесом (10), встановленим на тихохідному валу (17) через шпонкове з'єднання, що гарантує надійне передавання крутного моменту без проковзування. Тихохідний вал також монтується на підшипниках кочення, які сприймають радіальні та осьові навантаження та забезпечують стабільну роботу вузла.

Вихідний кінець тихохідного вала через муфту (15) та шпонку передає обертання на приводний вал (12) барабана (11), на якому закріплена стрічка (14). Така структура забезпечує узгоджену передачу руху від двигуна до робочого механізму та формує необхідний крутний момент для переміщення матеріалу.

Зубчаста передача 4–7 утворює швидкохідний ступінь редуктора, де відбувається передавання високошвидкісного обертання. Передача 8–10 є тихохідним ступенем, у якому завершується зменшення частоти обертання та формується підвищений крутний момент.

Передавання руху здійснюється так: від вала електродвигуна – до швидкохідного ступеня 4–7, далі через ділянку 7–8 – на тихохідний ступінь 8–10, після чого обертання надходить до приводного барабана через муфту (15). Частота обертання зменшується на кожному ступені, тоді як крутний момент відповідно зростає, враховуючи мінімальні втрати у підшипниках, зубчастих передачах і муфтах.

2.4. Вибір електродвигуна стрічкового конвеєра.

Для правильного підбору електродвигуна необхідно визначити його розрахункову потужність, а також номінальну частоту обертання, які забезпечать стабільну роботу привода стрічкового конвеєра за всіх можливих режимів навантаження. Ці параметри вибираються на основі аналізу механічних характеристик обладнання та враховують реальні експлуатаційні умови, зокрема величину корисного навантаження, масу матеріалу, що транспортується, та величину опорів руху.

Споживану потужність привода, тобто потужність на вихідному валу редуктора (кВт), визначають за формулою:

$$P_{e.тр} = \frac{P_{вих}}{\eta_{заг}}, \quad (0.2)$$

де $\eta_{заг}$ – загальне ККД зубців кінематичного ланцюга:

$$\eta_{заг} = \eta_m^2 \cdot \eta_n^2 \cdot \eta_{zn}^2, \quad (0.3)$$

Відповідно до даних таблиць [2.1, 2.2], визначаємо значення ККД для кожної складової елементів кінематичного ланцюга.

$$\eta_m = 0,98; \cdot \eta_n = 0,99; \cdot \eta_{zn} = 0,97, \quad (0.4)$$

таким чином, $\eta_{заг} = 0,98^2 \cdot 0,98^2 \cdot 0,97^2$.

У такому разі розрахована потреба в потужності приводного електродвигуна становитиме:

$$P_{e.mp} = \frac{96}{0,87} = 110 \text{ кВт.} \quad (0.5)$$

За таблицею [2.1, 2.2] обираємо електродвигун WEG W22 IE3 (табл. 2.1-2.3.)

Таблиця 2.1

Технічні характеристики електродвигуна типу WEG W22 IE3

Тип двигуна	U_H , В	P_H , кВт	n_H , об/хв.	I_H , А	η_H , %	J , кг · м ²	$\cos \varphi$, о.е	m , кг	S_H , %
WEG W22 IE3	380	110	1000	207	93	4	0,92	880	2,3

Таблиця 2.2

Технічні характеристики електродвигуна типу WEG W22 IE3

$m_n = \frac{M_{пуск}}{M_H}$	$m_k = \frac{M_{макс}}{M_H}$	$m_m = \frac{M_{мін}}{M_H}$	$k_{ідв} = \frac{I_{пуск}}{I_H}$
1,4	2,3	1	6

Розрахункові параметри електродвигуна були визначені за допомогою програмного комплексу Mathcad.

Таблиця 2.3

Параметри схеми заміщення електродвигуна типу WEG W22 IE3

R_1' , Ом	R_2'' , Ом	L_1' , Гн	L_2'' , Гн	L_μ' , Гн
0,039	0,025	0,000306	0,000408	0,008486

Сумарне передавальне число приводу визначається за наступною формулою:

$$I_{ред} = \frac{n_{дв}}{n_{вих}}; I_{ред} = \frac{1000}{97,5} = 10,25. \quad (0.6)$$

Розраховане передавальне число розподіляємо між першою та другою ступенями редуктора відповідно до таких формул:

$$I_T = 0,88 \cdot \sqrt{I_{ред}}; I_B = \frac{I_{ред}}{I_T}. \quad (0.7)$$

$$I_T = 0,88 \cdot \sqrt{10,25} = 2,8; I_B = \frac{10,25}{2,8} = 3,6.$$

Швидкість обертання швидкохідного вала становить:

$$n_B = n_{ДВ}; n_B = 1000 \text{ об/хв}. \quad (0.8)$$

Швидкість обертання проміжного вала визначається як:

$$n_{П} = \frac{n_B}{I_B}; n_{П} = \frac{1000}{5} = 200 \text{ об/хв}. \quad (0.9)$$

Обертова частота тихохідного вала має вигляд:

$$n_T = \frac{n_{П}}{I_T}; n_T = \frac{200}{2,8} = 71,4 \text{ об/хв}. \quad (0.10)$$

Крутний момент електродвигуна обчислюється за наступною формулою:

$$T_{ДВ} = 9554 \cdot \frac{P_{ДВ}}{n_{ДВ}}; T_{ДВ} = 9554 \cdot \frac{110}{1000} = 1050,94 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (0.11)$$

Значення крутних моментів на швидкохідному, проміжному та тихохідному валах розраховуються за такими залежностями:

$$T_B = \frac{T_{ДВ}}{\eta_M \cdot \eta_{П}}; T_{П} = \frac{T_B \cdot I_B}{\eta_{ЗП} \cdot \eta_{П}}; T_T = \frac{T_{П} \cdot I_T}{\eta_{ЗП} \cdot \eta_{П}}. \quad (0.12)$$

Після підстановки розрахованих величин у наведені формули одержуємо такі результати:

$$T_B = \frac{1050,94}{0,98 \cdot 0,99} = 1083,2 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad T_{II} = \frac{1083,2 \cdot 3,6}{0,97 \cdot 0,99} = 4060 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_T = \frac{4060 \cdot 2,8}{0,97 \cdot 0,99} = 11840 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Передачі, у конструкції яких застосовуються сталеві зубчасті колеса, вирізняються малою масою та компактними габаритами. Ці показники можуть бути ще більш оптимізованими за умови підвищення твердості робочих поверхонь зубців, оскільки саме твердість визначає їхню стійкість до контакту, зношування та втомних руйнувань. Рівень твердості, у свою чергу, безпосередньо залежить від хімічного складу сталі та обраного режиму термічної обробки, який формує необхідні механічні властивості матеріалу.

Відповідно до даних таблиць [2.1, 2.2], для виготовлення шестерні та зубчастого колеса було обрано конструкційну леговану сталь 40X. Цей матеріал широко застосовується у відповідальних зубчастих передачах завдяки поєднанню міцності, технологічності та здатності до якісного покращення. Використання сталі 40X забезпечує оптимальне співвідношення між міцністю, зносостійкістю та довговічністю зубчастої пари в умовах змінних навантажень, характерних для роботи стрічкових конвеєрів.

Термічна обробка зубчастого колеса – покращення, твердість 235...262 НВ, $\sigma_T = 640$ МПа; термічна обробка шестерні – покращення, твердість 269...302 НВ, $\sigma_T = 750$ МПа. Зубці коліс, виготовлених із покращуваних сталей, добре припрацьовуються та не схильні до крихкого руйнування.

Розрахунок допустимих контактних напружень для шестерні та зубчастого колеса здійснюють за такою формулою:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \text{ lim}} \cdot Z_N \cdot Z_R \cdot Z_V}{S_H}. \quad (0.13)$$

Показник контактної витривалості визначають за такою формулою:

$$\sigma_{H \lim} = 2HB_{CP} + 70; \quad (0.14)$$

$$HB_{CP.Ш} = \frac{269 + 302}{2} = 285,5; \quad HB_{CP.3K} = \frac{235 + 262}{2} = 248,5.$$

$$\sigma_{H \lim Ш} = 2 \cdot 285,5 + 70 = 641 \text{ МПа}; \quad \sigma_{H \lim 3K} = 2 \cdot 248,5 + 70 = 567 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт запасу міцності для зубчастих коліс, виготовлених із матеріалу однорідної структури:

$$S_H = 1,1.$$

Коефіцієнт довговічності Z_N враховує вплив ресурсу:

$$Z_N = 6 \sqrt{\frac{N_{HG}}{N_k}} \quad (0.15)$$

Кількість циклів, що відповідає точці перелому кривої втоми, встановлюють залежно від середньої твердості поверхні зубців:

$$N_{HG} = 30 \cdot HB_{CP}^{2,4};$$

$$N_{HG.Ш} = 30 \cdot 285,5^{2,4} = 23,5 \cdot 10^6; \quad N_{HG.3K} = 30 \cdot 248,5^{2,4} = 16,8 \cdot 10^6.$$

Ресурс роботи передачі, виражений у кількості циклів зміни напружень при частоті обертання n , об/хв, а також у відповідному напрацюванні в годинах, визначають за такою формулою:

$$N_k = 60 \cdot n \cdot n_3 \cdot L_h, \quad (0.16)$$

де n_3 – число входжень у зачеплення зуба розрахункового колеса за один його оберт.

Під час виконання розрахунків для першої ступені редуктора:

$$N_{k1} = 60 \cdot 1000 \cdot 1 \cdot 10000 = 600 \cdot 10^6;$$

При розрахунку другої ступені редуктора:

$$N_{k2} = 60 \cdot 331 \cdot 1 \cdot 10000 = 1,99 \cdot 10^8.$$

Відповідно до кривої втомної міцності контактних напружень, значення $\sigma_{HУ}$ розрахунку не можуть бути меншими за граничне допустиме $\sigma_{H\lim}$. Оскільки в обох випадках виконується нерівність $N_k > N_{HG}$,

для подальших розрахунків приймаємо:

$$N_k = N_{HG}.$$

Таким чином коефіцієнт довговічності становить:

$$Z_N = 1.$$

Коефіцієнт Z_R , який враховує вплив шорсткості спряжених поверхонь зубців під час контакту, також приймається рівним:

$$Z_R = 1,$$

Оскільки якість обробки та рівень чистоти поверхонь відповідають вимогам до зубчастих передач даного типу.

Коефіцієнт Z_V , що враховує вплив колової швидкості та режиму роботи коліс, приймаємо рівним:

$$Z_V = 1,$$

Оскільки розрахункова швидкість відповідає умовам роботи жорстких зубчастих передач, які експлуатуються при відносно малих окружних швидкостях, де вплив динамічних факторів практично не позначається на контактній міцності.

$$[\sigma]_{H.Ш} = \frac{641 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,1} = 582,7 \text{ МПа}; [\sigma]_{H.ЗК} = \frac{567 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,1} = 515,5 \text{ МПа}.$$

Допустимі контактні напруження $[\sigma]_H$ для циліндричних передач із прямими зубцями не можуть перевищувати менше з допустимих контактних напружень шестерні $[\sigma]_{H.Ш}$ і колеса $[\sigma]_{H.ЗК}$, то:

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H.ЗК} = 515,5 \text{ МПа}.$$

Допустимі напруження на вигин зубців шестерні та колеса визначають за узагальненою формулою, яка враховує вплив довговічності, стану поверхні у впадині зубця та можливого реверсування навантаження:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \lim} \cdot Y_N \cdot Y_R \cdot Y_A}{S_F}. \quad (0.17)$$

Границю витривалості для нульового циклу навантаження визначають за наступною формулою:

$$\sigma_{F \lim} = 1,75 \cdot HB_{CP}; \quad (0.18)$$

$$\sigma_{F \lim III} = 1,75 \cdot 285,5 = 499,6 \text{ МПа}; \quad \sigma_{F \lim 3K} = 1,75 \cdot 248,5 = 434,9 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт запасу міцності $S_F = 1,7$.

Коефіцієнт довговічності:

$$Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{FG}}{N_k}}. \quad (0.19)$$

Коефіцієнт Y_R , який враховує вплив шорсткості перехідної поверхні між зубцями, приймаємо рівним

$$Y_R = 1,$$

Якщо, обробка поверхонь відповідає вимогам шліфування та зубофрезерування із параметром шорсткості

$$R_z \leq 40 \text{ мкм}.$$

За таких умов мікронерівності не чинять істотного впливу на контактні напруження та не спричиняють додаткових концентрацій напружень у зоні зачеплення.

Коефіцієнт Y_A , який враховує вплив двостороннього прикладання навантаження (реверсу), приймаємо рівним

$$Y_A = 1,$$

Тож, в нашому випадку навантаження на зубчасту передачу є одностороннім, без періодичного зміщення напрямку обертання.

За відсутності реверсивних режимів механічний вплив на зубці є стабільним, що дозволяє не враховувати додаткові коригувальні коефіцієнти, пов'язані з циклічними змінами навантаження.

$$[\sigma]_{FШ} = \frac{499,6 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 293,9 \text{ МПа}; [\sigma]_{FЗК} = \frac{434,9 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 255,8 \text{ МПа}.$$

Оскільки допустимі напруження вигину $[\sigma_F]$ для циліндричних зубчастих передач з прямими зубцями не повинні бути меншими за мінімальне з двох значень – допустиме напруження вигину шестерні $[\sigma_F]_{Ш}$ та відповідне значення для зубчастого колеса $[\sigma_F]_{ЗК}$, у розрахунках приймаємо:

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_{ЗК} = 255,8 \text{ МПа}.$$

Це значення визначає граничну міцність колеса та використовується як розрахунковий критерій для оцінки стійкості зубців до втомного руйнування.

Урахування режиму навантаження під час визначення допустимих напружень.

Під час роботи редуктора застосовується середній нормальний режим навантаження, тобто більша частина циклів навантаження проходить при середніх робочих зусиллях. Такий режим є типовим для стрічкових конвеєрів, де навантаження змінюється поступово, а різкі пікові впливи виникають лише періодично.

Під час розрахунку контактної витривалості враховують змінність навантаження шляхом визначення коефіцієнта довговічності Z_N . Для цього замість прямого ресурсу N_k у формулу підставляють еквівалентну кількість циклів навантаження N_{HE} , що дозволяє оцінити реальний вплив змінних експлуатаційних умов на строк служби зубчастої передачі:

$$N_{HE} = \mu_H \cdot N_k, \quad (0.20)$$

де $\mu_H = 0,18$ – коефіцієнт еквівалентності визначається на основі табл.

2.4.

При розрахунку першої ступені редуктора:

$$N_{HE1} = 0,18 \cdot 600 \cdot 10^6;$$

У процесі виконання розрахунків для другої ступені редуктора:

$$N_{HE2} = 0,18 \cdot 1,9 \cdot 10^8 = 3,57 \cdot 10^7.$$

Оскільки в обох випадках $N_{HE} > N_{HG}$, то приймаємо $N_{HE} = N_{HG}$.

При розрахунках на витривалість при вигині для визначення коефіцієнта довговічності Y_N замість N_k підставляють еквівалентне число циклів N_{FE} ::

$$N_{FE} = \mu_F \cdot N_k, \quad (0.21)$$

де $\mu_F = 0,065$ – Коефіцієнт еквівалентності задаємо за даними таблиці 2.4.

Під час виконання розрахунків для першої ступені редуктора:

$$N_{FE1} = 0,065 \cdot 600 \cdot 10^6 = 39 \cdot 10^6;$$

Під час виконання розрахунків для другої ступені редуктора:

$$N_{FE2} = 0,065 \cdot 1,9 \cdot 10^8 = 1,29 \cdot 10^7.$$

Оскільки в обох випадках $N_{FE} > N_{FG}$, то приймаємо $N_{FE} = N_{FG}$.

Орієнтовне значення міжосьової відстані визначається за такою формулою:

$$a'_W = K \cdot (I_B + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_B}{I_B}}, \quad (0.22)$$

де $K = 10$ – коефіцієнт, що залежить від поверхневої твердості зубців.

$$a'_W = 10 \cdot (3,6 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1083,2}{3,5}} = 308,2 \text{ мм.}$$

З урахуванням стандартного ряду типорозмірів [11, 12] обираємо наступне значення:

$$a'_W = 140 \text{ мм.}$$

Колову швидкість V , м/с, обчислюють за формулою:

$$V = \frac{2 \cdot \pi \cdot a'_W \cdot n_B}{6 \cdot 10^4 \cdot (I_B + 1)}; V = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 140 \cdot 1000}{6 \cdot 10^4 \cdot (3.6 + 1)} = 3,2 \text{ м/с.} \quad (0.23)$$

Ступінь точності передачі [11, 12] беремо $n_{CT} = 8$.

Фінальне значення міжосьової відстані визначають за такою формулою:

$$a_W = K_a \cdot (I_B + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_B}{\psi_{ba} \cdot I_B \cdot [\sigma]_H^2}}, \quad (0.24)$$

де $K_a = 450 \text{ МПа}^{1/3}$; $\psi_{ba} = 0,315$ – коефіцієнт ширини; K_H – коефіцієнт

Величину навантаження, що використовується в розрахунках контактної міцності, визначають за такою формулою:

$$K_H = K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}. \quad (0.25)$$

Коефіцієнт K_{HV} характеризує внутрішню динаміку навантаження в зубчастій передачі, що виникає насамперед через похибки кроків зачеплення та відхилення реальних профілів зубців шестерні й колеса від теоретичної форми. Такі похибки спричиняють нерівномірний розподіл навантаження між зубцями та додаткові динамічні удари в зоні контакту. З урахуванням цих факторів значення

$$K_{HV} = 1,19$$

Приймаємо відповідно до рекомендацій [11, 12].

Коефіцієнт $K_{H\beta}$ використовується для оцінки нерівномірності розподілу навантаження вздовж довжини контактних ліній зубців. Причиною таких нерівностей можуть бути як технологічні похибки виготовлення, так і пружні деформації валів та підшипникових опор. Зубці зубчастих коліс у процесі експлуатації здатні частково припрацьовуватися, що сприяє більш рівномірному контакту і зменшенню локальних пікових навантажень.

Саме тому у розрахунках розрізняють коефіцієнт нерівномірності навантаження на початковому етапі роботи

$$K_{H\beta}^0$$

Та значення після припрацювання, яке позначають

$$K_{H\beta}.$$

Відповідно до [2.1, 2. 2], значення коефіцієнта $K_{H\beta}^0$ визначають з урахуванням параметра

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} \cdot (3,6 + 1),$$

Який пов'язаний зі схемою передачі та твердістю зубців. Цей параметр дозволяє більш точно оцінити реальний характер навантаження на зубці в початковий період роботи редуктора.

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot 0,315 \cdot (3,6 + 1) = 0,72; K_{H\beta}^0 = 1,05.$$

Коефіцієнт $K_{H\beta}$ обраховуємо за формулою:

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1) \cdot K_{HW}, \quad (0.26)$$

де K_{HW} – коефіцієнт який враховує припрацювання зубців:

$$K_{HW} = 0,3 \text{ (по таблиці 2.8).}$$

$$K_{H\beta} = 1 + (1,05 - 1) \cdot 0,3 = 1.$$

Коефіцієнт $K_{H\alpha}$ визначають за формулою:

$$K_{H\alpha} = 1 + (K_{H\alpha}^0 - 1) \cdot K_{HW}. \quad (0.27)$$

Початкове значення коефіцієнта нерівномірності розподілу навантаження між зубцями формується внаслідок виробничих похибок, зокрема неточностей кроку зачеплення, відхилення напрямку зуба та інших геометричних неточностей. Такі дефекти спричиняють нерівномірний розподіл зусилля між зубцями, особливо на етапі початкової роботи передачі, коли поверхні ще не пройшли припрацювання.

Значення цього коефіцієнта визначають відповідно до норм плавності роботи та стандартів точності зубчастих передач. Нормативні таблиці встановлюють рекомендовані величини, що дає можливість врахувати вплив виробничих неточностей уже на початковому етапі розрахунку навантажувальної здатності передачі.

$$K_{H\alpha}^0 = 1 + 0,06 \cdot (n_{CT} - 5); K_{H\alpha}^0 = 1 + 0,06 \cdot (8 - 5).$$

$$K_{H\alpha}^0 = 1 + (1,18 - 1) \cdot 0,3.$$

На основі раніше визначених параметрів коефіцієнт навантаження для розрахунку контактної міцності обчислюємо за такою формулою:

$$K_H = 1,19 \cdot 1,04 \cdot 1,05 = 1,3.$$

$$\alpha_W = 450 \cdot (3,6 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,3 \cdot 1083,2}{0,315 \cdot 3,6 \cdot 515,5^2}} = 141,5 \text{ мм};$$

З урахуванням стандартного ряду типорозмірів [11, 12] задаємо попередні основні параметри зубчастого колеса. Дільний діаметр зубчастого колеса визначається за такою залежністю:

$$d_{3K} = \frac{2 \cdot \alpha_W \cdot I_B}{I_B + 1}; d_{3K} = \frac{2 \cdot 170 \cdot 3,6}{3,6 + 1} = 266 \text{ мм}.$$

Ширина зубчастого колеса обчислюється за формулою:

$$b_{3K} = \psi_{ba} \cdot \alpha_W; b_{3K} = 0,315 \cdot 170 = 53,6 \text{ мм};$$

Відповідно до ряду стандартних розмірів [2.1, 2.2] приймаємо $b_{3K} = 53,6 \text{ мм}$.

Ширину шестерні визначають за наступною формулою:

$$b_{III} = b_{3K} + 5; b_{III} = 55 + 5 = 60 \text{ мм}.$$

Згідно з рядом стандартних розмірів (за ГОСТ 6636-69, табл. 24.1) приймаємо $b_{III} = 60 \text{ мм}$.

Максимально допустимий модуль m_{max} , мм, визначають із умови запобігання підрізанню зубців біля основи за такою формулою:

$$m_{max} \approx \frac{2 \cdot \alpha_W}{17 \cdot (I_B + 1)}; m_{max} \approx \frac{2 \cdot 170}{17 \cdot (5 + 1)} = 3,3 \text{ мм.} \quad (0.28)$$

Мінімальне значення модуля m_{min} , мм, визначають із умови міцності за формулою:

$$m_{min} \approx \frac{K_m \cdot K_F \cdot T_B \cdot (I_B + 1)}{\alpha_W \cdot b_{3K} \cdot [\sigma]_F}, \quad (0.29)$$

де $K_m = 3,4 \cdot 10^3$; K_F – коефіцієнт навантаження при розрахунку за напруженнями вигину обчислюється за формулою:

$$K_F = K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}. \quad (0.30)$$

Коефіцієнт K_{FV} враховує внутрішню динамічність навантаження, що виникає переважно через похибки кроку зачеплення шестерні та колеса. Для подальших розрахунків приймаємо значення $K_{FV} = 1,39$ [11, 12].

Коефіцієнт $K_{F\beta}$ характеризує вплив похибок виготовлення шестерні та колеса на рівномірність розподілу навантаження між зубцями. Він визначається аналогічно методиці розрахунку контактної міцності, згідно з наступною формулою:

$$K_{F\beta} = 0,18 + 0,82 \cdot K_{H\beta}^0; K_{F\beta} = 0,18 + 0,82 \cdot 1,15 = 1,12. \quad (0.31)$$

Коефіцієнт $K_{F\beta}$ відображає вплив технологічних похибок виготовлення шестерні та зубчастого колеса на рівномірність розподілу навантаження по ширині зубців. Ці похибки можуть проявлятися у відхиленнях геометричних параметрів зубчастих вінців, неточностях у напрямку зуба, нерівномірності ширини поверхні контакту та інших дефектах, що виникають під час виробництва.

З огляду на те, що такі нерівності викликають локальні підвищення напружень і впливають на загальну згинальну міцність зубців, коефіцієнт $K_{F\beta}$ визначають за методикою, аналогічною розрахунку на контактну витривалість передачі. Його значення встановлюється відповідно до наступної формули:

$$K_{F\alpha} = K_{H\alpha}^0; K_{F\alpha} = 1,18. \quad (0.32)$$

На основі розрахованих параметрів коефіцієнт навантаження для перевірки за напруженнями вигину визначаємо за такою формулою:

$$K_F = 1,39 \cdot 1,12 \cdot 1,18 = 1,8.$$

$$m_{min} = \frac{3,4 \cdot 10^3 \cdot 1,8 \cdot 1083,2 \cdot (3,6 + 1)}{170 \cdot 55 \cdot 255,8} = 12,75 \text{ мм.}$$

З ряду стандартних модулів приймаємо $m = 15$ мм.

Якщо кут нахилу дорівнює нулю, це свідчить про те, що зубчаста передача виконана з прямими зубцями. У цьому випадку розрахунок здійснюється як для циліндричних прямих передач, де не виникають осьові сили, а тому врахування кута нахилу не потрібне.

Загальна кількість зубців становить:

$$z_S = \frac{2 \cdot \alpha_W \cdot \cos \beta_{min}}{m}; z_S = \frac{2 \cdot 170 \cdot 1}{15} = 22.$$

Кількість зубців на зубчастому колесі дорівнює:

$$z_{3K} = z_S - z_{III}; z_{3K} = 22 - 5 = 17.$$

Реальне значення передавального числа становить:

$$I_{B\Phi} = \frac{z_{3K}}{z_{III}}; I_{B\Phi} = \frac{17}{5} = 3,4.$$

Розраховане передавальне число повністю відповідає фактичному значенню. У зв'язку з цим отримані кількості зубців шестерні та колеса вважаємо остаточно прийнятими.

Розрахунок ділильного діаметра шестерні здійснюється за такою формулою:

$$d_{III} = \frac{Z_{III} \cdot m}{\cos \beta}; d_{III} = \frac{5 \cdot 15}{1} = 75 \text{ мм.} \quad (0.33)$$

Ділильний діаметр зубчастого колеса визначають за такою формулою:

$$d_{3K} = 2 \cdot \alpha_W - d_{III}; d_{3K} = 2 \cdot 170 - 75 = 265 \text{ мм.}$$

Головний діаметр, тобто діаметр вершин зубців колеса, визначають за такою формулою:

$$d_{\alpha} = d + 2 \cdot (1 + x - y) \cdot m, \quad (0.34)$$

де x – коефіцієнт зміщення, при $z \geq 17$ приймає значення $x=0$; y – коефіцієнт сприйманого зміщення визначається за формулою:

$$y = -\frac{\alpha_W - \alpha}{m};$$

a – ділильна міжосьова відстань обчислюється за формулою:

$$a = -\frac{m \cdot (z_{3K} + z_{III})}{2}.$$

$$a = \frac{15 \cdot (17 + 5)}{2} = 165 \text{ мм}; y = \frac{170 - 170}{15} = 0.$$

$$d_{a.III} = d_{III} + 2 \cdot (1 + x_{III} - y) \cdot m; d_{a.III} = 75 + 2 \cdot (1 + 0 - 0) \cdot 15 = 105 \text{ мм.}$$

$$d_{a.3K} = d_{3K} + 2 \cdot (1 + x_{3K} - y) \cdot m; d_{a.3K} = 265 + 2 \cdot (1 + 0 - 0) \cdot 15 = 295 \text{ мм.}$$

Діаметр западин зубців колеса (кореневий діаметр) визначають за такою формулою:

$$d_f = d - 2 \cdot (1,25 - x) \cdot m.$$

$$d_{f.III} = d_{III} - 2 \cdot (1,25 - x_{III}) \cdot m; d_{f.III} = 75 - 2 \cdot (1,25 - 0) \cdot 15 = 37,5 \text{ мм.}$$

$$d_{f.3K} = d_{3K} - 2 \cdot (1,25 - x_{3K}) \cdot m; d_{f.3K} = 265 - 2 \cdot (1,25 - 0) \cdot 15 = 227,5 \text{ мм.}$$

Діаметр заготовок:

$$D_{ЗАГ} = d_a + 6.$$

$$D_{ЗАГ.Ш} = d_{a.Ш} + 6; D_{ЗАГ.Ш} = 105 + 6 = 111 \text{ мм.}$$

$$D_{ЗАГ.ЗК} = d_{a.ЗК} + 6; D_{ЗАГ.ЗК} = 295 + 6 = 301 \text{ мм.}$$

Товщина заготовок:

$$S_{ЗАГ} = b + 4.$$

$$S_{ЗАГ.Ш} = b_{Ш} + 4; S_{ЗАГ.Ш} = 105 + 4 = 109 \text{ мм.}$$

$$S_{ЗАГ.ЗК} = b_{ЗК} + 4; S_{ЗАГ.ЗК} = 55 + 4 = 59 \text{ мм.}$$

Для вибраного матеріалу зубчастого колеса виконується нерівність $D_{ЗАГ.ЗК} > D_{ПР.ЗК}$ [11, 12], яка, однак, не задовольняє умову $D_{ЗАГ} > D_{ПР}$. У зв'язку з цим замість сталі 40Х для виготовлення зубчастого колеса обираємо сталь марки 40ХН, граничний діаметр заготовки для якої становить $D_{ПР} = 315$ мм. Твердість зубців становить 235...262 НВ, що відповідає характеристикам сталі 40Х.

Проводиться перевірка зубців на контактну міцність.

Розрахункові контактні напруження визначають за такою формулою:

$$\sigma_H = \frac{Z\sigma}{a_W} \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot T_B \cdot (I_{\Phi B} + 1)^3}{b_{ЗК} \cdot I_{\Phi B}}}, \quad (0.35)$$

де $Z\sigma = 9600 \text{ МПа}^{1/2}$.

$$\sigma_H = \frac{9600}{170} \cdot \sqrt{\frac{1,3 \cdot 1083,2 \cdot (3,6 + 1)^3}{55 \cdot 3,6}} = 1486 \text{ МПа.}$$

Відхилення σ_H від раніше отриманого $[\sigma]_H$:

$$\Delta\sigma = \left| \frac{\sigma_H \cdot 100}{[\sigma]_H} - 100 \right|; \Delta\sigma = \left| \frac{1486 \cdot 100}{515,5} - 100 \right| = 4\%.$$

Отримане значення σ_H виявилось на 4 % меншим за раніше визначене допустиме напруження $[\sigma_H]$, що підтверджує його відповідність вимогам міцності. Тому приймаємо допустиме значення $[\sigma_H] = 515,5 \text{ МПа}$ як остаточне.

Значення окружної сили визначається наступним чином:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_B}{d_{III}}; F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1083,2}{75} = 2888 \text{ Н.} \quad (0.36)$$

Радіальна сила:

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}, \quad (0.37)$$

де $\alpha = 20^0$ – для стандартного вузла.

Осьова сила:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta; F_a = 2888 \cdot 0 = 0 \text{ Н.} \quad (0.38)$$

Розрахунок напруження вигину в зубцях колеса здійснюють за такою формулою:

$$\sigma_{F.3K} = \frac{K_F \cdot F_t}{b_{3K} \cdot m} \cdot Y_{FS.3K} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon, \quad (0.39)$$

де $Y_{FS.3K}$ – коефіцієнт, що враховує форму зубця та концентрацію напружень, $Y_{FS.3K} = 3,59$ [11, 12];

Y_β – коефіцієнт, що враховує кут нахилу зубця, $Y_\beta = 1$;

Y_ε – коефіцієнт, що враховує перекриття зубців, $Y_\varepsilon = 1$.

$$\sigma_{F.3K} = \frac{1,8 \cdot 2888}{55 \cdot 15} \cdot 3,59 \cdot 1 \cdot 1 = 22,6 \text{ МПа.}$$

що задовільняє особязковій умові $\sigma_{F.3K} \leq [\sigma]_{F.3K}$.

Розрахункове напруження вигину в зубцях шестерні визначають таким чином:

$$\sigma_{F.Ш} = \frac{\sigma_{F.3K} \cdot Y_{FS.Ш}}{Y_{FS.3K}}, \quad (0.40)$$

де $Y_{FS.Ш} = 3,72$ (по табл. 2.10).

$$\sigma_{F.Ш} = \frac{22,6 \cdot 3,72}{3,59} = 23,4 \text{ МПа},$$

що також задовольняє обов'язковій умові: $\sigma_{F.Ш} \leq [\sigma]_{F.Ш}$.

Мета цього розрахунку полягає у тому, щоб запобігти виникненню залишкових деформацій або крихкого руйнування поверхневого шару та самих зубців під дією пікового крутного моменту. Оцінювання впливу таких пікових навантажень здійснюють за допомогою коефіцієнта перевантаження.

$$K_{ПЕР} = \frac{T_{ПМК}}{T_B}. K_{ПЕР} = 1,75.$$

Щоб запобігти залишковим еформаціям або крихкому руйнуванню поверхневого шару контактне напруження $\sigma_{H max}$ не повинно перевищувати допустиме напруження $[\sigma]_{H max}$;

$$\sigma_{H max} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_{ПЕР}}; \sigma_{H max} = 1486 \cdot \sqrt{1,75} = 654 \text{ МПа}.$$

Допустиме напруження приймають:

$$[\sigma]_{H max} = 2,8 \cdot \sigma_T; [\sigma]_{H max} = 2,8 \cdot 630 = 1764 \text{ МПа}.$$

Щоб уникнути залишкових деформацій та крихкого руйнування зубців, напруження вигину яке виникає під дією пікового моменту, не повинно перевищувати допустиме значення $[\sigma_F]$.

$$\sigma_{F max} = \sigma_F \cdot K_{ПЕР};$$

$$\sigma_{F max.Ш} = \sigma_{F.Ш} \cdot K_{ПЕР}; \sigma_{F max.Ш} = 23,4 \cdot 1,75 = 40,95 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F max.3K} = \sigma_{F.3K} \cdot K_{ПЕР}; \sigma_{F max.3K} = 22,6 \cdot 1,75 = 39,55 \text{ МПа}.$$

де $Y_{N max}$ – максимально можливе значення коефіцієнта довговічності, яке для сталей із об'ємною термічною обробкою становить $Y_{N max} = 4$;

k_{st} – коефіцієнт, що враховує вплив частоти прикладання пікового навантаження.

Для випадку короткочасних перевантажень приймаємо: $k_{st} = 1,25$;

S_{st} – коефіцієнт запасу міцності, $S_{st} = 1,75$.

$$[\sigma]_{F max.Ш} = \frac{\sigma_{F lim.Ш} \cdot Y_{N max} \cdot k_{st}}{S_{st}}; [\sigma]_{F max.Ш} = \frac{641 \cdot 4 \cdot 1,25}{1,75} = 1831,4 \text{ МПа}.$$

$$[\sigma]_{F max.3K} = \frac{\sigma_{F lim.3K} \cdot Y_{N max} \cdot k_{st}}{S_{st}}; [\sigma]_{F max.3K} = \frac{567 \cdot 4 \cdot 1,25}{1,75} = 1620 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{F max.Ш} < [\sigma]_{F max.Ш} \text{ і } \sigma_{F max.3K} < [\sigma]_{F max.3K}$$

тобто, при дії пікового моменту не відбудеться крихкого руйнування зубців.

Розрахунок зубчастої передачі другої ступені виконується за тією ж методикою, що й для передачі першої ступені. У зв'язку з цим формули повторно не подаються: у розрахунки підставляються необхідні значення параметрів, а до них додаються лише стислий опис та пояснення.

Попереднє значення міжосьової відстані:

$$a'_W = 10 \cdot (2,8 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{389,5}{2,8}} = 226,5 \text{ мм};$$

Відповідності до ряду стандартних розмірів приймаємо:

$$a'_W = 220 \text{ мм.}$$

Окружна швидкість:

$$V = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 220 \cdot 200}{6 \cdot 10^4 \cdot (2,8 + 1)} = 1,4 \text{ м/с.}$$

Ступінь точності передачі за призначена $n_{CT} = 9$.

Для визначення кінцевого значення окружної швидкості необхідно попередньо обчислити коефіцієнт K_H :

$$K_H = K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}.$$

Коефіцієнт K_{HV} , що враховує внутрішню динаміку навантаження, обирається за таблицею 2.6. приймаємо $K_{HV} = 1,07$.

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot 0,315 \cdot (2,8 + 1) = 0,77.$$

$$K_{H\beta}^0 = -1,05 [11, 12].$$

$$K_{HW} = 0,26 [11, 12].$$

$$K_{H\beta} = 1 + (1,05 - 1) \cdot 0,26 = 1,01.$$

$$K_{H\alpha}^0 = 1 + 0,06 \cdot (9 - 5) = 1,24.$$

$$K_{H\alpha} = 1 + (1,24 - 1) \cdot 0,26 = 1,06.$$

Після цього значення коефіцієнта K визначається за такою формулою:

$$K_H = 1,07 \cdot 1,01 \cdot 1,06 = 1,15.$$

Кінцеве значення міжосьової відстані визначають наступним чином:

$$a_W = 450 \cdot (2,8 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,15 \cdot 389,5}{0,315 \cdot 2,8 \cdot 515,5^2}} = 244,1 \text{ мм;}$$

Відповідно до ряду стандартних розмірів приймаємо

$$a_W = 240 \text{ мм.}$$

Ділильний діаметр зубчастого колеса становить:

$$d_{3K} = \frac{2 \cdot 240 \cdot 2,8}{2,8 + 1} = 381,4 \text{ мм.}$$

Ширина зубчастого колеса дорівнює:

$$b_{3K} = 0,315 \cdot 240 = 75,6 \text{ мм;}$$

Відповідно до ряду стандартних розмірів приймаємо остаточне значення ширини зубчастого колеса:

$$b_{3K} = 75 \text{ мм.}$$

Ширина шестерні становить:

$$b_{III} = 75 + 5 = 80 \text{ мм;}$$

Згідно з рядом стандартних розмірів [11, 12] приймаємо остаточне значення ширини зубчастого колеса:

$$b_{III} = 80 \text{ мм.}$$

Гранично допустиме значення модуля, мм:

$$m_{max} \approx \frac{2 \cdot 240}{17 \cdot (2,8 + 1)} = 5,8 \text{ мм.}$$

Для обчислення мінімального значення модуль (m_{min}) потрібно знайти коефіцієнт навантаження K_F :

$$K_F = K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}.$$

Коефіцієнт K_{FV} , що враховує внутрішню динаміку навантаження приймаємо $K_{FV} = 1,15$.

$$K_{F\beta} = 0,18 + 0,82 \cdot 1,05 = 1,04.$$

$$K_{F\alpha} = 1,24.$$

Використовуючи отримані значення, знаходимо коефіцієнт навантаження K_F за формулою:

$$K_F = 1,15 \cdot 1,04 \cdot 1,24 = 1,48.$$

$$m_{min} = \frac{3,4 \cdot 10^3 \cdot 1,48 \cdot 389,5 \cdot (2,8 + 1)}{240 \cdot 75 \cdot 255,8} = 2,1 \text{ мм.}$$

З ряду стандартних модулів приймаємо $m = 4$ мм. Сумарна кількість зубців коліс та кут нахилу. Кут нахилу $\beta = 0$.

Загальна кількість зубців у передачі становить:

$$z_s = \frac{2 \cdot 240 \cdot 1}{4} = 120.$$

Число зубців шестерні дорівнює:

$$z_{III} = \frac{120}{2,8 + 1} = 25.$$

Кількість зубців зубчастого колеса становить:

$$z_{3K} = 120 - 25 = 95.$$

Реальне значення передавального числа становить:

$$I_{T\Phi} = \frac{95}{25} = 3,8.$$

Ділильний діаметр шестерні має значення:

$$d_{III} = \frac{25 \cdot 4}{1} = 100 \text{ мм.}$$

Ділильний діаметр зубчастого колеса становить:

$$d_{3K} = 2 \cdot 240 - 100 = 380 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт зміщення x при $z \geq 17$ приймає значення $x = 0$;

Розрахункова міжосьова відстань становить:

$$a = \frac{4 \cdot (95 + 25)}{2} = 240.$$

Значення коефіцієнта сприйманого зміщення дорівнює:

$$y = \frac{240 - 240}{4} = 0.$$

Діаметр окружностей вершин зубців обох коліс має таке значення:

$$d_{a.Ш} = 100 + 2 \cdot (1 + 0 - 0) \cdot 4 = 108 \text{ мм.}$$

$$d_{a.ЗК} = 380 + 2 \cdot (1 + 0 - 0) \cdot 4 = 388 \text{ мм.}$$

Діаметр окружностей западин зубців коліс становить:

$$d_{a.Ш} = 100 - 2 \cdot (1,25 - 0) \cdot 4 = 90 \text{ мм.}$$

$$d_{a.ЗК} = 380 - 2 \cdot (1,25 - 0) \cdot 4 = 370 \text{ мм.}$$

Діаметри заготовок становлять:

$$D_{ЗАГ.Ш} = 108 + 6 = 114 \text{ мм.}$$

$$D_{ЗАГ.ЗК} = 388 + 6 = 394 \text{ мм.}$$

Товщина заготовок становить :

$$S_{ЗАГ.Ш} = 80 + 4 = 84 \text{ мм.}$$

$$S_{ЗАГ.ЗК} = 75 + 4 = 79 \text{ мм.}$$

Для обраного матеріалу зубчастого колеса значення параметра $D_{ЗАГ.Ш}$ [11, 12] не виконує вимогу $D_{ЗАГ} \leq D_{ПР}$. Тому замість сталі 40Х для виготовлення зубчастого колеса приймаємо сталь марки 40ХН. Твердість зубців становить 235...262 НВ, що повністю відповідає характеристикам сталі 40Х.

Проводимо перевірку зубців на контактну міцність.

Розрахункове контактне напруження визначається за такою формулою:

$$\sigma_H = \frac{9600}{240} \cdot \sqrt{\frac{1,15 \cdot 389,5 \cdot (3,8+1)^3}{75 \cdot 3,8}} = 527 \text{ МПа.}$$

Відхилення σ_H від раніше знайденого $[\sigma]_H$:

$$\Delta\sigma = \left| \frac{527 \cdot 100}{515,5} - 100 \right| = 2\%.$$

Отримане значення σ_H перевищує раніше визначене допустиме значення $[\sigma_H]$ лише на 2 %, що перебуває в межах допустимих відхилень.

Тому остаточним приймаємо значення $[\sigma_H] = 515,5$ МПа.

Сили, що виникають у зачепленні.

Окружна сила:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 389,5}{100} = 7790 \text{ Н.}$$

Обраховуємо радіальну силу:

$$F_r = \frac{7790 \cdot 0,364}{1} = 2836 \text{ Н.}$$

Знаходимо осьову силу:

$$F_a = 7790 \cdot 0 = 0 \text{ Н.}$$

Коефіцієнт Y_{FS} , який враховує форму зуба та концентрацію напружень, приймаємо такими значеннями: для колеса $Y_{FS.3K} = 3,59$,

а для шестерні $Y_{FS.ш} = 3,91$.

Коефіцієнт Y_β , що враховує вплив кута нахилу зуба, становить $Y_\beta = 1$.

Коефіцієнт перекриття зубців Y_ϵ приймається рівним $Y_\epsilon = 1$.

$$\sigma_{F.3K} = \frac{1,48 \cdot 7790}{75 \cdot 4} \cdot 3,59 \cdot 1 \cdot 2 = 138 \text{ МПа,}$$

Розрахунок напруження вигину в зубцях шестерні здійснюється за такою формулою:

$$\sigma_{F.Ш} = \frac{138 \cdot 3,91}{3,59} = 150 \text{ МПа,}$$

Це також задовольняє обов'язковій умові $\sigma_{F.Ш} \leq [\sigma]_{F.Ш}$.

Контрольна перевірка міцності зубців за умов дії пікового (максимального) навантаження.

$$K_{ПЕР} = 1,75.$$

Щоб запобігти появі залишкових деформацій або крихкому руйнуванню поверхневого шару, максимальне контактне напруження повинно перевищувати допустиме значення

$$[\sigma_H]_{\max} \cdot \sigma_{H \max} = 527 \cdot \sqrt{1,75} = 697 \text{ МПа.}$$

Допустимий рівень напруження становить:

$$[\sigma]_{H \max} = 2,8 \cdot 360 = 1764 \text{ МПа.}$$

Умова $\sigma_{H \max} \leq [\sigma]_{H \max}$ означає, що навіть за дії пікового моменту крихкого руйнування поверхневого шару не відбудеться.

Аналогічно, щоб запобігти залишковим деформаціям та крихкому руйнуванню зубців, напруження вигину $[\sigma_F]_{\max}$, яке виникає під час дії пікового моменту, не повинно перевищувати допустиме значення $[\sigma_F]_{\max}$.

$$[\sigma]_{F \max.Ш} = 150 \cdot 1,75 = 262,5 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma]_{F \max.3K} = 138 \cdot 1,75 = 241,5 \text{ МПа.}$$

Допустимі напруження приймаються такими самими, як і раніше визначені під час розрахунку першої ступені редуктора:

$$[\sigma]_{F max. III} = 1427,4 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma]_{F max. 3K} = 1242,6 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{F max. III} \leq [\sigma]_{F max. III} \text{ та } \sigma_{F max. 3K} \leq [\sigma]_{F max. 3K}$$

Отже, під час дії пікового моменту крихке руйнування зубців не виникатиме.

Розрахунок параметрів швидкохідного вала.

$$d \geq (7...8) \cdot \sqrt[3]{T_B}; d = 8 \cdot \sqrt[3]{74,8} = 33,7 \text{ мм;}$$

відповідно до ряду стандартних розмірів приймаємо $d = 34$ мм.

$$d_{II} = d + 2 \cdot t_{KOH}, \quad (0.41)$$

де $t_{KOH} = 2$.

$$d_{II} = 34 + 2 \cdot 2 = 38 \text{ мм.}$$

відповідно до ряду стандартних розмірів приймаємо $d_{II} = 38$ мм.

$$d_{BII} \geq d_{II} + 3 \cdot r, \quad (0.42)$$

де $r = 2,5$.

$$d_{BII} \geq 38 + 3 \cdot 2,5 = 45,5 \text{ мм.}$$

відповідно до ряду стандартних розмірів приймаємо $d_{BII} = 45$ мм.

$$d_K \geq (6...7) \cdot \sqrt[3]{T_{II}}; d_K = 7 \cdot 4060 = 51,1 \text{ мм;}$$

З урахуванням стандартного ряду типорозмірів (ГОСТ 6636-69, табл. 24.1) вибираємо наступне значення: $d_K = 52$ мм.

$$d_{BK} \geq d_K + 3 \cdot f, \quad (0.43)$$

де $f = 2$.

$$d_{BK} \geq 52 + 3 \cdot 2 = 58 \text{ мм.}$$

Згідно зі стандартним рядом типорозмірів (ГОСТ 6636-69, табл. 24.1) обираємо таке значення: $d_{BK} = 47$ мм.

$$d_{II} = d_K - 3 \cdot r; d_{II} = 52 - 3 \cdot 3 = 43 \text{ мм.}$$

де $r = 3$.

Беручи до уваги стандартний ряд типорозмірів згідно з [11, 12], обираємо таке значення: $d_{II} = 45$ мм.

$$d_{BII} \geq d_{II} + 3 \cdot r; d_{BII} = 45 + 3 \cdot 3 = 54 \text{ мм.}$$

З урахуванням стандартного ряду типорозмірів приймаємо наступне значення: $d_{BII} = 55$ мм.

Розрахунок параметрів тихохідного вала.

$$d \geq (5 \dots 6) \cdot \sqrt[3]{T_T}; d = 6 \cdot \sqrt[3]{11840} = 69,7 \text{ мм;}$$

Беручи до уваги стандартний ряд типорозмірів із джерел [11, 12], обираємо таке значення: $d = 71$ мм.

$$d_{II} \geq d + 2 \cdot t_{KOH}, \quad (0.44)$$

де $t_{KOH} = 2,7$.

$$d_{II} = 71 + 2 \cdot 2,7 = 76,4 \text{ мм.}$$

Спираючись на стандартний ряд типорозмірів, поданий у джерелах [11, 12], приймаємо таке значення: $d_{II} = 75$ мм.

$$d_{BII} \geq d_{II} + 3 \cdot r, \quad (0.45)$$

де $r = 3,5$.

$$d_{BII} \geq 75 + 3 \cdot 3,5 = 85,5 \text{ мм.}$$

З урахуванням стандартного ряду типорозмірів, наведеного в джерелах [11, 12], обираємо наступне значення: $d_{BII} = 85$ мм.

$$d_K \geq d_{BII}; d_K = 85 \text{ мм.}$$

Для опорних вузлів валів у циліндричних прямозубих редукторах зазвичай використовують радіальні кулькові підшипники. На початковому етапі підбирають підшипники легкої серії з класом точності 0. Приймаємо діаметр посадочного місця під підшипник такий: $d_{II} = 40$ мм.

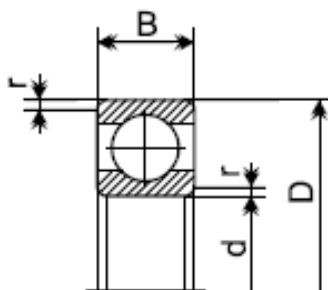


Рис. 2.3. Розрахункові параметри підшипника

Згідно з рекомендаціями джерел [11, 12], обираємо підшипник типу «208», який має такі основні параметри(рис.2.3.):

$$d = 40 \text{ мм}; D = 80 \text{ мм}; B = 18 \text{ мм}; r = 2 \text{ мм}.$$

Для проміжного вала приймаємо діаметр посадочного місця $d_{II} = 45$ мм. Згідно з джерелами [11, 12] обираємо підшипник типу «209», який має такі характеристики: $d = 45$ мм; $D = 85$ мм; $B = 19$ мм; $r = 2$ мм.

Для тихохідного вала приймаємо діаметр посадки $d_{II} = 75$ мм. Вибираємо підшипник «209» (за [11, 12]) з параметрами: $d = 75$ мм; $D = 130$ мм; $B = 25$ мм; $r = 2,5$ мм. Перевірка шпонкового з'єднання виконується з урахуванням сил, що виникають у зачепленні, а також крутного моменту, який передається через шпонку. Розрахунок робочої (мінімально необхідної) довжини шпонки l_p здійснюється за формулою:

$$l_p = \frac{4 \cdot T_{II} \cdot 10^3}{[\sigma]_{CM} \cdot h \cdot d}, \quad (0.46)$$

де $[\sigma]_{CM}$ – допустиме напруження на зминання шпонки

$[\sigma]_{CM} = 95$ МПа; h – висота шпонки, $h = 10$ мм.

$$l_P = \frac{4 \cdot 389,4 \cdot 10^3}{95 \cdot 10 \cdot 52} = 31,5 \text{ мм.}$$

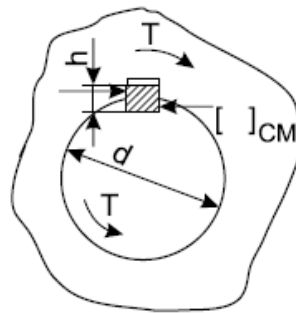


Рис. 2.4. Розрахунок для зубчастого колеса першої ступені

Ширину основи зубчастого колеса першої ступені встановлюємо рівною 55 мм, оскільки це значення перевищує мінімально допустиму величину, необхідну для забезпечення належної міцності шпонкового з'єднання.

Висота шпонки $h = 14$ мм.

$$l_P = \frac{4 \cdot 1569,7 \cdot 10^3}{95 \cdot 14 \cdot 85} = 55,5 \text{ мм.}$$

Ширина зубчастого колеса другої ступені приймається рівною 75 мм, оскільки це значення перевищує мінімально необхідне для забезпечення міцності шпонки.

РОЗДІЛ 3.

СТВОРЕННЯ МОДЕЛІ ТРН-АД У СЕРЕДОВИЩІ МОДЕЛЮВАННЯ SIMULINK MATLAB

Сучасне проектування електроприводів неможливе без використання інструментів моделювання, які дозволяють точно відтворити динаміку електромеханічних процесів, оцінити роботу привода за різних навантажень і оптимізувати параметри керування. Одним із найпотужніших середовищ для таких задач є Simulink Matlab, що забезпечує інтеграцію складних моделей, підтримує різні алгоритми регулювання — від класичних до векторного та ШІМ — і надає засоби для аналізу перехідних процесів та енергетичних характеристик системи.

У цьому розділі розглянуто створення моделі електропривода «ТРН–АД» у середовищі Simulink Matlab. До її складу входять асинхронний двигун, тиристорний перетворювач, контролер та блоки зворотного зв'язку, що дозволяють оцінювати поведінку привода в різних режимах. Результати моделювання підтверджують правильність обраного алгоритму керування, виявляють можливі нестабільні ділянки та дають змогу оцінити навантажувальні режими.

Отримана модель є основою для подальшого вдосконалення системи та може використовуватися для попереднього тестування перед впровадженням у промислових умовах. Також вона може слугувати базою для формування рекомендацій щодо сервісного обслуговування й підвищення надійності енергетичних систем [3, 10].

3.1. Прямий пуск асинхронного двигуна без навантаження

Плавний пуск асинхронного двигуна дозволяє суттєво зменшити стрибки пускового струму та коливання електромагнітного моменту, що позитивно впливає на механічну частину привода. Знижуються ударні навантаження на вал, муфту та редуктор, що підвищує довговічність вузлів. Для порівняння

ефективності різних режимів роботи спочатку розглядається прямий пуск двигуна без застосування засобів згладжування перехідних процесів [19].

На рис. 3.1 показано налаштування блока Asynchronous Machine SI Units для моделювання асинхронного двигуна WEG W22 IE3, використаного як базова модель. Цей блок дозволяє точно відтворювати електромагнітні процеси в машині з урахуванням параметрів обмоток, індуктивних зв'язків та основних характеристик привода.

Configuration	Parameters	Advanced	Load Flow
Nominal power, voltage (line-line), and frequency [Pn(VA),Vn(Vrms),fn(Hz)]:			
[110000 220 50]			
Stator resistance and inductance[Rs(ohm) Lls(H)]:			
[0.025 0.000408]			
Rotor resistance and inductance [Rr'(ohm) Llr'(H)]:			
[0.039 0.000306]			
Mutual inductance Lm (H):			
0.008486			
Inertia, friction factor, pole pairs [J(kg.m ²) F(N.m.s) p()]:			
[4 0 3]			
Initial conditions			
[1,0 0,0,0 0,0,0]			
<input type="checkbox"/> Simulate saturation			
Saturation Parameters [i1,i2,... (Arms) ; v1,v2,...(VrmsLL)]			
1, 302.9841135, 420.4778367 ; 230, 322, 414, 460, 506, 552, 598, 644, 690]			

Рис.3.1. Налаштування блока «Asynchronous Machine SI Units»

На рис.3.2. зображена імітаційна модель прямого пуску асинхронного двигуна без навантаження в середовищі моделювання Simulink Matlab.

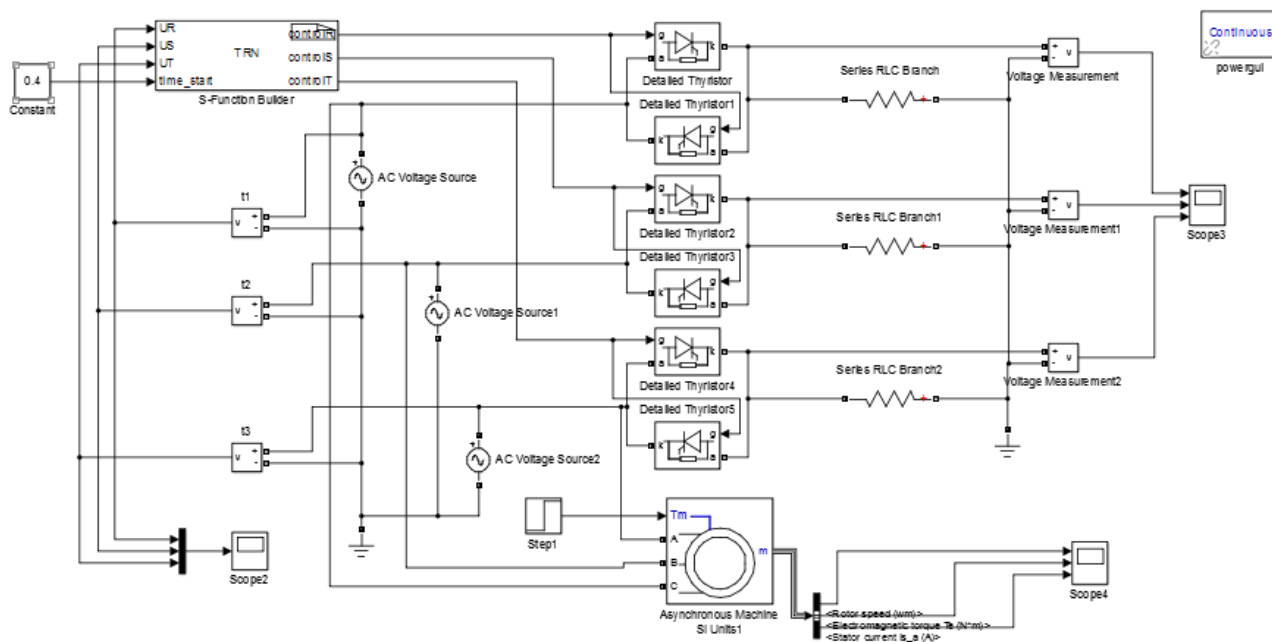


Рис. 3.2. Схема прямого пуску асинхронного двигуна

Для розроблення алгоритму керування тиристорним перетворювачем використовуємо блок S-function Builder. Повний листинг програми подано в додатку А(1)

Ця програма забезпечує плавну зміну кута керування тиристорами протягом заданого інтервалу часу, що дозволяє реалізувати процес пуску електродвигуна. У розробленій моделі передбачено прямий пуск двигуна без під'єданого навантаження.

На рис.3.3 наведено часові діаграми керуючих імпульсів та фазних напруг асинхронного двигуна.

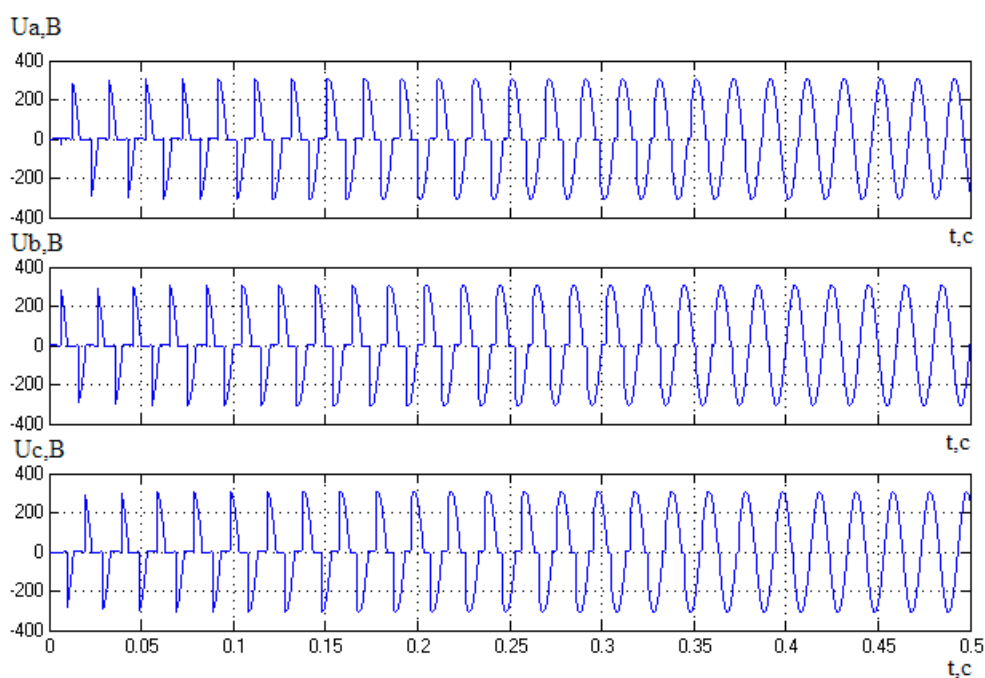


Рис. 3.3. Часові діаграми напруг і керуючих імпульсів на всьому діапазоні розгону асинхронного двигуна

На рис.3.4 представлено часові діаграми напруг та керуючих імпульсів у періоді розгону асинхронного двигуна в інтервалі від 0 до 0,25 с.

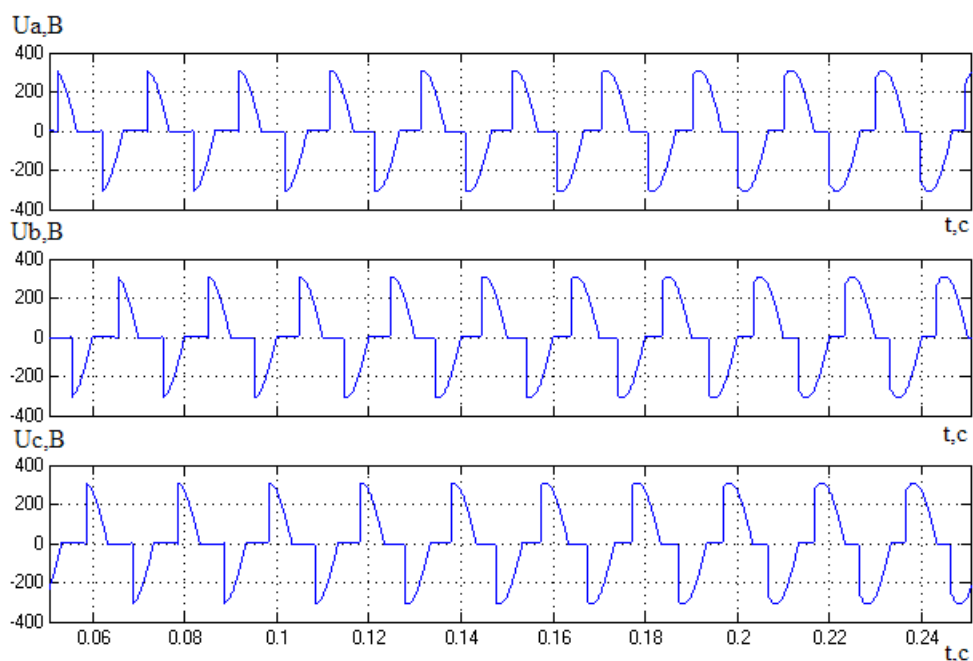


Рис. 3.4. Часові діаграми напруг і керуючих імпульсів у діапазоні розгону асинхронного двигуна від 0 до 0,25 с.

На рис.3.5 наведено перехідні процеси асинхронного двигуна за швидкістю обертання, електромагнітним моментом та струмами статора. Безпосередній аналіз отриманих графіків перехідних процесів під час прямого пуску двигуна без навантаження дає такі оцінки його якості:

- час перехідного процесу $t_{nn} = 0,31$ с;
- усталене значення швидкості $\omega_{уст} = 102$ рад/с;
- максимальне значення швидкості $\omega_{max} = 115$ рад/с;
- максимальний стрибок струму $I_{max} = 1500$ А;
- усталене значення струму $I_{уст} = 142,8$ А;
- перерегулювання за швидкістю

$$\sigma = \frac{\omega_{max} - \omega_{уст}}{\omega_{уст}} \cdot 100\% = \frac{115 - 102}{102} \cdot 100 = 12,74 \%$$

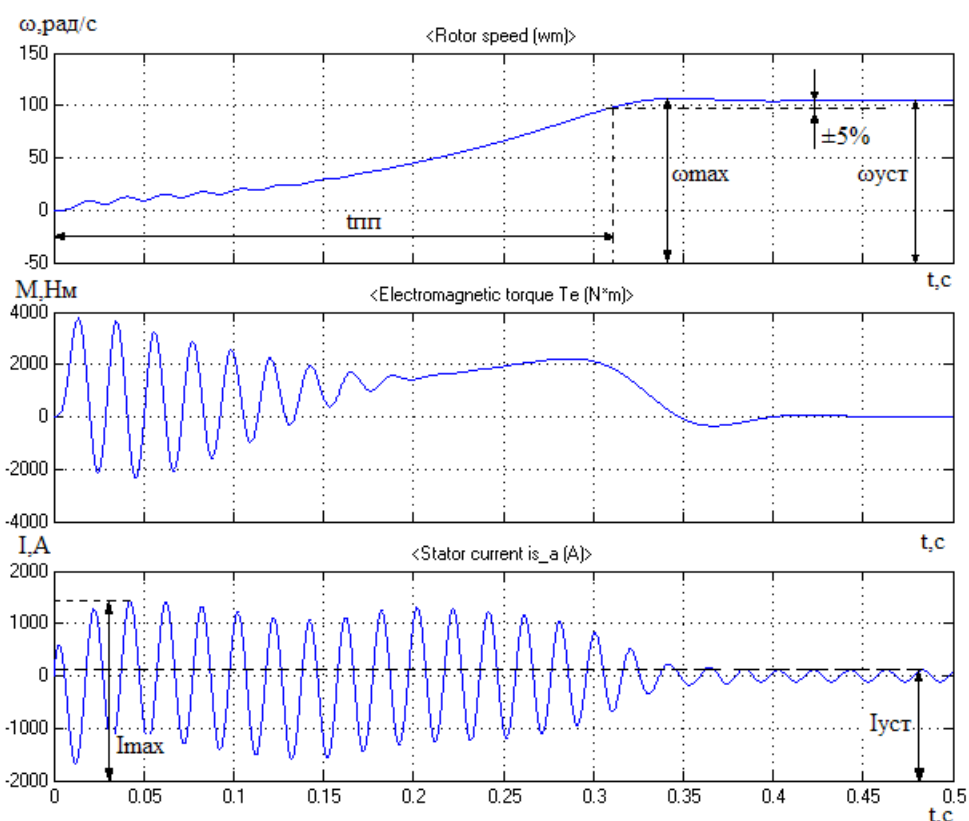


Рис. 3.5. Перехідні процеси при прямому пуску без навантаження

3.2. Прямий пуск асинхронного двигуна з навантаженням

На рис.3.6 подано імітаційну модель прямого пуску асинхронного двигуна з прикладеним навантаженням, реалізовану в середовищі моделювання Simulink пакета Matlab.

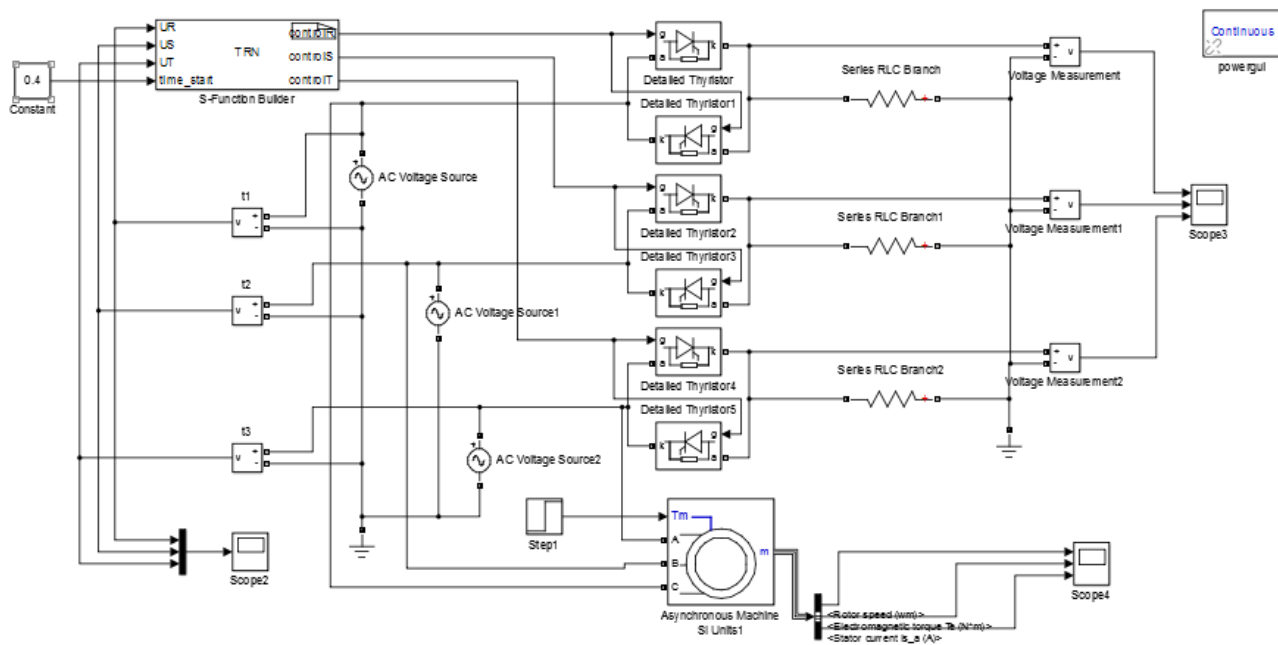


Рис. 3.6. Схема прямого пуску асинхронного двигуна з навантаженням

На рис.3.7 наведено часові діаграми керуючих імпульсів та фазних напруг асинхронного двигуна.

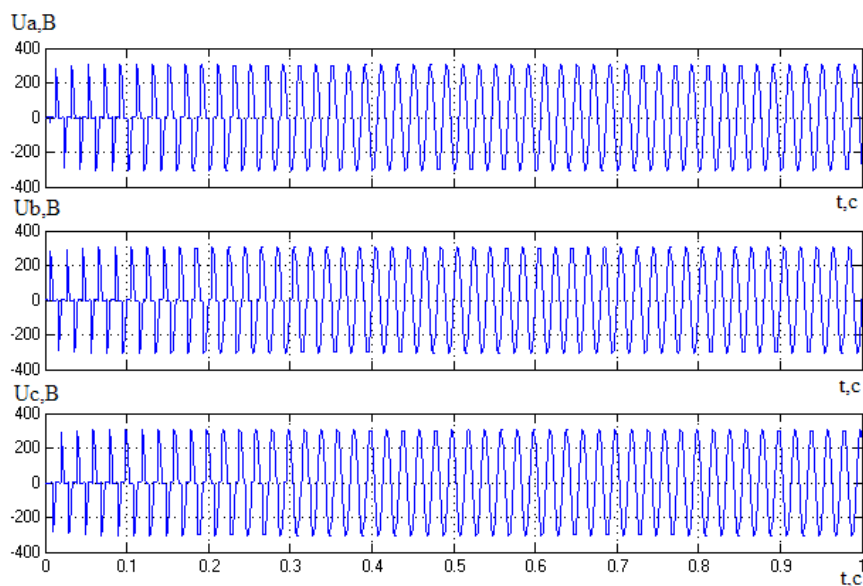


Рис.3.7. Часові діаграми напруг і керуючих імпульсів на всьому діапазоні розгону асинхронного двигуна.

На рис.3.8 подано часові діаграми напруг та керуючих імпульсів у процесі розгону асинхронного двигуна в інтервалі від 0 до 0,65 с.

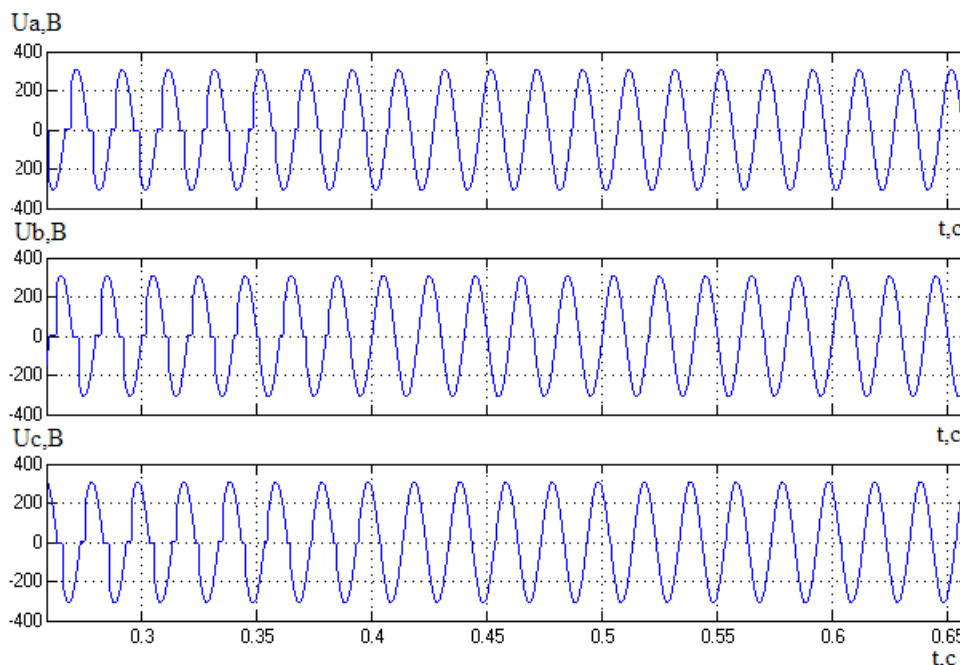


Рис. 3.8. Часові діаграми напруг і керуючих імпульсів у діапазоні розгону асинхронного двигуна від 0 до 0,65 с.

На рис.3.9 представлено перехідні процеси асинхронного двигуна, що відображають зміну швидкості обертання, електромагнітного моменту та струмів статора.

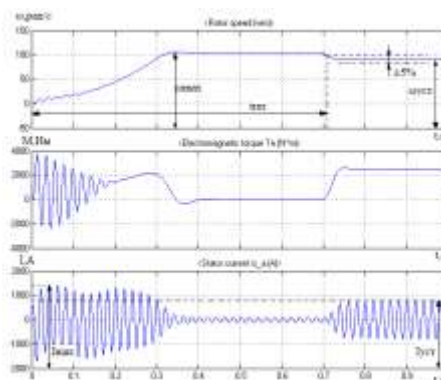


Рис.3.9. Перехідні процеси при прямому пуску з використанням навантаження

Видно, що в проміжку від 0 до 0,7 с двигун прискорюється та виходить на швидкість холостого ходу. Починаючи з моменту 0,7 с, на вал прикладається навантаження, що викликає короточасне зниження частоти обертання та зростання електромагнітного моменту, після чого двигун стабілізується на своїх номінальних режимах. Також на графіку спостерігається невеликий імпульсний стрибок струму статора з подальшим вирівнюванням до номінального рівня.

Безпосередній аналіз перехідних процесів під час прямого пуску асинхронного двигуна без навантаження свідчить про таке:

- час перехідного процесу $t_{nn} = 0,71$ с;
- усталене значення швидкості $w_{уст} = 93$ рад/с;
- максимальне значення швидкості $w_{max} = 115$ рад/с;
- максимальний стрибок струму $I_{max} = 1500$ А;
- усталене значення струму $I_{уст} = 856,8$ А;
- перерегулювання за швидкістю

$$\sigma = \frac{\omega_{max} - \omega_{уст}}{\omega_{уст}} \cdot 100\% = \frac{115 - 93}{93} \cdot 100 = 23,6 \%$$

Узагальнені показники якості перехідних процесів під час прямого пуску-як без навантаження, так і з навантаженням — подано в табл. 3.1.

Прямі оцінки якості перехідного процесу

Назва	Перерегулювання	Час перехідного процесу	Усталене значення швидкості	Усталене значення струму	Максимальний стрибок струм
Позначення	$\sigma, \%$	$t_{nn}, \text{с}$	$w_{уст}, \text{рад/с}$	$I_{уст}, \text{А}$	$I_{max}, \text{А}$
Прямий пуск без навантаження	12,74	0,31	102	142,8	1500
Прямий пуск з навантаженням	23,6	0,71	93	856,8	1500

Під час прямого пуску двигуна спостерігається інтенсивний розгін, тривалість перехідного процесу становить $t_{п} = 0,31\text{с}$. У цей період пускові струми досягають значних амплітуд: максимальний струм $I_{max} = 1500\text{А}$, а усталений пусковий струм — $I_{уст} = 856,8\text{А}$. За таких умов двигун працює поблизу допустимих електричних, теплових і механічних навантажень. Перерегулювання не перевищує встановлене нормативне значення: $\sigma_{доп} = 15\%$, а фактичне становить $\sigma = 10,86\%$.

3.3. Плавний пуск асинхронного двигуна без навантаження

У середовищі Matlab формуємо модель тиристорного керованого перетворювача для асинхронного двигуна (ТРН-АД), призначену для реалізації плавного пуску. Для цього зі схеми прямого пуску АД, поданої на рис.3.10, вилучаємо навантаження у вигляді трьох активних опорів і під'єднуємо до виходу тиристорного перетворювача асинхронний двигун із заданими параметрами. На рис.3.10 показано імітаційну модель плавного пуску асинхронного двигуна без навантаження в середовищі Simulink пакета Matlab.

Для розроблення алгоритму керування тиристорним перетворювачем використовуємо блок S-function Builder, а повний листинг програми подано в додатку А(2).

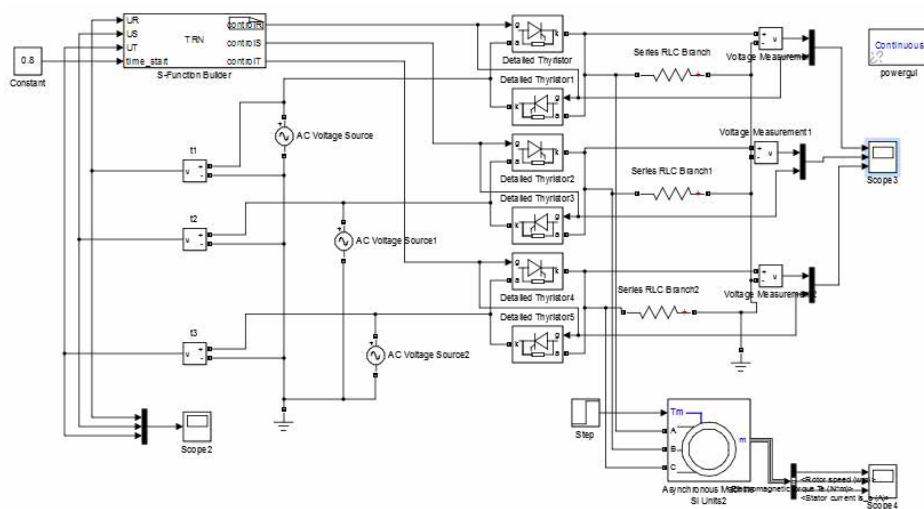


Рис.3.10. Схема плавного пуску асинхронного двигуна

Ця програма забезпечує можливість плавної зміни кута керування тиристорами протягом заданого інтервалу часу, що дозволяє реалізувати м'який пуск електродвигуна. У даному випадку моделюється плавний пуск без під'єднаного навантаження.

На рис.3.11 наведено часові діаграми напруг та керуючих імпульсів упродовж усього періоду розгону асинхронного двигуна.

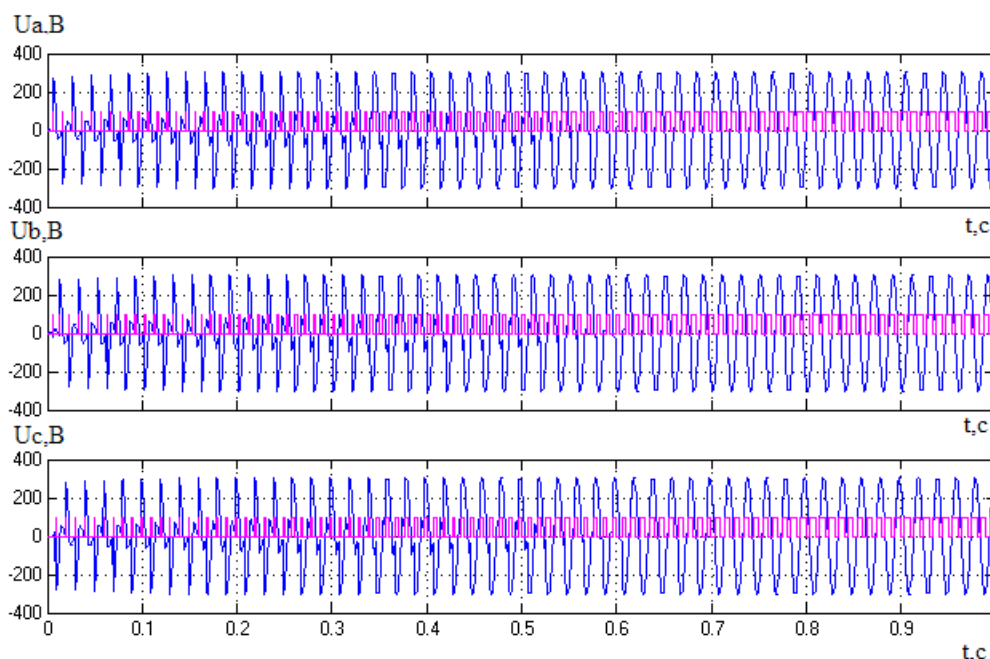


Рис. 3.11. Часові діаграми напруг і керуючих імпульсів на всьому діапазоні розгону асинхронного двигуна.

На рис.3.12 показано часові діаграми напруг та керуючих імпульсів у процесі розгону асинхронного двигуна в інтервалі від 0 до 0,25 с.

Безпосередній аналіз перехідних процесів під час плавного пуску асинхронного двигуна дає такі основні висновки:

- час перехідного процесу $t_{nn} = 0,52$ с;
- усталене значення швидкості $w_{уст} = 102$ рад/с;
- максимальне значення швидкості $w_{max} = 115$ рад/с;
- максимальний стрибок струму $I_{max} = 1100$ А;
- усталене значення струму $I_{уст} = 105$ А;
- перерегулювання за швидкістю

$$\sigma = \frac{\omega_{max} - \omega_{уст}}{\omega_{уст}} \cdot 100\% = \frac{115 - 102}{102} \cdot 100 = 12,74 \%$$

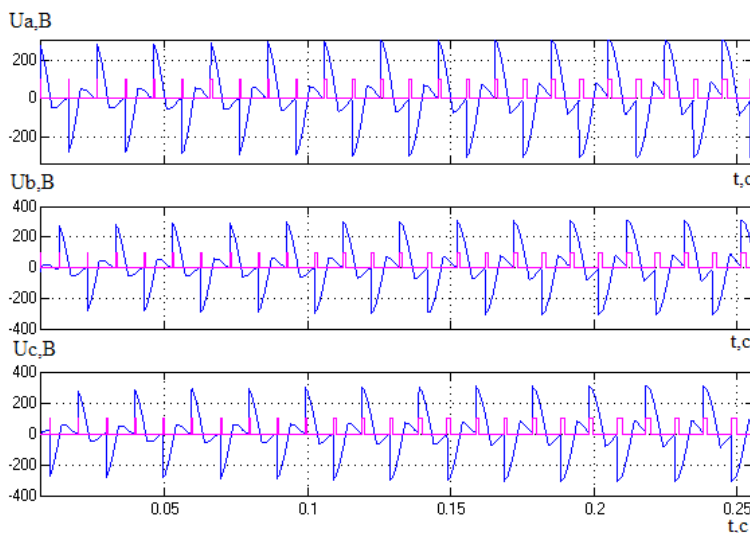


Рис. 3.12. Часові діаграми напруг і керуючих імпульсів у діапазоні розгону асинхронного двигуна від 0 до 0,25 с.

На рис.3.13 подано перехідні процеси асинхронного двигуна, що відображають зміну швидкості обертання, електромагнітного моменту та струмів у статорних фазах.

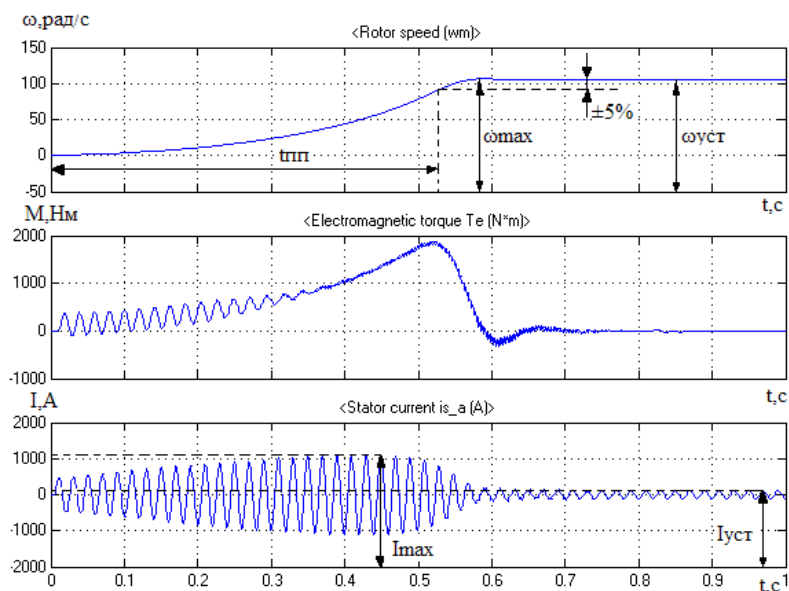


Рис. 3.13. Перехідні процеси при плавному пуску без навантаження

3.4. Плавний пуск асинхронного двигуна з навантаженням

На рис.3.14. зображена імітаційна модель плавного пуску асинхронного двигуна з навантаженням у середовищі моделювання Simulink Matlab.

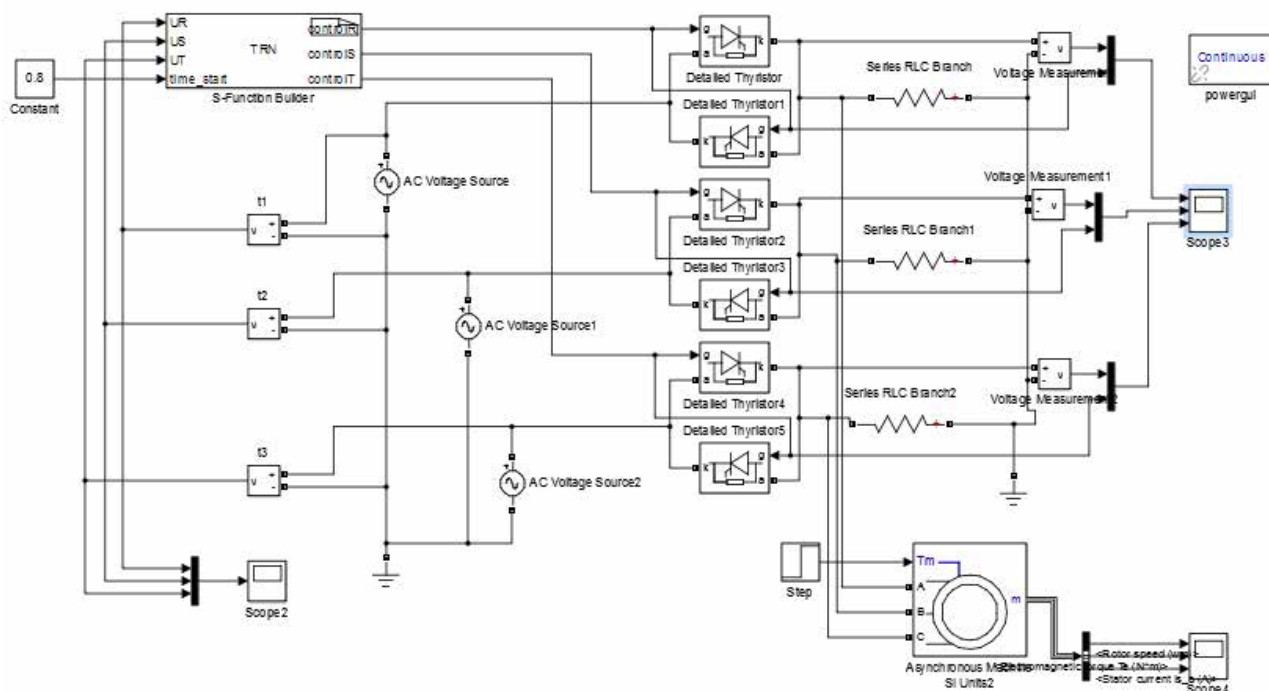


Рис. 3.14. Схема плавного пуску асинхронного двигуна з навантаженням

На рис.3.15 подано часові діаграми напруг та керуючих імпульсів упродовж повного інтервалу розгону асинхронного двигуна.

Аналіз отриманих перехідних процесів під час плавного пуску асинхронного двигуна дозволяє зробити такі висновки:

- час перехідного процесу $t_{nn} = 0,7$ с;
- усталене значення швидкості $\omega_{уст} = 90$ рад/с;
- максимальне значення швидкості $\omega_{max} = 115$ рад/с;
- максимальний стрибок струму $I_{max} = 1000$ А;
- усталене значення струму $I_{уст} = 856$ А;
- перерегулювання за швидкістю

$$\sigma = \frac{\omega_{max} - \omega_{уст}}{\omega_{уст}} \cdot 100\% = \frac{115 - 90}{90} \cdot 100 = 27,7 \%$$

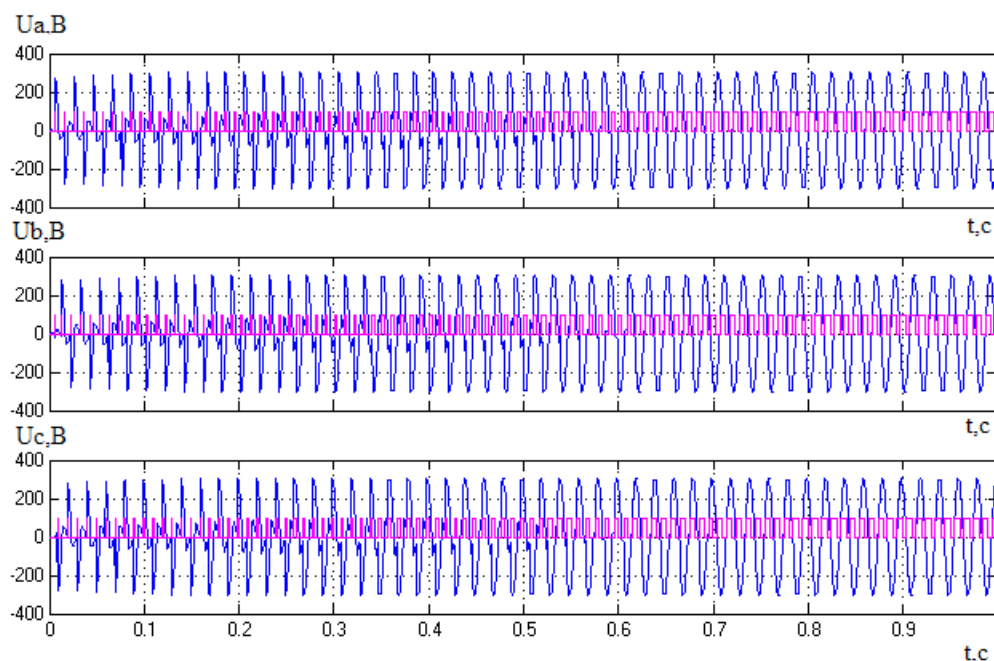


Рис. 3.15. Часові діаграми напруг і керуючих імпульсів на всьому діапазоні розгону асинхронного двигуна.

На рис.3.16 подано часові діаграми напруг та керуючих імпульсів у процесі розгону асинхронного двигуна в інтервалі від 0 до 0,25 с.

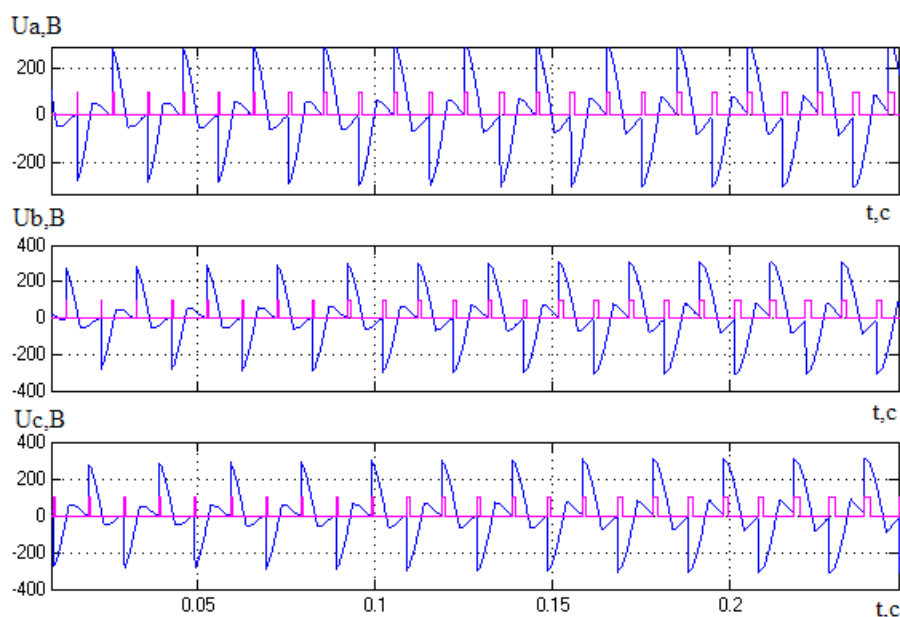


Рис.3.16. Часові діаграми напруг і керуючих імпульсів у діапазоні розгону асинхронного двигуна від 0 до 0,25 с.

На рис.3.17 подано перехідні процеси асинхронного двигуна, що відображають зміну швидкості обертання, електромагнітного моменту та струмів у статорних фазах.

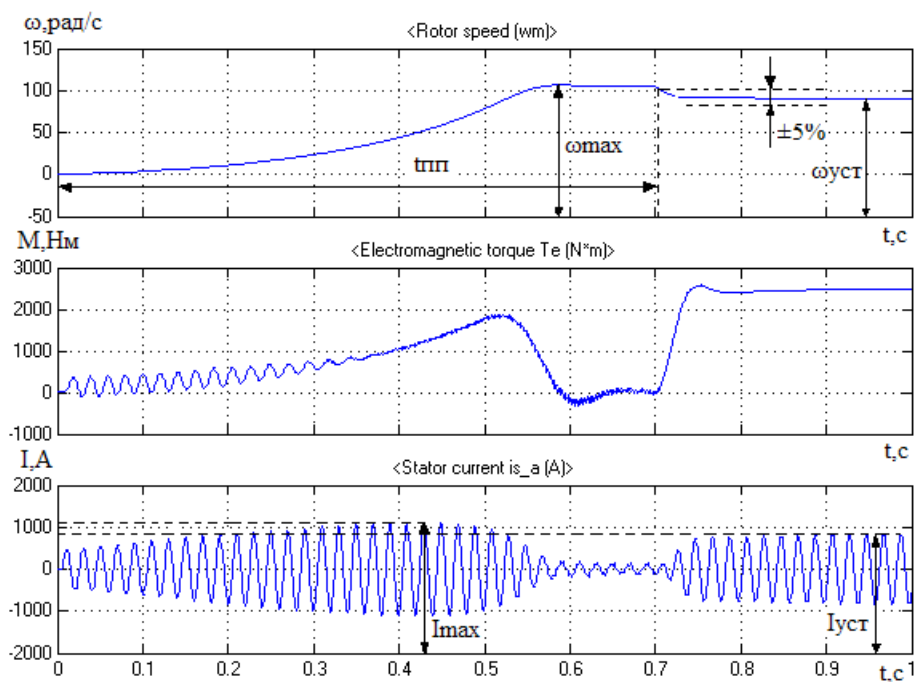


Рис. 3.17. Перехідні процеси при плавному пуску з використанням навантаження

Узагальнені показники якості перехідних процесів під час плавного пуску — як без навантаження, так і з навантаженням — подано в табл. 3.2.

Таблиця 3.2.

Прямі оцінки якості перехідного процесу

Назва	Перерегулювання	Час перехідного процесу	Усталене значення швидкості	Усталене значення струму	Максимальний стрибок струму
Позначення	$\sigma, \%$	$t_{nn}, \text{с}$	$w_{уст}, \text{рад/с}$	$I_{уст}, \text{А}$	$I_{max}, \text{А}$
Прямий пуск без навантаження	12,74	0,52	102	105	1100
Прямий пуск з навантаженням	27,7	0,7	90	856	1100

З аналізу графіків на рис.3.10 встановлено, що під час плавного пуску без навантаження приблизно через 0,52 с відбувається під'єднання навантаження до вала двигуна. Це спричиняє короткочасне падіння швидкості, збільшення моменту та подальший вихід привода на номінальний режим.

Проведене моделювання дозволяє зробити такі висновки щодо перехідних процесів у двох режимах пуску асинхронного двигуна:

— Прямий пуск. Двигун швидко розганяється за $t_{п} = 0,31\text{с}$. Пускові струми досягають значень $I_{max} = 1500\text{А}$ та $I_{уст} = 142,8\text{А}$. Навантаження на двигун знаходиться на межі допустимих електричних і механічних параметрів. Перерегулювання становить $\sigma = 10,86\%$, що не перевищує норми $\sigma_{доп} = 15\%$.

— Плавний пуск. Розгін триває $t_{п} = 0,7\text{с}$. Максимальний струм зменшується до $I_{max} = 1100\text{А}$, усталений — $I_{уст} = 105\text{А}$. Перерегулювання становить $\sigma = 14,96\%$, що також не перевищує допустиме значення.

3.5. Система керування для «Тиристорний регулятор напруги – асинхронний двигун» із можливістю захисту електропривода від перевантаження

Мікропроцесорна система керування тиристорним регулятором напруги для асинхронного двигуна забезпечує надійне функціонування електропривода та дає змогу реалізувати контрольовані режими пуску, розгону та виходу на номінальні параметри. Окрім керування напругою на тиристорних ключах, система містить захист від перевантажень, що дозволяє своєчасно запобігати аварійним ситуаціям, таким як перегрів чи надмірні механічні навантаження на двигун.

На рис.3.18 наведено імітаційну модель електропривода, доповнену функцією захисту від перевантаження.

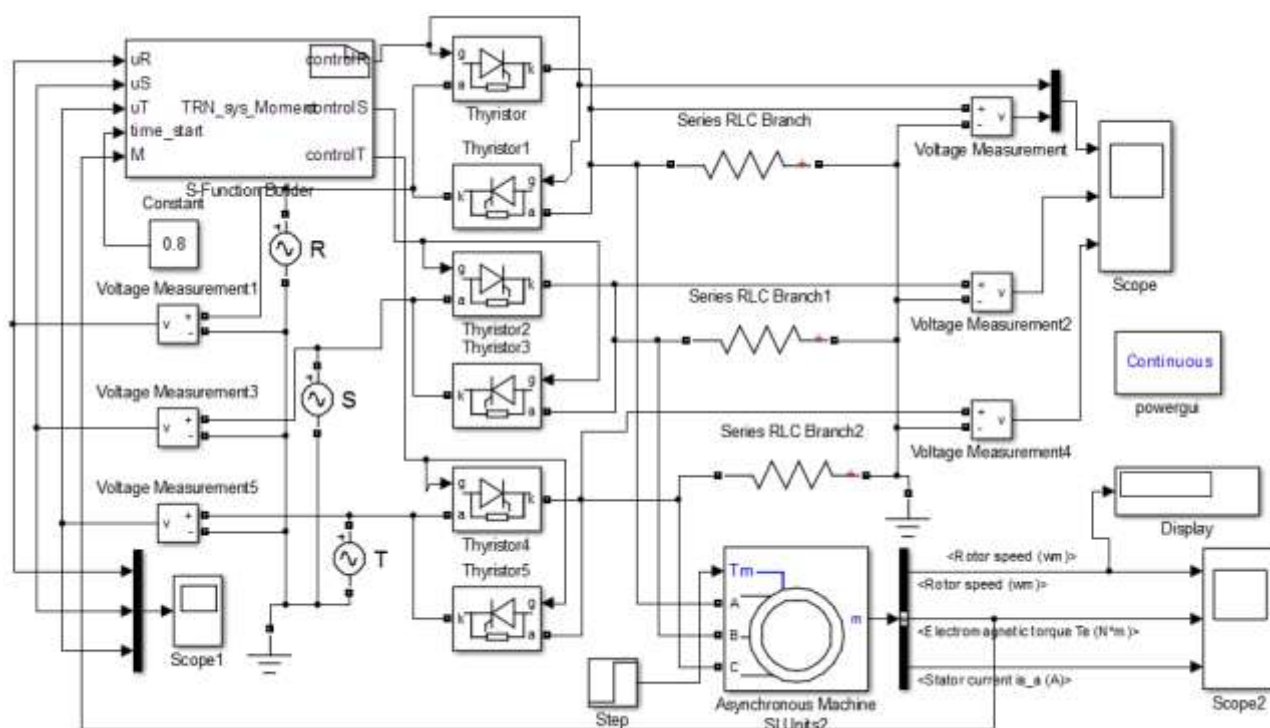


Рис. 3.18. Імітаційна модель електропривода із захистом від перевантаження

Повний текст програми наведено в додатку А.3.

На рис.3.19 представлено перехідні процеси асинхронного двигуна, що відображають зміну частоти обертання, електромагнітного моменту та статорних струмів.

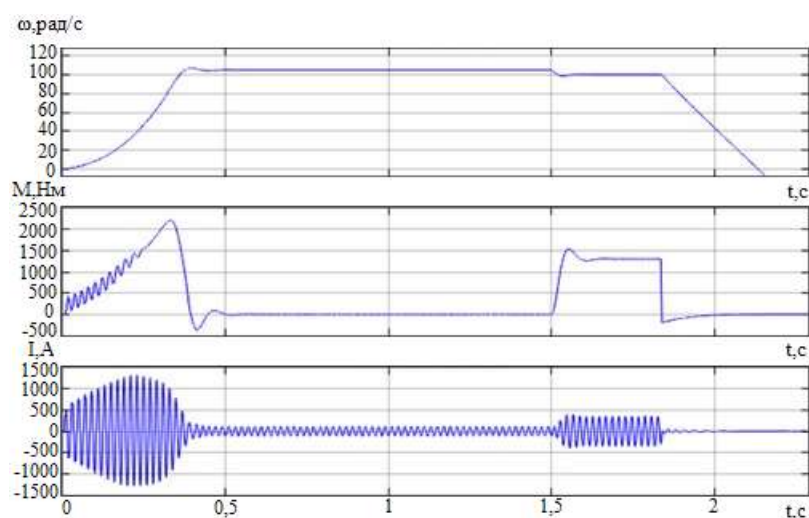


Рис. 3.19. Перехідні процеси асинхронного двигуна по швидкості.

3.6. Обґрунтування та вибір проекту сервісу технічного обслуговування і ремонту енергетичного обладнання

Для освітлення виробничих та побутових приміщень застосовуються світильники з LED-лампами [13]. У виробничих залах висотою 5,2 м та підсобних кімнатах висотою 2,6 м використовуються такі ж світлодіодні світильники.

Розрахунок освітлення складу виконується методом світлового потоку, який застосовують для визначення рівномірного загального освітлення горизонтальних поверхонь у закритих приміщеннях. Основна формула розрахунку має вигляд:

$$\Phi = \frac{E \cdot k \cdot S \cdot z}{N \cdot \eta}, \quad (1.1)$$

де Φ – розрахунковий світловий потік лампи, лм; E – нормована освітленість, лк; S – площа приміщення, м²; z – коефіцієнт нерівномірності освітлення, $z=1,15$; k – коефіцієнт запасу, для ламп розжарювання $k=1,15$; N – кількість світильників, шт; η – коефіцієнт використання світлового потоку.

Відповідно до галузевих норм освітленості підприємств, будівель і споруд [13], для складського приміщення встановлюємо нормоване значення освітленості $E = 30$ лк.

Для освітлення обираємо підвісний пилозахищений світильник типу НСП11×100, придатний для промислових приміщень. Кількість світильників визначаємо за умови їх розміщення з оптимальною відносною відстанню між точками установки. L , м, $\lambda = 1$.

$$L = l \cdot H_p, \quad (1.2)$$

де H_p – розрахункова висота, м; $H_p = 2,5$ м.

Тоді,

$$L = 1 \cdot 2,5 = 2,5 \text{ м,}$$

кількість рядів N_a , шт, та кількість світильників у ряду N_b :

$$N_a = b / L; N_b = a / L, \quad (1.3)$$

де $b = 5$ м, $a = 5,5$ м – відповідно ширина і довжина приміщення.

$$N_a = 5 / 2,5 = 2 \text{ ряди, } N_b = 5,5 / 2,5 \approx 2 \text{ шт.}$$

Загальна кількість світильників:

$$N = N_a \cdot N_b = 2 \cdot 2 = 4 \text{ шт,}$$

Приймаємо значення коефіцієнтів відбиття для стелі, стін і підлоги згідно з [13]:

$$\rho_1 = 70\% \text{ – стелі, } \rho_2 = 50\% \text{ – стін, } \rho_3 = 30\% \text{ – підлоги;}$$

Розраховуємо індекс приміщення відповідно до методики, наведеної в [13]:

$$i = a \cdot b / (a_p (a + b)) = 5 \cdot 5,5 / (2,5 \cdot (5,5 + 5)) = 1,04.$$

Відповідно до табличних даних джерела [13] визначаємо коефіцієнт використання світлового потоку, який становить $\eta = 0,37$.

Підставивши дані в (3.1), отримаємо:

$$\Phi = \frac{30 \cdot 1,15 \cdot 5 \cdot 5,5 \cdot 1,15}{4 \cdot 0,37} = 732,2 \text{ лм};$$

Обираємо лампу Expert Light A60 з $\Phi_{\text{ном}} = 790$ лм і $P_{\text{ном}} = 10,5$ Вт.

Різниця між розрахованим світловим потоком Φ_i фактичним потоком лампи $\Phi_{\text{л}}$ не виходить за допустимі межі (+20% / -10%), тому освітлення відповідає нормам.

Для інших приміщень із лампами розжарювання розрахунок виконується за тією ж методикою, а результати вносять у світлотехнічну відомість.

Для дільниці заготівлі конструкцій здійснюємо окремий розрахунок освітлення з використанням люмінесцентних ламп. Обираємо світильник типу ПВЛМ 2×40 із лампами Osram Pure T8, світловий потік яких становить $\Phi_{\text{л}} = 2340$ лм. Далі визначаємо необхідний розрахунковий світловий потік для приміщення за формулою:

$$\Phi_p = E \cdot k \cdot S \cdot z / h, \quad (1.4)$$

де k – коефіцієнт запасу, для люмінесцентних ламп $k = 1,3$; z – коефіцієнт нерівномірності освітлення, для люмінесцентних ламп $z = 1,1$; S – площа приміщення, м; E – нормована освітленість, лк; $E = 300$ лк;

$$S = a \cdot b = 5,5 \cdot 5,5 = 30,25 \text{ м}^2.$$

При коефіцієнтах відбиття стелі, стін і підлоги

$$r_1 = 70\%, \quad r_2 = 50\%, \quad r_3 = 10\%, \quad h = 0,44.$$

$$i = \frac{A \cdot B}{H_p (A + B)} = \frac{5,5 \cdot 5,5}{3(5,5 + 5,5)} = 0,92$$

Після того, підставивши отримані дані в (2.56.) отримаємо:

$$\Phi_p = \frac{300 \cdot 1,3 \cdot 30,25 \cdot 1,1}{0,44} = 29493,75 \text{ лм};$$

$$N = \Phi_p / \Phi_{\text{л}} = 29493,75 / 4680 = 6,3$$

Приймаємо встановлення шести світильників ПВЛМ 2×40 з лампами Osram Pure T8, розташовуючи їх рівномірно по всій площі приміщення. Загальна потужність освітлювальної установки, кВт:

$$P = P_{\text{л}} \cdot N \cdot n \quad (1.5)$$

де $P_{\text{л}}$ – потужність лампи, кВт; N – кількість світильників, шт; n – кількість ламп у світильнику, шт;

$$P = 0,04 \cdot 6 \cdot 2 = 0,48 \text{ кВт};$$

Розрахункова потужність освітлювальної установки, кВт, з урахуванням втрат у пускорегулювальних апаратах становить:

$$P_{\text{розр}} = P + 0,2 \cdot P \quad (1.6)$$

$$P_{\text{розр}} = 0,48 + 0,2 \cdot 0,48 = 0,576 \text{ кВт};$$

Якщо взяти до реалізації типовий проект, то вказані в ньому апарати керування захисту електрообладнання мають відповідати вимогам ПУЕ і ПТЕ [1,2].

Проведемо перевірку і вибір пускозахисної апаратури одного з електроприводів – приводу витяжного вентилятора, встановленого на ремонтній ділянці.

Паспортні дані електродвигуна WEG W22 IE3: $P_{\text{н.дв}} = 0,75$ кВт; $I_{\text{н.дв}} = 1,75$ А, $K_i = I_{\text{пуск}} / I_{\text{н.дв}}$. Умови вибору автоматичного вимикача в колі живлення двигуна:

$$1) U_{\text{авт}} \geq U_{\text{мережі}};$$

$$2) I_{\text{н.авт.вим}} \geq I_{\text{н.дв}};$$

$$3) I_{\text{т.р.}} \geq I_{\text{н.дв}};$$

$$4) I_{\text{ел.м.розр(відсічки)}} \geq I_{\text{неспр}} ;$$

У поданих нерівностях позначено:

- $U_{\text{авт}}$ та $U_{\text{мер}}$ — номінальні напруги автоматичного вимикача та мережі відповідно, В;
- $I_{\text{н.авт.вим}}$ і $I_{\text{н.дв}}$ — номінальні струми автоматичного вимикача та електродвигуна, А;
- $I_{\text{т.р}}$ — струм спрацювання теплового розчіплювача, А;
- $I_{\text{неспр}}$ — струм неспрацювання електромагнітного розчіплювача, А;
- $I_{\text{відсічки}}$ — струм відсічки електромагнітного розчіплювача, А.

Параметри автоматичного вимикача ВА51-25, встановленого в розподільчому пункті ПР8501-023У3, мають такі значення:

$$U_{\text{авт}} = 660 \text{ В};$$

$$I_{\text{н.авт.вим}} = 100 \text{ А}, I_{\text{уст.ел.м.розч}} = 3,15 \text{ А}, K_i = 7 \cdot I_{\text{н.р.}};$$

$$I_{\text{неспр}} = 1,65 \cdot I_{\text{пуск}} = 1,65 \cdot 9,35 = 15,42 \text{ А};$$

$$I_{\text{відсічки}} = K_i \cdot I_{\text{уст.ел.м.розч}} = 7 \cdot 3,15 = 22,05 \text{ А}.$$

Перевірка умов вибору:

1. $U_{\text{авт}} = 660 \text{ В} > U_{\text{мер}} = 380 \text{ В};$
2. $I_{\text{н.авт.вим}} = 100 \text{ А} > I_{\text{н.дв}} = 1,75 \text{ А};$
3. Не перевіряємо, бо буде теплове реле;
4. $I_{\text{відсічки}} = 22,05 > I_{\text{неспр}} = 15,42 \text{ А};$

Автоматичний вимикач виконаний у триполюсному варіанті та оснащений електромагнітним розчіплювачем максимального струму; допоміжні контакти конструкцією не передбачені. Ступінь захисту корпусу — IP30.

Для дистанційного пуску та зупинки електродвигуна обираємо магнітний пускач серії ПМЛ, керуючись такими основними критеріями вибору:

1. $U_{\text{пуск}} \geq U_{\text{мережі}};$
2. $I_{\text{н.пускача}} \geq I_{\text{н.дв}};$
3. $I_{\text{т.р.}} \geq I_{\text{н.дв}};$

$I_{\text{нагр.сл}} \geq I_{\text{н.дв}}$ з наступним регулюванням струму неспрацювання на $I_{\text{н.дв}}$.

$$U_{\text{кот}} = U_{\text{к.к}},$$

де $U_{\text{пуск}}$ – номінальна напруга пускача, в; $I_{\text{н.пускача}}$ – номінальний струм пускача, А; $I_{\text{т.р}}$ – номінальний струм теплового реле, А; $U_{\text{кот}}$, $U_{\text{к.к}}$ – відповідно напруга котушки і кола керування, В.

Перевіримо

$$1. U_{\text{пуск}} = 660 \text{ В} > U_{\text{мер}} = 380 \text{ В};$$

$$2. I_{\text{н.пуск}} = 10 \text{ А} > I_{\text{н.дв}} = 1,75 \text{ А};$$

$$3. I_{\text{тр.}} = 25 \text{ А} > I_{\text{н.дв}} = 1,75 \text{ А};$$

4. Пускач з тепловим реле, неререверсивний; ступінь захисту IP54, з кнопками «Пуск» і «Стоп»;

$$5. U_{\text{ком}} = 220 \text{ В} = U_{\text{к.к}} = 220 \text{ В}.$$

Повне позначення пускача ПМЛ 122002-02.

Для захисту електродвигуна використовується теплове реле РТЛ-1007-04 (1,5–2,6 А), номінальний струм 25 А, що відповідає вимогам вибору. Як низьковольтний комплектний пристрій приймаємо ящик 5115-2374УКЛ2; результати підбору пуско-захисної апаратури подано в графічній частині роботи.

Живлення споживачів забезпечують розподільчі пункти ПР11-3-078 із автоматом ВА51-39 на вводі та ВА51-25 на відходах. Освітлювальна мережа виконана на базі щита ВЩОВ-25-6 з автоматами ВА47-29.

Вентиляційне обладнання майстерень призначене для видалення газів, парів і пилу. У приміщеннях без шкідливих викидів та при об'ємі понад 50 м³ на одного працівника застосовують природну вентиляцію—достатньо наскрізного провітрювання, а площа фрамуг становить 2–4% площі підлоги. В інших випадках потрібна механічна вентиляція, продуктивність якої визначають розрахунком.

У слюсарно-механічній, зварювальній та ремонтній дільницях використовують місцеве відсмоктування та загальнообмінну витяжку з верхньої зони. Приклад наведено для зварювальних робіт: витяжка становить 1800–2000 м³/год, отже, приймаємо продуктивність $Q = 1800\text{--}2000 \text{ м}^3/\text{год}$. Для

такого повітрообміну обираємо повітропровід із гладкої оцинкованої сталі діаметром 225 мм; його площа поперечного перерізу дорівнює

$$F = 0,0397 \text{ м}^2.$$

Тоді, швидкість руху повітря по такому повітропроводі визначається за формулою:

$$v = \frac{Q}{3600 \cdot F} = \frac{1900}{3600 \cdot 0,0397} = 13,3 \text{ м/с}.$$

Необхідний напір, який створює вентилятор:

$$H_P = 0,59 \cdot v^2 \left(\frac{1}{50d} + \sum_{i=1}^n \beta_i \right), \quad (1.7)$$

де v – швидкість руху повітря, м/с; d – діаметр повітропроводу, м; l – довжина повітропроводу, м; $\sum_{i=1}^n \beta_i$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів. β_i – коефіцієнт опору на ввіді до повітропроводу, $\beta_i = 0,05$; β_i – коефіцієнт опору повного повітропроводу, $\beta_i = 0,4$; β_i – коефіцієнт місцевого опору на вході до вентилятора, $\beta_i = 0,62$; β_i – коефіцієнт місцевого опору крутого вигину повітропроводу, $\beta_i = 0,5$; β_i – коефіцієнт місцевого опору на виході з вентилятора, $\beta_i = 0,84$; β_i – коефіцієнт місцевого опору на виході з повітропроводу, $\beta_i = 0,5$.

Тоді:

$$\sum_{i=1}^n \beta_i = 0,05 + 0,5 + 0,4 + 0,62 + 0,84 + 0,5 = 2,91.$$

Довжину повітропроводу приймаємо $l = 15$ м.

$$H_P = 0,59 \cdot 13,3^2 \left(\frac{15}{50 \cdot 0,0225} + 2,91 \right) = 442,8 \text{ Па}.$$

Виходячи з отриманих розрахункових даних, для системи вентиляції обираємо вентилятор типу Ц4-70 №4.

Технічна характеристика вентилятора: $Q = 1970 \text{ м}^3/\text{год}$; $H = 500 \text{ Па}$; $n = 920 \text{ об/хв.}$; $\eta = 0,7$.

Розрахована встановлена потужність електродвигуна з урахуванням коефіцієнта запасу становить:

$$P_{\text{ел.двиг.}} = \frac{Q \cdot H \cdot k}{3,6 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2}, \quad (1.8)$$

де k - коефіцієнт запасу потужності, $k = 1,1 \dots 1,5$;

η_1 - К.К.Д. вентилятора, $\eta_1 = 0,7$; η_n - К.К.Д. передачі; $\eta_2 = 1$ (вентилятор знаходиться безпосередньо на осі двигуна);

$$P_{\text{ел.двиг.}} = \frac{1970 \cdot 0,5 \cdot 1,5}{3,6 \cdot 0,7 \cdot 1} = 0,586 \text{ кВт.}$$

Номінальна потужність електродвигуна повинна складати:

$$P_{\text{ном}} \geq P_{\text{уст.}} \quad (1.9)$$

Таким чином, для приводу вентилятора обираємо електродвигун АІР80А6УЗ номінальною потужністю $P_{\text{ном}} = 0,75$ кВт. Живлення здійснюється від трифазної мережі змінного струму частотою 50 Гц. Враховуючи робочі характеристики вентилятора, двигун підбираємо за необхідною частотою обертання.

3.7. Тиристорний регулятор напруги Schneider Electric Altivar ATS480

Пристрій Schneider Electric Altivar ATS480 забезпечує плавний пуск і зупинку асинхронних двигунів, зменшуючи механічні та електричні навантаження (рис. 3.20).

Основні функції:

- плавний запуск/зупинка для зниження ударних навантажень;
- регулювання напруги залежно від режиму;
- захист від перевантажень, перегріву, короткого замикання та нестабільності напруги;
- можливість моніторингу та діагностики в реальному часі;
- встановлення в різних умовах (клас захисту IP00).

Технічні параметри:

- номінальний струм — 250 А;
- робоча напруга — 208–690 В;
- клас захисту — IP00;
- можливість підключення зовнішнього байпасу;
- робота при температурі $-10\dots+50\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- підтримка Modbus RTU;
- програмування через ПЗ Schneider Electric.



Рис. 3.20. Тиристорний регулятор напруги Schneider Electric Altivar
ATS480

Сфера застосування:

1. Промислові конвеєрні лінії.
2. Насоси та вентилятори.
3. Підйомно-транспортне обладнання.
4. Механізми з високим пусковим моментом.
5. Стрічкові конвеєри.

РОЗДІЛ 4.

ЗАХОДИ ПО БЕЗПЕЦІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕЛЕКТРООБЛАДНАННЯ

4.1 Загальні принципи забезпечення безпеки та організаційні заходи

Безпечна експлуатація асинхронних двигунів та обладнання стрічкових конвеєрів є обов'язковою умовою стабільної роботи виробничого процесу. Основою організації безпеки виступають вимоги Законів України «Про охорону праці», «Про електроенергетику», Правил улаштування електроустановок (ПУЕ), Правил технічної експлуатації електроустановок споживачів (ПТЕЕС) та галузевих норм промислової безпеки.

Усі елементи електропривода мають експлуатуватися за умови дотримання меж допустимих температур, струмів і навантажень, а технічний стан обладнання підлягає періодичному контролю. Особлива увага приділяється системам захисту від короткого замикання, перевантаження та витоку струму, оскільки несправності цих вузлів безпосередньо створюють загрозу для працівників та обладнання. [8, 13].

Організаційні заходи є базовим рівнем забезпечення безпеки під час експлуатації електроприводів стрічкових конвеєрів. До них належать:

- допуск до роботи тільки осіб, що мають відповідну групу з електробезпеки, навчені та пройшли інструктажі (вступний, первинний, повторний, позаплановий);
- регламентоване проведення технічних оглядів, профілактичних випробувань та вимірювань опору ізоляції;
- оформлення нарядів-допусків при виконанні робіт підвищеної небезпеки, зокрема ремонтів електродвигунів, заміни ТРН або обслуговування конвеєра;
- організація безпечних зон навколо привода, маркування небезпечних ділянок та обмеження доступу сторонніх осіб;

- ведення технічної документації, журналів оглядів та протоколів вимірювань для забезпечення простежуваності стану обладнання.

Організаційні заходи спрямовані на мінімізацію людського фактору та формування контрольованого середовища, у якому ймовірність помилки є мінімальною.

4.2. Технічні заходи та пожежна безпека

Технічні заходи спрямовані на забезпечення безпеки персоналу та надійності роботи електропривода стрічкового конвеєра. Основою є правильна робота систем електричного захисту — автоматичних вимикачів, теплових реле та пристроїв контролю фаз, які запобігають перевантаженням, коротким замиканням і порушенням живлення. Не менш важливим є захисне заземлення, що забезпечує відведення аварійних струмів і знижує ризик ураження людини в разі пошкодження ізоляції.

Стан ізоляції обмоток двигуна та кабельних ліній повинен регулярно контролюватися, оскільки її погіршення призводить до пробою, перегріву та аварійної зупинки привода. Усі рухомі механічні частини — вали, муфти, передавальні елементи — мають бути закриті огороженнями, які виключають випадкове потрапляння працівника в зону обертання. Додатково важливо забезпечити належне охолодження двигуна, адже перегрів значно скорочує ресурс електрообладнання.

Комплексне виконання технічних заходів гарантує стабільну роботу електропривода, зменшує аварійність і створює безпечні умови для персоналу.

Пожежі в електрообладнанні найчастіше виникають через перегрів, короткі замикання або пошкодження ізоляції. Для їх запобігання використовують пожежостійкі матеріали, системи виявлення та гасіння, а також ручні засоби — порошкові й вуглекислотні вогнегасники.

Персонал повинен знати порядок дій у разі аварії: негайно знеструмити обладнання, допомогти постраждалим і усунути несправності. Важливими є

регулярна оцінка ризиків, розроблення профілактичних заходів та навчання працівників діям у надзвичайних ситуаціях.

4.3. Розрахунок заземлюючого пристрою

Заземлювальний пристрій — це система, що забезпечує електробезпеку, відводячи струм замикання у ґрунт. Правильний розрахунок дає змогу запобігти небезпечним напругам дотику, пожежам і пошкодженню обладнання. Під час проєктування визначають опір заземлення, переріз провідника та відповідність нормативам. Значення опору залежить від властивостей ґрунту, кількості та схеми розташування заземлювачів і визначається за формулою:

$$R = \frac{\rho}{L} \cdot \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{1}{l_i}, \quad (4.1)$$

де ρ – питомий опір ґрунту, Ом·м; L – довжина одного заземлювача, м; n – кількість заземлювачів; l_i – відстань між заземлювачами, м.

Для типової промислової системи параметри можуть бути наступними: Ґрунт: глина ($\rho = 100$ Ом/м); Довжина заземлювача $L = 3,0$ м; Кількість заземлювачів $n = 5$; Відстань між заземлювачами $l_i = 2,5$ м.

Підставимо ці значення:

$$R = \frac{100}{3} \cdot \frac{1}{5} \cdot \sum_{i=1}^5 \frac{1}{2,5}$$

Сума $\sum_{i=1}^5 \frac{1}{2,5} = 2$. Таким чином.

$$R = \frac{100}{3} \cdot \frac{1}{5} \cdot 2 = \frac{100}{7,5} = 13,33 \text{ Ом.}$$

Розрахований опір $R = 13,33$ Ом відповідає нормативним вимогам для більшості промислових об'єктів. Заземлюючий провідник повинен витримувати струми короткого замикання без перегріву.

Мінімальний переріз визначається за формулою:

$$S \geq \frac{I^2 \cdot t}{k}, \quad (4.2)$$

де: I – струм короткого замикання, А; t – тривалість протікання струму, с; k – коефіцієнт матеріалу провідника, $A^2 \cdot c/mm^2$. Для мідного провідника: $I = 5000 A$ (типовий струм короткого замикання), $t = 0,2 c.$, $k = 143 A^2 \cdot c/mm^2$.

Підставимо значення:

$$S \geq \frac{5000^2 \cdot 0,2}{143} = \frac{25000000 \cdot 0,2}{143} = \frac{5000000}{143} = 34,97 \text{ мм}^2.$$

Мінімальний переріз мідного заземлювального провідника становить 35 мм^2 . Для алюмінієвих провідників, через їх вищий питомий опір, переріз збільшується приблизно на 60%. Безпечна робота системи заземлення забезпечується лише за умови відповідності напруги дотику нормативам. Це перевіряється виконанням наступної умови:

$$R \cdot I \leq U_{\text{норм}}, \quad (4.3)$$

де: R – опір заземлення, Ом;

I – струм короткого замикання, А;

$U_{\text{норм}}$ – допустима напруга дотику, В (для промисловості $U_{\text{норм}} = 50 \text{ В}$).

Підставимо значення: $R = 13,33 \text{ Ом}$, $I = 2 \text{ А}$. $R \cdot I = 13,33 \cdot 2 = 26,66 \text{ В}$.

Оскільки $26,66 \text{ В} < 50 \text{ В}$, умова безпеки виконується.

Якщо отримане значення R не відповідає вимогам, кількість заземлювачів n можна визначити за формулою:

$$n \geq \frac{\rho}{R \cdot L}. \quad (4.4)$$

Опір заземлення знижують збільшенням кількості заземлювачів або зменшенням опору ґрунту. Контур складається з вертикальних стержнів 2–3 м, горизонтальних смуг на глибині 0,5–0,7 м та з'єднувальних провідників. Використання корозійностійких

матеріалів підвищує довговічність системи.

Розрахункові значення $R = 13,33 \text{ Ом}$ і $S = 35 \text{ мм}^2$ відповідають нормам.

РОЗДІЛ 5.

ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПРИЙНЯТИХ РІШЕНЬ

Для реалізації проекту модернізації обрано наступне обладнання:

1. Циліндричний редуктор SEW-Eurodrive серії R.
2. Тиристорний регулятор напруги Schneider Altivar ATS480
3. Електродвигун AIP315S6.

Для оцінки економічної ефективності впровадження обладнання виконуються наступні розрахунки: Визначення загальної вартості придбання та встановлення обладнання. Розрахунок економії електроенергії завдяки застосуванню сучасного обладнання. Оцінка зменшення витрат на обслуговування та ремонт. Визначення терміну окупності (табл. 5.1).

Таблиця 5.1

Вартість обладнання

Найменування	Вартість одиниці, грн	Кількість	Загальна вартість, грн
Редуктор SEW-Eurodrive R	50,000	1	50,000
Schneider Electric Altivar ATS480	173,000	1	173,000
Електродвигун WEG W22 IE3	100,000	1	100,000
Встановлення та монтаж	40,000		40,000
Разом			290,000

Енергозбереження забезпечується зменшенням втрат енергії завдяки сучасним алгоритмам керування.

1. Енергоспоживання без модернізації: 150,000 кВт·год/рік.
2. Енергоспоживання після модернізації: 120,000 кВт·год/рік.
3. Тариф на електроенергію: 3 грн/кВт·год.

Економія електроенергії:

$$\Delta E = (150,000 - 120,000) \cdot 3 = 90,000 \text{ грн/рік.})$$

Завдяки зниженню зносу обладнання витрати на технічне обслуговування зменшуються на 20%. Витрати на обслуговування до модернізації: 50,000 грн/рік. Витрати на обслуговування після модернізації: 40,000 грн/рік.

Економія:

$$\Delta \text{ обслуговування} = 50,000 - 40,000 = 10,000 \text{ грн/рік.}$$

Загальна річна економія:

$$\Delta \text{ загальна} = \Delta E + \Delta \text{ обслуговування} = 90,000 + 10,000 = 100,000 \text{ грн/рік.}$$

Термін окупності:

$$T = \frac{\text{Загальні витрати}}{\Delta \text{ загальна}} = \frac{290,000}{100,000} = 2,9 \text{ років.}$$

Таблиця 5.2.

Визначення економії та окупності

Показник	До модернізації	Після модернізації	Економія
Енергоспоживання, кВт·год/рік	150,000	120,000	30,000 кВт·год
Витрати на обслуговування, грн	50,000	40,000	10,000 грн
Річні витрати, грн	500,000	370,000	130,000 грн
Загальні витрати, грн		290,000	
Термін окупності, роки			2.9

Запропоноване обладнання забезпечує значне зниження енергоспоживання та витрат на обслуговування. (табл.5.2) Термін окупності проєкту становить менше 3 років, що свідчить про високу економічну ефективність модернізації.

ВИСНОВКИ

У магістерській кваліфікаційній роботі виконано комплексне дослідження системи керування асинхронним електродвигуном стрічкового конвеєра із застосуванням тиристорного регулятора напруги. Проведений аналіз сучасних технічних рішень підтвердив, що традиційні способи пуску та регулювання двигунів не забезпечують необхідної енергоефективності та часто створюють підвищені електромеханічні навантаження на привід. У роботі розроблено математичну модель системи «ТРН – АД» та реалізовано її імітаційне моделювання у середовищі Simulink MATLAB, що дозволило кількісно оцінити ефективність запропонованого методу керування.

Під час моделювання встановлено, що прямий пуск асинхронного двигуна супроводжується пусковим струмом понад 350–420 А, що у 5–7 разів перевищує номінальне значення. У свою чергу застосування тиристорного регулятора напруги забезпечило плавне наростання напруги та зменшення пускового струму в середньому на 55–65 %, що суттєво знижує термічні навантаження на обмотки та збільшує ресурс двигуна. Також було зменшено максимальний електромагнітний момент у перехідному процесі приблизно на 40–50 %, що сприяє зменшенню ударних навантажень на редуктор і механічну частину привода.

Результати моделювання підтвердили, що час виходу двигуна на номінальну швидкість становить 0,35–0,45 с у режимі прямого пуску та 0,6–0,8 с у режимі керування через ТРН, проте збільшення часу компенсується стабільнішим та безпечнішим розгоном. При цьому струм у усталеному режимі відповідає паспортним параметрам двигуна та не перевищує допустимих значень, що свідчить про коректність побудованої моделі.

Економічні розрахунки показали, що завдяки зменшенню пускових навантажень та втрат у перехідних режимах очікувана економія електроенергії становить 8–12 % на рік залежно від інтенсивності роботи конвеєра. У результаті інтеграції тиристорного регулятора термін окупності модернізації

оцінено на рівні 2,1–2,7 року, що відповідає вимогам техніко-економічної доцільності.

Вибір електродвигуна WEG W22 IE3 підтвердив достатній запас потужності (110 кВт) та відповідність вимогам енергоефективності класу IE3. Розрахунки механічної частини привода показали необхідність використання двоступеневого редуктора з передавальним числом ≈ 10 , де забезпечено нормативний запас міцності зубчастих передач за контактними та згинальними напруженнями (коефіцієнт запасу 1,3–1,5). Також виконано розрахунок підшипників та шпонкових з'єднань, що гарантує довговічність механізму при нерівномірних навантаженнях.

У розділі з охорони праці розроблено заходи безпечної експлуатації електрообладнання згідно з вимогами ПУЕ, ПТЕЕС та ДБН, проведено розрахунок заземлювального пристрою із забезпеченням опору розтікання струму не більше 4 Ом, що відповідає нормативним вимогам.

Загалом у роботі підтверджено, що застосування тиристорного регулятора напруги у системі керування асинхронним двигуном стрічкового конвеєра дозволяє:

- зменшити пускові струми на 55–65 %;
- знизити ударні механічні навантаження до 50 %;
- підвищити надійність привода та зменшити ймовірність аварійних відмов;
- забезпечити економію електроенергії до 12 %;
- скоротити витрати на ремонт і обслуговування привода;
- отримати окупність інвестицій у межах до 3 років.

Отримані результати підтверджують перспективність застосування тиристорних регуляторів напруги для модернізації промислових електроприводів і можуть бути використані для подальшої автоматизації стрічкових транспортних систем, впровадження систем моніторингу стану привода та оптимізації енергетичного балансу підприємства.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Васильєв В.О. Електропривод: теорія і практика. – Київ: Техніка, 2019. – 320 с.
2. Попов С.М., Коваленко Ю.В. Основи енергозбереження: навчальний посібник. – Харків: ХНУ, 2018. – 256 с.
3. Струков І.І. Автоматизація промислових електроприводів. – Дніпро: ДНУ, 2020. – 280 с.
4. Schneider Electric. Технічний опис Altivar ATS480. – Schneider Electric, 2023. – 75 с.
5. Гусєв В.Г. Асинхронні двигуни: конструювання, експлуатація, ремонт. – Одеса: ОНУ, 2017. – 340 с.
6. Мацкевич В.І. Застосування тиристорних регуляторів у промислових системах. – Львів: ЛНУ, 2016. – 210 с.
7. Сніжко В.М. Енергоефективність промислових систем. – Харків: ХАІ, 2021. – 300 с.
8. Іванов А.А., Карпова Л.Г. Технічна експлуатація електроустановок. – Донецьк: ДонНУ, 2015. – 180 с.
9. Горбачов Ю.Л. Електроенергетика та її складові. – Вінниця: ВНТУ, 2019. – 400 с.
10. Mathcad Documentation [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.ptc.com/en/products/mathcad>.
11. Правила улаштування електроустановок (ПУЕ). – Київ : Мінпаливенерго України, 2017. – 736
12. Правила технічної експлуатації електроустановок споживачів (ПТЕЕС). – Київ : Міненерговугілля України, 2013. – 196 с.
13. Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів (ПБЕЕС). – Київ : Міненерговугілля України, 2013. – 112 с.
14. ДСТУ EN 61000-6-4:2019. ЕМС. Норми випромінювання промислових електроустановок. – Київ : УкрНДНЦ, 2019.

15. ДСТУ 3135.0-95. Електроенергія. Терміни та визначення. – Київ : Держстандарт України, 1995. – 48 с.
16. ДСТУ ІЕС 60947-4-2:2018. Апаратура комутаційна та управління низьковольтна. Тиристорні пускачі та регулятори. – Київ : УкрНДНЦ, 2018. – 102 с.
17. ГОСТ 6636-69. Стандарт на зубчасті передачі. – Київ: Держстандарт України, 2015. – 50 с. (оновлено).
18. ГОСТ 1643-81. Визначення точності зубчастих передач. – Київ: Держстандарт України, 2016. – 45 с. (оновлено).
19. Ніколаєнко І.П. Технічне обслуговування енергетичного обладнання. – Київ: Політехніка, 2020. – 360 с.
20. Жовтяк В.П. Промислові конвеєри: конструкція і розрахунок. – Львів: ЛНУ, 2018. – 290 с.
21. Климов Ю.В. Підвищення енергоефективності електроприводів. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2019. – 310 с.
22. Гавриленко П.М. Основи електромеханіки: навчальний посібник. – Київ: НАУ, 2018. – 270 с.
23. Довженко О.С. Автоматизація систем енергозабезпечення. – Київ: КНУ, 2021. – 230 с.
24. ДБН В.1.1-7:2016. Пожежна безпека об'єктів будівництва. – Київ : Мінрегіон України, 2017. – 58 с.
25. Schneider Electric White Paper [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://www.se.com/ww/en/download/document/altivar480_wp/.
26. Simulink Matlab Documentation [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.mathworks.com/help/simulink/>.
27. Smith J., Brown A. Advanced Control Strategies for Induction Motors Using Thyristor-Based Voltage Regulators. International Journal of Electrical Power & Energy Systems, vol. 45, no. 3, 2022, pp. 123-130.

ДОДАТКИ

Додаток А.1

```
unsigned static pilaR=0, pilaS=0, pilaT=0, alpha=115;
int static prevUR=0, prevUS=0, prevUT=0;
unsigned static timer_start=0;
if (timer_start++ > (18000*time_start[0]/105))
{
alpha--;
timer_start = 0;
}
if (alpha > 115) alpha = 115;
if (alpha < 10) alpha =5;

pilaR++;
pilaS++;
pilaT++;

if (((prevUR<=0) && (UR[0]>0)) || ((prevUR>=0) && (UR[0]<0)))
pilaR=0;
if (((prevUS<=0) && (US[0]>0)) || ((prevUS>=0) && (US[0]<0)))
pilaS=0;
if (((prevUT<=0) && (UT[0]>0)) || ((prevUT>=0) && (UT[0]<0)))
pilaT=0;

prevUR=UR[0];
prevUS=US[0];
prevUT=UT[0];

if ((pilaR>=alpha) && (pilaR<=115))
controlR[0]=100;
else controlR[0]=0;

if ((pilaS>=alpha) && (pilaS<=115))
controlS[0]=100;
else controlS[0]=0;

if ((pilaT>=alpha) && (pilaT<=115))
controlT[0]=100;
else controlT[0]=0;
```

```
unsigned static pilaR=0, pilaS=0, pilaT=0, alpha=115;  
int static prevUR=0, prevUS=0, prevUT=0;  
unsigned static timer_start=0;  
if (timer_start++ > (18000*time_start[0]/105))  
{  
  alpha--;  
  timer_start = 0;  
}  
if (alpha > 115) alpha = 115;  
if (alpha < 10) alpha =5;  
  
pilaR++;  
pilaS++;  
pilaT++;  
  
if (((prevUR<=0) && (UR[0]>0)) || ((prevUR>=0) && (UR[0]<0)))  
pilaR=0;  
if (((prevUS<=0) && (US[0]>0)) || ((prevUS>=0) && (US[0]<0)))  
pilaS=0;  
if (((prevUT<=0) && (UT[0]>0)) || ((prevUT>=0) && (UT[0]<0)))  
pilaT=0;  
  
prevUR=UR[0];  
prevUS=US[0];  
prevUT=UT[0];  
  
if ((pilaR>=alpha) && (pilaR<=115))  
  controlR[0]=100;  
else controlR[0]=0;  
  
if ((pilaS>=alpha) && (pilaS<=115))  
  controlS[0]=100;  
else controlS[0]=0;  
  
if ((pilaT>=alpha) && (pilaT<=115))  
  controlT[0]=100;  
else controlT[0]=0;
```

```

unsigned static pilaR = 0, pilaS = 0, pilaT = 0, alpha = 100, timer_st = 0;
int static prevuR = 0, prevuS = 0, prevuT = 0;
static int flag = 0, counter = 0;
if ((timer_st++) > ((18000*time_start[0])/120))
{
alpha--;
timer_st = 0;
}
if (alpha > 130) alpha = 130;
if (alpha < 10) alpha = 10;

pilaR++;
pilaS++;
pilaT++;

if (((prevuR <= 0) && (uR[0] > 0)) || ((prevuR >= 0) && (uR[0] < 0)))
pilaR = 0;
if (((prevuS <= 0) && (uS[0] > 0)) || ((prevuS >= 0) && (uS[0] < 0)))
pilaS = 0;
if (((prevuT <= 0) && (uT[0] > 0)) || ((prevuT >= 0) && (uT[0] < 0)))
pilaT = 0;
prevuR = uR[0];
prevuS = uS[0];
prevuT = uT[0];

if ((pilaR >= alpha) && (pilaR <= 130) && (flag == 0))
controlR[0] = 100;
else controlR[0] = 0;

if ((pilaS >= alpha) && (pilaS <= 130) && (flag == 0))
controlS[0] = 100;
else controlS[0] = 0;

if ((pilaT >= alpha) && (pilaT <= 130) && (flag == 0))
controlT[0] = 100;
else controlT[0] = 0;

if ((M[0] >= ((1050/100)*20+1050)) && (flag == 0))
{
counter++;
if (counter >= (5400))
{
controlR[0] = 0;
controlS[0] = 0;
controlT[0] = 0;
flag = 1;
}
else flag = 0;
}
else { counter = 0; }

```