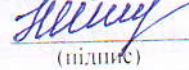


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна
Бахмутський навчально-науковий професійно-педагогічний інститут
Кафедра електромеханічних та комп'ютерних систем

До захисту допущено

Завідувач кафедри


(підпис)

Інна НЕФЬОДОВА
(ім'я, прізвище)

«05» грудня 2024 року

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА (ПРОЄКТ)

рівень вищої освіти другий (магістерський)

спеціальність 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

освітньо-професійна Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

тема «Синтез електромеханічної системи скалярного частотного керування швидкістю асинхронного двигуна»

Виконав(ла)

здобувач(ка) групи БД-П23мг
(шифр групи)

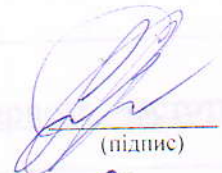
Анатолій ДІДЕКО
(ім'я, прізвище)

Керівник роботи

к.т.н., доц. Юрій ЗАЧЕПА
(науковий ступінь, вчене звання, ім'я, прізвище)

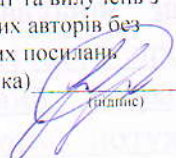
Рецензент роботи

д.т.н., проф. Олексій ЧОРНИЙ
(науковий ступінь, вчене звання, ім'я, прізвище)


(підпис)


(підпис)


(підпис)

Засвідчую, що у цій роботі
немає цитат та вилучень з
праць інших авторів без
відповідних посилань.
здобувач (ка) 
(підпис)

Харків – 2024

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна

Факультет/ІНІ Бахмутський навчально-науковий професійно-педагогічний інститутКафедра Електромеханічних та комп'ютерних системРівень вищої освіти другий (магістерський)Спеціальність 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханікаОсвітньо-професійна програма Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Інна НЕФЬОДОВА

(підпис)

(ім'я, прізвище)

«08» жовтня 2024 рокуЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ (ПРОЄКТ)Діденко Анатолій Васильович

(прізвище, ім'я, по батькові здобувача)

1. Тема роботи Синтез електромеханічної системи скалярного частотного керування швидкістю асинхронного двигунакерівник роботи Зачепа Юрій Володимирович, к. т. н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)затверджені наказом по університету від «08» жовтня 2024 року № 5101-5/32362. Строк подання здобувачем роботи «02» грудня 2024 р.3. Перелік питань, які потрібно розробити: В пояснювальній записці необхідно відобразити аналітичний огляд та опис технологічного процесу, формулювання вимог до електроприводу, енергосиловий розрахунок параметрів технологічного об'єкта, обґрунтування вибору потужності двигуна, вибір електродвигуна та силового електрообладнання, математична модель електромеханічного об'єкта, розрахунок статичних та динамічних параметрів електроприводу, синтез системи керування та дослідження динамічних характеристик електромеханічної системи шляхом моделювання.

4. План роботи

№ з/п	Назви етапів роботи
1	Огляд літературних джерел, нових розробок, опублікованих даних та іншої інформації, пов'язаної з темою роботи
2	Обґрунтування теоретичної бази обраної проблеми.
3	Характеристика об'єктів галузі: стан і стратегії розвитку
4	Дослідження синтезу електромеханічної системи скалярного частотного керування швидкістю асинхронного двигуна
5	Розробка електромеханічної системи скалярного частотного керування швидкістю асинхронного двигуна
6	Оформлення першого варіанту тексту, подання його на ознайомлення науковому керівнику
7	Усунення недоліків, написання остаточного варіанту тексту, оформлення дипломної роботи
8	Подання роботи на кафедрі, перевірка на плагіат та зовнішнє рецензування роботи
9	Захист дипломної роботи у ЕК

5. Дата видачі завдання «08» жовтня 2024 р.

Здобувач(ка)


(підпис)

Анатолій ДІДЕНКО

(ім'я, прізвище)

Керівник роботи


(підпис)

Юрій ЗАЧЕПА

(ім'я, прізвище)

АНОТАЦІЯ

Метою даної роботи є дослідження можливостей регулювання швидкості руху за допомогою частотного перетворювача відповідно до скалярного методу управління. Основна вимога до регулювання швидкості полягає в забезпеченні адаптації швидкості в залежності від потоку вантажу на стрічковому конвеєрі. Автоматизація підпорядкована завданням комплексного автоматизування даного виробництва.

У загальному випадку, в залежності від специфіки технологічного процесу, автоматизаційна система промислового підприємства повинна точно відповідати виробничому процесу, забезпечуючи необхідну швидкість, а також реалізуючи технологічні та аварійні блокування устаткування. Порушення в роботі обладнання можуть призвести до збоїв у всьому технологічному процесі, тому в схемах автоматизації часто використовуються різні захисні блокування.

Оскільки в даному контексті привід працює в умовах підвищеної запиленості, двигун переважно повинен мати закрите виконання. Безперервний, односторонній характер роботи даного механізму визначає тривалий режим функціонування електроприводу, який здійснюється в безреверсивному режимі. Метою автоматизації механізмів є підвищення їх продуктивності та надійності.

ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНА СИСТЕМА, АСИНХРОННИЙ
ЕЛЕКТРОПРИВІД, СКАЛЯРНЕ ЧАСТОТНЕ КЕРУВАННЯ, СИНТЕЗ

ABSTRACT

The purpose of this work is to study the possibilities of regulating the speed of movement using a frequency converter in accordance with the scalar control method. The main requirement for speed regulation is to ensure speed adaptation depending on the flow of cargo on the belt conveyor. Automation is subordinated to the task of comprehensive automation of this production.

In the general case, depending on the specifics of the technological process, the automation system of an industrial enterprise must accurately correspond to the production process, ensuring the required speed, as well as implementing technological and emergency equipment locks. Violations in the operation of equipment can lead to failures in the entire technological process, therefore, various protective locks are often used in automation schemes.

Since in this context the drive operates in conditions of increased dustiness, the engine must mainly have a closed design. The continuous, one-sided nature of the operation of this mechanism determines the long-term operation of the electric drive, which is carried out in a non-reversible mode. The purpose of automating mechanisms is to increase their productivity and reliability.

ELECTROMECHANICAL SYSTEM, ASYNCHRONOUS ELECTRIC DRIVE, SCALAR FREQUENCY CONTROL, SYNTHESIS

ВСТУП

Метою даної роботи є дослідження можливостей регулювання швидкості руху за допомогою частотного перетворювача відповідно до скалярного закону керування. Вимога до регулювання швидкості полягає в забезпеченні відпрацювання швидкості в залежності від вантажопотоку на конвеєрі. При цьому в усталеному режимі роботи мінімальне лінійне значення швидкості повинно бути в межах 0,7-0,8 м/с, що відповідає повзучій швидкості. Автоматизація має підпорядковуватися завданням комплексної автоматизації даного виробництва. Залежно від характеру технологічного процесу система автоматизації комплексу підприємства повинна виконувати вимоги виробничого процесу, забезпечуючи необхідну швидкість, а також технологічні та аварійні блокування устаткування. Порушення в роботі обладнання можуть призвести до збоїв у технологічному процесі. Таким чином, в схемах автоматизації застосовують численні захисні блокування. Оскільки привод працює в умовах підвищеної запиленості, двигун зазвичай має закриту конструкцію. Безперервний, односпрямований характер роботи аналізованого механізму визначає тривалий режим роботи електроприводу. Наявність ударів може призвести до швидкого виходу з ладу вузлів завантаження стрічки і роликкоопор лінійних секцій. Метою автоматизації механізмів є підвищення продуктивності та надійності їх роботи. Вимоги до рівня автоматизації цих механізмів визначаються насамперед характером виконуваних ними функцій.

1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД

1.1 Дробарно сортувальний завод

В залежності від виду продукції, яку випускає підприємство, нерудну промисловість поділяють на щебеневі, гравійно-піщані та піщані заводи. Заводи зазвичай споруджують у родовищах нерудної сировини, здебільшого поблизу транспортних комунікацій (залізничних та водних шляхів). Іноді, особливо у дорожньому будівництві, ефективно використовувати місцеві нерудні матеріали, які видобувають на тимчасових (притрасових) кар'єрах малих потужностей, використовуючи пересувні дробильно-сортувальні установки.

На дробарно-сортувальному заводі матеріал, як правило, подрібнюється у кілька стадій із застосуванням різних дробарок, які обирають з урахуванням фізико-механічних властивостей вихідного матеріалу (гірської маси). Кількість стадій дроблення визначається виходячи з необхідного ступеня дроблення. Наприклад, якщо у вихідній гірничій масі є шматки розміром до 1000 мм, а у готовій продукції щебінь максимального розміру до 40 мм, то загальний ступінь дроблення.

Ступінь дроблення однієї дробильної машини становить 3-7. Для отримання ступеня дроблення $i_{заг} = 25$ потрібно застосувати декілька стадій дроблення, наприклад $i_1 = 3$, $i_2 = 3$, $i_3 = 4$, тоді $i_{заг} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 = 36$, тобто потрібно застосувати три стадії дроблення.

Збільшення стадій дроблення призводить до росту капітальних витрат на будівництво заводів, підвищення витрат на подрібнений матеріал та зростання вартості готового продукту. Тому, обираючи схему переробки, слід обирати мінімальне число стадій дроблення. Проте в деяких випадках лише застосування багатостадійних схем (чотирьох- та п'ятистадійних) забезпечує отримання готового продукту в необхідній кількості та високій якості.

Для перетворення породи (гірської маси) з кар'єру в будівельний матеріал високої якості необхідно виконати складний технологічний процес, що включає дроблення, сортування, миття і зневоднення. Як тип процесу, так і обладнання обирають виходячи з характеристик вихідної породи, вимог до готової продукції та заданої продуктивності підприємства. Після завершення всіх стадій готовий продукт складають і відвантажують споживачеві.

Ці технологічні операції вимагають великої кількості різноманітних машин, які взаємопов'язані між собою та дозволяють максимально механізувати й автоматизувати технологічний процес.

Правильно обране обладнання дозволяє отримувати продукцію високої якості при мінімальних витратах, що, в свою чергу, значно знижує вартість готової продукції. Матеріал, що пройшов другу стадію дроблення, подається на грохот 1 для проміжного сортування, метою якого є виключити з потоку шматки, які не потребують подальшої обробки в роторній дробарці Varmac B7150SE DTR третьої стадії дроблення. Це зменшує навантаження на дробарку кінцевого дроблення та запобігає значному перемеленню продукту.

В залежності від необхідної крупності, продуктивності та виду породи на цій стадії дроблення можуть бути встановлені одна або кілька дробарок для середнього дроблення. Для обробки порід високої міцності та абразивності зазвичай використовуються щоківі та конусні дробарки, тоді як для малоабразивних порід середньої міцності — роторні та молоткові дробарки.

Нижній продукт першого грохота для проміжного сортування 5 і матеріал, що пройшов дробарку 6 другої стадії дроблення, надходять на другий грохот 7 для подальшого сортування.

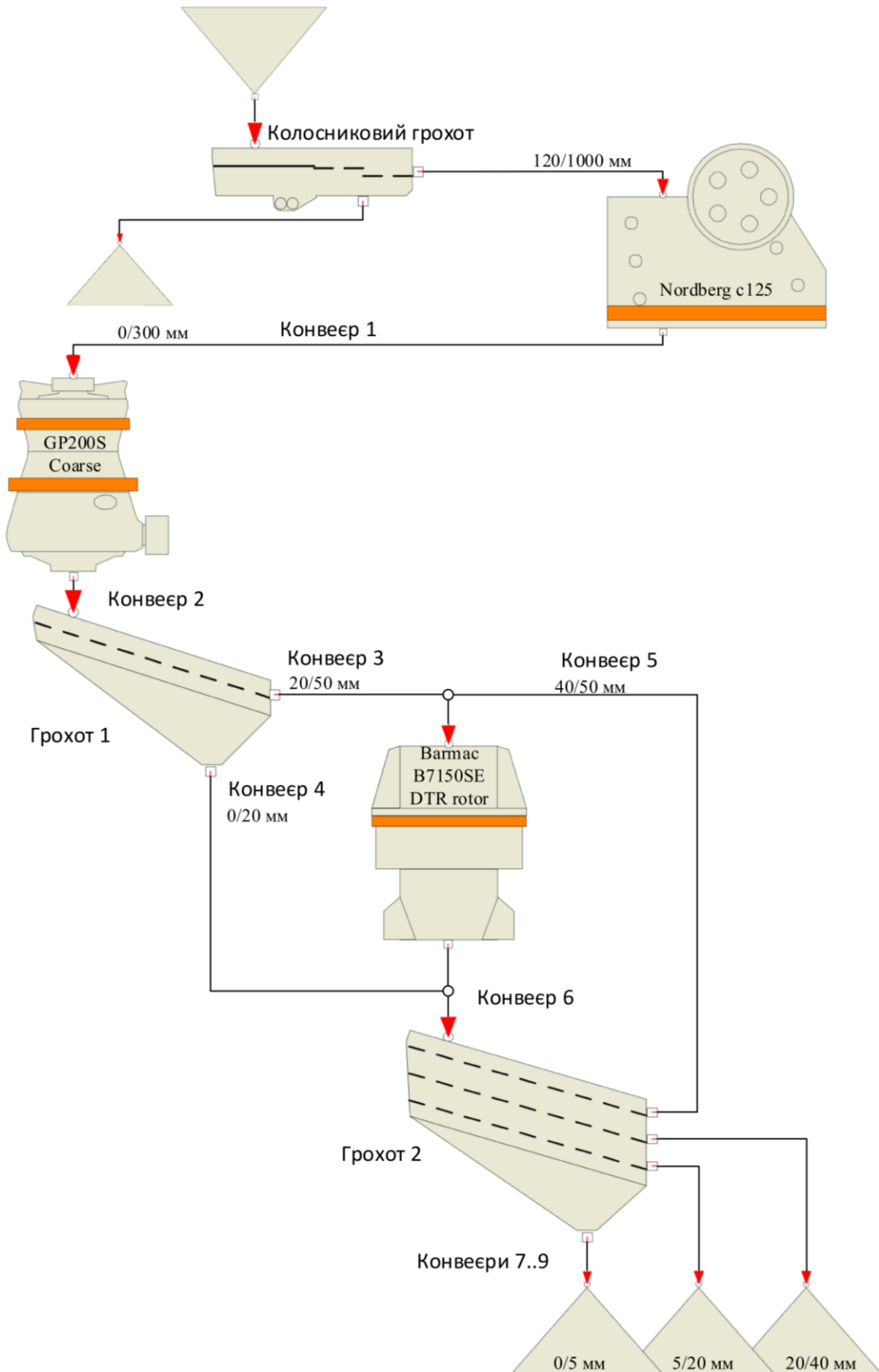


Рисунок. 1.1 - Принципова схема трьохстадійного процесу переробки гірських порід

Нижній продукт першого грохота для проміжного сортування 5 та матеріал, що пройшов дробарку 6 другої стадії дроблення, надходять на другий грохот 7 для подальшого сортування. Роторна дробарка третьої стадії переробляє матеріал, отриманий на попередніх стадіях, до товарного розміру (до 40 мм).

Після дробарки третьої стадії матеріал надходить на грохот 2 для контрольного просіювання. Верхнє сито на цьому грохоті встановлюється на максимальний розмір фракції готового продукту. З верхнього сита повертаються зерна, які крупніші за максимально заданий розмір (більше 40 мм), назад у дробарку третьої стадії, що забезпечує замкнутий цикл дроблення. Застосування такого циклу підвищує продуктивність дробарок останньої стадії на 25-30% завдяки можливості використання ширших вихідних отворів. Крім того, замкнутий цикл сприяє точному дотриманню вимог щодо кількості крупного готового продукту.

На грохоті 2 щебінь розділяється на три товарні фракції: 0-5 мм, 5-20 мм та 20-40 мм. Для проміжного і остаточного сортування використовують плоскі вібраційні грохоти з круговими і спрямованими коливаннями. З грохотів для остаточного сортування матеріал надходить на склади готової продукції.

Технологічна схема отримання щебню, показана на рис. 1, є спрощеною і демонструє основні стадії переробки базальту на заводі в селі Берестовець Рівненської області.

1.2 Загальний опис конвеєрних установок

Високопродуктивна робота сучасного підприємства часто забезпечується пристроями безперервного транспорту. Одним з найбільш поширених типів є стрічковий конвеєр, що відрізняється простотою конструкції, надійністю роботи і можливістю транспортування більшості видів як штучних, так і насипних вантажів. Машини безперервного транспорту часто комплектуються різними допоміжними пристроями, що дозволяють механізувати роботу навантаження та розвантаження.

*Призначення та область застосування машин безперервного транспорту***

Машини безперервного транспорту призначені для безперервного переміщення насипних і штучних вантажів по заданій трасі. Вони можуть не лише транспортувати вантажі, але й розподіляти їх по визначених пунктах, складувати, накопичуючи в заданих місцях, а також переміщувати за технологічними операціями, забезпечуючи необхідний режим виробничого процесу.

Сучасне високо продуктивне підприємство часто використовує пристрої безперервного транспорту. На машинобудівних заводах з потоковим методом виробництва ці пристрої переміщують заготовки, комплектуючі, напівфабрикати та готові вироби. Робота автоматичних ліній базується на конвеєрній передачі виробів від однієї технологічної операції до іншої, включаючи процеси загартування, відпуску, очищення, охолодження, механічної обробки, складання, фарбування, сушки та упаковки деталей, які можуть виконуватися послідовно на рухомих конвеєрах.

Отже, конвеєри є важливим елементом сучасного технологічного процесу. Вони встановлюють і регулюють темп виробництва, забезпечують ритмічність, підвищують продуктивність праці та збільшують обсяги випуску продукції. У зоні дії конвеєра також облаштовуються місця для завантаження і розвантаження.

За способом прикладання рушійної сили до вантажу транспортні машини поділяються на ті, що мають тяговий робочий орган (стрічка, ланцюг, канат, штанга), і без тягового робочого органу (гвинтові та роликові конвеєри, обертові труби). Вантажний елемент може здійснювати поступальний, зворотно-поступальний, обертальний та коливальний рух.

Одним з найбільш популярних типів є стрічковий конвеєр, який характеризується простотою конструкції, надійністю роботи та можливістю транспортувати більшість видів штучних і насипних вантажів.

Принцип дії стрічкового конвеєра (рис. 2) полягає в тому, що натяжним барабаном 1 створюється необхідне зусилля тягового органу 2 — гумовотканинної стрічки, яка водночас виконує роль вантажонесучого елемента. Тяговий орган 2 приводиться в рух завдяки силам зчеплення з приводним барабаном 3.

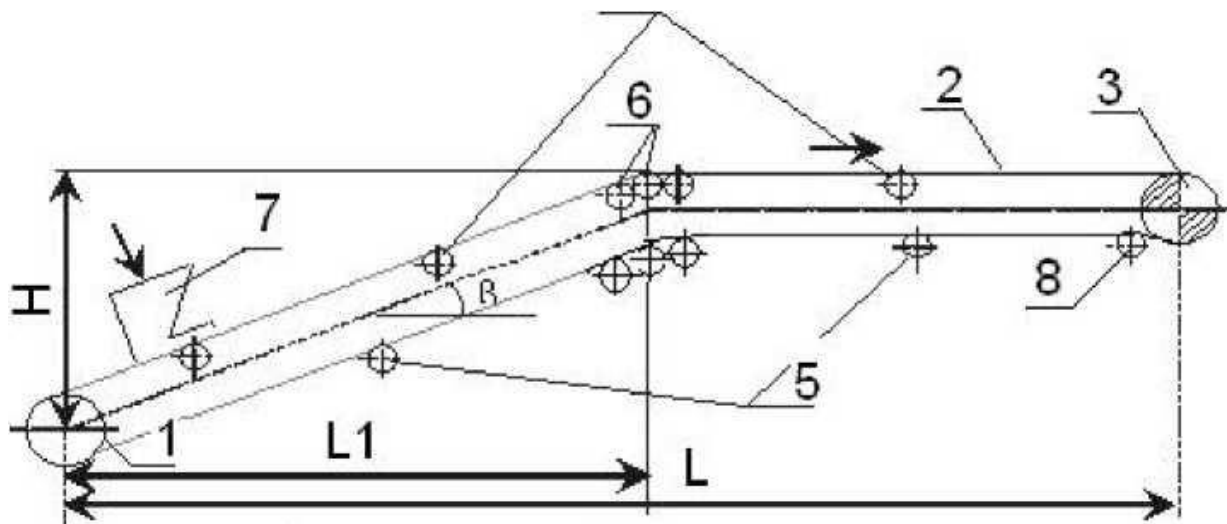


Рисунок 1.2 - Схема принципова стрічкового конвеєра

- 1 - натяжний барабан; 2 - тяговий і вантажний робочий орган (стрічка);
- 3 - приводний барабан; 4 - роликоопори робочої гілки конвеєра;
- 5 - роликоопори зворотної гілки конвеєра; 6 - батарея роликоопор;
- 7 - завантажувальний пристрій; 8 – роликоопори відхилю.

Прині вантажонесучого елемента 2 під живильником 7 відбувається завантаження конвеєра, при цьому привід не вимикається. Гілка тягового органу, на якій знаходиться вантаж, називається робочою гілкою, тоді як друга гілка отримує назву зворотної. Стрічка переміщається по роликоопорах 4 і 5, а для зміни траєкторії її руху використовується батарея роликоопор 6. Для збільшення кута охоплення приводного барабана 3 застосовуються відхиляючі роликоопори 8. Розвантаження конвеєра, як правило, відбувається в кінці траси, де розташовується приймальний бункер; іноді створюються спеціальні пристрої для проміжного розвантаження в різних точках траси.

Всі вузли конвеєра змонтовані на підтримуючій металоконструкції, яка сприймає навантаження від переміщуваного вантажу. Конструкція підтримуючої металоконструкції залежить від траси транспортування та загальної конструкції конвеєра. Зазвичай вона виготовляється з прокатної профільної сталі у вигляді однакових секцій довжиною від 3 до 6 м. Привод і пристрій натягу розташовуються на секціях іншої конструкції для забезпечення їх кріплення. Всі секції з'єднуються болтовим кріпленням. Вимоги до рам конвеєрів включають високу міцність і жорсткість, малу масу, уніфікацію, простоту та безпеку обслуговування.

Стрічки можуть бути прогумовані, сталеві або дротяні, зокрема прогумовані стрічки, такі як гумовотканинні та гумотросові, знаходять найбільше застосування. У загальному випадку такі стрічки мають тяговий каркас та еластичний захисний наповнювач (рис. 1.3).



Рисунок 1.3 - Гумовотканинні стрічки

1 - тяговий каркас (тканинні прокладки); 2 - гумова обкладка

Тяговий каркас стрічки сприймає подовжні розтягують зусилля і забезпечує необхідну поперечну жорсткість. Обкладання захищає каркас від вологи та механічних пошкоджень, об'єднуючи стрічку в єдине ціле.

Відповідно до ГОСТ 22644-77, ширина стрічок варіюється в межах 300-3000 мм. До стрічок пред'являються вимоги щодо міцності, невеликої маси, незначного відносного подовження, еластичності, зносостійкості тощо. При конструюванні конвеєрів розрахунок стрічок, як правило, не проводиться; їх підбирають за стандартами на основі вимог до міцності.

Прягу слугує для створення початкового напруження тягового елемента, обмеження його провисання між опорними пристроями та компенсації витягування під час експлуатації. У багатьох типах конвеєрів натяжним пристроєм забезпечується необхідна сила нормального тиску стрічки на приводний барабан, що дозволяє передавати обертовий момент з барабана на стрічку за рахунок сил тертя.

Існують різні комбінації схем приладів натягу, наприклад, пружинно-гвинтові механізми. У сучасних машинах все більше використовуються пристрої з автоматичними регуляторами натягу.

Ходові опорні пристрої призначені для сприйняття навантажень від вантажонесучих елементів при переміщенні з вантажем та зменшення тягового зусилля. До таких пристроїв належать роликові опори різних типів, настили, плоскі напрямні тощо. Вони встановлюються на робочій та зворотній гілках тягового елемента.

Привод призначений для передачі руху до тягового елемента, а для конвеєрів великої довжини часто використовують багатоприводні системи.

Машини безперервного транспорту часто оснащуються різноманітними допоміжними пристроями, які дозволяють механізувати вантажно-розвантажувальні роботи. Зазвичай ці пристрої використовуються для зміни напрямку руху вантажу або його тимчасового зберігання на вантажних, розвантажувальних і перевантажувальних пунктах системи транспортування, що складаються з кількох машин. Найпоширеніші гравітаційні пристрої включають жолоби, лотки, бункери, затвори, живильники, ваги та дозатори. У таких пристроях насипні та штучні вантажі рухаються вниз під дією сили тяжіння.

Бункери виступають проміжними вантажосховищами у вигляді великих судин, які встановлюються в загальному ланцюгу транспортного або технологічного обладнання. Вони призначені для тимчасового накопичення насипного вантажу з подальшою відправкою до місця призначення. Бункери завантажуються через відкритий верх або завантажувальні отвори, а

розвантажуються через отвори в дні або бічних стінках. Просування вантажу в бункерах відбувається під дією сили тяжіння.

Форма бункера має відповідати вимогам забезпечення максимальної місткості та безперебійного розвантаження без утворення «мертвих зон», де може затримуватися вантаж. Крім того, форма бункера повинна запобігати утворенню пустот над розвантажувальними отворами, що порушує режим висипання вантажу. Розвантажувальні отвори зазвичай закриваються затворами, які можуть бути засувками, лотками, секторами, пальцевими захопленнями, а також гусеничними, гвинтовими та стрічковими транспортерами.

Живильники — це механічні приводні пристрої, які монтуються у випускні отвори бункерів або воронок і призначені для забезпечення рівномірного та регульованого потоку вантажу, що витікає з бункера або воронки. Продуктивність живильників регулюється шляхом зміни розміру випускного отвору бункера або робочими параметрами самого живильника.

Для виконання функції живильника можуть використовуватися різні типи конвеєрів невеликої довжини, а також обертові барабани і диски, які встановлюються під випускними отворами бункерів. Дозування вантажу може здійснюватися за обсягом або за масою.

Вантажі транспортування

Вантажі за основною ознакою розділяються на насипні та штучні. Штучні вантажі включають різноманітні предмети, такі як цегла, ящики, заготовки, комплектуючі та інші. Вони характеризуються розмірами, формою, масою та міцністю.

Насипні вантажі складаються з масових кускових, зернистих, порошкоподібних і пилоподібних матеріалів, які зберігаються та транспортуються навалом. До них належать цемент, пісок, глина, зерно, овочі, гравій, щебінь, вугілля тощо. Насипні вантажі мають такі властивості, як кусковатість (розмір та форма частинок), щільність, вологість, рухливість

частинок, абразивність, міцність тощо. Усі ці властивості слід враховувати при виборі типу та параметрів машин для транспортування.

Кість характеризує кількісний розподіл вантажу за крупністю і визначається найбільшими лінійними розмірами однорідних частинок у заданому обсязі. Для вантажів з розмірами більше 0,05 мм кусковатість визначається за допомогою ситового аналізу (грохочення). Регламентований обсяг вантажу просіюється через набір сит з отворами різної величини. Зваживши залишки на ситах і визначивши відношення їх маси до маси всієї проби, отримують характеристику кусковатості у відсотках.

Характер однорідності розмірів частинок насипного вантажу визначається коефіцієнтом однорідності, який являє собою відношення найбільшого розміру частинок до найменшого.

$$k_0 = \frac{a_{\max}}{a_{\min}}$$

Якщо до $k_0 \geq 2,5$, то вантаж вважається рядовим.

При $k_0 \leq 2,5$ вантаж є сортованим, тобто однорідним. У сортованих вантажах середній розмір шматка (a) визначають за формулою

$$a = \frac{a_{\max} + a_{\min}}{2}$$

За крупності частинок насипний вантаж ділиться на групи:

- 1) особливо крупнокусковою $a > 500$ мм;
- 2) крупнокусковою $a = 200..500$ мм;
- 3) середньокусковою $a = 60..200$ мм;
- 4) мілкокусковий $a = 10..60$ мм;
- 5) зернистий $a = 0,5..10,0$ мм;
- 6) порошкоподібний $a = 0,05..0,50$ мм;
- 7) пилоподібний $a < 0,05$ мм.

Кусковатість значно впливає на розміри вантажонесучих елементів, таких як бункери, воронки та лотки. Для запобігання втратам та забрудненню навколишнього середовища при роботі з пилоподібними вантажами використовуються спеціальні пристрої. Щільність вантажу визначається як відношення його маси до об'єму, який він займає. Розрізняють три основні типи щільності: для вільно насипаного (розрихленого) вантажу, механічно ущільненого, а також у природному щільному масиві. Механічне ущільнення вантажу може бути досягнуте за рахунок рівномірного обтиску або вібрації, в результаті чого щільність вантажу може збільшуватись на 5-50% залежно від його типу. Щільність у природному масиві характеризує вантаж у його первісному природному стані, наприклад, пласт вугілля, глини або породи. Відношення щільності вантажу в масиві до його щільності в розрихленому стані визначається коефіцієнтом розпушення.

$$k_{px} = \frac{\rho_m}{\rho}$$

Щ вантажу залежить від розміру його частинок та вологості. У зв'язку з цим коефіцієнт розпушення для різних вантажів має свої конкретні значення. Наприклад, коефіцієнт розпушення для піску складає 1,12, тоді як для руди – 1,6.

Вологість насипного вантажу визначається як відношення маси води, що міститься у вантажі та видаляється в процесі висушування проби при температурі 105°C, до маси висушеного вантажу. Вологість зазвичай виражається у відсотках.

$$W_B = \frac{m_B + m_C}{m_C} \cdot 100, \%$$

де m_B - маса вологого вантажу, кг;

m_C - маса сухого вантажу, кг.

Кут природного відкосу насипного вантажу визначається як кут між твірною конуса з вільно насипаного вантажу та горизонтальною площиною.

Цей кут залежить від взаємної рухливості частинок вантажу. Наприклад, для води він дорівнює нулю. Варто зазначити, що під час руху насипного вантажу кут природного укосу знижується. Рухливість частинок вантажу, в свою чергу, обумовлена силами зчеплення між ними та силами тертя, що виникають під час їх відносного переміщення. Кут природного укосу вантажу в русі приймається рівним значенню, де кут природного відкосу вантажу в спокої позначається відповідною величиною.

За рухливістю частинок вантажі ділять на три групи: великої, середньої та малої рухливості. Кут φ у них коливається в межах 30..60 °.

- абразивні (здатність до порізів) називають властивість частин вантажу стирати (зношувати) під час контакту з ними під час відносного руху робочих поверхонь деталей машин. Ступінь абразивності вантажу залежить від твердості, форми і розмірів складових його частинок. Існує чотири групи вантажів по абразивності:

- А - неабразивні (продукція сільського господарства, зерно, тирса, штучні упаковані вантажі);
- В - малоабразивні (вугілля, земля, глина, пісок, гравій, цемент);
- С - середньої абразивності (залізна руда, антрацит, гірські породи, кокс, вапняк, щебінь);
- Е - високої абразивності (поліметалічні руди, кварцит, тверді гірські породи).

При розробці та виборі типу конвеєра важливо враховувати умови проведення робіт, а саме характеристику траси, а також специфіку вантажу, що транспортується. Це включає в себе такі фактори, як кут похилу, довжину конвеєра, тип поверхні, на якій він буде встановлений, а також фізичні властивості вантажу, такі як маса, форма, розмір і вологість. Урахування цих аспектів допоможе забезпечити ефективність і безпечність роботи конвеєра, а також оптимізувати процес транспортування.

1.3 Вимоги до електроприводу конвеєра

Вимогою до регулювання швидкості конвеєра є забезпечення належного рівня швидкості відповідно до вантажопотоку на стрічці. У стабільному режимі роботи мінімальне лінійне значення швидкості стрічки повинно бути в межах 0,7-0,8 м/с, що відповідає рівню повзучої швидкості.

Для конвеєрів, які виконують частину функцій у загальному технологічному процесі виробництва, автоматизація повинна бути підпорядкована завданням комплексної автоматизації даного виробництва. Це забезпечить інтеграцію конвеєра в загальну автоматизовану систему, підвищуючи її ефективність та продуктивність.

У випадку, залежно від характеру технологічного процесу, система автоматизації комплексу конвеєрних ліній промислового підприємства повинна забезпечувати включення та відключення різних конвеєрів у певній послідовності відповідно до виробничого процесу. Це охоплює необхідність підтримки потрібної швидкості транспортування вантажів, а також реалізацію технологічних та аварійних блокувань устаткування.

Порушення в роботі обладнання можуть призвести до збою всього технологічного процесу. З цієї причини в схемах автоматизації даних установок використовується значна кількість захисних блокувань, які гарантують безпеку і надійність роботи системи. Це забезпечує безперервність виробництва та запобігає можливим аварійним ситуаціям.

Умови роботи стрічкового конвеєра характеризуються такими показниками:

- 1) висока абразивність гірської породи, що транспортується (базальт);
- 2) великий обсяг вантажопотоку;
- 3) висока запиленість.

Оскільки в даному випадку привод працює в умовах підвищеної запиленості, то приводний двигун, як правило, повинен мати закрите виконання. Безперервний, односпрямований характер роботи розглянутого

механізму визначає тривалий режим роботи електроприводу, який виконується нереверсивним.

У випадку, залежно від характеру технологічного процесу, система автоматизації комплексу конвеєрних ліній промислового підприємства повинна забезпечувати включення та відключення різних конвеєрів у певній послідовності відповідно до виробничого процесу. Це охоплює необхідність підтримки потрібної швидкості транспортування вантажів, а також реалізацію технологічних та аварійних блокувань устаткування.

Порушення в роботі обладнання можуть призвести до збою всього технологічного процесу. З цієї причини в схемах автоматизації даних установок використовується значна кількість захисних блокувань, які гарантують безпеку і надійність роботи системи. Це забезпечує безперервність виробництва та запобігає можливим аварійним ситуаціям.

Автоматичний контроль за роботою стрічкового конвеєра може складатися з наступних процесів:

1. Моніторинг централізованого ходу стрічки передбачає попередження сходу стрічки вбік, автоматичне повернення її в центральне положення, а у разі, якщо сход перевищує встановлену межу, — зупинку конвеєра.

2. Моніторинг натягу забезпечує підтримку необхідного рівня натягу, щоб уникнути пробуксовування стрічки на барабані як під час стабільного руху, так і в період пуску.

3. Контроль стану поверхні барабанів, а також стану підшипників і вала барабанів є важливим для забезпечення нормальної роботи системи.

4. Моніторинг цілісності стрічки передбачає відключення приводу у випадку розриву стрічки або виникнення поздовжніх порізів.

Висновок до розділу

У цьому розділі детально описується процес роботи дробарно-сортувального заводу, який спеціалізується на виробництві щебню. Представляється процедура обробки гірської маси, що починається із завантаження базальтових шматків розміром до 1 метра в бункер-живильник.

Далі процес включає три стадії дроблення, які супроводжуються попереднім, проміжним та кінцевим просіюванням на вібраційних грохотах. В результаті сортирується кінцевий продукт на товарні фракції.

Також розглянуто основні вузли стрічкових конвеєрів та їхнє застосування в промисловості. Вказані ключові вимоги до електропривода конвеєрної установки, що гарантують ефективність і надійність роботи конвеєрних систем у технологічному процесі.

2 ВИЗНАЧЕННЯ ПОТРІБНОЇ ПОТУЖНОСТІ ДВИГУНА

2.1 Енергосиловий розрахунок конвеєрної установки

Розрахунок стрічкового конвеєра:

Вихідні дані для розрахунку модифікації потрібного конвеєра:

Вантаж - Щебінь.

Характеристики вантажу:

- насипна щільність $\rho = 1,6 \text{ т/м}^3$
- кут природного укосу в спокої $\varphi = 40^\circ$
- кут природного укосу в русі $\varphi_d = \varphi \cdot 0,5^\circ$
- коефіцієнт тертя вантажу по гумі в спокої $k_{cn} = 0,6$
- коефіцієнт тертя в русі $k_{pyx} = 0,6 \cdot 0,5 = 0,3$
- група абразивності С (середній абразивності).

Продуктивність конвеєра $Q = 30 \text{ т/ год}$

Довжина горизонтальної ділянки $l_2 = l_1 = 2 \text{ м}$

Горизонтальна проекція похилої ділянки $l_{не} = l_3 = 18,67 \text{ м}$

Кут підйому похилої ділянки конвеєра $\beta = 15^\circ$

Вертикальна проекція похилої ділянки: $H = l_{не} \cdot \text{tg } \beta = 5 \text{ м}$

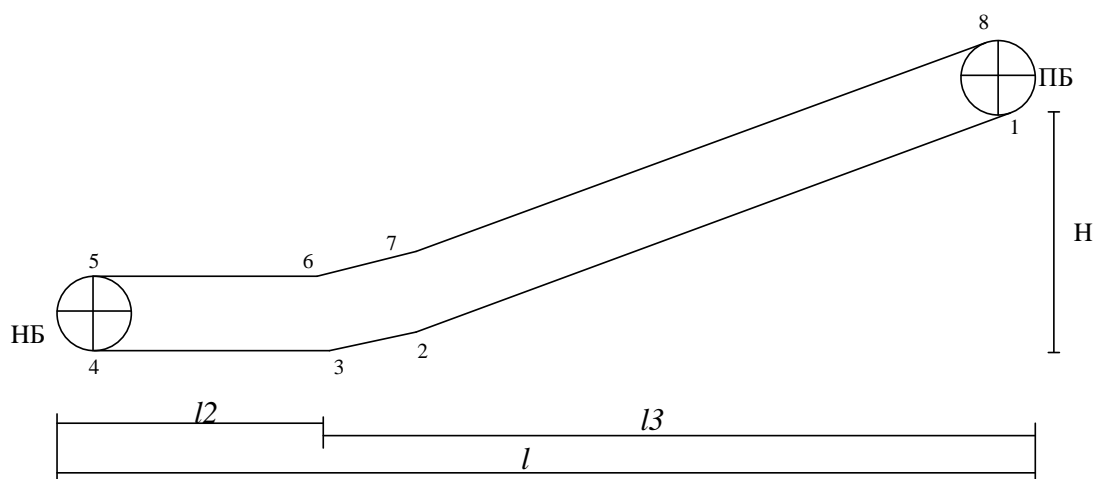


Рисунок 2.1 – Загальна схема конвеєрної установки з основними характерними точками

Вибір типу і матеріалу стрічки

Тип стрічки, матеріал тканинних прокладок і їх число попередньо визначають за рекомендаціями довідника.

З урахуванням властивостей вантажу вибираємо прокладку БКНЛ-100 двухстороння гумова, міцність на розрив $q = 100 \text{ Н / мм}$, товщина прокладки $t=1,2 \text{ мм}$, кількість прокладок $i = 5$. Товщина гумових обкладок: робочої сторони 3 мм , зворотної $1,5 \text{ мм}$. Товщина стрічки за формулою

$$\delta = t \cdot i + \delta_1 + \delta_2 = 1,2 \cdot 5 + 3 + 1,5 = 10,5 \text{ (мм)} \quad (2.1)$$

Попередньо приймаємо товщину стрічки $\delta = 10 \text{ мм}$.

Визначення ширини стрічки і форми роликоопор

Для насипного вантажу приймається жолобкова форма роликоопор на робочій гілці конвеєра, і пряма на зворотній гілці. Ширина стрічки розраховується за формулою:

$$B = 1,1 \cdot \left(\sqrt{\frac{Q_p}{V_n \rho K_n K_\beta}} + 0,05 \right) \quad (2.2)$$

де Q_p - розрахункова продуктивність т/год.

$K_n = 42$ – коефіцієнт типу роликоопор

$K_\beta = 0,95$ - коефіцієнт кута нахилу конвеєра

$V_n = 2 \text{ м/с}$ - прийнята швидкість руху стрічки

$\rho = 1,6 \text{ т / м}$ - насипна маса вантажу

Розрахункова продуктивність обчислюється за формулою:

$$Q_p = \frac{Q \cdot K_n}{K_\beta \cdot K_\Gamma}, \quad (2.3)$$

де Q - номінальна продуктивність, т/год;

$K_n = 1,25 \dots 2,0$ - коефіцієнт нерівномірності завантаження;

$K_\beta = 0,8.0,95$ - коефіцієнт використання за часом;

$K_r = 0,96$ - коефіцієнт готовності.

$$Q_p = \frac{30 \cdot 1,5}{0,95 \cdot 0,96} = 49,342 \text{ (м / год)} \quad (2.4)$$

$$B = 1,1 \cdot \left(\sqrt{\frac{49,342}{2 \cdot 1,6 \cdot 42 \cdot 0,95}} + 0,05 \right) = 0,739 \text{ (м)} \quad (2.5)$$

Приймаємо ширину стрічки $B = 800$ мм.

Вибір роликоопор

Для робочої гілки приймаються жолобкові роликоопори (Ж), з трьома гладкими роликами (Г);

Для зворотної гілки - пряма роликоопора (Н).

Відстань між роликооперами:

на робочій гілці $l_{pp} = 1200$ мм для вантажу щільністю $1,6$ т / м, ширини стрічки 800 мм,

на холостій гілці $l_{px} = l_{pp} \cdot 2 = 1200 \cdot 2 = 2400$ (мм),

в зоні завантаження $l_z = l_{pp} \cdot 0,5 = 1200 \cdot 0,5 = 600$ (мм).

Діаметр роликів для щільності вантажу $1,6$ т/м³, ширини стрічки 800 мм, швидкості 2 м/ с, приймається $D = 108$ мм. Довжина ролика жолобкової опори на робочій гілці $L_1 = 160$ мм, прямої опори на гілці зворотного шляху $L = 950$ мм, кут нахилу бічних роликів $\alpha_1 = 30^\circ$. Основні маси роликів робочої та холостої гілки, відповідно: $m_{pp} = 35$ кг, $m_{px} = 25$ кг.

Тяговий розрахунок конвеєра

Рунок сил опору руху стрічки конвеєра виконується методом послідовного підсумовування цих сил по всій трасі. Для цього трасу ділять на

ділянки, нумерацію яких починають від точки, де стрічка сходиться з приводним барабаном, і продовжують за напрямком контуру траси до точки, де стрічка набігає на приводний барабан. Це дозволяє точно визначити накопичений опір на кожній ділянці та забезпечити коректні розрахунки для подальшої оптимізації роботи конвеєра.

Спочатку визначаються сили опору руху стрічки на прямолінійних ділянках 1-2, 3-4, 5-6, 7-8 за формулами:

$$\begin{aligned}
 W_{1-2} &= (q_{px} + q_l)l_3w - q_lH \\
 W_{3-4} &= (q_{px} + q_l)l_2w \\
 W_{5-6} &= (q_{pp} + q_l + q_{zp})l_2w \\
 W_{7-8} &= (q_{pp} + q_l + q_{zp})l_2w + (q_l + q_{zp})H ,
 \end{aligned} \tag{2.6}$$

де q_{zp} , q_l , q_{px} , q_{pp} - розподілене навантаження на 1 погонний метр траси конвеєра від вантажу, стрічки, роликів холостої та робочої гілок, відповідно, Н/м;

l_2, l_3, H - горизонтальні та вертикальні проекції відповідних ділянок траси конвеєра, м;

w_x, w_p - коефіцієнти опору роликкоопор холостої та робочої гілки конвеєра, відповідно, $w_x = 0,022$; $w_p = 0,025$.

Знак (+) відповідає руху вантажу вгору, знак (-) – руху вниз.

Розподілене навантаження розраховується за формулами:

$$\begin{aligned}
q_{cp} &= \frac{Q_p \cdot g}{3,6 \cdot V} = \frac{30 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 2} = 40,875 \text{ (H / м)}, \\
q_n &= 0,011 \cdot B \cdot \delta = 0,011 \cdot 800 \cdot 9 = 79,2 \text{ (H / м)}, \\
q_{px} &= \frac{m_x \cdot g}{l_x} = \frac{25 \cdot 9,81}{2,4} = 102,188 \text{ (H / м)}, \\
q_{pp} &= \frac{m_p \cdot g}{l_p} = \frac{25 \cdot 9,81}{1,2} = 286,125 \text{ (H / м)}.
\end{aligned}
\tag{2.7}$$

Розрахунок сил опору на прямолінійних ділянках:

$$W_{1-2} = (286,125 + 79,2) \cdot 18,66 \cdot 0,022 - 79,2 \cdot 5 = -321,536 \text{ (H)},$$

$$W_{3-4} = (286,125 + 79,2) \cdot 2 \cdot 0,022 = 7,981 \text{ (H)},$$

$$W_{5-6} = (102,188 + 79,2 + 40,875) \cdot 2 \cdot 0,025 = 20,31 \text{ (H)},$$

$$W_{7-8} = (102,188 + 79,2 + 40,875) \cdot 18,66 \cdot 0,025 + (79,2 + 40,875) \cdot 5 = 789,87 \text{ (H)}.$$

Натяг стрічки в характерних точках

Розрахунок ведеться за формулами, що обираються з довідника. Розрахунок починають з приводного барабана, рухаючись вздовж холостої гілки.

Гілка холостого ходу

Натяг стрічки в точці 1 визначається за формулою:

$$S_{сб} = S_1 = \frac{K_3 \sum W_i}{e^{f\alpha} - K_m K_3}, \tag{2.8}$$

де W_i - сили опору руху стрічки на прямолінійних ділянках;

$e^{f\alpha} = 1,87$ визначається по даним довідника в залежності від кута охоплення матеріалу та барабана (сталевий барабан, $\alpha = 180^\circ$, волога атмосфера);

$K_m = 1,08-1,1$ - загальний коефіцієнт місцевих опорів, приймаємо 1,1.

$K_3 = 1,1..1,2$ - коефіцієнт запасу, приймаємо 1,2.

$$S_1 = 1,2 \cdot \frac{W_{1-2} + W_{3-4} + W_{5-6} + W_{7-8}}{1,87 - 1,1 \cdot 1,2} =$$

$$= 1,2 \cdot \frac{-321,536 + 7,981 + 20,31 + 798,87}{1,87 - 1,1 \cdot 1,2} = 1083,546 \text{ (H)}$$

Далі по формулам виконується розрахунок натягу стрічки в характерних точках траси:

Ділянка 1-2:

$$S_2 = S_1 + W_{1-2} = 1083,546 - 321,536 = 762,01 \text{ (H)} \quad (2.9)$$

На опуклій батареї роликів (ділянка 2-3) $S_{cб} = 0$, оскільки якщо опуклість вниз, то натяг не створюється

Робоча гілка.

$$\text{Ділянка 2-3: } S_3 = S_2 = 762,01 \text{ (H)}$$

$$\text{Ділянка 3-4: } S_4 = S_3 + W_{3-4} = 762,01 + 7,981 = 769,991 \text{ (H)}$$

$$\text{Ділянка 4-5 } S_5 = 769,991 \cdot 1,04 = 800,791 \text{ (H)}$$

$$\text{Ділянка 5-6: } S_6 = S_5 + W_{5-6} = 800,791 + 20,31 = 821,101 \text{ (H)}$$

$$\text{Ділянка 6-7: } S_7 = S_6 = 821,101 \text{ (H)}$$

$$\text{Ділянка 7-8: } S_8 = S_7 + W_{7-8} = 821,101 + 798,87 = 1610,971 \text{ (H)}$$

Ведучий барабан.

Для передачі тягового зусилля від приводного барабана на стрічку повинна виконуватись умова $S_{cб} < S_{нб} \cdot e^{f\alpha}$. З теорії фрикційного барабана.

За табл. 4.14 коефіцієнт тертя стрічки по сталевому барабану $f = 0,2$ у вологій атмосфері. При куті охоплення барабана $\alpha = 180^\circ$, $e^{f\alpha} = 1,87$.

$$\text{Для ведучого барабана } S_{cб} \cdot e^{f\alpha} = S_1 \cdot e^{f\alpha} = 1083,546 \cdot 1,87 = 2026,231 \text{ (H)}.$$

$$\text{Згідно виконаними розрахунками } S_8 = 1610,971 < 2026,231$$

Умова виконується.

Мінімально допустимий натяг стрічки

Визначення величини допустимого провисання стрічки між роликками на робочій гілці при транспортуванні насипних вантажів проводять за наступною формулою: 10

$$h = 1,25 \cdot \frac{q_{cp} + q_l}{g \cdot S_{p \min}} \cdot l_p^2 \leq [h] \quad (2.10)$$

Для робочої гілки найбільша допустима стріла провисання стрічки

$$[h] = (0,025..0,0125) \cdot l_{pp} = 0,02 \cdot 1,2 = 0,024 \text{ (м)}$$

$$h = 1,25 \cdot \frac{40,875 + 79,2}{9,81 \cdot 800,791} \cdot 1,2^2 = 0,028 \text{ (м)}$$

Реальне провисання стрічки більше допустимого, тому необхідно збільшити її натяг.

Для робочої ділянки траси конвеєра при транспортуванні насипного вантажу з умов допустимого провисання $[h]$ між роликкоопорами розраховуємо мінімально допустиму силу натягу.

$$\begin{aligned} S_{p \min} &\geq [S_{p \min}] = K_e (q_{cp} + q_l) \cdot l_p \cdot \cos \beta = \\ &= 5 \cdot (40,875 + 79,2) \cdot 1,2 \cdot \cos(15^\circ) = 695,901 \text{ (Н)} \end{aligned} \quad (2.11)$$

$$\begin{aligned} S_{x \min} &\geq 8 \cdot q_l \cdot l_x \cdot \cos \beta = \\ &= 8 \cdot 79,2 \cdot 2,4 \cdot \cos(15^\circ) = 1468,825 \text{ (Н)} \end{aligned} \quad (2.12)$$

Перевірка правильності вибору стрічки

Виконується з умови

$$S_{\max} \leq S_{np} \cdot B \cdot i, \quad (2.13)$$

де $S_{\max} = S_8 = 1610,971 \text{ (Н)}$;

$S_{np} = 11$ Н/мм – максимально допустима робоче навантаження тягової прокладки;

$B = 800$ мм – ширина стрічки

$i = 3$ - число прокладок

$S_{np} \cdot B \cdot i = 11 \cdot 800 \cdot 6 = 52800$ (Н), тобто умова виконується

Приймається стрічка типу 2, шириною 800 мм, з двосторонніми гумовими обкладками БКНЛ-100, міцністю на розрив $q=100$ Н/мм, товщина котрих 1,6 мм, кількістю $i=3$. Товщина гумових обкладок: робочої сторони 3 мм, зворотної 1,5 мм, клас міцності гуми – Б. Товщина стрічки:

$$\delta = t \cdot i + \delta_1 + \delta_2 = 1,2 \cdot 3 + 3 + 1,5 = 8,1 \text{ (мм)}. \quad (2.14)$$

Вибір розмірів барабанів

Діаметр приводного барабана визначається з врахуванням кількості прокладок стрічки.

$$D_{б.пр.} \geq K_{\delta} \cdot i \text{ мм}, \quad (2.15)$$

де K_{δ} – коефіцієнт, що залежить від виду прокладок. В нашому випадку:

$K_{\delta} = 140..160$ для прокладок з комбінованих тканин.

$$D_{б.пр.} = 150 \cdot 3 = 450 \text{ мм}$$

З врахуванням стандартного ряду розмірів не футерованих барабанів стаціонарних конвеєрів: 160, 200, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1600, и т.д.

Приймаємо $D_{б.пр.} = 500$ мм.

Діаметр барабану натягу $D_{б.н} = (0,8..1,0) \cdot D_{б.пр.}$. Приймаємо діаметр натяжного барабана $D_{б.н} = 1 \cdot D_{б.пр.} = 500$ мм.

Довжина барабанів приймається $L_{\delta} = B + 100$ (мм) для ширини стрічки

$B=800$ мм, тобто довжина барабанів $L_{\delta} = 800 + 100 = 900$ мм.

Питомий тиск стрічки на барабан не повинен перевищувати допустимий.

$$\rho = \frac{360^\circ \cdot F}{\pi \cdot \alpha^\circ \cdot B \cdot D_\sigma} \leq [\rho], \quad (2.16)$$

де $F = S_1 + S_8$ - зусилля на барабан ведення, Н;

α° - кут обхвату барабану стрічкою.

B, D_σ - ширина стрічки та діаметр барабану, мм.

$[\rho] = 0,010..0,016$ - допустима величина тиску стрічки на поверхню барабана, МПа.

$$\rho = \frac{360^\circ \cdot F}{\pi \cdot \alpha^\circ \cdot B \cdot D_\sigma} = \frac{360 \cdot 2694,517}{3,14 \cdot 180 \cdot 800 \cdot 500} = 0,004 \quad (\text{МПа}) \quad (2.17)$$

Умова $\rho \leq [\rho]$ виконується. У протилежному випадку приймається збільшення діаметру барабана.

9. Вибір натяжного пристрою

Зусилля для переміщення натяжного барабану визначається:

$$\begin{aligned} S_{нат} &= (S_4 + S_5 + W_{нат}) \cdot 1,1 = \\ &= (769,991 + 800,791 + 180) \cdot 1,1 = 1925,86 \quad (\text{Н}), \end{aligned} \quad (2.18)$$

де $W_{нат} = 150..200$ Н – зусилля на пересування натяжного барабану, приймаємо $W_{нат} = 180$ Н.

Хід приладу натягу

$$l_{нат} = k_3 \cdot \varepsilon \cdot L = 0,65 \cdot 0,035 \cdot 21 = 0,478 \quad (\text{м}), \quad (2.19)$$

де $k_3 = 0,65$ при $\beta > 10^\circ$ (враховується кут нахилу конвеєра).

$\varepsilon \leq 0,035$ - коефіцієнт подовження стрічки.

L - довжина траси конвеєра $19+2=21$ м

Визначення мінімального значення напруження в точці збігання визначається за формулою:

$$T_{зб\ min} = \frac{F_{II} + m_{\Sigma} \cdot a_{дон}}{e^{fa} - K_m \cdot K_z}, \quad (2.20)$$

Сумарна маса

$$\begin{aligned} m_{\Sigma} &= \frac{W_{1-2} + W_{3-4} + W_{5-6} + W_{7-8}}{g} + m_{rr} + m_{rh} = \\ &= \frac{-321,536 + 7,981 + 20,31 + 789,87}{9,81} + 35 + 25 = 110,624 \text{ (кг)} \end{aligned} \quad (2.21)$$

де $m_{rr} + m_{rh}$ - враховані маси барабанів робочої та холостої гілок.

Отже мінімальне напруження:

$$T_{зб\ min} = \frac{3964,072 + 110,624 \cdot 0,35}{1,87 - 1,1 \cdot 1,2} = 7277,8 \text{ (Н)}$$

Візьмемо дане значення з запасом $K_3 = 1,1$

$$T_{зб} = K_3 \cdot T_{зб\ min} = 1,2 \cdot 7277,801 = 8733,362 \text{ (Н)}$$

2.2 Визначення необхідної потужності двигуна

Розраховуємо напруження в точці 4(рис.1)

$$T_4 = T_{зб} + S_2 + S_4 = 8733,3 + 762 + 770 = 10265,3 \text{ (Н)} \quad (2.22)$$

Для створення такого натягу потрібен вантаж вагою

$$G_{ин} = 2 \cdot T_4 = 2 \cdot 10265,36 = 20530,725 \text{ (Н)} \quad (2.23)$$

Максимальне напруження в точці набігання приводного барабану

$$T_{нб} = T_{зб} + F_{II} + m_{\Sigma} \cdot a_{дон} = \quad (2.24)$$

$$= 8733,362 + 3964,072 + 110,624 \cdot 0,35 = 12736,152 \text{ (H)}$$

Потужність приводної станції конвеєра

$$P_c = \frac{K_3(T_{нб} - T_{зб})V}{\eta} = \frac{1,2 \cdot (12736,152 - 8733,362) \cdot 2}{0,9} = 10674 \text{ (Вт)}$$

При розрахунку загального опору в усталеному режимі руху стрічки по всій трасі конвеєра визначають по узагальненій формулі:

$$F_c = K_{оп} \cdot L \cdot (q_{гр} + q_{рх} + q_{рр} + 2 \cdot q_{л}) + q_{гр} \cdot H, \quad (2.25)$$

де коефіцієнт опору $K_{оп} = 0,28$. Отже загальний опір складає:

$$F_c = 0,28 \cdot 21,3 \cdot (40,88 + 102,19 + 286,13 + 2 \cdot 79,2) + 40,88 \cdot 5 = 3711 \text{ Н}$$

Висновок до розділу

У цьому розділі були проведені розрахунки та обрані параметри стрічки для конвеєра, зокрема ширина, тип та матеріал виконання. Вибрано тип роликкоопори, виконано тяговий розрахунок траси конвеєра, а також визначено натяг стрічки в характерних точках.

Крім того, обраний необхідний діаметр приводного барабана та пристрій натягу. У результаті цих розрахунків була визначена необхідна потужність асинхронного двигуна, що забезпечить ефективну і надійну роботу конвеєрної системи.

3 ВИБІР АСИНХРОННОГО ДВИГУНА ТА СИЛОВОГО ОБЛАДНАННЯ

3.1 Обрання асинхронного двигуна

Згідно з визначеною потужністю приводної станції конвеєра, обрано асинхронний двигун з короткозамкненим ротором типу 4А160S6У3. Номінальні дані цього двигуна наведені в таблиці 2.

Якщо потрібно, щоб я допоміг сформулювати чи структурувати інформацію з таблиці, будь ласка, подайте дані, і я із задоволенням допоможу!.

Таблиця 3.1

Дані електродвигуна 4А160S6У3

Номінальна потужність, кВт	11
Номінальна частота обертання, об/хв	973
ККД, %	87,5
Коефіцієнт потужності,	0,86
Кратність максимального моменту	2
Струм ротора, А	22,148

Діаметр приводного барабана $D=0,5$ м.

Визначимо передаточне число редуктора:

$$i_p = \frac{D \cdot n \cdot \pi}{60 \cdot V} = \frac{0,5 \cdot 973 \cdot 3,14}{60 \cdot 2} = 12,73 \approx 12,5 \quad (3.1)$$

Виберемо редуктор 1Ц2У-100 з передаточним числом 12,5.

Зробимо перевірку двигуна.

Перевіримо обраний двигун за пусковими, перевантажувальними можливостями та перегрівом.

Визначимо момент опору на валу двигуна при відомому передаточному числі редуктора [2]:

$$M_{CT} = \frac{k_3 \cdot F_{CT} \cdot D}{2 \cdot \eta \cdot i} = \frac{1,2 \cdot 3711,79 \cdot 0,5}{2 \cdot 0,9 \cdot 12,5} = 98,981 \text{ (Н}\cdot\text{м)} \quad (3.2)$$

Визначимо величину номінального моменту двигуна:

$$M_H = \frac{P_H}{\omega_H} = \frac{11000}{101,898} = 107,951 \text{ (Нм)} \quad (3.3)$$

З отриманого видно, що перевірка за моментом в статичному режимі виконується

$$(M_H > M_{CT} = 107,951 > 98,981) . \quad (3.4)$$

Для перевірки вибраного двигуна на перевантажувальну здатність необхідно провести розрахунок величини динамічного моменту на валу двигуна під час пуску і гальмування навантаженого конвеєра.

У процесі розрахунків важливо врахувати максимальні навантаження під час пуску та гальмування. Якщо відомі характеристики конвеєра, такі як маса вантажу, кути нахилу, а також момент інерції, то ці дані також можуть бути інтегровані в розрахунок для точнішої оцінки.

Після отримання величини динамічного моменту її слід порівняти з допустимими характеристиками обраного асинхронного двигуна (типу 4А160S6У3), зазначеними в таблиці 2, щоб вирішити, чи вибраний двигун відповідає вимогам перевантажувальної здатності.

$$M_{\text{дин}} = \frac{k_3 \cdot (F_{\text{СТ}} + (m'_\Sigma \cdot a_{\text{дон}})) \cdot D}{2 \cdot \eta \cdot i} =$$

$$= \frac{1.2 \cdot (3711,793 + 110,624) \cdot 0.5}{2 \cdot 0.9 \cdot 12,5} = 100,14 \text{ (Н} \cdot \text{м)} \quad (3.5)$$

З отриманого видно, що перевірка за моментом в динамічному режимі (за перевантажувальною здатністю) виконується

$$(\lambda \cdot M_H > M_{\text{дин}} = 2 \cdot 107,951 > 100,014).$$
 (3.6)

Для перевірки за теплом для двигуна що працює в режимі S1, достатньо виконання умови [2]:

$$P_H \geq P_c = 11000 \text{Вт} \geq 10674 \text{Вт}$$

Проведені перевірки свідчать про правильність вибору потужності двигуна.

3.2 Вибір частотного перетворювача

З метою обробки даних з тензометричного датчику ваги конвеєрної стрічки та формування завдання швидкості для двигуна, необхідно використовувати програмований логічний контролер (ПЛК) з аналоговими входами. Однак для оптимізації витрат було обрано частотний перетворювач з вбудованим ПЛК та численними аналоговими входами, що дозволяє програмувати його відповідно до специфіки завдання.

Таким перетворювачем частоти є модель фірми АВВ: ACS550-01. Ця модель вже в базовій комплектації обладнана вбудованим програмованим логічним контролером, що забезпечує великий набір цифрових та аналогових входів. Це робить її ідеальним рішенням для контролю та регулювання швидкості конвеєра з урахуванням вимог обробки даних з тензометричного датчика, спрощуючи інтеграцію та підключення системи.

Номінальні технічні параметри ACS550-01 11 кВт

Частота мережі	50/60 Гц
Напруга мережі	380 – 480 В
Потужність	P = 11,0 кВт
Номінальний струм	23 А

3.3 Вибір датчика ваги для конвеєрної стрічки

Ваги конвеєрні тензOMETричні «ВКТ-3»

Данні ваги вимірюють поточне значення та сумарну кількість сипучого матеріалу, що транспортується на стрічці.

Таблиця 3.3

Технічні характеристики конвеєрних ваг «ВКТ-3»

Цифрова індикація	вихідний аналоговий сигнал: 0..5 мА
Продуктивність	0,8..100 т/год
Клас точності	± 1%
Параметри конвеєрної стрічки	ширина 650; 800мм
Фізико-механічні властивості матеріалу	Насипна щільність не менше 0,8 т/м ³ ; крупність 1..1000мм

Висновок до розділу

Уділі було обрано асинхронний двигун з короткозамкненим ротором типу 4A160S6Y3, який має синхронну швидкість поля статора та механічну потужність 11 кВт.

Для регулювання швидкості двигуна було вибрано частотний перетворювач фірми АВВ моделі ACS550-01 потужністю 11 кВт. Цей перетворювач відзначається великою кількістю входів та виходів, а також

вбудованим програмованим логічним контролером у базовій комплектації. В нашому випадку він буде використовуватися для обробки аналогового сигналу від тензOMETричного датчика ваги ВКТ-3, що забезпечить точне та ефективне управління процесом.

4 СИНТЕЗ АЛГОРИТМІВ КЕРУВАННЯ МОМЕНТОМ АД

4.1 Постановка задачі керування

Розглянемо модель АД в координатах потокозчеплень статора і струмів ротора [19]

$$\begin{aligned}
 \dot{\Psi}_{1d} &= -\alpha\Psi_{1d} + \omega_0\Psi_{1q} + \alpha_1 L_m \dot{i}_{2d} + u_{1d} \\
 \dot{\Psi}_{1q} &= -\alpha\Psi_{1q} - \omega_0\Psi_{1d} + \alpha_1 L_m \dot{i}_{2q} + u_{1q}, \\
 \dot{i}_{2d} &= -\gamma_1 \dot{i}_{2d} + \omega_2 \dot{i}_{2q} + \alpha_1 \beta_1 \Psi_{1d} - \beta_1 p_n \omega \Psi_{1q} - \beta_1 u_{1d}, \\
 \dot{i}_{2q} &= -\gamma_1 \dot{i}_{1q} - \omega_2 \dot{i}_{2d} + \alpha_1 \beta_1 \Psi_{1q} + \beta_1 p_n \omega \Psi_{1d} - \beta_1 u_{1q}, \\
 \dot{\omega} &= \frac{1}{J} \left[\frac{3}{2} \frac{L_m}{L_1} p_n (\Psi_{1q} \dot{i}_{2d} - \Psi_{1d} \dot{i}_{2q}) - M_c \right] \\
 \dot{\Theta}_0 &= \omega_0
 \end{aligned} \tag{4.1}$$

де: $(\Psi_{1d}, \Psi_{1q})^T, (i_{2d}, i_{2q})^T, (u_{1d}, u_{1q})^T$ – вектори потокозчеплень, струмів та напруг статора, ω – кутова швидкість ротора, ω_0 і Θ_0 – кутова швидкість та кутове положення системи координат (d-q) відносно стаціонарної системи координат (a-b), $\omega_2 = \omega_0 - p_n \omega$ – частота ковзання.

Перетворені змінні в (4.1) визначаються:

$$\mathbf{x}^{(d-q)} = e^{-j\Theta_0(t)} \cdot \mathbf{x}^{(a-b)} \cdot e^{-j\Theta_0} = \begin{bmatrix} \cos \Theta_0(t) & \sin \Theta_0(t) \\ -\sin \Theta_0(t) & \cos \Theta_0(t) \end{bmatrix} \tag{4.2}$$

В загальній постановці задачі керування кутовою швидкістю та модулем потокозчеплення статора вихідні регульовані змінні здаються наступним чином:

$$\begin{pmatrix} \omega \\ |\Psi_{1l}| \end{pmatrix} \square \begin{pmatrix} \omega \\ (\Psi_{1d}^2 + \Psi_{1q}^2)^{1/2} \end{pmatrix} \tag{4.3}$$

а також припускається, що вектор змінних стану в (4.1) не вимірюваний, тобто розглядається повністю розімкнене керування, при якому вихідні змінні в (4.3) мають регулюватися за допомогою двомірного вектора керуючих напруг статора $u_1 = (u_{1d}, u_{1q})^T$

Припустимо, що $\omega^* = \text{const}$, $\Psi^* = \text{const}$ визначають задані значення кутової швидкості і модуля потокозчеплення статора, тоді задача регулювання вихідних змінних (4.3) полягає у досягненні умови

$$\begin{aligned} \lim_{t \rightarrow \infty} \tilde{\omega} &= 0 \\ \lim_{t \rightarrow \infty} \tilde{\Psi} &= 0 \end{aligned} \quad (4.4)$$

де похибки регулювання рівні

$$\begin{aligned} \tilde{\omega} &= \omega - \omega^* \\ \tilde{\Psi} &= |\Psi| - \Psi^* \end{aligned} \quad (4.5)$$

Використовуючи концепцію орієнтації по вектору потокозчеплення статора, переформулюємо другу умову в (4.4) наступним чином:

$$\begin{aligned} \lim_{t \rightarrow \infty} \tilde{\Psi}_{1q} &= 0 \\ \lim_{t \rightarrow \infty} \tilde{\Psi}_{1d} &= 0 \end{aligned} \quad (4.6)$$

де похибки регулювання потокозчеплення по осям d і q визначені як

$$\begin{aligned} \tilde{\Psi}_{1q} &= \Psi_{1q} \\ \tilde{\Psi}_{1d} &= \Psi_{1d} - \Psi^* \end{aligned} \quad (4.7)$$

Відмітимо, що перша умова в (4.7) визначає досягнення полеорієнтування за вектором потокозчеплення статора.

Досягнення еквівалентних умов (4.4) і (4.6) можливе лише для випадку не навантаженого двигуна, тобто при $M_c = 0$. В цьому випадку струми ротора в усталеному режимі дорівнюють нулю. Визначивши $i_{2d} = \tilde{i}_{2d}$, $i_{2q} = \tilde{i}_{2q}$ мета частотного керування може бути формалізована таким чином: знайти керуючі напруги u_{1d} і u_{1q} , які гарантують досягнення умови

$$\lim_{t \rightarrow \infty} (\tilde{\omega}, \tilde{\Psi}_{1d}, \tilde{\Psi}_{1q}, \tilde{i}_{2d}, \tilde{i}_{2q}) = 0 \text{ при } M_c = 0 \quad (4.8)$$

4.2 Формулювання алгоритму частотного керування

В похибках відпрацювання рівняння (4.1) можна записати (за умови $\omega^* = \text{const}, \psi^* = \text{const}$) так [10]:

$$\begin{aligned} \dot{\tilde{\omega}} &= \mu p_n \left[\tilde{\Psi}_{1q} \tilde{i}_{2d} - (\psi^* + \tilde{\Psi}_{1d}) \tilde{i}_{2q} \right] - \frac{M_c}{J} \\ \dot{\tilde{\Psi}}_{1d} &= -\alpha_1 \tilde{\Psi}_{1d} + \omega_0 \tilde{\Psi}_{1q} + \alpha_1 L_m \tilde{i}_{2d} - \alpha_1 \psi^* + u_{1d} \\ \dot{\tilde{\Psi}}_{1q} &= -\alpha_1 \tilde{\Psi}_{1q} - \omega_0 \tilde{\Psi}_{1d} + \alpha_1 L_m \tilde{i}_{2q} - \omega_0 \psi^* + u_{1q} \\ \dot{\tilde{i}}_{2d} &= -\gamma_1 \tilde{i}_{2d} + (\omega_0 - \omega p_n) \tilde{i}_{2q} + \alpha_1 \beta_1 \tilde{\Psi}_{1d} - \beta_1 p_n \omega \tilde{\Psi}_{1q} + \alpha_1 \beta_1 \psi^* - \beta_1 u_{1d} \\ \dot{\tilde{i}}_{2q} &= -\gamma_1 \tilde{i}_{2q} - (\omega_0 - \omega p_n) \tilde{i}_{2d} + \alpha_1 \beta_1 \tilde{\Psi}_{1q} + \beta_1 p_n \omega \tilde{\Psi}_{1d} + \beta_1 p_n \tilde{\omega} \psi^* + \\ &+ \beta_1 p_n \omega^* \psi^* - \beta_1 u_{1q} \\ \dot{\tilde{\theta}}_0 &= \omega_0 \end{aligned} \quad (4.9)$$

$$\text{де } \mu = \frac{3 L_m}{2 L_1} \frac{1}{J}.$$

З рівнянь для потокозчеплень в (4.9) знаходимо:

$$\begin{aligned} u_{1d} &= \alpha_1 \psi^* \\ u_{1q} &= \omega_0 \psi^* \end{aligned} \quad (4.10)$$

Підставивши (4.10) в (4.9), а також прийнявши умову $\omega_0 = \omega^* p_n$, отримаємо рівняння динаміки похибок відпрацювання:

$$\begin{aligned}
\dot{\tilde{\omega}} &= \mu p_n \left[\tilde{\psi}_{1q} \tilde{i}_{2d} - (\psi^* + \tilde{\psi}_{1d}) \tilde{i}_{2q} \right] - \frac{M_C}{J} \\
\dot{\tilde{\psi}}_{1d} &= -\alpha_1 \tilde{\psi}_{1d} + \omega^* p_n \tilde{\psi}_{1q} + \alpha_1 L_m \tilde{i}_{2d} \\
\dot{\tilde{\psi}}_{1q} &= -\alpha_1 \tilde{\psi}_{1q} - \omega^* p_n \tilde{\psi}_{1d} + \alpha_1 L_m \tilde{i}_{2q} \\
\dot{\tilde{i}}_{2d} &= -\gamma_1 \tilde{i}_{2d} - \tilde{\omega} \tilde{i}_{2q} + \alpha_1 \beta_1 \tilde{\psi}_{1d} - \beta_1 p_n \omega^* \tilde{\psi}_{1q} - \beta_1 p_n \tilde{\omega} \tilde{\psi}_{1q} \\
\dot{\tilde{i}}_{2q} &= -\gamma_1 \tilde{i}_{2q} + \tilde{\omega} \tilde{i}_{2d} + \alpha_1 \beta_1 \tilde{\psi}_{1q} + \beta_1 p_n \omega^* \tilde{\psi}_{1d} + \beta_1 p_n \tilde{\omega} \tilde{\psi}_{1d} + \beta_1 p_n \psi^* \tilde{\omega}
\end{aligned} \tag{4.11}$$

Для аналізу стійкості системи (4.11) розглянемо наступну функцію Ляпунова:

$$V = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{\mu} \tilde{\omega}^2 + \frac{1}{L_m} (\tilde{\psi}_{1d}^2 + \tilde{\psi}_{1q}^2) + \frac{1}{\beta_1} (\tilde{i}_{2d}^2 + \tilde{i}_{2q}^2) \right] \tag{4.12}$$

Похідна від V в силу розв'язків (4.11) буде (при $M_C = 0$):

$$\begin{aligned}
\dot{V} &= -\frac{\alpha_1}{L_m} (\tilde{\psi}_{1d}^2 + \tilde{\psi}_{1q}^2) + 2\alpha_1 (\tilde{\psi}_{1d} \tilde{i}_{2d} + \tilde{\psi}_{1q} \tilde{i}_{2q}) + \\
&\quad + \omega^* p_n (\tilde{\psi}_{1d} \tilde{i}_{2q} - \tilde{\psi}_{1q} \tilde{i}_{2d}) - \frac{\gamma_1}{\beta_1} (\tilde{i}_{2d}^2 + \tilde{i}_{2q}^2)
\end{aligned} \tag{4.13}$$

Для подальшого аналізу необхідно встановити, при яких значеннях ω^* похідна $\dot{V} < 0$. Для цього перепишемо (4.13) у наступному вигляді:

$$\dot{V} = \dot{V}_1 + \dot{V}_2 \tag{4.14}$$

$$\begin{aligned} \dot{V}_1 = & -\frac{\alpha_1}{L_m} \rho_1 (\tilde{\psi}_{1d}^2 + \tilde{\psi}_{1q}^2) + 2\alpha_1 (\tilde{\psi}_{1d} \tilde{i}_{2d} + \tilde{\psi}_{1q} \tilde{i}_{2q}) - \\ & - \left(\alpha_1 L_m + \rho_2 \frac{R_2 L_1}{L_m} \right) (\tilde{i}_{2d}^2 + \tilde{i}_{2q}^2) \end{aligned} \quad (4.15)$$

$$\begin{aligned} \dot{V}_2 = & -\frac{\alpha_1}{L_m} (1 - \rho_1) (\tilde{\psi}_{1d}^2 + \tilde{\psi}_{1q}^2) + \omega^* p_n (\tilde{\psi}_{1d} \tilde{i}_{2q} - \tilde{\psi}_{1q} \tilde{i}_{2d}) - \\ & - (1 - \rho_2) \frac{R_2 L_1}{L_m} (\tilde{i}_{2d}^2 + \tilde{i}_{2q}^2) \end{aligned} \quad , \quad (4.16)$$

де $0 < (\rho_1, \rho_2) < 1$.

З (4.15) встановлюємо, що $\dot{V}_1 \leq 0$ при виконанні співвідношення:

$$\rho_1 = \frac{1}{1 + \left(\frac{R_2}{R_1} \right) \left(\frac{L_1^2}{L_m^2} \right) \rho_2} \quad (4.17)$$

Друга складова (4.16) буде від'ємною при виконанні умови

$$\left| \omega^* p_n \right| < 4 \left[\frac{\left(\frac{R_2}{R_1} \right) \left(\frac{L_1^2}{L_m^2} \right) \rho_2}{1 + \left(\frac{R_2}{R_1} \right) \left(\frac{L_1^2}{L_m^2} \right) \rho_2} \right] (1 - \rho_2) \frac{R_1 R_2}{L_m^2} \quad (4.18)$$

При виконанні умови (4.18) $\dot{V} \leq 0$, тому сигнали $(\tilde{\psi}_{1d}, \tilde{\psi}_{1q}, \tilde{i}_{2d}, \tilde{i}_{2q}, \tilde{\omega})$ будуть обмеженими, а отже з (4.11) обмеженими будуть і їх похідні $(\dot{\tilde{\psi}}_{1d}, \dot{\tilde{\psi}}_{1q}, \dot{\tilde{i}}_{2d}, \dot{\tilde{i}}_{2q}, \dot{\tilde{\omega}})$.

Виконавши лінеаризацію системи (4.11) в початку координат при $M_C = 0$, представимо її в стандартному вигляді

$$\begin{pmatrix} \dot{\tilde{\Psi}}_{1d} \\ \dot{\tilde{\Psi}}_{1q} \\ \dot{\tilde{i}}_{2d} \\ \dot{\tilde{i}}_{2q} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\alpha_1 \tilde{\Psi}_{1d} + \omega^* p_n \tilde{\Psi}_{1q} + \alpha_1 L_m \tilde{i}_{2d} \\ -\omega^* p_n \tilde{\Psi}_{1d} - \alpha_1 \tilde{\Psi}_{1q} + \alpha_1 L_m \tilde{i}_{2q} \\ \alpha_1 \beta_1 \tilde{\Psi}_{1d} - \beta_1 p_n \omega^* \tilde{\Psi}_{1q} - \gamma_1 \tilde{i}_{2d} \\ \beta_1 p_n \omega^* \tilde{\Psi}_{1d} + \alpha_1 \beta_1 \tilde{\Psi}_{1q} - \gamma_1 \tilde{i}_{2q} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \beta_1 \psi^* p_n \end{pmatrix} \tilde{\omega}$$

$$\dot{\tilde{\omega}} = -\mu p_n \psi^* \tilde{i}_{2q} \quad (4.19)$$

Система (4.19) може бути записана у наступній стандартній формі:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}(t)\mathbf{x} + \mathbf{\Gamma}^T \mathbf{z} \\ \dot{\mathbf{z}} &= -\mu \mathbf{\Gamma} \mathbf{P} \mathbf{x}, \end{aligned} \quad (4.20)$$

де $\mathbf{x} = (\tilde{\Psi}_{1d}, \tilde{\Psi}_{1q}, \tilde{i}_{2d}, \tilde{i}_{2q})^T$, $\mathbf{z} = \tilde{\omega}$; \mathbf{P} з (4.12) має вигляд

$$\mathbf{P} = \text{diag} \left(\frac{1}{L_m}, \frac{1}{L_m}, \frac{1}{\beta_1}, \frac{1}{\beta_1} \right).$$

Оскільки $\mathbf{A}(t)$ відповідає вимогам Гурвіця при виконанні умови (4.18), $\mathbf{\Gamma}(t) = \text{const}$, то положення рівноваги $(\tilde{\Psi}_{1d}, \tilde{\Psi}_{1q}, \tilde{i}_{2d}, \tilde{i}_{2q}, \tilde{\omega}) = 0$ лінеаризованої системи (4.19), а отже і нелінійної (4.11) при $M_C = 0$, буде локально експоненційно стійким [10].

З практичної точки зору це означає, що при $M_C = 0$ консервативна умова (4.18) гарантує асимптотичність регулювання положення рівноваги $\omega_0 = \omega^* p_n = \omega p_n$ з підтриманням постійного значення модуля вектора потокозчеплення $|\psi_1| = \psi^*$ при одночасному досягненні умови орієнтації за вектором потокозчеплення статора $\psi_{1q} = 0$. Консервативність умови (4.18) полягає у тому, що дослідження стійкості за Ляпуновим дає лише достатні умови.

При $M_C \neq 0$ асимптотичність регулювання змінних $\mathbf{x} = (\tilde{\psi}_{1d}, \tilde{\psi}_{1q}, \tilde{i}_{2d}, \tilde{i}_{2q}, \tilde{\omega})^T$ порушується, статичні властивості відносно збурення M_C визначаються розв'язками системи рівнянь (4.11). При цьому система (4.11) залишається локально стійкою при дії обмеженого збурення M_C/J .

Фізичні напруги, які прикладаються до обмоток АД з (4.2) і (4.10) дорівнюють

$$\begin{pmatrix} u_{1a} \\ u_{1b} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta_0(t) & -\sin \theta_0(t) \\ \sin \theta_0(t) & \cos \theta_0(t) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \alpha_1 \psi^* \\ \omega^* p_n \psi^* \end{pmatrix} \\ \dot{\theta}_0 = \omega^* p_n \quad (4.21)$$

Варто зауважити, що для практичної реалізації алгоритму частотного керування (4.21) потрібно знати параметр $\alpha_1 = R_1/L_1$, який легко визначити на основі стандартних тестів. Необхідність у вимірюванні струмів статора та кутової швидкості для реалізації алгоритму (4.21) немає. Щоб встановити зв'язок алгоритму частотного керування (4.21) з наведеними в технічній літературі запишемо вирази для модуля напруги статора

$$U_{1m} = (u_{1d}^2 + u_{1q}^2)^{\frac{1}{2}} = \psi^* \sqrt{\alpha_1^2 + (\omega^* p_n)^2} \quad (4.22)$$

На рисунку 4.1 зображена структурна схема алгоритму частотного керування U/f :

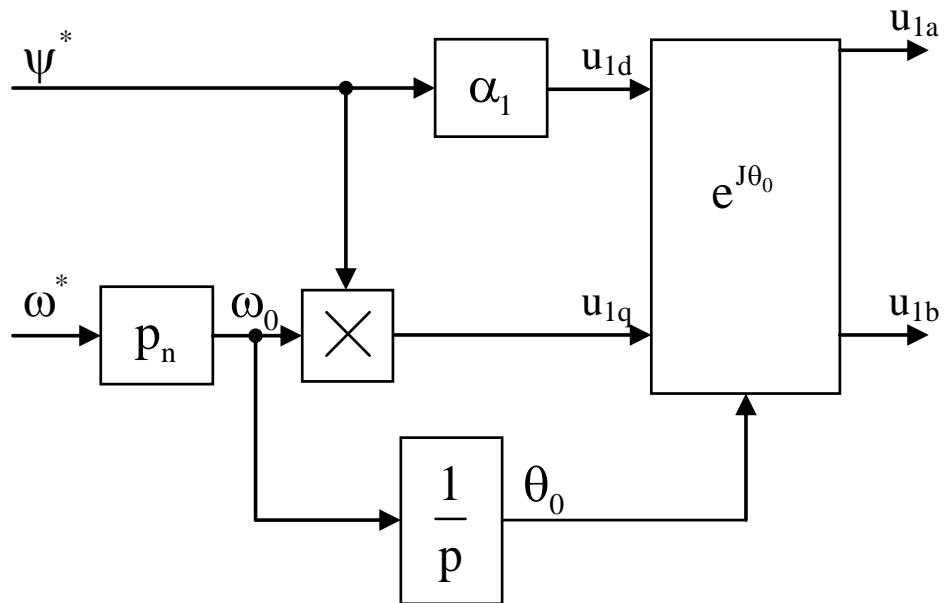


Рисунок 4.1 - Структурна схема алгоритму частотного керування U/f

При формуванні характеристик в зоні заданих швидкостей вище номінальної необхідно виконувати обмеження напруги на номінальному рівні, яке здійснюється за рахунок обмеження складової вектора напруги по осі (q) у відповідності з наступним виразом [27]:

$$\begin{aligned}
 u_{1d} &= \alpha_1 \Psi^* \\
 u_{1q} &= \begin{cases} \Psi^* \omega^* p_n, & \forall (\Psi^* \omega^* p_n) < \sqrt{U_{na}^2 - u_{1d}^2} \\ \sqrt{U_{na}^2 - u_{1d}^2}, & \forall (\Psi^* \omega^* p_n) \geq \sqrt{U_{na}^2 - u_{1d}^2} \end{cases}, \quad (4.23)
 \end{aligned}$$

При експлуатації двигуна в зонах швидкостей нижче номінальної спостерігається зменшення критичного моменту. Це зменшення викликане появою моментної складової статорного струму, що призводить до зменшення магнітного потоку в двигуні. Як наслідок, знижується перевантажувальна здатність двигуна, що може вплинути на його ефективність і продуктивність під час роботи в цих умовах. Для підтримки стабільності роботи системи важливо враховувати ці аспекти при налаштуванні та управлінні двигуном.

4.3 Компенсація зниження критичного моменту на швидкостях нижче номінальної

Для компенсації зниження перевантажувальної здатності асинхронного двигуна при роботі на швидкостях нижче номінальної можливо примусово збільшити магнітний потік двигуна. Щоб визначити вираз для заданого магнітного потоку в залежності від кутової частоти.

При цьому, якщо ви хочете врахувати конкретні параметри двигуна, може бути корисно включити додаткові коефіцієнти, які характеризують матеріали, використані в обмотках, та якість конструкції двигуна.

Вказівку на необхідність підвищення потоку можна представити також через співвідношення між чутливістю і зменшенням кутової частоти, яка впливає на значення магнітного потоку, суперечливо частоті, з якою працює двигун.

Якщо вам потрібно відкоригувати чи уточнити цей вираз за конкретними умовами, будь ласка, дайте знати!

для критичного моменту (5.2) через амплітудне значення напруги статора

$$M_k = \frac{3p_n U_{1m}^2}{4\omega^* p_n \left(R_1 \pm \sqrt{R_1^2 + x_k^2} \right)} \quad (4.24)$$

З урахуванням виразу для модуля вектора напруги статора (6.22) при використанні алгоритму частотного керування (6.10) та враховуючи, що $x_k = (L_{1\sigma} + L_{2\sigma})\omega^* p_n$ отримаємо значення критичного моменту.

При номінальній нарузі живлення критичний момент дорівнює

$$M_k = \frac{3p_n \Psi^* \left(\alpha_1^2 + (\omega^* p_n)^2 \right)}{4\omega^* p_n \left(R_1 \pm \sqrt{R_1^2 + (L_{1\sigma} + L_{2\sigma})^2 \cdot (\omega^* p_n)^2} \right)} \quad (4.25)$$

При номінальній напрузі живлення критичний момент дорівнює

$$M_{kn} = \frac{3p_n \Psi^* (\alpha_1^2 + \omega_{0n}^2)}{4\omega^* p_n \left(R_1 \pm \sqrt{R_1^2 + (L_{1\sigma} + L_{2\sigma})^2 \cdot \omega_{0n}^2} \right)} \quad (4.26)$$

Умовою незмінності критичного моменту M_k відносно номінального значення є виконання співвідношення

$$M_k = M_{kn} \quad (4.27)$$

З виразів (4.25) – (4.27) знаходимо значення заданого потоку двигуна, при якому перевантажувальна здатність залишається на номінальному рівні

$$\Psi^* = \Psi_n^* \sqrt{\frac{\omega^* p_n z (\alpha_1^2 + \omega_{0n}^2)}{\omega_{0n} z_n (\alpha_1^2 + (\omega^* p_n)^2)}}, \quad (4.28)$$

$$\text{де } z = \left(R_1 \pm \sqrt{R_1^2 + (L_{1\sigma} + L_{2\sigma})^2 (\omega^* p_n)^2} \right),$$

$$z_n = \left(R_1 \pm \sqrt{R_1^2 + (L_{1\sigma} + L_{2\sigma})^2 \omega_{0n}^2} \right).$$

Необхідно відзначити, що на практиці ефективність компенсації зниження перевантажувальної здатності двигуна в значній мірі залежить від кривої намагнічування електричної машини. При підвищенні критичного моменту двигуна на низьких швидкостях магнітний потік може увійти в зону насичення магнітної системи.

У цій зоні магнітний потік перестає пропорційно зростати з підвищенням струму, що призводить до зниження ефективності двигуна і підвищення ризику перегріву. Тому важливо враховувати характеристики кривої намагнічування при розрахунках і налаштуваннях системи управління двигуном, щоб уникнути негативних наслідків насичення магнітної системи та забезпечити стабільну і надійну роботу двигуна при низьких швидкостях..

Висновок для розділу

У цьому розділі представлена методика виведення математичної моделі частотного керування з постійним лінійним відношенням напруги до частоти $\frac{U}{f} = const$ для регулювання швидкості асинхронного двигуна. Описано принципи реалізації компенсації зниження перевантажувальної здатності двигуна, що виникає при роботі на швидкостях, нижчих за номінальні.

Компенсація здійснюється шляхом примусового збільшення магнітного потоку двигуна, що дозволяє підвищити критичний момент при низьких швидкостях. Це, в свою чергу, забезпечує стабільну роботу двигуна і покращує його характеристики в умовах знижених швидкостей, уникаючи ефектів насичення магнітної системи. У розділі також розглянуті важливі аспекти налаштування системи управління, які сприяють оптимізації роботи асинхронного двигуна в таких режимах.

5 ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ АД

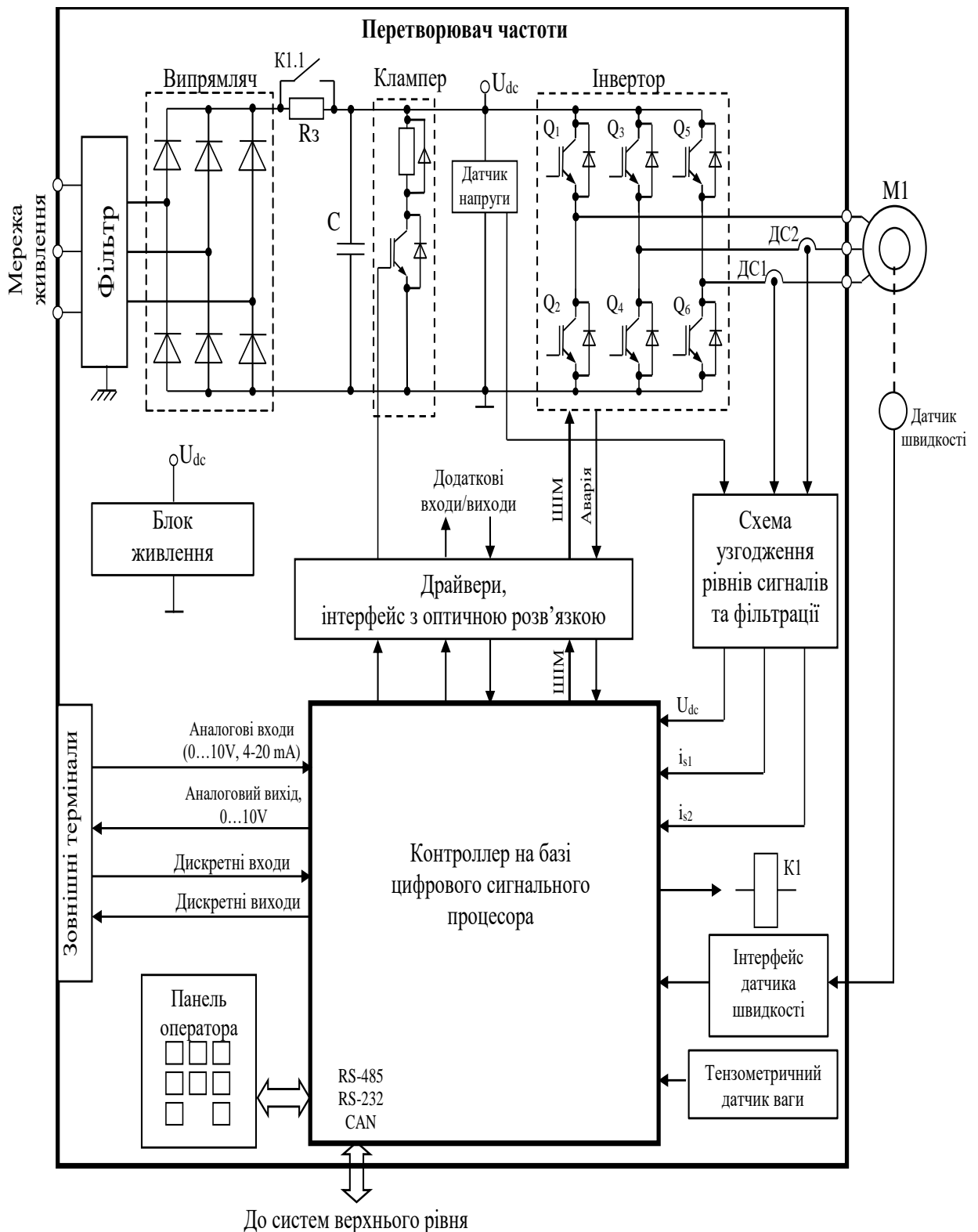


Рисунок 5.1- Функціональна схема асинхронного електроприводу

Для розрахунку основних елементів частотного перетворювача необхідно врахувати наступні параметри:

1. Напруга мережі живлення – вказує на величину напруги, з якою працює перетворювач (однофазна чи трифазна).

2. Кількість фаз мережі живлення – визначає тип живлення (наприклад, однофазне або трифазне).

3. Потужність двигуна – необхідна для забезпечення правильного розрахунку елементів перетворювача. Це значення повинно відповідати або перевищувати номінальну потужність керованого двигуна.

4. ККД двигуна (коефіцієнт корисної дії) – значення, що відображає ефективність перетворення електричної енергії в механічну, і є важливим для точних розрахунків.

5. Номінальний струм двигуна – необхідний для визначення струмових навантажень, які можуть виникнути в елементах перетворювача під час роботи.

Знання цих параметрів дозволяє правильно розрахувати і вибрати компоненти частотного перетворювача для забезпечення надійної та ефективної роботи системи в цілому.

Номінальні діючі значення фазної напруги та струму статора:

$$U_n = \frac{U_{1n}}{\sqrt{3}} = \frac{380}{\sqrt{3}} = 220 \text{ (В)}; \quad (5.1)$$

$$I_n = \frac{P_{2n}}{3 \cdot U_n \cdot \eta \cdot \cos(\varphi)} = \frac{11000}{3 \cdot 220 \cdot 0,875 \cdot 0,86} = 22,15 \text{ (А)}. \quad (5.2)$$

Амплітудні значення фазної напруги і струму статора:

$$U_{na} = \sqrt{2} \cdot U_n = \sqrt{2} \cdot 220 = 311 \text{ (В)}; \quad (5.3)$$

$$I_{na} = \sqrt{2} \cdot I_n = \sqrt{2} \cdot 22,15 = 31,32 \text{ (А)}. \quad (5.4)$$

Прийнявши перевантажувальну здатність для привода конвеєра $k_{ov1}=1,6$, розрахуємо максимальний струм на виході перетворювача:

$$I_{MAX} = k_{ov1} \cdot I_{na} = 1,6 \cdot 31,32 = 50,112 \text{ (А)}. \quad (5.5)$$

При живленні перетворювача від трифазної мережі живлення $U_{grid}=380 \text{ В}$, напруга в ланці постійного струму при ідеальній фільтрації буде приблизно рівною $U_{dcn} = 2U_{grid} \approx 540 \text{ В}$.

При виборі IGBT для автономних інверторів напруги їх максимально-допустима напруга колектор-емітер має бути мінімум в 1,5 разів вищою, ніж максимальна напруга в ланці постійного струму, тобто $U_{ce} > 1.5U_{dc \max}$.

Максимальна напруга в ланці постійного струму сучасних перетворювачів визначається допустимою напругою встановлених електролітичних конденсаторів фільтру, і складає приблизно 750 В для перетворювачів з трифазним живленням $U_{grid} = 380 \text{ В}$. Таким чином:

$$U_{ce} = 1,5 \cdot 750 = 1125 \text{ (В)}.$$

По каталогу вибираємо IGBT модуль типу Infineon Technologies BSM35GD120DN2E3224 з параметрами $U_{ce} = 1200 \text{ В}$, $I_c = 50 \text{ А}$.

Розрахуємо значення струму ланки постійного струму з врахуванням перевантаження:

$$I_{dc} = \frac{k_{ov1} \cdot P_n}{U_{dcn} \cdot \eta \cdot \eta_{inv}} = \frac{1,6 \cdot 11000}{540 \cdot 0,875 \cdot 0,93} = 40,05 \text{ (А)}, \quad (5.6)$$

де η_{inv} – ККД інвертора напруги.

Тоді еквівалентний опір навантаження розраховується як:

$$R_0 = \frac{U_{dcn}}{I_{dc}} = \frac{540}{40,05} = 13,5 \text{ (Ом)}. \quad (5.7)$$

Розрахуємо ємність фільтра:

$$C = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot k_p \cdot m \cdot f \cdot R_0} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 0,4 \cdot 3 \cdot 50 \cdot 13,5} = 0,1966 \text{ (мФ)}, \quad (5.8)$$

де k_p – коефіцієнт пульсацій випрямленої напруги.

Вибираємо по каталогу конденсатор типу Vishay / BC Components BFC238321204 ємністю $C_c=0,2$ мФ та максимальною напругою 600 В.

Вибираємо датчик струму ACS712ELCTR 30A GY-712 з каталогу, номінальний струм якого складає 30 А та діапазоном вимірювання 225 А.

Канал вимірювання напруги ланки постійного струму побудуємо з використанням датчику типу LV-25NP. Розрахуємо необхідний опір в коло датчика:

$$R = \frac{U_{dc \max}}{I_{p \max}} = 22 \text{ (Ом)}. \quad (5.9)$$

Обираємо резистор 56К 0,25W 5%.

Вартість підібраних комплектуючих наведена в таблиці 5.1.

Вартість підібраних комплектуючих

№	Найменування	Ціна, грн.
1	IGBT модуль Infineon Technologies BSM35GD120DN2E3224	2 540
2	Конденсатор CDE HES302G400W5L	87
3	Датчик струму ACS712ELCTR GY-712 (2 шт.)	84x2
4	Датчик напруги LV-25NP	492
5	Резистор 22 К 1W 1%	15
	Тензометричний датчик ваги	20 000
	Повна сума	25 842

Висновок до розділу

У цьому розділі обґрунтовано вибір основних елементів системи керування асинхронним двигуном. Розглянуто критерії відбору компонентів, які включають частотний перетворювач, програмований логічний контролер (ПЛК), електродвигун, а також необхідні датчики і засоби автоматизації для належного управління процесом.

Крім того, наведена орієнтовна калькуляція вартості цієї системи, що включає вартість усіх обраних елементів, а також конвеєрного тензометричного датчика ваги. Вартість калькуляції може включати не тільки базову ціну обладнання, але й можливі витрати на монтаж, налаштування та забезпечення гарантійного обслуговування. Ця інформація дозволяє оцінити загальні витрати на реалізацію проекту та спрощує процес прийняття рішень щодо фінансування та реалізації системи..

6 РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ АСИНХРОННОГО ДВИГУНА ЗА ДАНИМИ КАТАЛОГУ

Параметри обраного асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором вказані у наступній таблиці. [8]

Таблиця 6.1

Паспортні дані двигуна 4AA56B2У3

Номінальна механічна потужність	$P_{2n} = 11000 \text{ Вт}$
Номінальна лінійна напруга статора	$U_{1n} = 380 \text{ В}$
Число пар полюсів	$p_n = 3$
Момент інерції	$J = 0,14 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$
Коефіцієнт корисної дії	$\eta = 0,87,5$
Коефіцієнт потужності	$\cos \varphi = 0,86$
Перевантажувальна здатність	$\lambda = 2$
Номінальне ковзання	$S_n = 0,027$
Критичне ковзання	$S_k = 0,15$
Номінальна частота напруги статора	$f = 50 \text{ Гц}$
<i>Параметри Г-подібної схеми заміщення (відносні одиниці)</i>	
Індуктивний опір розсіювання статора	$\bar{x}'_1 = 3$
Активний опір статора	$\bar{R}'_1 = 0,073$
Приведений індуктивний опір розсіювання ротора	$\bar{x}''_2 = 0,15$
Приведений активний опір ротора	$\bar{R}''_2 = 0,03$
Індуктивний опір намагнічуючого контуру	$\bar{x}_\mu = 3$

Кутова частота наруги статора:

$$\omega_{0n} = 2 \cdot \pi \cdot f = 2 \cdot \pi \cdot 50 = 314,159 \left(\frac{\text{рад}}{\text{с}} \right) \quad (6.1)$$

Швидкість ідеального ХХ:

$$\omega_{\text{ХХ}} = \frac{\omega_{0n}}{p_n} = \frac{314,159}{3} = 104,72 \left(\frac{\text{рад}}{\text{с}} \right) \quad (6.2)$$

Номінальна швидкість двигуна:

$$\omega_n = \omega_{\text{ХХ}}(1 - S_n) = 314,159 \cdot (1 - 0,027) = 101,892 \left(\frac{\text{рад}}{\text{с}} \right) \quad (6.3)$$

Номінальний момент двигуна:

$$M_n = \frac{P_{2n}}{\omega_n} = \frac{11000}{101,892} = 107,957 \text{ (Н} \cdot \text{м)} \quad (6.4)$$

Критичний момент двигуна:

$$M_k = \lambda \cdot M_n = 2 \cdot 107,957 = 215,914 \text{ (Н} \cdot \text{м)} \quad (6.5)$$

Номінальні діючі значення фазної напруги та струму статора:

$$U_n = \frac{U_{\text{ln}}}{\sqrt{3}} = \frac{380}{\sqrt{3}} = 220 \text{ (В)} \quad (6.6)$$

Приймаємо, що $U_n = 220 \text{ В}$.

$$I_n = \frac{P_{2n}}{3 \cdot U_n \cdot \eta \cdot \cos \varphi} = \frac{11000}{3 \cdot 220 \cdot 0,875 \cdot 0,86} = 22,148 \text{ (А)} \quad (6.7)$$

Амплітудні значення фазної напруги і струму статора:

$$U_{na} = \sqrt{2} \cdot U_n = \sqrt{2} \cdot 220 = 311 \text{ (В)} \quad (6.8)$$

Приймаємо, що $U_{na} = 311 \text{ В}$.

$$I_{na} = \sqrt{2} \cdot I_n = \sqrt{2} \cdot 22,148 = 31,323 \text{ (А)} \quad (6.9)$$

Амплітудне значення потокозчеплення статора в режимі ХХ при $R_1=0$:

$$\Psi_{1XX} = \frac{U_{na}}{\omega_{0n}} = \frac{311}{314,159} = 0,99 \text{ (Вб)} \quad (6.10)$$

Математична модель АД отримана для Т-подібної схеми заміщення, що показана на рис. 6.1, в той час як приведені каталожні параметри відповідають Г-подібній схемі заміщення, рис. 6.2. Для перерахунку параметрів з Г-подібної схеми в Т-подібну використовується наступна методика:

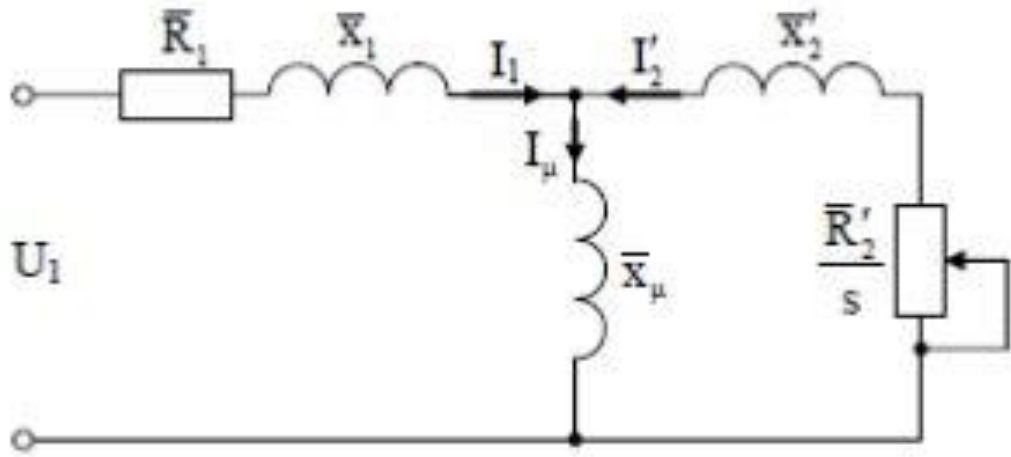


Рисунок 6.1 – Т-подібна схема заміщення асинхронного двигуна

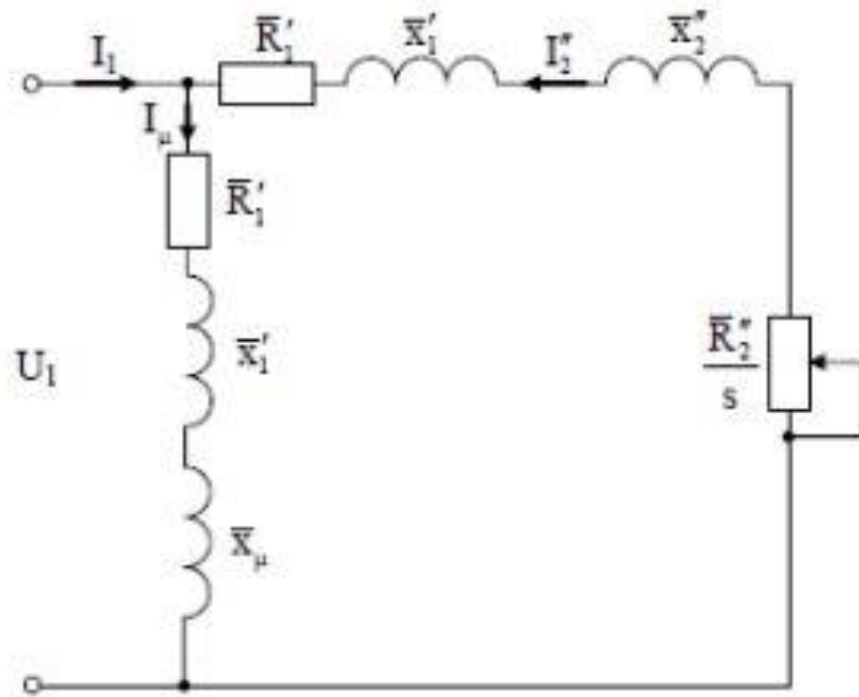


Рисунок 6.2 – Г-подібна схема заміщення асинхронного двигуна

Коефіцієнт перерахування між Т-подібною та Г-подібною схемами заміщення:

$$c_1 = \frac{X_{\mu\Gamma} + \sqrt{X_{\mu\Gamma}^2 + 4 \cdot X_{1\Gamma} \cdot X_{\mu\Gamma}}}{2 \cdot X_{\mu\Gamma}} = \frac{3 + \sqrt{3^2 + 0,11 \cdot 3}}{2 \cdot 3} = 1,035 \quad (6.11)$$

Параметри Т-подібної схеми заміщення у відносних одиницях:

$$X_{1T} = \frac{X'_{1\Gamma}}{c_1} = \frac{0,11}{1,035} = 0,106 \quad (6.12)$$

$$R_{1T} = \frac{R'_{1\Gamma}}{c_1} = \frac{0,16}{1,035} = 0,071 \quad (6.13)$$

$$X'_{2T} = \frac{X''_{2\Gamma}}{c_1} = \frac{0,15}{1,035} = 0,14 \quad (6.14)$$

$$R'_{2T} = \frac{R''_{2\Gamma}}{c_1} = \frac{0,03}{1,035} = 0,028 \quad (6.15)$$

Параметри Т-подібної схеми заміщення в абсолютних одиницях:

$$X_1 = X_{1T} \cdot \frac{U_n}{I_n} = 0,106 \cdot \frac{220}{22,15} = 1,055 \text{ (Ом)} \quad (6.16)$$

$$R_1 = R_{1T} \cdot \frac{U_n}{I_n} = 0,07 \cdot \frac{220}{22,15} = 0,7 \text{ (Ом)} \quad (6.17)$$

$$X_2 = X'_{2T} \cdot \frac{U_n}{I_n} = 0,14 \cdot \frac{220}{22,15} = 1,39 \text{ (Ом)} \quad (6.18)$$

$$R'_2 = R'_{2T} \cdot \frac{U_n}{I_n} = 0,028 \cdot \frac{220}{22,15} = 0,278 \text{ (Ом)} \quad (6.19)$$

$$X_\mu = X_{\mu\Gamma} \cdot \frac{U_n}{I_n} = 3 \cdot \frac{220}{22,15} = 29,8 \text{ (Ом)} \quad (6.20)$$

Індуктивності розсіювання статора і ротора:

$$L_{1\sigma} = \frac{X_1}{\omega_{0n}} = \frac{1,055}{314,159} = 0,003359 \text{ (Гн)} \quad (6.21)$$

$$L_{2\sigma} = \frac{X'_2}{\omega_{0n}} = \frac{1,39}{314,159} = 0,004424 \text{ (Гн)} \quad (6.22)$$

Індуктивність намагнічуючого контуру:

$$L_m = \frac{X_\mu}{\omega_{0n}} = \frac{29,8}{314,159} = 0,095 \text{ (Гн)} \quad (6.23)$$

Індуктивності статора і ротора:

$$L_1 = L_{1\sigma} + L_m = 0,00336 + 0,09485 = 0,098 \text{ (Гн)} \quad (6.24)$$

$$L_2 = L_{2\sigma} + L_m = 0,00442 + 0,09485 = 0,099 \text{ (Гн)} \quad (6.25)$$

Параметри ротора:

$$\alpha_1 = \frac{R_1}{L_1} = \frac{0,7}{0,098} = 7,131 \left(\frac{\text{Ом}}{\text{Гн}} \right) \quad (6.26)$$

$$\sigma_1 = L_2 \left(1 - \frac{L_m^2}{L_1 L_2} \right) = 0,099 \cdot \left(1 - \frac{0,095^2}{0,098 \cdot 0,099} \right) = 0,007668 \text{ (Гн)} \quad (6.27)$$

$$\beta_1 = \frac{L_m}{L_1 \cdot \sigma_1} = \frac{0,095}{0,98 \cdot 0,0077} = 125,953 \quad (6.28)$$

$$\gamma_1 = \frac{R'_2}{\sigma_1} + \alpha_1 \cdot L_m \cdot \beta_1 = \frac{0,0278}{0,0076} + 7,131 \cdot 0,0945 \cdot 125,953 = 124,44 \left(\frac{\text{Ом}}{\text{Гн}} \right) \quad (6.29)$$

Параметри статора:

$$\alpha = \frac{R_2'}{L_2} = \frac{0,278}{0,099} = 2,8 \left(\frac{\text{Ом}}{\text{Гн}} \right) \quad (6.30)$$

$$\sigma = L_1 \left(1 - \frac{L_m^2}{L_1 L_2} \right) = 0,098 \cdot \left(1 - \frac{0,0948^2}{0,098 \cdot 0,099} \right) = 0,007586 \text{ (Гн)} \quad (6.31)$$

$$\beta = \frac{L_m}{L_2 \cdot \sigma} = \frac{0,0948}{0,099 \cdot 0,00759} = 125,953 \quad (6.32)$$

$$\gamma = \frac{R_1}{\sigma} + \alpha \cdot L_m \cdot \beta = \frac{0,7}{0,0076} + 2,78 \cdot 0,0949 \cdot 125,95 = 125,95 \left(\frac{\text{Ом}}{\text{Гн}} \right) \quad (6.33)$$

Результати розрахунків зведені до таблиці 2.2.

Таблиця 6.2.

Параметри двигуна 4A180S2Y3

P_{2n} , кВт	11	R_1 , Ом	0,7
ω_{xx} , рад/с	314,159	R_2' , Ом	0,278
ω_n , рад/с	101,898	L_1 , Гн	0,098
M_n , Нм	107,957	L_2 , Гн	0,099
M_k , Нм	215,914	L_m , Гн	0,095
I_{na} , А	22,148	α_1 , Ом/Гн	7,131
ψ_{1xx} , Вб	0,99	α , Ом/Гн	2,8
η , %	87,5	β , 1/Гн	125,953
$\cos\phi$	0,86	γ , Ом/Гн	125,769
J_d , кг·м ²	0,14	σ , Гн	0,00759
λ	2		

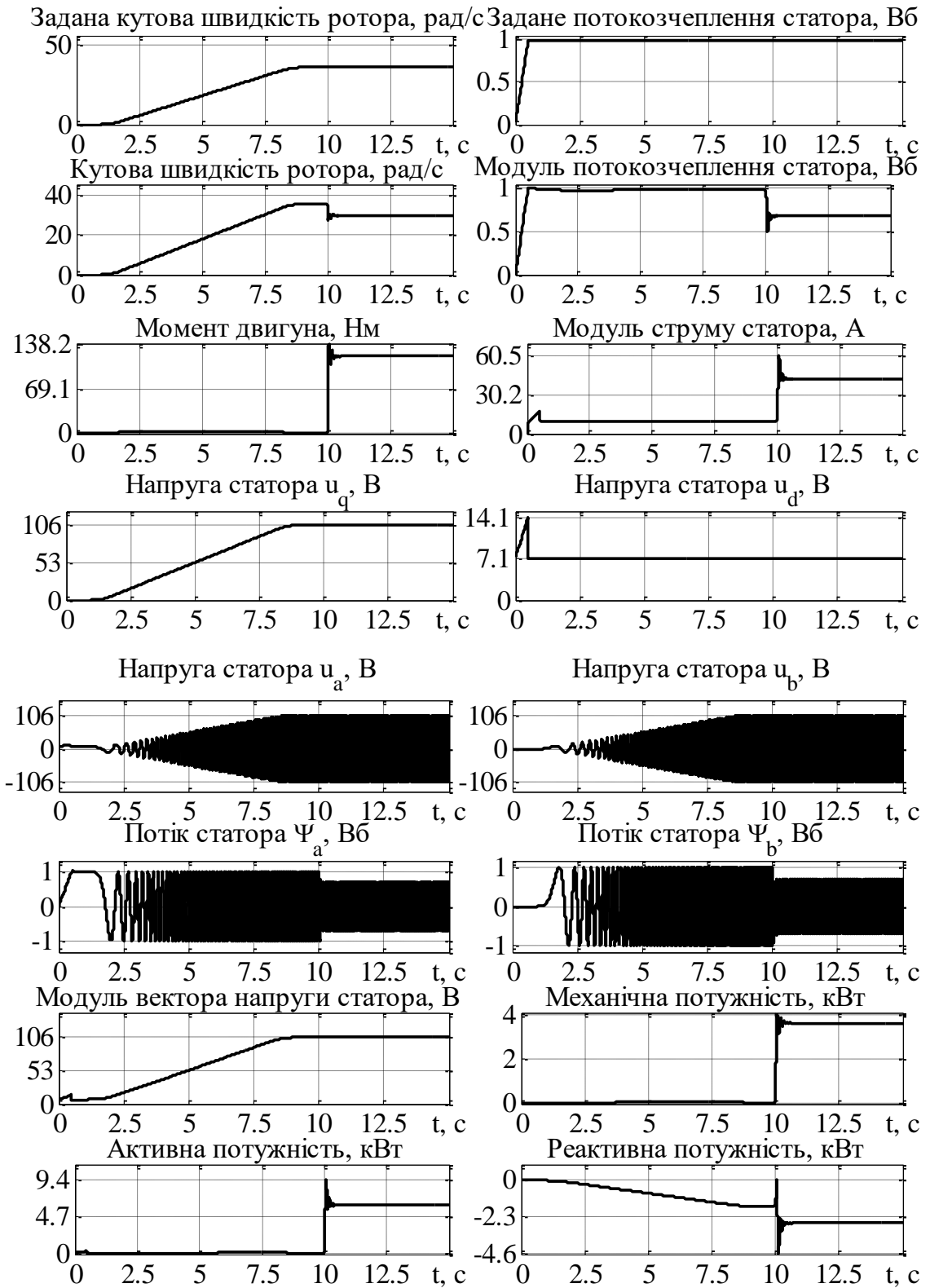


Рисунок 6.3 – Графіки перехідних процесів при частотному керуванні двигуна зі швидкістю завдання $\omega^* = 0,35\omega_n = 35,66$ рад/с

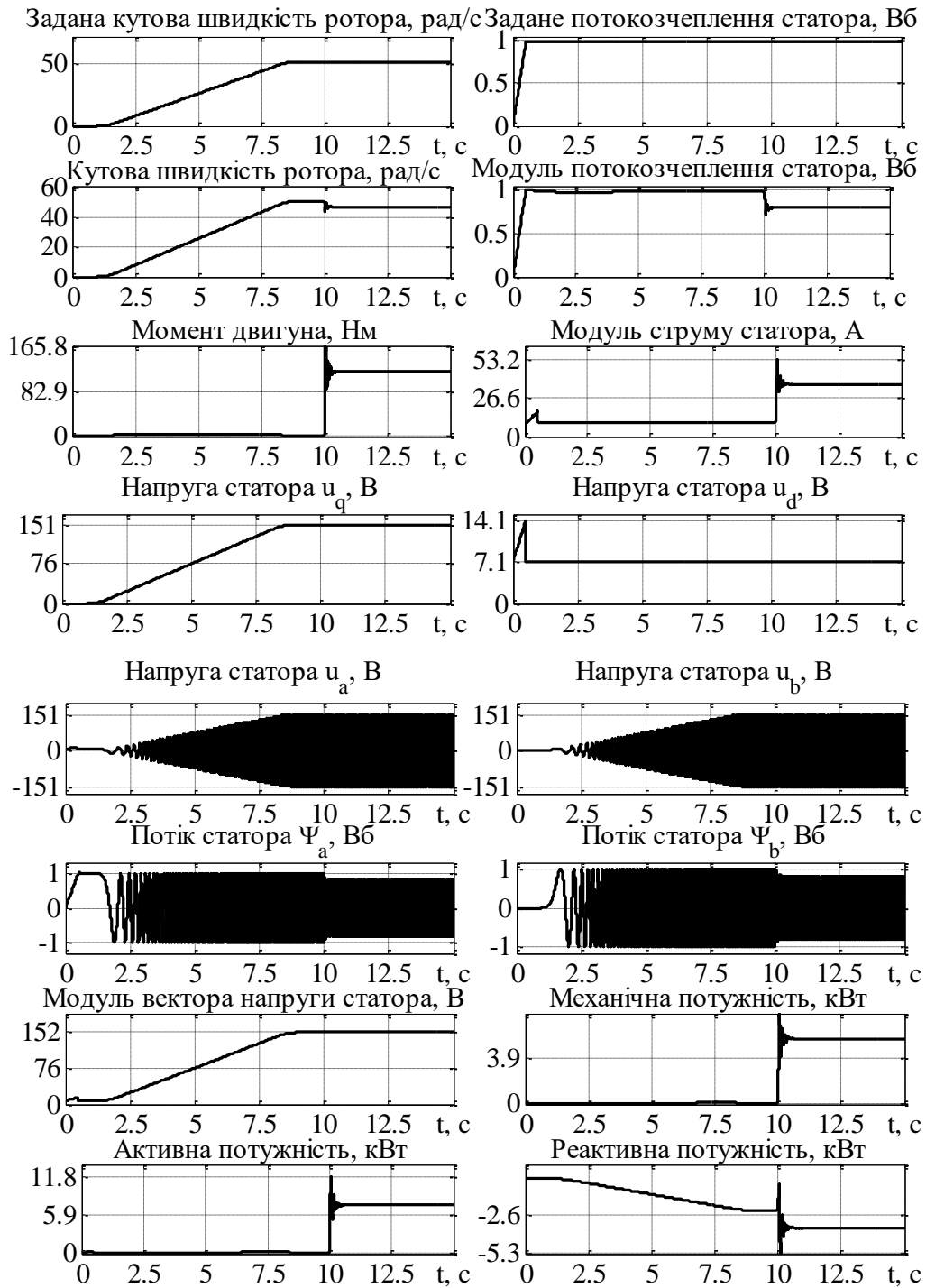


Рисунок 6.4 – Графіки перехідних процесів при частотному керуванні двигуна зі швидкістю завдання $\omega^* = 0,5\omega_n = 50,95$ рад/с

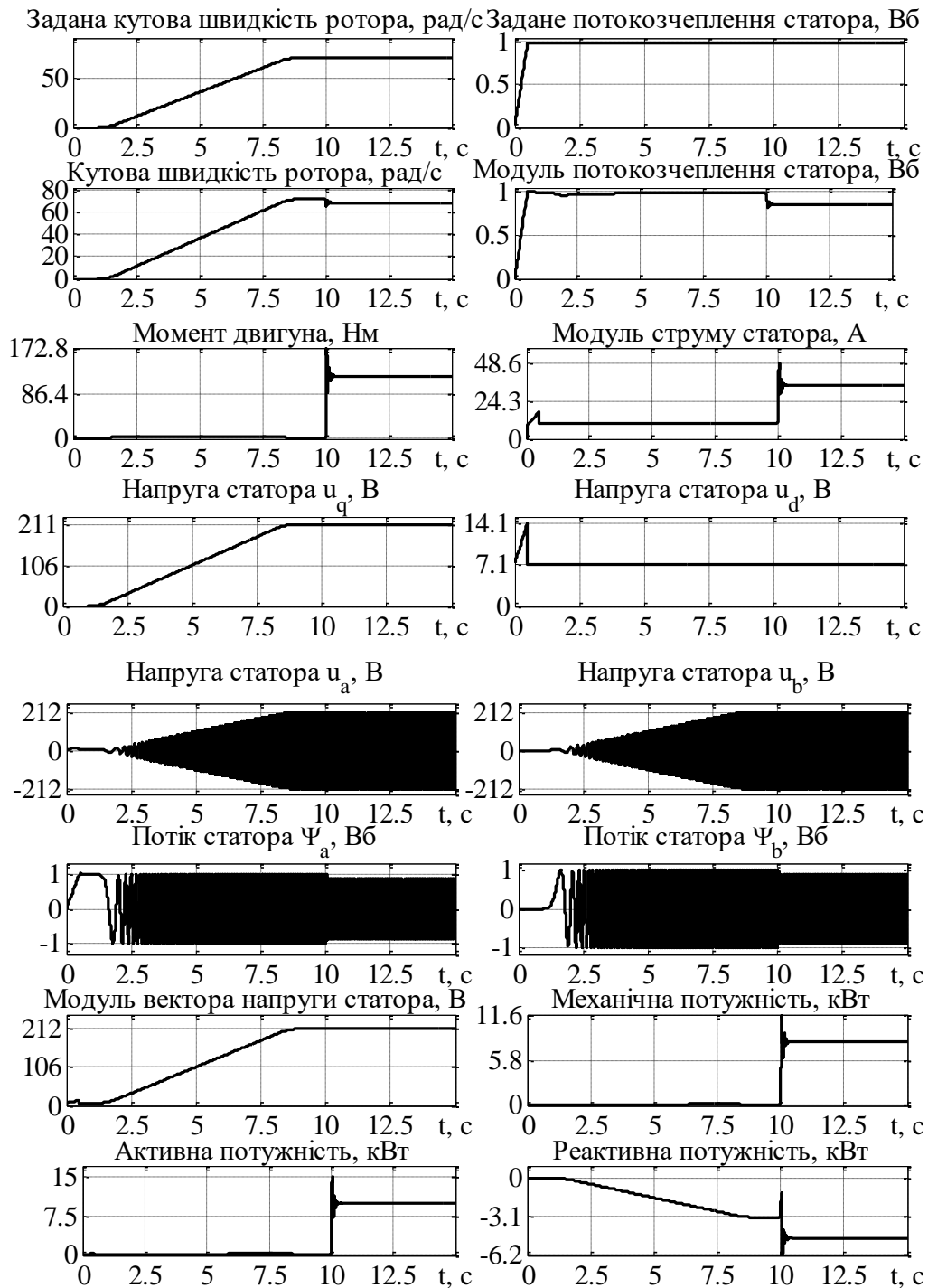


Рисунок 6.5 – Графіки перехідних процесів при частотному керуванні двигуна зі завданням швидкості $\omega^* = 0,7\omega_n = 71,33$ рад/с

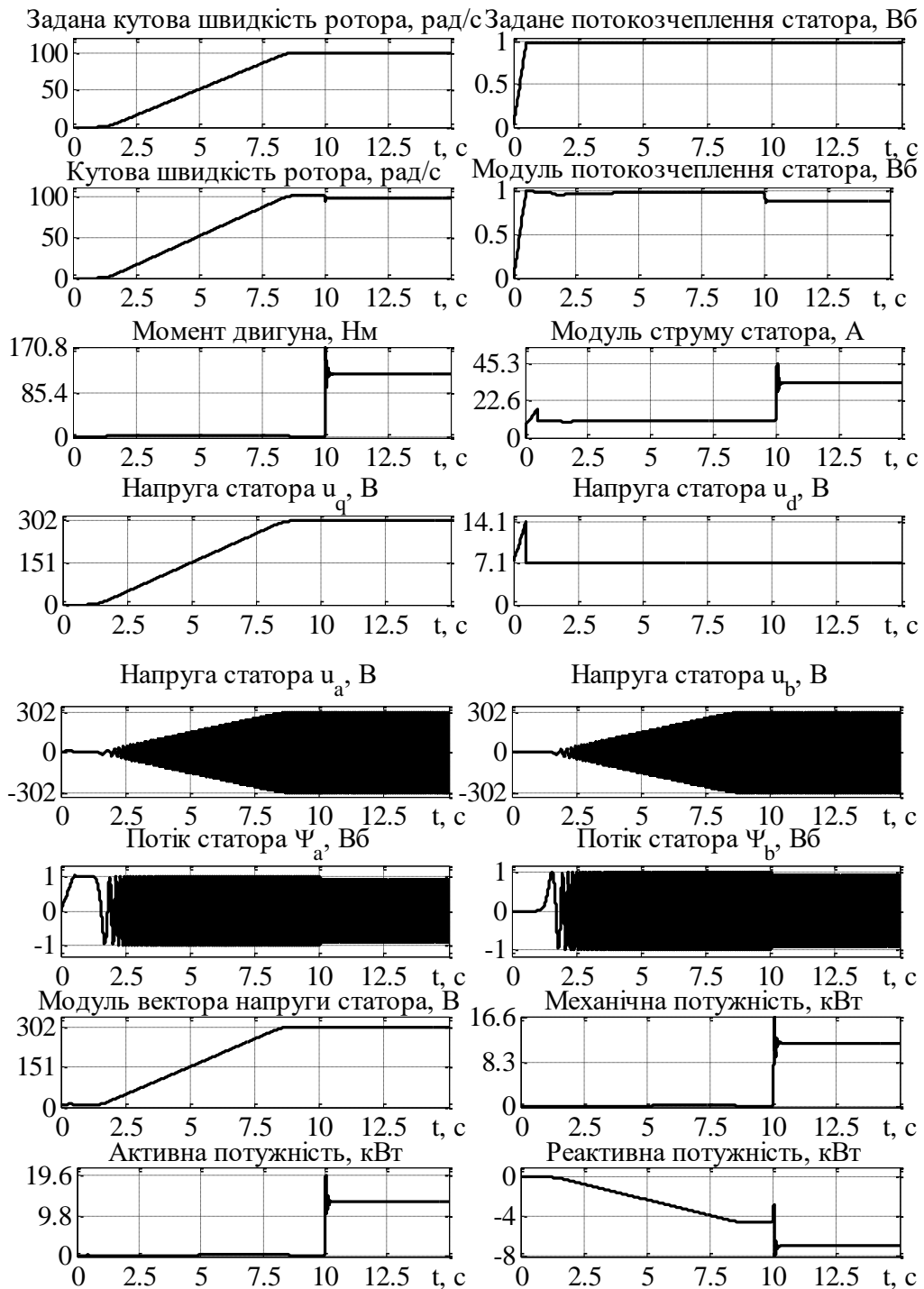


Рисунок 6.6 – Графіки перехідних процесів при частотному керуванні двигуна зі швидкістю на валу $\omega^* = \omega_n = 101,898$ рад/с

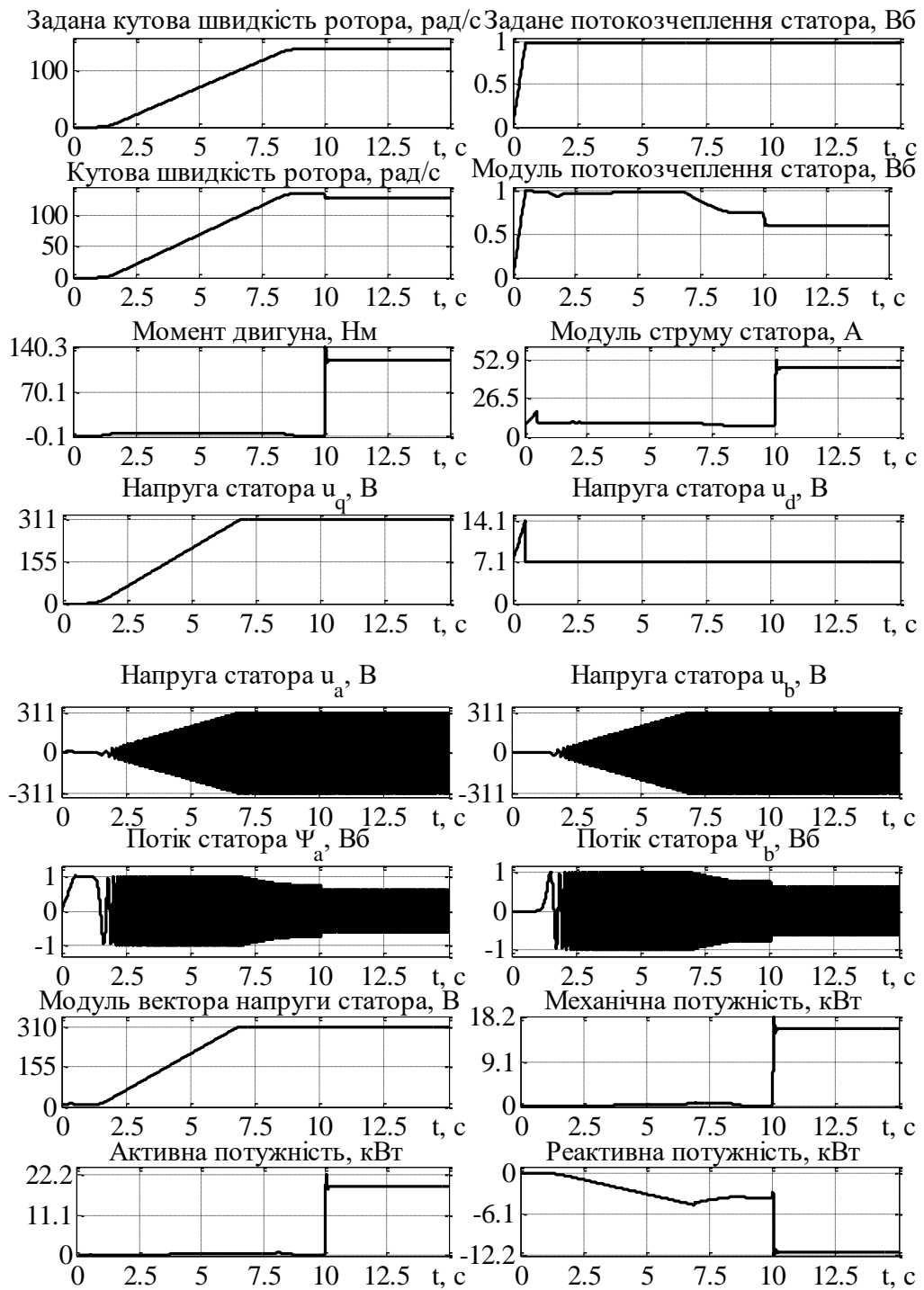


Рисунок 6.7 – Графіки перехідних процесів при частотному керуванні двигуна зі швидкістю на валу $\omega^* = 1,35 \omega_n = 137,562$ рад/с

Висновки до розділу

В даному розділі було розраховано характеристики асинхронного двигуна, його параметри Т-подібної схеми заміщення. Змодельовані динамічні режими при значеннях швидкості від номінальної: $0,35 \cdot \omega_n$, $0,5 \cdot \omega_n$, $0,7 \cdot \omega_n$, $1,0 \cdot \omega_n$, $1,35 \cdot \omega_n$.

При скалярному (частотному) керуванні формуються гармонійні струми фаз асинхронного двигуна, що означає, що відношення максимального моменту двигуна до моменту опору на валу залишається постійним. Це відбувається завдяки тому, що при зміні частоти амплітуда напруги змінюється таким чином, що це відношення залишається незмінним. Це відношення називається перевантажувальною здатністю.

За сталості перевантажувальної здатності номінальні коефіцієнт потужності та корисна ефективність (ККД) двигуна практично не змінюються протягом усього діапазону регулювання частоти обертання.

Скалярний спосіб керування забезпечує просте регулювання, що дозволяє використовувати заводські налаштування. Однак цей метод має обмеження з точки зору регулювання швидкості при низьких частотах, коли можуть виникати проблеми з підтримкою необхідних моментних характеристик двигуна.

ВИСНОВКИ

Регулювання швидкості за рахунок частотного перетворювача виявило ряд переваг: усунення надлишкових моментів і коливань струму в двигуні; підтримка близького до номінального моменту двигуна, шляхом збереження постійного, близького до номінального значення статичного моменту; велика гнучкість в русі, можливість швидких змін алгоритмів керування машин та технологічних процесів; зменшення кількості тепла, що виділяється приводом; простота автоматизації та робота без залучення персоналу; збільшення ресурсу механічних складових.

Використання скалярного методу управління в даному контексті є цілком доцільним для реалізації запропонованої стратегії. Мінімальна «повзуча» лінійна швидкість становить 0,7 м/с, що представляє собою характерне значення, яке спостерігається під час функціонування на холостому ході або при оптимально низькій подачі.

Крім того, впровадження векторного методу управління дозволить значно розширити діапазон регулювання швидкості, що, в свою чергу, сприятиме покращенню економічної ефективності. Однак, слід зазначити, що таке рішення може ускладнити процес налаштування частотного перетворювача, оскільки вимагатиме більш детального підходу та спеціалізованих знань для досягнення оптимальних результатів. Таким чином, під час вибору методу управління важливо врахувати як потенційні переваги, так і можливі ускладнення в налаштуванні системи..

