

Центральноукраїнський національний технічний університет
Факультет будівництва, транспорту та енергетики
Кафедра «Автоматизації виробничих процесів»

«Допущено до захисту»

Зав. кафедри АВП

к.т.н., доцент

_____ Олександр ДІДИК

« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти

на тему

**«Система автоматичного регулювання завантаження
молотарки зернозбирального комбайну»**

Виконав здобувач III курсу групи АК-22мб
ОПП «Автоматизація та комп'ютерно-
інтегровані технології»

спеціальності 151 «Автоматизація та
комп'ютерно-інтегровані технології»

_____ Микита ДЕВАСВ

« ____ » _____ 2025 р.

Керівник роботи

доцент, канд.техн.наук

_____ Олександр ДІДИК

« ____ » _____ 2025 р.

Рецензент

_____ Іван САВЕЛЕНКО

« ____ » _____ 2025 р.

м. Кропивницький – 2025 рік

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет будівництва, транспорту та енергетики

Кафедра автоматизації виробничих процесів

Рівень вищої освіти бакалавр

Галузь знань 15 Автоматизація та приладобудування

Спеціальність 151 «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології»

Освітньо-професійна програма «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри Дідик О.К.

« 03 » лютого 2025 року

**ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
ЗА ПЕРШИМ (БАКАЛАВРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ
ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ**

Деваєва Микити Васильовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Система автоматичного регулювання завантаження молотарки зернозбирального комбайну

2. Керівник роботи Дідик Олександр Костянтинович, канд. техн. наук, доцент,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

3. Строк подання здобувачем роботи до захисту 31.05.2025 р.

4. Мета та завдання кваліфікаційної роботи Розробити систему автоматичного регулювання потоку хлібної маси зернозбирального комбайну. 1. Огляд технологічного процесу збирання зернових культур; 2. Розробка структурної схеми системи автоматичного регулювання; 3. Проектування автоматизованої системи стабілізації завантаження зернозбирального комбайну; 4. Практична реалізація системи автоматичного регулювання.

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

Анотація

на кваліфікаційну роботу здобувача групи АК-22мб Деваєва Микити Васильовича зі спеціальності 151 «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології» на тему: «Система автоматичного регулювання завантаження молотарки зернозбирального комбайну».

Кваліфікаційну роботу присвячено проблемі підвищення ефективності роботи комбайну при збиранні зернових та зменшення втрат зерна. Одним з шляхів вирішення даної проблеми є стабілізація завантаження зернозбирального комбайну та утримання його на оптимальному рівні. В роботі розглянута технологія збору зернових, конструкція зернозбирального комбайну та принцип роботи основного елемента управління швидкістю руху комбайну – гідротрансмісії. Розроблена структурна схема автоматизованої системи стабілізації завантаження зернозбирального комбайну та обрані необхідні її елементи. За допомогою спектрального методу, виконано синтез оптимального регулятора на основі визначених передаточних функцій елементів системи та спектральних щільностей збурень. Методом імітаційного моделювання визначені якісні показники розробленої системи. Визначено, що за рахунок використання оптимального регулятора середньоквадратичне відхилення зміни потоку хлібної маси зменшилось в 6 разів.

Ключові слова: зернозбиральний комбайн, стабілізація завантаження, гідротрансмісія, оптимальний регулятор.

Summary

on final qualification work of the student of group AK-22mb Devaiev Mykyta on a speciality 151 «Automation and computer-integrated technologies» on the theme: «Automatic control system for loading the threshing machine of a combine harvester».

The qualification work is devoted to the problem of improving the efficiency of the combine while harvesting grain and reduce the loss of grain. One solution to this problem is to stabilize of harvester loading and keeping it at optimal levels. The project examined technology fee of cereal, the design of combine harvesters and principle of the basic control speed of the combine - hydrotransmission. A block diagram of the automatic stabilization system of harvester loading and then picking its elements. With the spectral method is made optimal controller synthesis based on certain elements of the system transfer functions and spectral density perturbations. The method of simulation defined qualitative indicators of the developed system. It was determined that by using the optimal regulator standard deviation change in the flow of grain weight decreased by 6 times.

Keywords: combine harvester, loading stabilization, hydraulic transmission, optimal regulator.

Зміст

Вступ.....	2
1 Огляд технологічного процесу збирання зернових культур	3
1.1 Конструкція зернозбирального комбайну КЗС-9-1 «Славутич» .	7
1.2 Гідротрансмiсія зернозбирального комбайна	13
2 Розробка структурної схеми системи автоматичного регулювання...	26
2.1 Об'єкт регулювання.....	26
2.2 Вибір датчику	38
2.3 Вибір виконавчого механізму.....	42
2.5 Структурна схема САР	47
3 Проектування автоматизованої системи стабілізації завантаження зернозбирального комбайну.....	48
3.1 Вибір методу синтезу регулятора	48
3.2 Синтез регулятора.....	53
3.3 Моделювання роботи автоматизованої системи стабілізації завантаження зернозбирального комбайну та визначення якісних показників	56
4 Практична реалізація системи автоматичного регулювання	60
4.1 Визначення періоду дискретизації	60
4.2 Визначення Z-перетворення передаточної функції регулятора...	62
4.3 Опис принципової схеми регулятора.....	64
Висновки	73
Список літератури.....	74

Вступ

На сучасному ринку сільськогосподарської техніки, зокрема у сегменті зернозбиральних комбайнів, існує широкий асортимент вітчизняних та зарубіжних моделей. Цей спектр комбайнів розрізняється за різними параметрами, такими як ціни, потужність, рівень автоматизації і інші. З кожним роком на ринку з'являються нові моделі та вдосконалюються наявні. Основними напрямками розвитку зернозбиральної техніки є підвищення продуктивності, оптимізація використання потужностей, зменшення втрат зерна та полегшення роботи оператора комбайна. Деякі зміни вимагають перегляду конструкції комбайну, тоді як інші можуть бути реалізовані шляхом доповнення існуючої конструкції системами автоматизації.

Зарубіжні комбайни широко використовують різнофункціональні системи автоматичного управління, тоді як у вітчизняних моделях цей процес розвивається на значно меншому темпі.

Метою цього проекту є розробка автоматизованої системи стабілізації завантаження зернозбирального комбайну. Ця система призначена для підвищення ефективності використання комбайну, підвищення якості зібраного зерна та зменшення втрат зернових продуктів.

1 Аналіз технологічного процесу у жнивах зернових культур

Збирання зернових культур визнається однією з ключових операцій у сільському господарстві. Для максимізації якості та мінімізації втрат зерна важливо проводити цей процес якнайшвидше. Вибір та налаштування сільськогосподарської техніки повинні враховувати особливості будови рослин, а також враховувати, що самі рослини мають бути пристосовані для ефективного машинного збирання. Здатність культури до машинного збирання визначається способом проведення збирання, фізико-механічними характеристиками та біологічними особливостями самої рослини.

При виборі механізованої технології та засобів для збирання та налаштування робочих органів враховують такі параметри, як будова структури рослин, їх висота і густина, наявність полеглих рослин, вологість, розміри і маса зерна та інших органів, масове співвідношення зерна до незернових частин, фаза стиглості, а також рівень засміченості посівів.

При кошенні низькорослих і полеглих рослин важливо зменшувати висоту зрізу, що часто призводить до технічних труднощів. З іншого боку, високорослі рослини можуть перевантажувати робочі органи збиральної машини. У обох випадках може виникати значна втрата урожаю.

Значні зміни в густоті та висоті стеблостою можуть призводити до нерівномірного навантаження машин і, як наслідок, до зниження їх продуктивності. Отже, для забезпечення ефективного механізованого збирання важливо, щоб культури мали рівномірний за висотою стеблостій. Оптимальна висота рослин для зернових колосових повинна знаходитися в межах від 55 до 60 см і не перевищувати 100–110 см. Коефіцієнт варіації висоти рослин не повинен перевищувати 15%. Введення в обіг короткостеблових сортів (від 60 до 80 см) сприяє зменшенню полеглості хлібів та підвищенню продуктивності комбайнів.

Рослини з витривалими стеблами менше схильні до полегання порівняно з тими, у яких стебла слабкі. Слабкі стебла піддаються більш інтенсивному

роздрібненню робочими органами, що може викликати перевантаження системи очищення. Таким чином, сорти з міцними стеблами виявляють переваги у механізованому збиранні.

Ефективність роботи комбайну та якість зібраного урожаю визначаються співвідношенням маси зерна, соломи та насінин у врожаї. При збиранні хлібів з високим вмістом соломи спостерігається зниження продуктивності та збільшення втрат через недомолот та вільне зерно в соломі. З іншого боку, при збиранні хлібів з низьким вмістом соломи підвищується продуктивність, але може збільшитися розмелювання зерна. Оптимальне співвідношення маси зерна до маси соломи повинно знаходитися в межах від 1:1,2 до 1:0,5.

Дозрівання насіння зернових культур відбувається нерівномірно. Спочатку, зерна колосових дозрівають в середній частині, а потім в верхній і нижній частинах колоса. Нерівномірне дозрівання призводить до значних відхилень у масі, вологості, розмірах зерна та міцності зв'язку між зерном та колосом.

Енергія, яку необхідно витратити для подолання сили зв'язку під час виділення окремих зерен з колоса, значно коливається, і максимальне значення цього параметра перевищує мінімальне в 10-20 разів. Розмах коливань цього показника більший на початку процесу збирання і менший в його кінці. Зерна, які мають слабкий зв'язок, можуть випасти з колоса навіть внаслідок слабого удару, такого як удар вітру. Ця особливість рослин ускладнює вибір оптимального часу для початку збирання, регулювання роботи машин та збільшує втрати зерна перед комбайном. Таким чином, для ефективного механізованого збирання необхідно використовувати сорти, які мають одночасне формування і рівномірне дозрівання всіх зерен рослини.

Міцність зерна та його стійкість до механічних ушкоджень залежать від опору самого зерна та методу обмолоту. Існуючі методи ударного обмолоту призводять до значного пошкодження зерна. Часто спостерігається велика кількість мікроушкоджень, які, іноді, можуть сягати до 50%. Це значно

погіршує товарні якості зерна та його схожість насіння. Тому при розробці нових сортів необхідно акцентувати увагу на покращенні стійкості зерна до механічних пошкоджень.

Експериментально підтверджено, що рівень пошкодження зерна залежить від його маси, розмірів і вологості, а також від кількості та швидкості ударів, які на нього призводять. Сильніше ушкоджуються великі насіння порівняно з дрібними. При багаторазовому впливі ударів кількість пошкоджених насінь зростає пропорційно кількості та швидкості ударів. Ці результати підтверджують необхідність зменшення швидкості та кількості ударів при обмолоті, транспортуванні та очищенні зерна, а також вибір оптимальних режимів робочих органів машин.

Використання еластичного покриття (наприклад, гуми) на робочих органах сприяє зменшенню пошкоджень насінь і відсуває поріг дроблення при використанні вищих швидкостей. Отже, під час обмолоту рекомендується використовувати молотильні пристрої з еластичними ударними елементами.

Відносна вологість зерна та інших рослинних частин вважається кондиційною при рівні 14-15%. Перевищення цього рівня може призвести до утворення вільної води, самозігрівання та пошкодження зерна. Під час збирання рівень вологості зерна, як правило, перевищує кондиційний рівень, а в окремих зернах може коливатися від 11% до 50%. При збиранні хлібів із високим рівнем вологості збільшуються втрати від недомолоту, частка зерна може виходити разом із соломою. Збирання пересушеної хлібної маси може призвести до збільшення роздрібнення зерна та втрати зерна з соломою.

Негативний вплив на ефективність роботи зернозбиральної техніки спостерігається при засміченні посівів. Зелені бур'яни призводять до збільшення втрат та підвищення вологості зерна. Отже, боротьба з засміченістю посівів є ключовим напрямком для підвищення врожайності та ефективності використання зернозбиральних машин.

Відповідно до агротехнічних вимог і залежно від стану рослин, сорту та ґрунтово-кліматичних умов, зернові та інші культури можуть бути зібрані за допомогою однофазного (прямого комбайнування) або двофазного (роздільного) методів. У першому випадку комбайнер скошує та обмолочує стебла, виділяє зерно і збирає його в бункер, а також укладає соломку і полову (зазвичай у копиці). У другому випадку стебла спочатку скошують, а потім укладають у валок, який після кількох днів підбирають і обмолочують.

Початок двофазного збирання настає за п'ять-вісім днів до початку однофазного. Стебла, що були скошені на стадії воскової сплості зерна, висихають у валках, а зерно дозріває завдяки живильним речовинам у стеблах, набуває додаткового об'єму і підвищує свою щільність. У випадку двофазного збирання втрати від випадання зерна менше, що призводить до збільшення фактичного збору зерна і компенсує додаткові витрати праці та ресурсів, пов'язані із здійсненням двофазного процесу.

За допомогою прямого комбайнування збирають зернові разом з підсівом багаторічних трав, низькорослими та перестоялими хлібами, а також проріженими хлібами, якщо немає можливості створити валок масою більше 1,4 кг на 1 м довжини валка за допомогою жниварки. Ефективність збору зерна в бункері повинна становити не менше 95%. Позаду комбайна при прямому комбайнуванні припускається до 1% втрат для прямостоячих хлібів і 1,5% для полеглих. Загальні втрати зерна через недомолот та із соломкою повинні бути не більше 1,5% при збиранні зернових і не більше 2% при збиранні рису. Дроблення не повинно перевищувати 1% для насіння, 2% для продовольчого зерна, 3% для зернобобових і круп'яних культур, і 5% для рису.

Розглянемо процес збирання зерна, використовуючи національний комбайн КЗС-9-1 "Славутич" та його структуру.

1.1 Розглядаємо будову зернозбирального комбайну КЗС-9-1 "Славутич"

Універсальний агрегат на основі самохідного зернозбирального комбайну "Славутич" створено для ефективного збирання різних сільськогосподарських культур, завдяки можливості встановлення різноманітного обладнання без втрати продуктивності. Використання потужних двигунів ЯМЗ-238 з потужністю 235 к.с. забезпечує достатній енергетичний резерв. Значний об'єм бункера із вібраторами, спільно з високопродуктивним вивантажувальним шнеком, дозволяє вивантажувати комбайн під час руху. Комбайн "Славутич" оснащений гідростатичним приводом ведучих коліс, гідропідсилювачем керма, системою автоматизованого вимірювання та контролю, а також багатофункціональним інформаційним дисплеєм.

КЗС-9-1 "Славутич" представляє собою універсальну машину, яка може ефективно працювати з будь-якими культурами за допомогою наданих навісних пристроїв. Комбайн володіє високою продуктивністю, досягаючи швидкості обмолоту до 16 тонн на годину. Особливості конструкції дозволяють ефективно працювати на засмічених і вологих полях, забезпечуючи щоденне збирання на площі від 35 до 50 гектарів.

Сучасна компоновка з послідовним розташуванням кабіни, бункера і двигуна забезпечує:

- стабільний рух при великій транспортній швидкості без "галопування" і надійне керування;
- мінімізацію кількості ремінних і ланцюгових передач, а також доступність всіх елементів приводів;
- комфортні умови праці для оператора комбайна.

У кабіні оператора комбайна встановлена мікропроцесорна система контролю з багатофункціональним дисплеєм. Сервісні функції цієї системи включають сигналізацію про забруднення всіх фільтрів. Для збирання

соняшника та кукурудзи привід молотильного барабана легко адаптується за допомогою ланцюгової передачі. Планетарний привід коси на жниварці для зерна відзначається високою надійністю і тривалим ресурсом, що дозволяє ефективно працювати не лише з зерновими, а й з грубостебельними культурами, такими як соя та гірчиця. Гідротрансмсія ГСТ-112 та 4-х діапазонна коробка передач забезпечують високу прохідність та транспортну швидкість.

Бункер для зберігання зерна об'ємом 6700 літрів дозволяє працювати з значними інтервалами між розвантаженням. Завдяки високій точці вивантажувального шнека можливе зручне вивантаження у транспортні засоби з високими бортами. Ефективний повітро-забірник з відсмоктуванням забруднень окремим вентилятором забезпечує чистоту та пожежобезпеку двигуна, мінімізуючи зупинки комбайна в полі для очищення. Одинарний гідробак у гідросистемі та потужний радіатор забезпечують стабільну температуру мастила та можливість запуску комбайна в роботу (ГСТ) при негативних температурах, а також використання єдиного мастила для гідравліки. Напірні фільтри гідросистеми з сигналізаторами забруднення унеможливають відмову гідроапаратури.

Благодаря дбайливому відбору компонентів, комбайни "Славутич" володіють високопродуктивною барабанною молотильно-сепаруючою системою, яка дозволяє ефективно відокремлювати насіння різних культур для їх ретельного і повноцінного вимолоту. Геометричні та швидкісні параметри бічного барабана, підбарабання та відбійного бітера були ретельно визначені й оптимізовані протягом кількох років за допомогою випробувань на стендах та в реальних польових умовах.

Зібрана культура подається в розділ молотарки за допомогою нахилу ланцюгово-планчатого транспортера жнивної частини. Стеблова маса скосеної культури, що потрапляє в приймальну камеру молотарки під впливом рухомих бичів молотильного барабана, інтенсивно розтягується. Змінивши напрямок руху, вона однорідно подається в молотильний зазор між

барабаном і рифленою декою. Рівномірне постачання маси в молотильний апарат досягається за рахунок великої різниці швидкостей планок транспортера і бичів барабана, а також положення ребер бичів під кутом до напрямку обертання барабана. Гідрокерований варіант дозволяє регулювати оберти молотильного барабана в залежності від типу культури та умов збирання в широкому діапазоні швидкостей, використовуючи клавіші перемикача. Кожен молотильний агрегат проходить ретельний перевірочний тест на випробувальному стенді.

Благодаря унікальній конструкції молотильного барабана вдалося досягти стабільної ефективності сепарації на рівні 90-95% прямо на молотарці не лише в умовах сприятливого збирання, але і в тяжких умовах, таких як перезволожена маса, полегшені стебла та інші невдовольючі фактори.

Конструкція молотильного пристрою надає можливість налаштовувати проміжки між підбарабанням і молотильним барабаном в залежності від типу збираної культури, її вологості та урожайності.

Молотильний барабан представляє собою десятибичевий ротор діаметром 700 мм. Оберти барабана регулюються варіатором, що має автоматичну систему натягу ремня. Управління цим процесом здійснюється з кабіни за допомогою перемикача "частота обертання барабана" на пульті управління, і одночасно контролюється на дисплеї системи автоматичного вимірювання і контролю (САВК).

Комбайнер контролює розмір вхідного та вихідного зазорів за допомогою приладу, розташованого на правій панелі зовнішньої частини кабіни.

Шестилопасний відбійний бітер, включений до технологічної схеми системи обмолоту комбайна, впливає на вертикальний потік маси, яка виходить із молотильного барабана, та направляє його до сепаратора грубого вороху, що знаходиться на соломотрясі.

Між нахиленим каналом та ребристою плитою розташована камера для видалення каміння.

Підбарабання складається з ґратчастої деки, на якій закріплені вхідний щиток, пальцева решітка і відбивний щиток із фартухом. Кут обхвату деки становить 126 градусів. Зварений каркас деки має форму двох симетричних щоків, поперечних планок, ребер і прутків, які утворюють решітку для сепарації. Через цю решітку відокремлюється зерно та дрібні фракції обмолоченого вороху. Регулювання зазорів здійснюється за допомогою клавіші вмикання мотор-редуктора.

Солом'яний ворох подається на клавішевий сепаратор, який відокремлює зерно. Разом із дрібними частками соломи це зерно потрапляє по жолобах клавіш на стрясну дошку, в той час як солома продовжує переміщуватися до виходу з молотарки. Унікальна конструкція соломотряса дозволяє проводити більш ефективну сепарацію соломи.

Клапанні підшипникові вузли, розташовані на валах колосового вала, сприяють стабільному відокремленню зерна від соломи. Залишкове зерно, що залишається в соломі, направляється на соломотряс, який ефективно впорається з видаленням насіння. Робочий принцип сепаратора грубого вороху (соломотряса) базується на відокремленні зерна від шару солом'яного вороху за допомогою ударів, нанесених клавішами на сепаруючу масу. Соломотряс складається з п'яти клавіш, які прикріплені до двох колінчастих валів. Клавіші соломотряса обладнані чотирма каскадами. Процес відокремлення зерна відбувається так: клавіші, рухаючись на обертових колінчастих валах, надають сепаруючій масі імпульсивні удари. Під час зіткнення зерно переміщується через товщу шару до сепаруючих ґрат клавіш. Відокремлені зерна разом із дрібними частками вороху потрапляють на дно клавіш і транспортуються до передньої частини верхнього решета очищення.

Нагрівальний агрегат очищення, який має унікальну конструкцію, успішно функціонує при обробці різних сільськогосподарських культур.

Швидкість обертання вентилятора може бути регульована за допомогою ременних гідрокерованих варіаторів.

Основний етап робочого процесу - розділення дрібного вороху на індивідуальні фракції. Це відбувається за допомогою коливаючих жалюзійних решіток, які продуваються спеціально направленим повітряним потоком від вентилятора. Завершальне очищення зерна від домішок відбувається на нижній решітці, жалюзі якої налаштовані відповідно до розмірів зерна вилученої культури. На кінці верхньої решітки знаходиться секція жалюзів з окремим механізмом для регулювання кута нахилу жалюзів. Ця секція використовується для остаточного відокремлення невимолочених колосків і зерна. Верхнє решето має додатковий елемент (подовжувач), призначений для транспортування частини врожаю, що не є зерном, до пристрою для обробки.

Сепаратор зернової купи складається з східчастої дошки (грохоту), вентилятора та верхнього та нижнього регульованих жалюзійних решіт. Цей сепаратор розташований під молотильним агрегатом та сепаратором соломистої купи. Останні виділяють дрібний ворох складної структури через ґратчасту деку та сепаруючу поверхню клавіш, після чого транспортують його до верхнього решета.

Трисекційний вентилятор, який має унікальну конструкцію, забезпечує рівномірний та стабільний потік повітря по всій ширині. Керування обертами вентилятора виконує комбайнер з кабіни, натискаючи відповідну клавішу на пульті управління. Зміна обертів вентилятора здійснюється за допомогою електрогідроприводу варіатора, що відображається на дисплеї системи автоматизованого виміру та контролю.

Пристрій, який проводить домолочування, виокремлює зерно з непомолочених колосків. Система очищення, що працює разом із цим пристроєм, гарантує високий рівень чистоти обмолочуваного зерна.

Очищене зерно, яке пройшло скатну дошку нижнього решітного стану, подається в зерновий шнек і потрапляє в бункер. Не обмолочені колоски з домішкою вільного зерна та частини, які пройшли через нижнє решето, а

також фракції, які пройшли кінець верхнього решета по скаті, подаються в колосовий шнек і направляються на повторний домолот в автономний пристрій для домолоту. З обмолоченого повторно вороху знову проходить очищення через верхнє решето.

Нахил жалюзі решіт і надставок регулюється за допомогою вбудованих механізмів, розташованих на самих решітках.

Використання різноманітних насадок у задній частині молотильного агрегату дозволяє впаковувати як подрібнену, так і неподрібнену соломку у волок для подальшого упакування рулонними або паковими прес-підбошиками. Можна розподіляти подрібнену соломку по полю для утеплення, збирати половину окремо від соломи, або ж обидві частини разом із соломкою у спеціальний причеп, приєднаний до комбайна. У конструкції подрібнювача соломи використовується чотирирядний ротор зі вільнопідвішеними ножами молоткового типу. Всі системи обробки не зернової частини врожаю мають надійні приводи та беззавдані елементи управління й автоматики.

"Серце" цього комбайна - потужний та надійний двигун, який має значний резерв і забезпечує максимальну продуктивність при будь-яких умовах збирання. Комбайн "Славутич" оснащений чотиритактним дизелем ЯМЗ-238АК-4 з рідким охолодженням. Система електричного запуску двигуна забезпечується з кабіни оператора. Основні дані щодо стану двигуна виводяться на дисплей системи автоматизованого вимірювання й контролю.

В залежності від умов збирання, використовуються різні режими швидкості коробки передач: другий діапазон застосовується в звичайних умовах, перший в екстремально важких умовах руху (наприклад, при великій вологості або на крутих схилах), третій активується при вищих робочих швидкостях (понад 7,8 км/год), а четвертий - у режимі транспорту.

Комбайни "Славутич" ефективно працюють з низьким тиском на ґрунт навіть в екстремально важких умовах та на міцних ґрунтах. В залежності від умов роботи, міст ведучих коліс обладнаний шинами моделі Ф-327 розміром 30,5LR32 для областей з нормальною вологості. Міст керованих коліс в комплекті залежно від умов роботи оснащений шинами розміром 18,4-24

моделі Ф-326 для зон нормальної вологості. Використання шин із підвищеним протектором гарантує необхідну керованість та прохідність комбайну.

Основною метою роботи зернозбирального комбайна є отримання чистого зерна, яке буде конкурентоспроможним на міжнародних ринках. Якісне зерно визначає успіх і процвітання. Для виконання складної задачі очищення зерна в комбайні "Славутич" використовують тщательно підібрані та належно налаштовані елементи очистки.

1.2 Гідротрансмiсія зернозбирального комбайна

Гідротрансмiсія є ключовим компонентом зернозбирального комбайна, що дозволяє регулювати його швидкість руху, а, відповідно, і потік хлібної маси. Цей елемент також входить до складу системи управління комбайном.

У цьому випадку використовуються насоси та двигуни змінної продуктивності, а саме - гідронасос аксіально-поршневий, який можна регулювати, та аксіально-поршневий гідромотор. У системах великої потужності та там, де необхіден обертальний рух на виході, використовується електродвигун з постійною швидкістю, що приводить в рух насос із змінним об'ємом (змінною продуктивністю). Кількість робочої рідини, яка подається з насоса в двигун, регулюється за допомогою управляючого важеля, який, як правило, установлюється гідравлічним попереднім підсилювачем. У цьому механізмі управління важелем налаштовується гідравлічним циліндром. Гідравлічний насос та гідравлічний двигун часто називають половинками "А" та "Б" агрегату. Ці половинки відображені на рисунку 1.1.

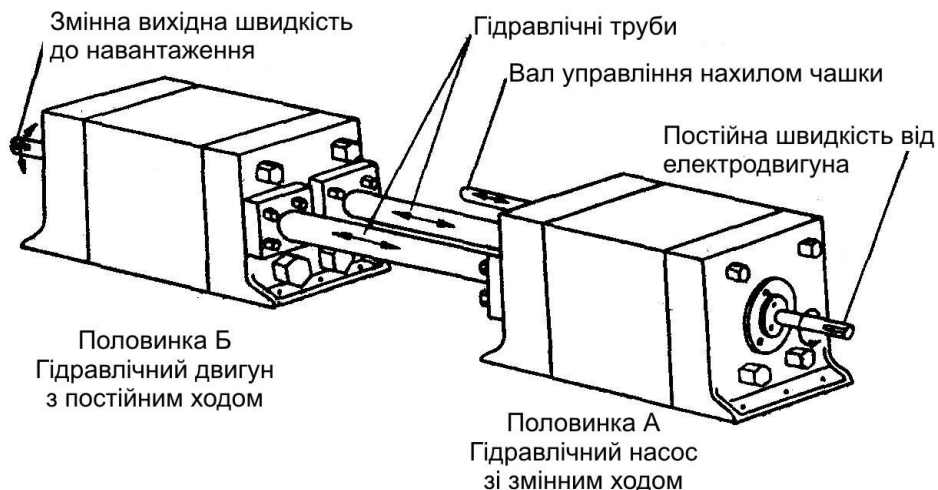


Рисунок 1.1 - Половинки А та Б гідротрансмісії

Швидкість виходу валу гідравлічного двигуна приблизно пропорційна позиції управляючого важеля частини "А". На регулюючий клапан постійно надходить масло під високим тиском, це забезпечується гідравлічною системою живлення. Ця система включає в себе гідравлічний насос, акумулятор, маслоотстойник і ряд інших вспоміжних пристроїв.

Функція частини "А" полягає в контролі потоку рідини, яка протікає через неї протягом одного оберту валу. Навіть якщо можна забезпечити змінну продуктивність насоса шляхом радіального розташування поршнів за допомогою зміни ексцентриситету центрального валу, в більшості випадків використовуються насоси з аксіальним розташуванням поршнів, як показано на рисунку 1.2.

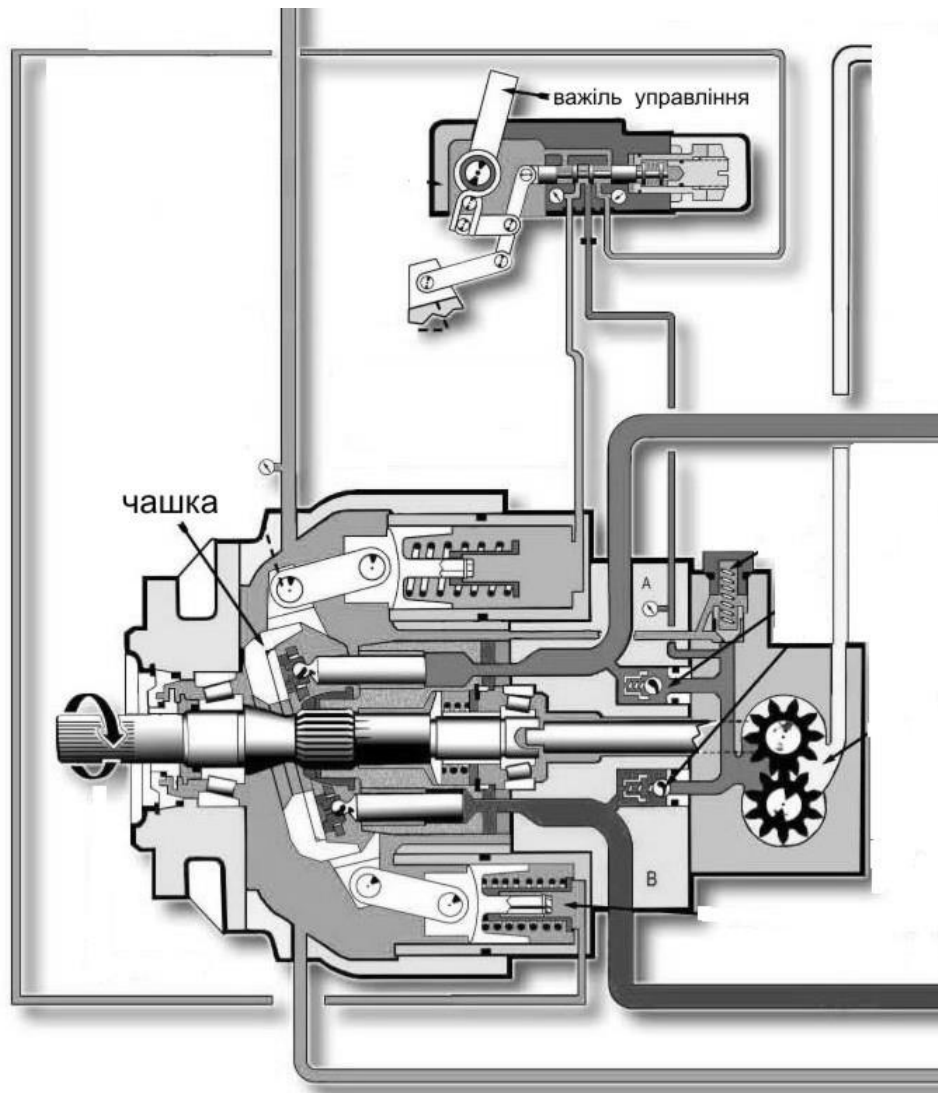


Рисунок 1.2 - Аксіально-поршневий гідронасос

У насосах, де поршні розташовані аксіально, блок циліндрів разом із поршнями обертається разом з валом таким чином, що це дозволяє поршням виконувати рух вперед і назад паралельно осі валу [1].

Робоча рідина подається в циліндри за рахунок тискової різниці під час переміщення поршнів від гідравлічної лінії і виводиться поршнями, коли вони рухаються в напрямку гідравлічної лінії.

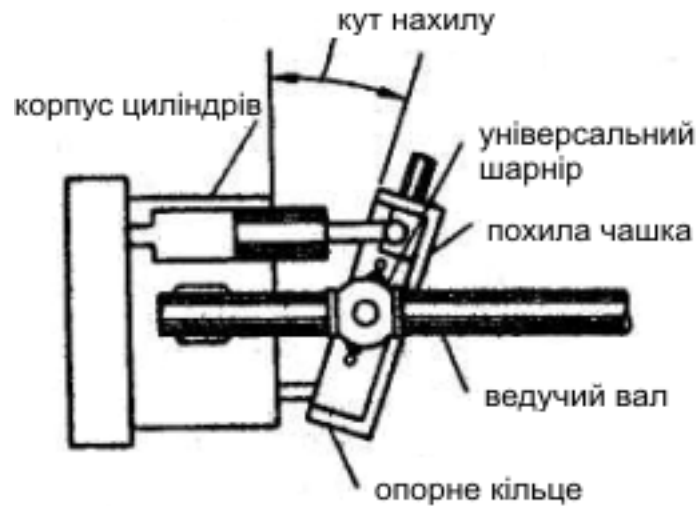


Рисунок 1.3 - Повздовжній переріз насосу зі змінним ходом

Під час обертання ведучого валу, що передається від електричного двигуна через зубчасту передачу, здійснюється також обертання шарнірно закріпленого на ньому кільця. Це кільце в свою чергу змушує поршні виконувати рух поворотно-поступального характеру в межах їх циліндрів. Отвори в дні циліндрів з'єднуються з отворами у розподільній плиті нерухомої частини цієї конструкції.

Отвори розташовані так, що всі циліндри, що всмоктують масло, з'єднані з одним отвором, тоді як всі циліндри, що нагнітають масло, з'єднані з протилежним отвором. Ця конфігурація дозволяє робочій рідині переміщатися вздовж маслопроводу. Довжина ходу поршня, а отже, і обсяг масла, яке нагнітається, регулюється кутом нахилу чашки, як це показано на рисунку 1.3. Напрямок потоку також регулюється за допомогою напрямку нахилу. У випадку, коли кут нахилу дорівнює нулю, спостерігається відсутність витрати масла.

У машинах Waterbury, Oil Gear і Northern Ordnance регулювання об'єму та напрямку потоку виконується за допомогою зміни кута і напрямку нахилу половини А, як показано на рисунку 1.3. Схожий ефект в машинах Vickers досягається шляхом гойдання всього блоку циліндрів в обидві сторони від нейтрального положення [2]. Половинка Б, яка отримує потік масла,

аналогічна конструкції половини А, за винятком того, що у ній кут нахилу чашки є постійним. Робоча рідина подається в половинку Б під тиском, який створюється насосом. Масло створює силу на поршні, яку можна розкласти на нормальну компоненту до похилої плити і компоненту у площині похилої плити, як показано на рисунку 1.4.

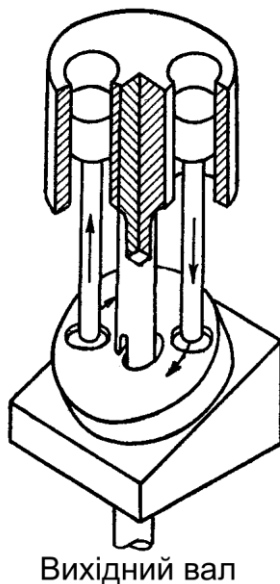


Рисунок 1.4 - Схема сил в гідромоторі

Нормальна компонента сили урівноважується реакцією підшипника, проте інша компонента сили створює момент відносно вихідного валу гідравлічного двигуна. Таким чином, швидкість вихідного валу цього гідравлічного двигуна буде приблизно пропорційною витраті масла і, відповідно, куту нахилу чашки в половинці А. Насос постійно створюватиме тиск на одному боці двигуна, оскільки він безперервно отримує рідину з іншого боку. Рідина просто циркулює від насоса до двигуна і назад.

Для уникнення непотрібних наслідків витoku рідини, насос змінної продуктивності слід живити робочою рідиною з боку низького тиску за постійного тиску від спеціального поповнюючого насосу. Це захищає від проникнення повітря та утворення пустот на всмоктуючій стороні половинки А. З огляду на реверсивність насоса змінної продуктивності, тобто можливість нагнітання масла в обидва напрями залежно від кута нахилу

чашки, необхідно направляти додаткове масло в будь-яку з двох сторін насоса через запірні клапани. Останні використовуються для запобігання потрапляння масла високого тиску в систему поповнення. Масло, яке просочується навколо поршнів і через інші зазори, збирається в корпусі агрегату або в масловідстойниках і повертається в систему поповнення через маслопровід. Зазвичай, поповнюючий насос є зубчастим, обертаючись від того ж валу, що й основний насос, і обладнаний запобіжним клапаном для підтримки постійного тиску. Гідравлічна система також зазвичай має пару запобіжних клапанів на сполучних каналах насоса, регульованих так, щоб перепускати масло з одного боку на інший при перевищенні встановленого тиском ліміту.

Якщо значний момент буде застосований до валу двигуна, швидкість його виходу не буде рівномірною при зміні кута нахилу чашки половинки А, і при дуже малих кутах нахилу рух може взагалі бути відсутнім. Якщо навантаження визначається переважно силами сухого тертя і, отже, не залежить від швидкості, насос повинен мати здатність генерувати високі обертові моменти навіть при низьких швидкостях. Проте за таких умов внутрішні витоки через поршень будуть тягнути до зменшення різниці тиску. Таким чином, обробка поршнів і циліндрів повинна бути виконана дуже точно.

Для зменшення впливу так званого "мертвого ходу" використовується вібратор, в якому деякі деталі піддаються вібраціям при частоті, значно перевищуючій будь-яку частоту вхідного сигналу. Цей вібратор працює за допомогою додаткового двигуна, який обертається із швидкістю приблизно 1700 обертів за хвилину. Складається він з ексцентрика, який передає вібрації шарнірному з'єднанню важеля зворотного зв'язку з регулюючим клапаном. Використання вібратора може зменшити управляючу силу контрольного клапана більш ніж в 10 разів, завдяки зменшенню сил тертя в клапані. Він також зменшує вплив зазорів в механізмі управління клапаном, перекриття в контрольному клапані, а також вплив зазорів і "мертвого ходу"

в зубчатих передачах і гідравлічній системі. Стрижні вібратора зазвичай здійснюють переміщення на величину 1 мм і передають коливання золотнику контрольного клапана порядку $\pm 0,03$ мм. Таким чином, на силові поршні впливає пульсуючий потік масла, і вібрація передається на корпуси половинок А і Б.

Попри високочастотні коливання, призначені для зменшення впливу тертя і "мертвого ходу", нагнітання рідини насосом має коливальний характер, оскільки об'єм масла, який виходить з циліндрів, змінюється з кутом повороту валу. Кількість масла, яке нагнітається кожним поршнем, є синусоїдальною функцією кута повороту валу, і результат від дії декількох циліндрів є комутованою сумою окремих потоків. Графік потоку у функції часу подібний до комутованої або інакше випрямленої багатофазної напруги. Величина флуктуацій залежить від кута нахилу чашки половинки А і від кількості циліндрів.

Кількість циліндрів у системі завжди залишається непарною, оскільки це сприяє зниженню пульсацій у порівнянні з парним числом циліндрів. Крім того, збільшення числа поршнів призводить до зменшення амплітуди пульсацій. Частота пульсацій може бути визначена як відношення числа поршнів до швидкості обертання валу.

Пульсація в питомому вихідному тиску приблизно пропорційна вихідному тиску. Наприклад, насос моделі PS 58-3911-25-ZE Vickers генерує пульсацію приблизно 10% від вихідного тиску при витраті $300 \text{ см}^3/\text{сек}$. Це означає, що при середньому вихідному тиску 210 ата фактичний тиск насоса може коливатися між 210 і 231 атмосферами. Зазвичай таку пульсацію можна усунути за допомогою гідравлічних фільтрів, які мають структуру, аналогічну електричним опорам, індуктивностям і ємностям. Якщо насос використовується лише для силового живлення, а не як насос із змінною продуктивністю, може бути використаний акумулятор як фільтр. Зі збільшенням числа циліндрів пульсації зменшуються. Наприклад, при заміні числа циліндрів насоса з 3 на 13, флуктуація витрати зменшується в 20 разів.

Звісно, зрозуміло, що зі збільшенням кількості циліндрів збільшиться і вартість агрегату.

На комбайні КЗС-9-1 "Славутич" використовується гідротрансмсія виробництва ОАО "Гідросила" - ГСТ-112.

Аксіально-поршневий гідронасос, який використовується, це насос НП112.6НОП від ОАО "Гідросила" з такими характеристиками:

- Робочий об'єм: 112 см³
- Максимальний тиск в гідролінії високого тиску: від 35,7 до 36,3 МПа
- Номінальний тиск в гідролінії високого тиску: від 22,5 до 26,915 МПа
- Максимальна подача: від 123,5 до 272,6 дм³/хв.

З початку 1980-х років по ліцензії компанії "Sauer-Sundstrand" виробляються аксіально-поршневі насоси з робочим об'ємом 112 см³. Подача цих насосів прямопропорційна частоті обертання ротора і робочому об'єму, який можна регулювати зміною кута похилої шайби. Напрямок потоку робочої рідини змінюється завдяки обертанню похилої шайби в протилежні сторони від її нульового положення.

У насосах передбачена можливість використання тандемного з'єднання. Модульне приєднання розподільника дозволяє інтегрувати різноманітні системи управління, такі як відсутність сервоуправління, гідромеханічна система управління, регулятори граничного тиску, електрорелейна система управління, а також насоси для внутрішнього живлення для реалізації тандемного з'єднання з шестерінчастими насосами.

В якості аксіально-поршневого гідромотора використовується мотор МП112, виробництва ОАО «Гідросила» з такими характеристиками:

- Робочий об'єм: 112 см³
- Максимальний тиск у гідролінії високого тиску: від 35,7 до 36,3 МПа
- Номінальний тиск у гідролінії високого тиску: від 22,5 до 26,915 МПа
- Максимальний обертовий момент: від 176 до 583 Н·м

Аксіально-поршневі гідромотори призначені для використання в об'ємних гідроприводах, які працюють за закритою схемою. Вироблені починаючи з 1980 року під ліцензією фірми "Sauer-Sundstrand" з робочим об'ємом 112 см³, ці гідромотори наразі доступні у різних типорозмірних варіантах – 33, 71, 90, 112 см³. Оберти вала на пряму пропорційні витраті робочої рідини. Вихідний обертовий момент безпосередньо залежить від перепаду тиску між напірними гідролініями. У моторах передбачено можливість модульного монтажу запобіжної гідроапаратури.

Мотори доступні у варіантах із регульованими системами управління.

Розглянемо в деталях принцип функціонування гідротрансмисії.

Насос для підживлення витягує робочу рідину з бака через фільтр та направляє її в гідронасос.

Система підживлення включає в себе насос для підживлення, а також зворотні, запобіжні та переливні клапани.

Мета системи підживлення - забезпечити систему управління робочою рідиною, підтримувати мінімальний тиск у трубопроводах "гідронасос-гідромотор", компенсувати витоки у гідронасосі та гідромоторі, постійно перемішувати робочу рідину, яка циркулює між гідронасосом та гідромотором, і відводити тепло від деталей у бак.

У випадку відсутності тиску в сервоциліндрах, пружини розташовані всередині них, і люлька встановлюється так, щоб площа опори, на якій вона знаходиться, була перпендикулярною до осі валу. У такому випадку, при обертанні блоку циліндрів з п'ятьма поршнями, вони будуть ковзати по опорі, не викликаючи осьового переміщення поршнів, і гідронасос не буде направляти робочу рідину в гідромотор.

Під час роботи регульованого гідронасоса можна отримати різний об'єм робочої рідини, який подається за один оберт (одну подачу).

Для зміни об'єму подачі гідронасоса потрібно повернути важіль сервоклапана, який знаходиться у кінематичному зв'язку з люлькою та золотником. Останній, перемістившись, направляє робочу рідину, яка

подається від насоса підживлення в систему управління, в один із сервоциліндрів, тоді як інший сервоциліндр з'єднується з баком зливу. Під дією тиску робочої рідини перший сервоциліндр рухає поршень, який повертає люльку, вивільняючи сервопоршень у другому сервоциліндрі та стискаючи пружину. Після повернення люльки в задане положення, що визначене важелем сервоклапана або подібним механізмом, вона переміщає золотник до того часу, поки не поверне його в нейтральне положення. У цьому положенні вихід робочої рідини з сервоциліндрів блокується поясочками золотника.

При обертанні блоку з п'ятьма циліндрами, ковзаючи по нахилений опорі, відбудеться переміщення поршнів в осьовому напрямі, що призведе до зміни об'єму камер, утворених отворами в блоці циліндрів та поршнями. Половина цих камер збільшить свій об'єм, тоді як інша половина зменшить його. За допомогою отворів у латунному і сталевому розподільнику, ці камери послідовно з'єднуються з магістралями "гідронасос - гідромотор" [5].

Робоча рідина, що знаходиться в камерах, які збільшують свій об'єм, надходить з магістралі низького тиску через один із зворотних клапанів, де її подає насос підживлення. Під час обертання блоку циліндрів, ця робоча рідина переміщується до іншої магістралі і виходить у поршні, що створює високий тиск. Ця рідина потрапляє в робочі камери гідромотора, де її тиск передається на торці поршнів, викликаючи їх рух в осьовому напрямі. За взаємодією п'яťох поршнів із упором, блок циліндрів змушується обертатися. Пройшовши робочі камери гідромотора, робоча рідина виходить в магістраль низького тиску, частково повертається до гідронасосу, а надлишки, через золотник і переливний клапан, виливаються в гідромотор. У випадку перевантаження гідроприводу тиск у магістралі "гідронасос-гідромотор" може зростати, поки не відкриється клапан високого тиску, що дозволить робочій рідині з магістралі високого тиску перейти в магістраль низького тиску, обходячи гідромотор.

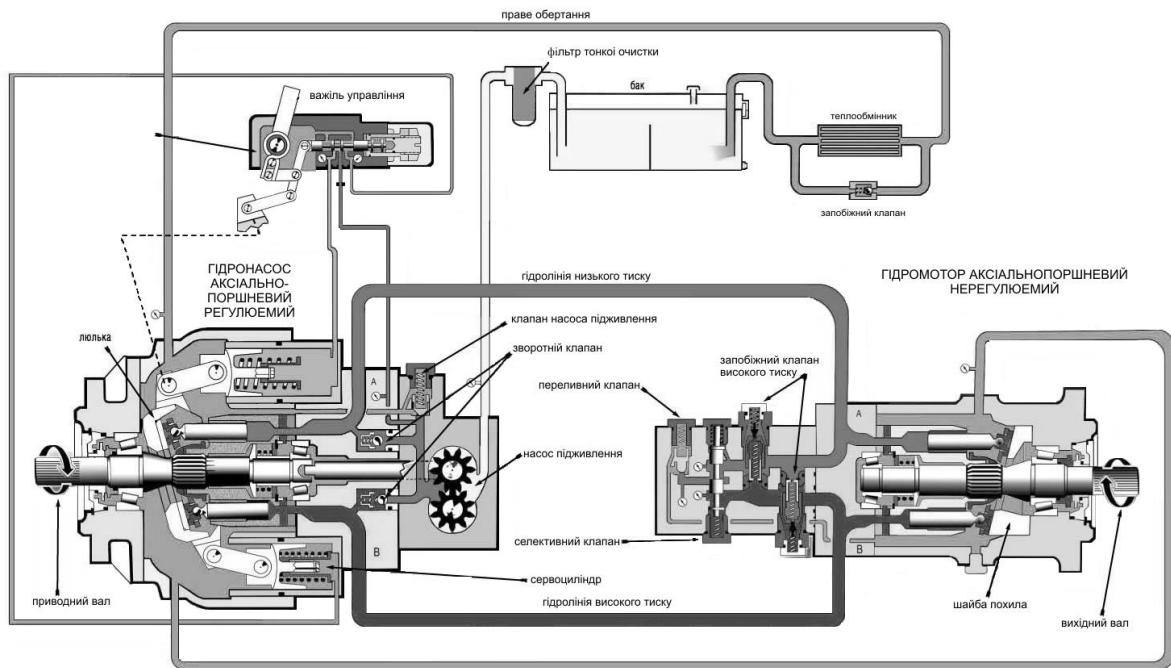


Рисунок 1.5 - Використання гідротрансмісії з використанням гідронасоса НП112 та гідромотора МП112

Об'ємний гідропривід ГСТ-112, який складається з гідронасоса НП112 та гідромотора МП112, дозволяє плавно регулювати передавальне відношення. Кожний оберт валу гідромотора споживає 112 см³ робочої рідини (без врахування витоків), як показано на рисунку 1.5. Гідронасос може надавати цей обсяг робочої рідини протягом одного або декількох обертів свого приводного валу, що залежить від кута нахилу його люльки. Таким чином, змінюючи подачу гідронасоса, можна варіювати швидкість обертання вихідного валу.

Реверсивний гідронасос при тому ж обертанні його валу змінить напрям потоку робочої рідини в магістралях "гідронасос-гідромотор" на зворотне (тобто магістраль низького тиску стане магістраллю високого тиску, а магістраль високого тиску - магістраллю низького). Отже, для зміни напрямку руху машини, необхідно важіль сервоклапана повернути в протилежну сторону (від нейтрального положення). Якщо ж зняти зусилля з важеля сервоклапана, то люлька під дією пружин повернеться в нейтральне

положення, при якому площина опори, що знаходиться в ній стане перпендикулярною до осі валу. Поршні не переміщатимуться в осьовому напрямі. Подача робочої рідини припиниться. В магістралях "гідронасос-гідромотор" тиск стане однаковим. Золотник в клапанній коробці під дією центруючих пружин займе нейтральне положення, при якому перепускний клапан не буде підключений ні до однієї з магістралей. Вся рідина, що подається насосом підживлення, через запобіжний клапан стікатиме у внутрішню порожнину гідронасоса. При роботі гідротрансмісії в гідронаосі і гідромоторі вся рідина, що подається насосом підживлення, виявиться зайвою і її треба буде випускати через клапани. Щоб надлишки цієї рідину використовувати для відведення тепла, через клапани випускають нагріту рідину, що пройшла через гідромотор, а не охолоджену - з бака. З цією метою перепускний клапан системи підживлення, розташований в клапанній коробці на гідромоторі, налаштований на дещо менший тиск, ніж запобіжний на корпусі насоса підживлення. Завдяки цьому при перевищенні тиску в системі підживлення відкриється перепускний клапан і випустить нагріту рідину, що вийшла з гідромотора. Далі рідина з клапана потрапляє у внутрішню порожнину агрегату, звідки по дренажних трубопроводах через теплообмінник прямує в бак.

Отже, розглядаючи процес збору зернового урожаю за допомогою зернозбирального комбайну КЗС-9-1 «Славутич», можна визначити, що технологічний процес цього виду діяльності є складним і його ефективність визначається різними природними чинниками. Забезпечення оптимального навантаження на зернозбиральний комбайн може позитивно вплинути на якість збору врожаю. По-перше, робота комбайну в оптимальному режимі сприяє прискоренню процесу збору, що дозволяє зменшити втрати зерна перед комбайном. По-друге, уникнення перевантаження комбайну мінімізує ризик виникнення збоїв в його функціонуванні та зменшує втрати зерна після обробки комбайном. По-третє, відсутність недовантаженості комбайну допомагає уникнути пустого ходу та зменшує дроблення зерна після

молотарки. Нарешті, впровадження автоматизованої системи стабілізації завантаження зернозбирального комбайну полегшить завдання комбайнера, якому практично неможливо утримувати потік на оптимальному рівні, що може призводити до погіршення якості збору. Зазначені фактори підкреслюють актуальність розробки даного дипломного проекту.

У наступних розділах буде розроблена структурна схема системи, вибрані необхідні її компоненти та визначені динамічні характеристики. Також проведено буде синтез регулятора, здійснено аналіз якості системи та розглянута її практична реалізація.

2 Розробка схеми системи автоматичного керування.

Зернозбиральний комбайн представляє собою складний технічний пристрій, що включає різноманітні механізми. Багато з цих механізмів мають визначені математичні моделі, які описані в літературі. Для розробників систем автоматизації важливо визначити найсуттєвіші математичні моделі, які беруть участь у технологічному процесі, який автоматизується, і знехтувати тими, які мають мінімальний вплив. Для створення структурної схеми системи автоматичного регулювання потоку хлібної маси розглянемо об'єкт управління та виберемо необхідні датчики та виконавчі механізми.

2.1 Об'єкт управління

Метою системи автоматичного регулювання є забезпечення оптимального рівня потоку хлібної маси, що наближається до пропускної здатності молотарки комбайну. Для моделі КЗС-9-1 «Славутич» це значення становить 9 кг/с.

Потік хлібної маси визначається за формулою

$$P = V \cdot B \cdot Y \cdot (1 + \varepsilon) / 36 \quad (2.1)$$

де V визначає швидкість комбайну в кілометрах на годину, B - ширина захвату жатки в метрах, Y - урожайність культури в тоннах на гектар, а ε представляє відношення зерна до не зернової маси.

Як бачимо з (2.1) управляти потоком можна лише за допомогою швидкості руху комбайну, тобто збільшуючи швидкість буде збільшуватись потік і навпаки. Для управління швидкістю в зернозбиральному комбайні КЗС-9-1 «Славутич» використовується гідро трансмісія ГСТ-112. Тобто можна сказати, що основним елементом об'єкту управління є гідротрансмісія. Розглянемо її математичну модель.

2.1.1 Математична модель гідротрансмісії

Перед тим як перейти до формування математичної моделі гідроприводу, давайте розглянемо розрахункову схему з урахуванням

наступних припущень. Двигун забезпечує обертання валу насоса з постійною кутовою швидкістю Ω_H . Під час функціонування гідроприводу тиск у трубопроводах не досягає рівнів, при яких активуються запобіжні клапани. Тиск $p_{\text{подп}}$ у магістралі перед підживлюючими клапанами підтримується сталою величиною. Зусилля, які преодолені гідромотором при управлінні об'єктом, можуть бути виражені як сума моментів, що діють на вал гідромотора від інерційного навантаження, позиційного навантаження і гідравлічного опору. Розрахункова схема представлена на рис. 2.1, стрілками вказані напрямки потоків рідини у той момент, коли тиск p_1 перевищує тиск p_2 . Спочатку припустимо, що трубопроводи дуже короткі, щоб мати змогу ігнорувати інерцію рідини та втрати тиску через опір тертя.

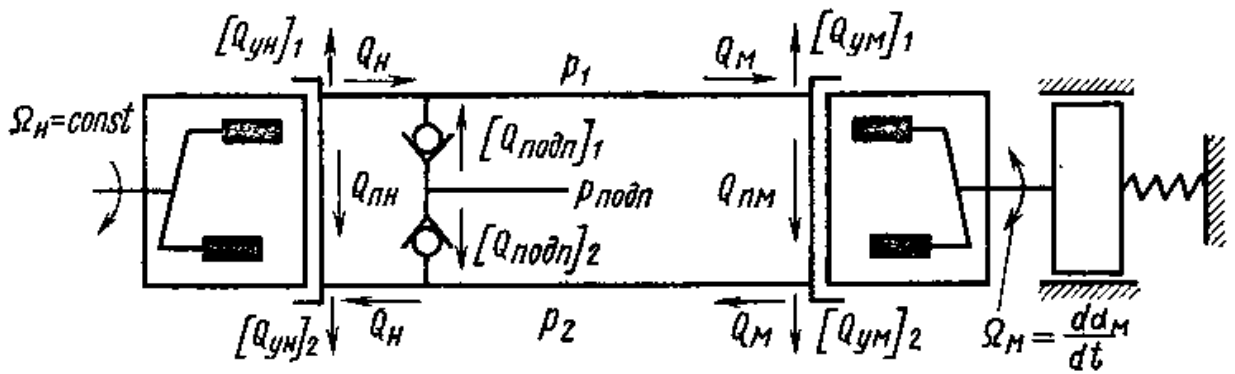


Рисунок 2.1 - Розрахункова схема гідроприводу з об'ємним регулюванням

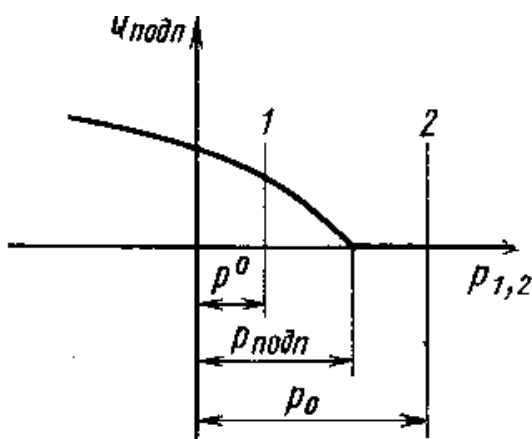


Рисунок 2.2 - Характеристика підживлюючого клапана

При всіх зазначених припущеннях складанню лінійної моделі гідроприводу ускладнює одна істотно нелінійна характеристика, що визначає залежність витрати $Q_{\text{подп}}$ рідини, яка протікає через підживлюючий клапан, від тиску p_1 або p_2 у трубопроводах. Ця характеристика представлена на рис. 2.2. Якщо рівень тиску p^0 у трубопроводах виявляється нижче

тиску $p_{\text{подп}}$ перед підживлюючими клапанами (пряма 1 на характеристиці), то при малих змінах тисків можна використовувати наступне співвідношення.

$$\begin{aligned}(Q_{\text{подп}})_1 &= k_{\text{кл}} (p_{\text{подп}} - p_1); \\ (Q_{\text{подп}})_2 &= k_{\text{кл}} (p_{\text{подп}} - p_2),\end{aligned}\tag{2.2}$$

де $k_{\text{кл}}$ - провідність підживлюючого клапана; $Q_{\text{подп}1}$ і $Q_{\text{подп}2}$ - витрати рідини, що протікає відповідно в трубопроводах з тисками p_1 і p_2 .

Якщо тиск у трубопроводах перевищує тиск $p_{\text{подп}}$ (пряма 2 на рис. 2.2), то

$$(Q_{\text{подп}})_1 = (Q_{\text{подп}})_2 = 0,\tag{2.3}$$

тому що підживлюючі клапани перебувають в закритому стані під дією тиску в трубопроводах.

При стані рівноваги гідроприводу, коли ненавантажений вал гідромотора не обертається, рівень тиску в трубопроводах внаслідок витоків рідини з насоса та гідромотора, а також кінцевого значення провідності клапанів, фіксується нижче рівня тиску $p_{\text{подп}}$. У випадку виникнення коливань у гідроприводі рівень тиску в трубопроводах зростає. Це пов'язано з тим, що при коливаннях кожний трубопровід, через свій підживлюючий клапан, на одному напівперіоді отримує кількість рідини, яка компенсує не лише витік, але й додаткові переміщення поршнів гідромотора через стискальність рідини. У наступному напівперіоді відбувається стиск більшого об'єму рідини в трубопроводі, що призводить до збільшення тиску в ньому. Це "накачування" рідини в гідропривід через підживлюючі клапани супроводжується підвищенням середнього тиску в трубопроводах за період коливань або збільшенням рівня тиску в них. Кількість рідини, яка надходить в трубопроводи за період коливань, залежить від амплітуди коливань тисків p_1 і p_2 , тому середня провідність клапанів змінюється зі зміною амплітуди коливань тиску в трубопроводах.

Отже, для аналізу стійкості рівноваги гідроприводу в малому можна використовувати лінійну модель. При цьому рівень тиску в трубопроводах

розумно обирати нижче тиску $p_{\text{подп}}$, а точку лінеаризації слід вибирати в місці перетинання прямої 1 з характеристикою підживлюючих клапанів. Однак при вивченні стійкості гідроприводу у великому та при визначенні його частотних характеристик важливо враховувати нелінійність характеристики підживлюючих клапанів.

На момент часу, коли блок циліндрів знаходиться в малому відхиленні від положення рівноваги, рівняння витрат рідини можна виразити таким чином: при цьому насос подає рідину по трубопроводу з тиском p_1 , і водночас всмоктує рідину із трубопроводу з тиском p_2 :

для трубопроводу з тиском p_1

$$Q_n = Q_m + Q_{\text{пн}} + Q_{\text{пм}} + (Q_{\text{ун}})_1 + (Q_{\text{ум}})_1 + (Q_{\text{сж}})_1 - (Q_{\text{подп}})_1; \quad (2.4)$$

для трубопроводу з тиском p_2

$$Q_n = Q_m + Q_{\text{пн}} + Q_{\text{пм}} - (Q_{\text{ун}})_2 - (Q_{\text{ум}})_2 - (Q_{\text{сж}})_2 + (Q_{\text{подп}})_2. \quad (2.5)$$

В наведених рівняннях витрат $(Q_{\text{сж}})_1$ і $(Q_{\text{сж}})_2$ представлені компонентами витрат насоса, які пов'язані зі стискальністю рідини. Інші компоненти позначені відповідно до розрахункової схеми (рис. 2.1). З метою спрощення виразів, що визначають коефіцієнти в наступних рівняннях, припустимо, що насос і гідромотор є гідромашинами однакового типу, наприклад, аксіально-поршневими. В цьому випадку можна узгодити те, що в насосі регулюється кут нахилу блоку циліндрів (або шайби), тоді як у гідромотора цей кут залишається нерегульованим.

$$Q_{\text{пн}} = Q_{\text{пм}} = Q_{\text{пер}}; \quad (Q_{\text{ун}})_1 = (Q_{\text{ум}})_1 = (Q_{\text{у}})_1; \quad (Q_{\text{ун}})_2 = (Q_{\text{ум}})_2 = (Q_{\text{у}})_2, \quad (2.6)$$

Враховуючи вищенаведені вирази, розкриємо окремі компоненти витрат насоса у вигляді

$$Q_m = q_m \frac{d\alpha_m}{dt}; \quad Q_{\text{пер}} = k_{\text{пер}}(p_1 - p_2); \quad (Q_{\text{у}})_1 = k_{\text{ут}}p_1; \quad (Q_{\text{у}})_2 = k_{\text{ут}}p_2, \quad (2.7)$$

де q_m представляє робочий об'єм гідромотора, який виражений в одному радіані кута повороту вала (характерний об'єм); $k_{\text{пер}}$ вказує на провідність щілин, через які в насосі та гідромоторі відбувається перетікання рідини з порожнин високого тиску у порожнини низького тиску; $k_{\text{ут}}$ відображає

провідність щілин, через які відбувається витік рідини з насоса та гідромотора.

Витрати $Q_{\text{подп1}}$ і $Q_{\text{подп2}}$ визначаються відносинами, як описано в (2.2), а витрати $(Q_{\text{сж}})_1$ і $(Q_{\text{сж}})_2$, припускаючи абсолютно тверді стінки трубопроводів, можна виразити таким чином:

$$(Q_{\text{сж}})_1 = \frac{V_0}{B_{\text{ж}}} \frac{dp_1}{dt}; \quad (Q_{\text{сж}})_2 = \frac{V_0}{B_{\text{ж}}} \frac{dp_2}{dt}, \quad (2.8)$$

де V_0 - внутрішній об'єм трубопроводу, до якого підключені об'єми порожнин насоса та гідромотора; $B_{\text{ж}}$ - модуль об'ємної пружності рідини.

Підставивши компоненти витрат відповідно до співвідношень (2.2) і (2.7) у рівняння (2.4) і (2.5), а потім склавши ці рівняння, отримаємо:

$$2Q_{\text{н}} = 2q_{\text{м}} \frac{d\alpha_{\text{м}}}{dt} + 4k_{\text{пер}} (p_1 - p_2) + 2k_{\text{ут}} (p_1 - p_2) + k_{\text{кл}} (p_1 - p_2) + \frac{V_0}{B_{\text{ж}}} \frac{d(p_1 - p_2)}{dt}. \quad (2.9)$$

Виразимо величину $Q_{\text{н}}$ у вигляді залежності від кута $\gamma_{\text{н}}$ нахилу блоку циліндрів або кута нахилу шайби насоса:

$$Q_{\text{н}} = q_{\text{н}}(\gamma_{\text{н}}) \Omega_{\text{н}}, \quad (2.10)$$

де $q_{\text{н}}(\gamma_{\text{н}})$ - характерний об'єм насоса (робочий об'єм, приведений до одного радіана кута повороту вала, що залежить від кута нахилу блоку циліндрів, шайби)..

Для аксіально-поршневого насоса

$$Q_{\text{н}} = \frac{F_{\text{п}} z_{\text{п}} D_{\text{п}} \text{tg } \gamma_{\text{п}}}{2\pi} \Omega_{\text{н}}, \quad (2.11)$$

де $F_{\text{п}}$ - робоча площа одного поршня насоса; $z_{\text{п}}$ - число поршнів; $D_{\text{п}}$ - діаметр окружності, на якій розташовані осі поршнів насоса.

Співвідношення (2.11) показує, що функція $q_{\text{н}}(\gamma_{\text{н}})$ у залежності (2.10) є нелінійною. При малих відхиленнях блоку циліндрів (шайби) насоса від нейтрального положення зазначена залежність може бути лінеаризована й записана у вигляді

$$Q_{\text{н}} = K_{Q\gamma} \gamma_{\text{н}}, \quad (2.12)$$

де

$$K_{Q\gamma} = \left. \frac{\partial Q_H}{\partial \gamma_H} \right|_{\gamma_H=0}. \quad (2.13)$$

У насосі з аксіальним поршнем, коефіцієнт передачі $K_{Q\gamma}$ визначається за допомогою співвідношення:

$$K_{Q\gamma} = \frac{F_{пзп} D_{п} \Omega_H}{2\pi} = q'_H \Omega_H, \quad (2.14)$$

Вираз q'_H представляє робочий об'єм насоса, приведений до одного радіана кута повороту вала насоса та до одного радіана кута нахилу блоку циліндрів (або шайби).

Використовуючи співвідношення (2.12), ми можемо переписати рівняння (2.9) у вигляді:

$$\frac{q_M}{K_{Q\gamma}} \frac{d\alpha_M}{dt} + \frac{V_0}{2B_{ж} K_{Q\gamma}} \frac{dp_M}{dt} + \frac{k_{\Sigma}}{K_{Q\gamma}} p_M = \gamma_H, \quad (2.15)$$

де

$$k_{\Sigma} = k_{yt} + 2k_{пер} + \frac{k_{кл}}{2}; \quad (2.16)$$

$$p_M = p_1 - p_2.$$

У рівнянні (2.15), крім величини вхідної γ_H і величини виходу α_M , міститься перепад тиску p_M , що змінюється в часі та залежить від подоланого гідромотором навантаження. При дії інерційного навантаження, позиційного навантаження й тертя величина p_M визначається за допомогою наступного рівняння руху вала гідромотора

$$M_M - M'_{тр} - M''_{тр} - M_{поз} = J \frac{d^2\alpha_M}{dt^2}, \quad (2.17)$$

де J - момент інерції обертових частин, пов'язаних з валом гідромотора (приведений момент інерції навантаження та ротора мотора).

Крутний момент M_M для об'ємної гідромашини визначається за допомогою співвідношення.

$$M_M = q_M p_M. \quad (2.18)$$

Момент $M'_{тр}$ створюється тертям у самому гідромоторі. У загальному випадку тертя в гідромоторі може бути змішаним і залежати від кутової швидкості вала гідромотора Ω_M і перепаду тиску p_M . З метою спрощення математичної моделі гідроприводу, обмежуючись малими змінами перепаду тиску p_M , будемо враховувати тільки гідравлічне тертя, вважаючи...

$$M'_{тр} = k'_{тр} \frac{d\alpha_M}{dt}, \quad (2.19)$$

Момент $M''_{тр}$, що виникає через тертя в навантаженні, можна представити аналогічною залежністю.

$$M''_{тр} = k''_{тр} \frac{d\alpha_M}{dt}. \quad (2.20)$$

де $k''_{тр}$ - загальний коефіцієнт, пов'язаний з силами, пропорційними швидкості руху комбайну і спрямованими проти його руху.

Момент $M_{поз}$ відображає сили, пов'язані з рухом комбайну по підйомам та спускам, і визначається спектральною щільністю зміни рельєфу поля.

Використовуючи вирази (2.18)-(2.20) та підставивши їх у рівняння (2.15) та (2.17), проведемо перетворення Лапласа при нульових початкових умовах, щоб отримати

$$P \cdot x = M \cdot u + N \cdot \psi, \quad (2.21)$$

де

$$x = \begin{bmatrix} \frac{d\alpha_M}{dt} \\ p_M \end{bmatrix}; u = \gamma_H; \psi = M_{II};$$

$$M = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix}; N = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}; P = \begin{bmatrix} \frac{q_M}{K_{Q\gamma}} & \frac{V_0}{2B_{ж}K_{Q\gamma}} \cdot s + \frac{K_{\Sigma}}{K_{Q\gamma}} \\ J \cdot s + k'_{тр} + k''_{тр} & -q_M \end{bmatrix}.$$

Для визначення параметрів гідротрансмісії ми користувалися результатами експериментального дослідження []. У реальних умовах виконання такого дослідження досить складне, тому ми використали дані, отримані під час експериментів з гідротрансмісією ГСТ-112 на

лабораторному стенді. В результаті обробки цих даних була визначена передаточна функція у вигляді

$$W = \frac{P_M}{\gamma_H} = \frac{k(T_1s + 1)}{(T_2^2s^2 + 2\zeta T_2s + 1)} \quad (2.22)$$

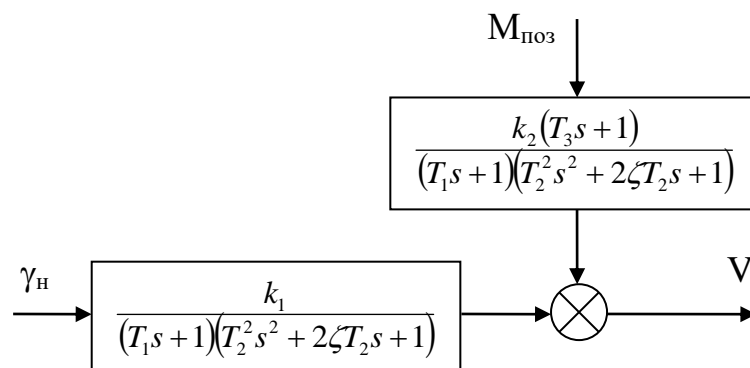
В результаті порівняння передаточної функції, отриманої з формули (2.21), та виразу з (2.22), ми отримали

$$k = \frac{K_{Q\gamma}(k'_{TP} + k''_{TP})}{q_M^2}; T_1 = \frac{J}{k'_{TP} + k''_{TP}}; \quad (2.23)$$

$$T_2^2 = \frac{V_0J}{2B_{Ж}q_M^2}; 2\zeta T_2 = \frac{V_0(k'_{TP} + k''_{TP})}{2B_{Ж}q_M^2} + \frac{k_{\Sigma}J}{q_M^2}.$$

Підставивши значення з паспорта гідротрансмисії та враховуючи навантаження, які були встановлені під час експерименту, ми можемо визначити невідомі параметри гідротрансмисії. Після цього, підставивши ці параметри для комбайну, отримаємо передаточні функції для управляючого впливу та для збурення, які є необхідними для розробки системи автоматичного регулювання потоку хлібної маси в зернозбиральному комбайні.

Отримана структура системи (рис. 2.3) визначається як елемент, де вхідна величина – це кут γ_H нахилу шайби насоса, вихідна величина – швидкість руху комбайну V , а збурюючим впливом є момент сили $M_{Поз}$, викликаний рухом комбайну по спускам та підйомам.



На Рисунку 2.3 представлена структурна схема елемента об'єкта управління з наступними параметрами: $k_1=20$ м/с·рад; $k_2=0,0023$ 1/Н·с; $T_1=20$ с; $T_2=0,33$ с; $T_3=0,66$ с; $\zeta=0,7$.

Момент сили $M_{\text{поз}}$, спричинений рухом комбайну по спускам та підйомам, є випадковим процесом, що залежить від рельєфу поля, по якому рухається комбайн. Цей випадковий процес є стаціонарним із нульовим математичним сподіванням і описується спектральною щільністю вказаного виду

$$S_{MM}(s) = \frac{\sigma_M^2}{\pi} \left| \frac{1}{s(T_M s + 1)} \right|^2 \quad (2.24)$$

де $\sigma_M=150$ Н·м; $T_M=25$ с.

Для отримання повної картини структури об'єкта управління розглянемо всі його компоненти, крім параметра швидкості комбайну, які входять у вираз (2.1) для визначення потоку хлібної маси.

2.1.2 Урожайність зернових

Один з ключових факторів, який впливає на обсяг врожаю зерна і, відповідно, на потік хлібної маси, - це, звісно, урожайність. Цей показник може варіюватися значно в залежності від різних полів, різних кліматичних умов, і навіть на тому ж полі може змінюватися в залежності від внесення добрив, кількості сонячного випромінювання на конкретній ділянці та інших факторів.

На сучасний момент тривають роботи над розробкою систем оцінки врожайності полів з використанням аерокосмічних знімків. Ці системи мали б значно поліпшити контроль за потоком хлібної маси, так як, спільно з системами позиціонування, вони надавали б інформацію щодо врожайності різних ділянок поля під час збирання врожаю. Проте, оскільки ці системи знаходяться лише на етапі розробки, ми використовуємо дані щодо врожайності, які отримані з картографування полів на основі результатів збору врожаю.

Для розробки системи автоматичного контролю потоку хлібної маси необхідно вивчити динаміку зміни урожайності зернових під час руху комбайну. З цією метою ми використаємо карту урожайності поля в Кіровоградському регіоні (рис. 2.4) та проведемо аналіз отриманих даних.

Поле має прямокутну форму з довжиною $D= 325$ м та шириною $L= 162$ м. Середня урожайність на цьому полі становить $Y_{cp}= 35$ ц/га, при цьому значення урожайності змінюється від 25 ц/га до 45 ц/га на різних ділянках. Для оцінки динаміки змін урожайності на полі виконаємо ряд перетворень. Оскільки ширина захвату жнивarki становить $B= 6$ м, то можемо припустити, що комбайн, рухаючись по довжині поля, зробить 27 проходів, обробивши всю площу.

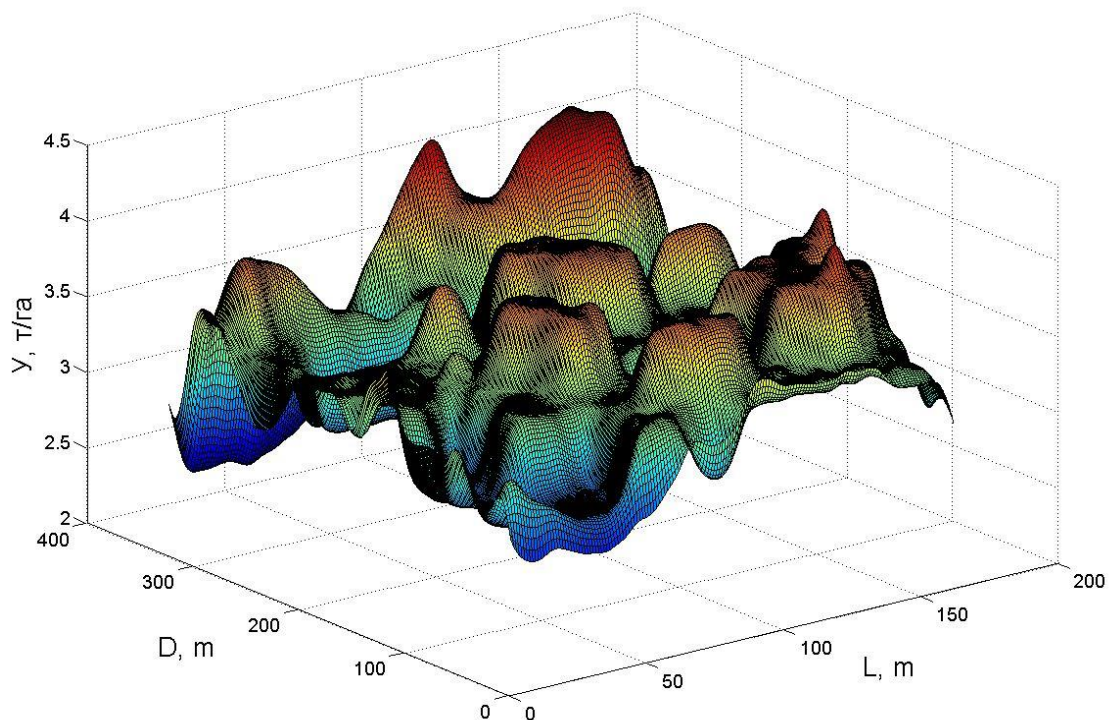


Рисунок 2.4 – Карта урожайності поля

Перетворимо набір даних про урожайність поля в вектор, враховуючи середнє значення урожайності на інтервалі шести метрів захвату жнивarki. Після отримання цього вектора (рис. 2.5) в середовищі MATLAB за допомогою пакету Signal Processing Tools проведемо оцінку спектральної щільності зміни урожайності. З рисунку 2.6 видно, що нахил частотної характеристики становить 40 дБ/дек, а частота, з якої починається нахил, дорівнює $\omega = 0.01$ Гц. Таким чином, можна апроксимувати спектральну щільність зміни урожайності за допомогою виразу

$$S_{yy}(s) = \frac{\sigma_y^2}{\pi} \left| \frac{1}{(T_y s + 1)} \right|^2 \quad (2.25)$$

де $\sigma_y=5$ ц/га; $T_y=100$ с.

Виявляється, що випадковий процес зміни урожайності є досить повільним, тому перехід від швидкості комбайну до потоку хлібної маси за формулою (2.1) можна розглядати як пропорційну ланку. Коефіцієнт передачі цієї ланки в середньому дорівнює $K_p = 3$, але може змінюватись у межах від 1,5 до 4,5. Таким чином, при розробці системи автоматичного регулювання необхідно враховувати динаміку системи та забезпечити стійкість при зміні даного коефіцієнту, враховуючи його можливі варіації в широкому діапазоні.

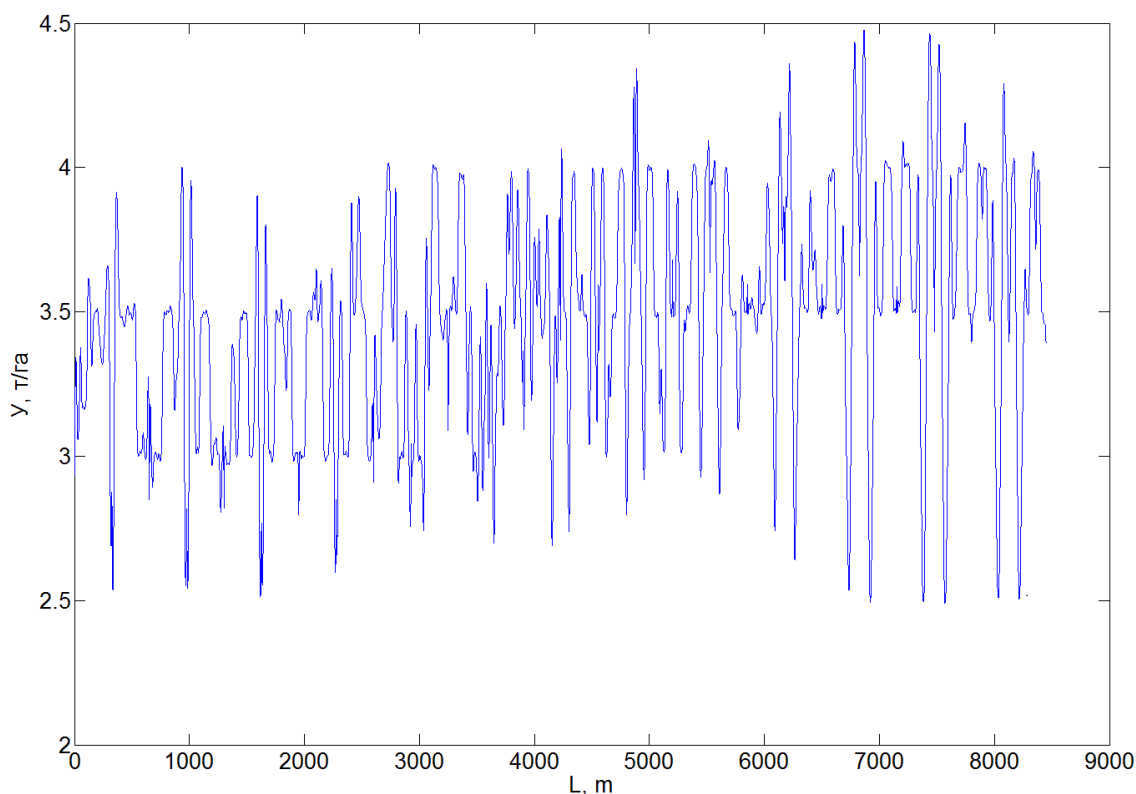


Рисунок 2.5 – Зміна урожайності поля по ходу руху комбайну

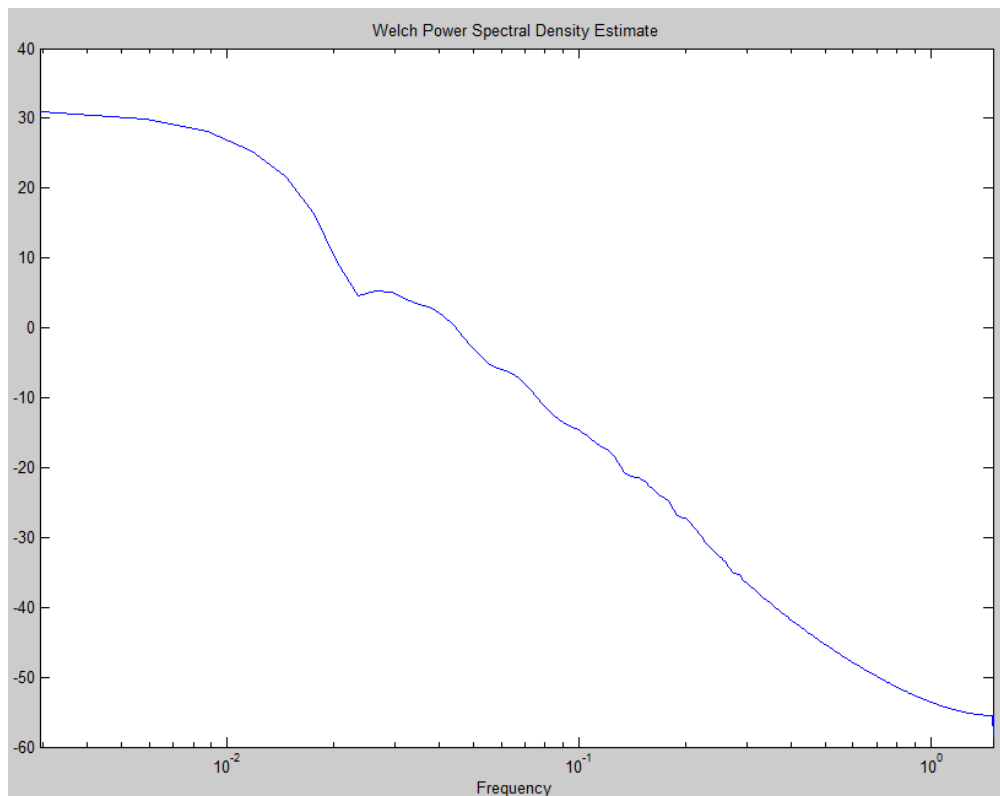


Рисунок 2.6 – Спектральна щільність зміни урожайності поля

Отже, ми отримали структуру об'єкта управління, де вхідною величиною є кут нахилу шайби насоса гідротрансмісії γ_H , вихідною - потік хлібної маси P комбайну, а в якості збурюючого впливу виступає момент сили $M_{\text{поз}}$, спричинений рухом комбайну по спускам та підйомам. Параметри цього об'єкта управління (рис. 2.7) були зазначені вище.

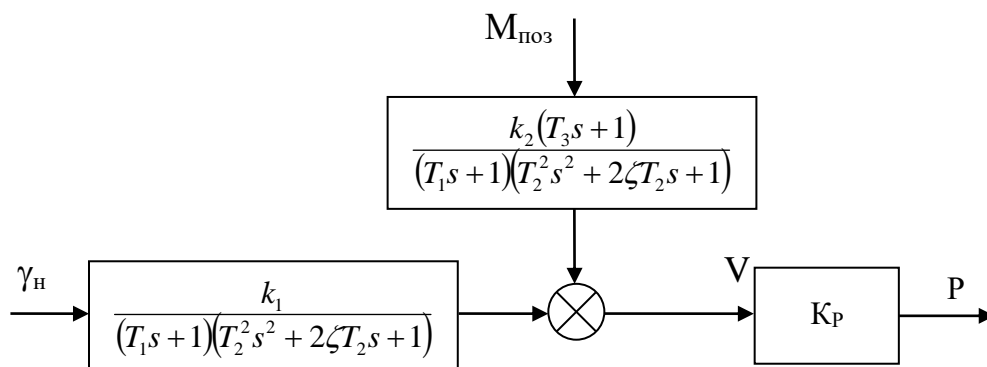


Рисунок 2.7 – Схема елементів об'єкта управління буде визначена його структурною схемою.

2.2 Вибір датчику

Вимірювання потоку хлібної маси є завданням з високим ступенем складності, і для його розв'язання існують різні методи. Найбільш ефективним з них є метод вимірювання на рівні плаваючого транспортеру. Цей транспортер використовується для переміщення стебел від шнеку жатки до приймальної камери молотарки. Система транспортера складається з ведучого та веденого валів, на яких розташовано по три зірочки. На зірочках розташовані втулково-роликові ланцюги зі сталевими планками, які прикріплені до ланцюгів у шаховому порядку. Ведений вал транспортера підвішений в похилому корпусі на пружинах і може бути налаштований під товщину шару стебел. У випадку, якщо на транспортер подається товстий шар хлібної маси, нижній вал підніметься. Натяг ланцюгів транспортера регулюється так, щоб зазор між планками транспортера та дном в середині камери залишався в межах від 8 до 10 мм, а загальний зазор між витками пружин натягу складав не менше 15 мм. Стискаючи пружину підвіски, налаштовують її так, щоб ведений вал міг підніматися вгору на 50 мм і плавати над шаром хлібної маси.

Отже, вимірювання потоку хлібної маси може бути здійснене за допомогою визначення положення веденого вала транспортера. Для цього існує численні методи вимірювання положення. У даному випадку ми звернемося до використання датчиків положення, що базуються на магніточутливих мікросхемах.

Конструкції магнітних датчиків лінійного переміщення, що використовують магніточутливі інтегральні схеми, майже не відрізняються від конструкцій приладів, розроблених із застосуванням інших перетворювачів магнітного поля.

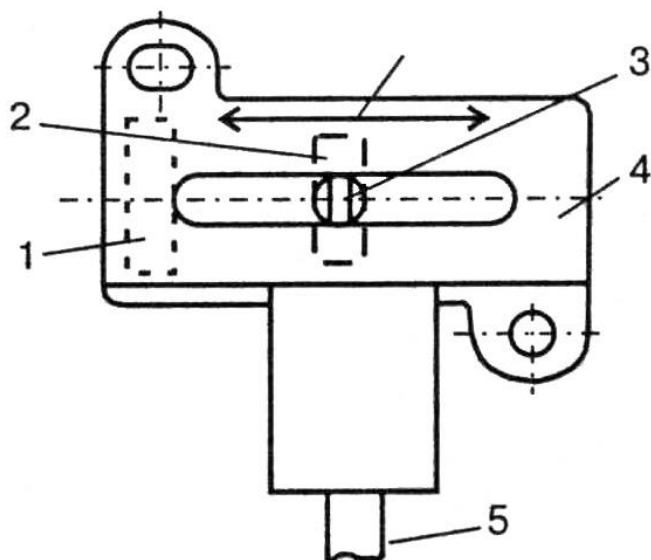


Рисунок 2.8 відображає зовнішній вигляд магнітного датчика лінійних переміщень позначеного як APS3A2AA, що виготовляється компанією Honeywell.

Рисунок 2.8 демонструє зовнішній вигляд магнітного датчика лінійних переміщень, відомого як APS3A2AA і виробленого компанією Honeywell. У цьому датчику використовується кремнієва магніточутлива мікросхема (позначена як 1), яка функціонує як перетворювач магнітного поля. Склад датчика включає мініатюрний постійний магніт (2), жорстко з'єднаний з повідком (3). Вектор переміщення контрольного об'єкта передається датчику через повідця (3), який переміщає постійний магніт (2) паралельно чутливій поверхні магніточутливої уніполярної магнітно-чутливої (МУМ) мікросхеми. Усі компоненти датчика розташовані в пластмасовому корпусі (4), звідки виходить трьохпровідний кабель (5), що з'єднує датчик з зовнішніми пристроями.

Таблиця 2.1 – Основні параметри датчика типу APS3A2AA

№ п\п	Найменування параметра, одиниця виміру	Діапазон значень
1	Довжина робочого ходу, мм	19
2	Чутливість, мВ\мм	237
3	Напруга живлення, В	8 – 16
4	Струм споживання, мА	10
5	Вихідний струм, мА, не більш	10
6	Нелінійність характеристики перетворення, %	±2,5
7	Постійна часу, мкс, не більш	3
8	Повторюємість, %	<1,0
9	Діапазон робочих температур, 3°	-20...+85
10	Габаритні розміри, мм ³	34×34×22

Рисунок 2.9 демонструє конструкцію лінійного датчика переміщення, який виробляється компанією ММТ. Ця конструкція є досить простою і не вимагає додаткових пояснень. Магніточутливий елемент 6 в цьому датчику представлений елементом Холла, який розташований у зазорі магнітної системи 5.

Вектор переміщення контрольованого об'єкта передається рухливому магнітному шунту 7 через шток 1, що призводить до зміни сигналу ЕХ. Елемент Холла виявляє цей сигнал, і його вихід підсилюється електронною схемою, розташованою на платі 4. Ця електронна схема включає всі необхідні елементи для термостабілізації основних параметрів датчика. Графіки виходу датчика наведено на рисунку 2.10, а його основні параметри представлені в таблиці 2.2.

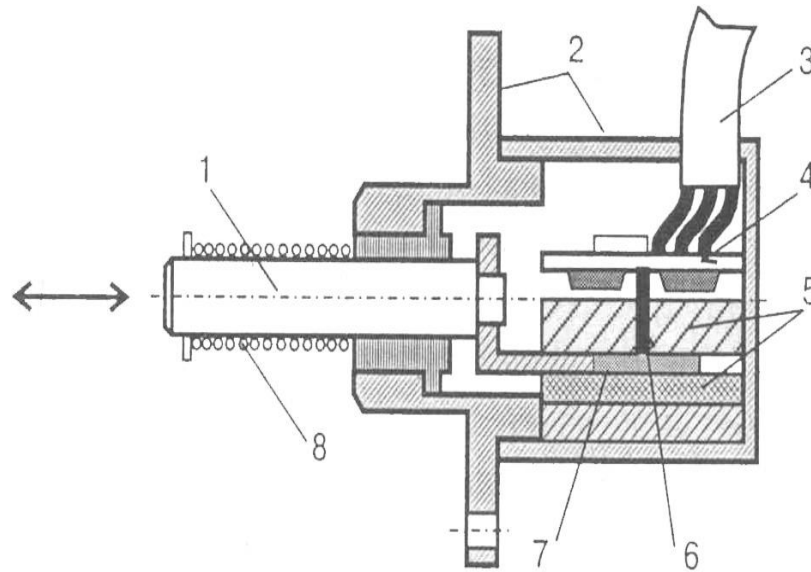


Рисунок 2.9 презентує дизайн лінійного датчика переміщення від компанії ММТ, включаючи такі компоненти:

1 – шток; 2 – корпус; 3 – кабель; 4 – плата з електронною схемою; 5 – магнітна система; 6 – елемент Холла; 7 – магнітний шунт; 8 – зворотна пружина.

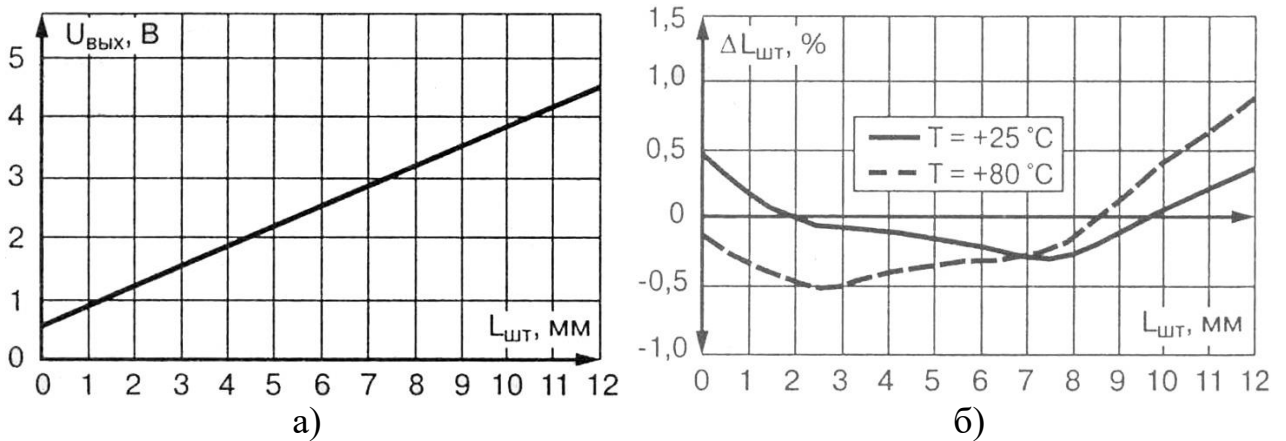


Рисунок 2.10 демонструє характеристики лінійних датчиків переміщення від ММТ:

а – графік вихідних характеристик;

б – типова залежність похибки вимірювання $\Delta L_{шт}$ від довжини $L_{шт}$ при температурах 25 і 80 С°.

Таблиця 2.2 наводить основні характеристики лінійного датчика переміщення від ММТ.

№ п\п	Найменування параметра, одиниця виміру	Діапазон значень
1	Довжина робочого ходу, мм	30
2	Чутливість, мВ\мм	400
3	Напруга живлення, В	5
4	Струм споживання, ма	10
5	Вихідний струм, ма, не більш	10
6	Нелінійність характеристики перетворення, %	±1,0
7	Діапазон робочих температур, С°	-40...+130

Для системи автоматичного регулювання обирається лінійний датчик переміщення від компанії ММТ з параметрами, представленими в таблиці 2.2. Передаточна функція датчика буде виражена наступним чином:

$$W_d(s) = K_d = 0,4 \quad (2.26)$$

2.3 Вибір виконавчого механізму

Для коригування зміни тиску, що впливає на золотник у гідротрансмисії, пропонується використовувати пропорційний електромагніт. Цей пристрій на сучасний момент широко застосовується в області гідравліки і виробляється провідними виробниками гідравлічних систем та їх компонентів.

При використанні релейного управління на гідророзподільчику встановлені електромагніти. Під впливом електричної напруги, поданої на них, електромагніти переміщують золотник у робоче положення і утримують його там до моменту відключення електричного сигналу. Повернення золотника до нейтрального положення здійснюється торцевими пружинами (після припинення управляючого сигналу для електромагнітів).

В гідророзподільчиках з невеликими витратами ($d=6$ мм) електромагніти безпосередньо керують золотниками. У випадку гідророзподільчиків з діаметром $d=12; 16$ мм і більше, електромагніти керують пілотними золотниками, які, в свою чергу, переміщують основний золотник у робоче положення. Такі системи управління відомі як електрогідравлічні.

Електрогідравлічне управління пропорційного типу забезпечує плавне змінення швидкостей переміщення виконавчих механізмів.

Запропоновано вибрати пропорційний розподільчик типу 4WRA, виготовлений компанією Rexroth Mannesmann.

Гідророзподільчики складаються з корпусу, в якому розташовані основні канали P (для з'єднання з напірною гідролінією), A і B (для підключення циліндрових гідроліній) і T (для приєднання зливної гідролінії). У центральному отворі корпусу розташований золотник, який утримується в нейтральному положенні за допомогою пружин і керується одним або двома пропорційними електромагнітами (в залежності від конфігурації з двох- або трьохпозиційним виконанням).

Електромагніти пропорційного типу можуть бути обладнані ручною кнопкою управління, яка дозволяє переміщати золотник навіть при вимкненому електромагніті.

При отриманні управляючого сигналу, золотник під впливом сили на пропорційному електромагніті переміщається зі свого вихідного положення до досягнення рівноваги між тиском управління та силою пружини.

Коли сигнал зменшується, пружина приводить золотник назад у його початкове положення.

Управління гідророзподільчиком здійснюється за допомогою електронних блоків управління, які можуть бути щитового або інтегрованого монтажу. У випадку інтегрованого монтажу електронний блок розміщується безпосередньо на гідророзподільчику і генерує сигнал управління для пропорційних електромагнітів.

Наступний малюнок 2.11 відображає зовнішній вигляд цього пропорційного розподільчика.

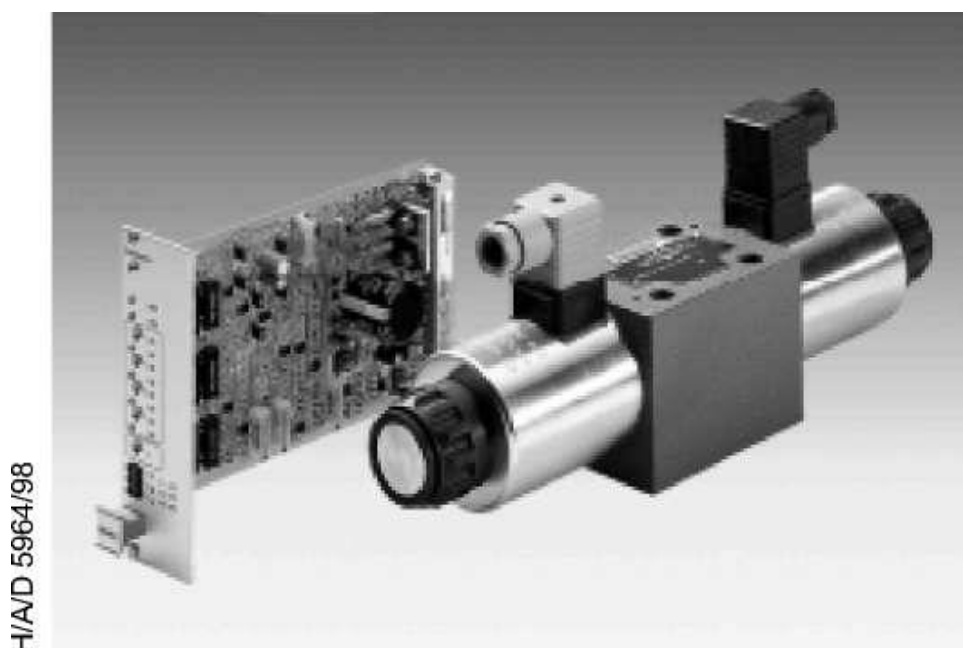


Рисунок 2.11 – Пропонований тип - 4WRA 10 s-2X/G24sK4/.V, включає в себе приєднувальні штекери та окремий блок електроніки

Характеристиками даного механізму є:

- пропорційний розподільник прямого управління для налаштування напрямку та об'єму потоку;
- управління від пропорційного електромагніту із вийнятною котушкою;
- стикове приєднання: розташування отворів згідно з DIN 24 340 Form A, ISO 4401 і CETOP-RP 121 H;
- золотник центрується за допомогою пружин;
- управління електронікою для типу WRA;
- цифровий підсилювач VT-VSPD-1-1X у форм-факторі єврокарти.

Пропорційні розподільники 4/2 та 4/3 мають систему прямого управління від пропорційного електромагніту, який вкручується в корпус і обладнаний віддільною котушкою, що живиться окремою (для типу WRA) або вбудованою (для типу WRAE) електронікою.

Розподільник (див. рис. 2.12) має наступні основні компоненти:

- корпус (1) з поверхнею для установки на плиті;
- золотник (2) з пружинами (3 і 4);
- електромагніти (5 і 6) з різьбленням по вісі.

Принцип роботи:

- при вимкнених магнітах (5 і 6) золотник утримується пружинами (3 і 4) у середньому положенні;
- пряме управління відбувається при активації одного з магнітів, наприклад, "b" (6);
- золотник переміщується вліво пропорційно вхідному сигналу;
- відкриваються дроселюючі проходи від P до A і B до T з пропорційною характеристикою перетину та об'єму;
- вимкнення електромагніту (6);
- золотник повертається пружинами в середнє положення.

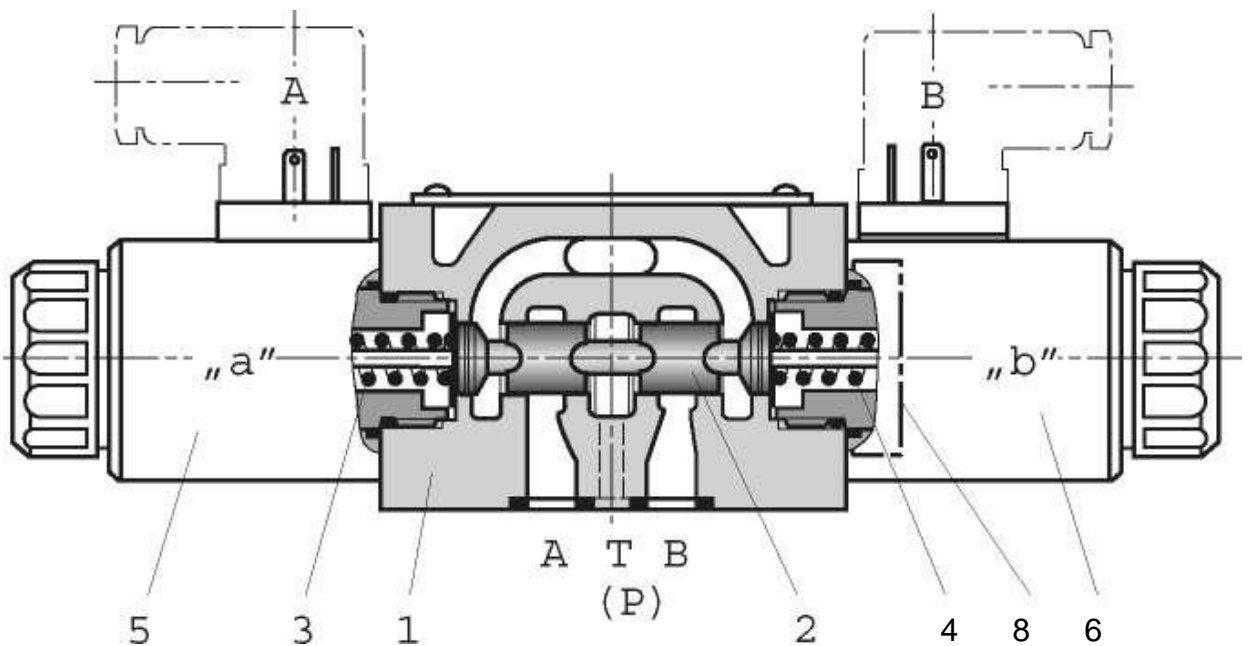
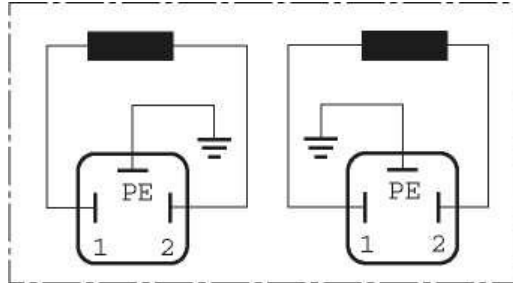


Рисунок 2.12 – Пропорційний розподільвач

Для керування цим механізмом використовується електронний підсилювач. З'єднання такого підсилювача із пропорційним розподільником зображено на рисунку 2.13.



Рисунку 2.13 – Електричне з'єднання

Оскільки система є стійкою, її можна застосовувати для різних модифікацій гідронасосів та гідромоторів.

Нижче представлені графіки, що відображають вплив управляючого сигналу на зміну розходу масла при різних типах гідротрансмісій, враховуючи їх номінальний розхід масла..

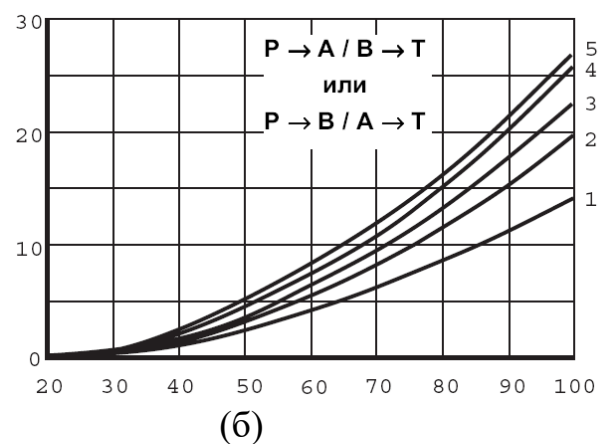
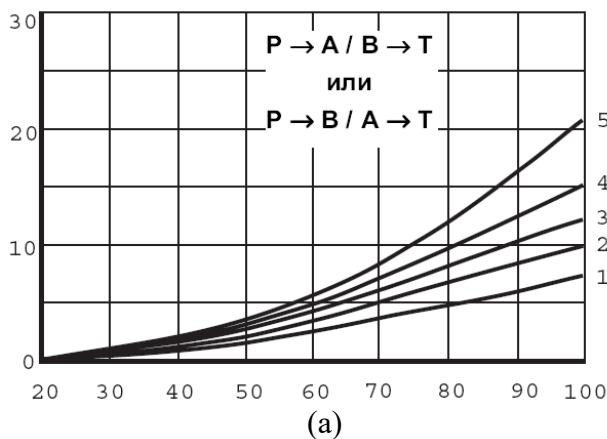


Рисунок 2.14 - Характеристики розподільника при різних номінальних розходах

Графіки, які зображені на рисунку 2.14, демонструють характеристики розподільника при різних рівнях номінального розходу.

Пропорційний розподільвач не вимагає власного джерела живлення; він використовує лише сигнал управління від електронного підсилювача.

Після аналізу конструкції та принципу роботи електропропорційного розподільвача та вивчення літературних джерел було встановлено, що передаточна функція цього пристрою має наступний вигляд

$$W_{BM}(s) = K_{BM} = 0,04 \quad (2.27)$$

2.4 Структурна схема САР

У структурній схемі системи автоматичного регулювання навантаження зернозбирального комбайну КЗС-9-1 "Славутич" (рис. 2.15) об'єктом управління є зернозбиральний комбайн, включаючи його гідротрансмісію, який видає потік хлібної маси. Сигнал з об'єкту управління порівнюється із заданим значенням потоку, і сигнал різниці вимірюється датчиком положення веденого валу похилого транспортера. Регулятор виробляє керуюче діяння відповідно до сигналу різниці між фактичним та заданим значенням потоку. Кут нахилу шайби насоса гідротрансмісії налаштовується згідно із сигналом регулятора за допомогою електропропорційного розподільвача, що виступає виконавчим механізмом системи.

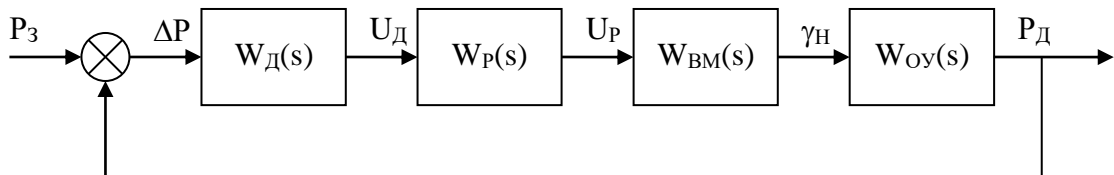


Рисунок 2.15 – Структурна схема системи автоматичного регулювання навантаження комбайну

3 Розробка автоматизованої системи стабілізації завантаження зернозбирального комбайну

3.1 Вибір методу синтезу регулятора

Динамічне проектування опирається на наукові методи синтезу оптимальних систем керування, які повинні належним чином враховувати реальні умови експлуатації, забезпечуючи при цьому максимальну ефективність. Вимоги до цих методів включають:

- Повне врахування реальних умов експлуатації;
- Простота та зручність у практичному використанні;
- Використання квадратичного критерію якості.

Нині існує розмаїття підходів і методів для розробки оптимальних регуляторів. Для визначення оптимального алгоритму синтезу, який буде використовуватися для розробки системи, необхідно ретельно розглянути доступні методи синтезу та провести їх аналіз для вибору найбільш відповідного для даного випадку.

Один з широко застосовуваних методів синтезу - це метод амплітудно-фазових характеристик у різних модифікаціях. Цей метод, хоча і має значущі переваги в простоті та наочності, виявляється недосконалим через кілька суттєвих недоліків. Наприклад, при виборі параметрів коригуючих контурів не враховуються енергетичні затрати на управління, що може спричинити непередбачуване збільшення потужності виконавчих органів. Крім того, метод амплітудних характеристик не вирішує питань щодо вибору порядку коригуючого пристрою та визначення максимально досяжної якості перехідного процесу в замкнутій системі "об'єкт + регулятор" за наявності обмежень (наприклад, властивостей об'єкта). Тобто, він не вказує, до якого рівня складності слід прагнути при проектуванні системи.

Використання методів синтезу замкнених систем, еквівалентних розімкненим, вимагає обов'язкової стійкості об'єкта та системи вимірювань. Однак ефективність практичних рішень при застосуванні цих методів є

відносно невеликою, і це часто веде до неоднозначностей у побудові оптимальної системної структури.

Методи, засновані на принципах теорії інваріантності, головним чином спрямовані на системи детермінованого управління.

Оптимальне управління для розімкнених систем, як правило, не призначене для реальних стохастичних умов, що зазвичай виникають у практичних завданнях. Задачі управління вирішуються на обмеженому часовому інтервалі.

Задачі варіаційного детермінованого управління із пасивним зворотнім зв'язком, зокрема багатозадачні задачі "аналітичного конструювання", використовують основні методи, такі як динамічне програмування, принцип максимуму та інші. Ці завдання ефективні у момент роботи системи, який наближений до часу "пам'яті" системи.

У сучасності досягнення найвищих стандартів ефективності в операції складних динамічних об'єктів фактично можливе лише в оптимальних системах, що були синтезовані на основі технологій, що ґрунтуються на принципах калманівського або вінерівського методів оптимальних фільтрів.

Перший підхід відрізняється тим, що в ньому використовуються фільтри Калмана–Б'юсі як у прямих, так і у зворотних зв'язках системи. Цей метод також включає в себе оцінювання стохастичного стану об'єктів керування і використання отриманих оцінок для вибору оптимального управління в замкнених системах.

У завданнях оптимального стохастичного управління ефективність отриманих результатів пов'язана із успішним розв'язанням рівнянь Ріккаті. В таких сценаріях стійкість системи на нескінченному часовому інтервалі забезпечується за умови асимптотичної стійкості як об'єкта, так і спостерігача.

Характерною особливістю вінерівського підходу до створення оптимальних систем у умовах стохастичних впливів є попередній вибір оптимальних структур регуляторів та оцінка ефективності та якості

розроблюваної системи. Тільки після цього розпочинається створення та налаштування системи на практиці. Саме цей підхід до розробки гарантує конкурентоспроможність системи. Важливою перевагою синтезу оптимальних систем за допомогою процедур методу Вінера–Колмогорова є автоматична гарантія стійкості замкненої оптимальної системи. Результати вирішення ряду практичних завдань за допомогою вказаних алгоритмів синтезу свідчать про їхню високу ефективність в умовах стохастичних впливів. У системах, створених за допомогою цих алгоритмів, можливо підвищити точність стабілізації на один-два порядки.

Отже, з урахуванням проведеного аналізу технологічного процесу збирання зернових як динамічної системи та врахування взаємозв'язків між технологічними параметрами та енергетичними витратами під час обробки, для досягнення максимальної точності стабілізації рекомендується використовувати метод, який був представлений у роботі [5]. Цей метод ґрунтується на результатах структурної ідентифікації моделей динаміки досліджуваного об'єкту, отриманих під час експерименту, проведеного в реальних умовах експлуатації.

Отже, завданням синтезу системи автоматичного регулювання для потоку хлібної маси є визначення оптимальної структури та параметрів регулятора, що забезпечить утримання потоку на заданому рівні.

При використанні спектрального алгоритму синтезу передбачається, що об'єкт управління описується диференціальним рівнянням такого виду

$$P(s)x(t) = M(s)u(t) + \psi(t). \quad (3.1)$$

Тут $x(t)$ визначає координату об'єкту, $u(t)$ - координату регулятора (управляючий вплив), а $\psi(t)$ - зовнішнє збурення, яке розглядається як стаціонарний випадковий процес з нульовим математичним сподіванням та відомою спектральною щільністю. $P(s)$ та $M(s)$ - операторні поліноми від $s = d/dt$.

У такому випадку структурну схему системи (рис. 2.15) необхідно трансформувати в систему стабілізації (рис. 3.1).

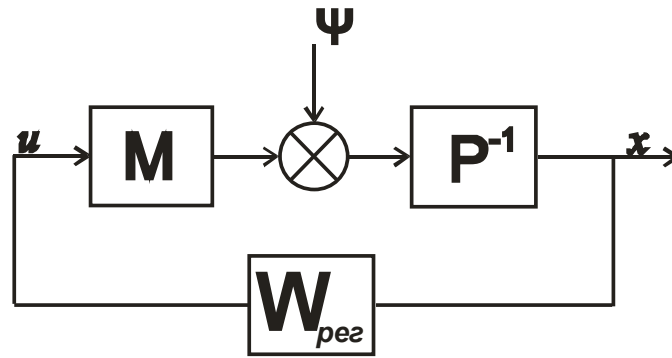


Рисунок 3.1 – Структурна схема системи стабілізації

Регулятор включений в замкнуту систему зворотного зв'язку (рис. 3.1).
 Переформулювати його рівняння

$$W_{10}u = W_1x, \quad (3.2)$$

де W_{10} , W_1 - поліноміальні передаточні функції, при цьому передаточна функція регулятора дорівнює:

$$W_{рег} = W_{10}^{-1}W_1. \quad (3.3)$$

Отже, завдання синтезу системи стохастичної стабілізації потоку хлібної маси полягає в тому, щоб, використовуючи відомі поліноми M , P та спектральну щільність збурюючого впливу $S_{\Psi\Psi}$, визначити структуру та параметри такого фізично реалізованого регулятора $W_{рег}$. Мета полягає в тому, щоб замкнута система "об'єкт + регулятор" (рис. 3.1) була стійкою і досягала мінімуму функціоналу якості стабілізації

$$e = \frac{1}{j} \int_{-j\omega}^{j\omega} (RS_{xx} + CS_{uu}) ds, \quad (3.4)$$

де S_{xx}, S_{uu} - спектральні щільності сигналів x та u ;

R - ваговий невід'ємно-визначений коефіцієнт, який відображає чутливість до зміни дисперсії вихідної координати;

C - ваговий невід'ємно-визначений коефіцієнт, який відображає обмеження на величину дисперсії керуючого впливу.

Згідно з роботою [5], позначимо передаточну функцію замкнутої системи від входу збурення ψ до виходу x через F_x^ψ , а передаточну функцію системи від входу ψ до виходу u через F_u^ψ . З урахуванням цих позначень запишемо:

- вихідний сигнал системи стабілізації

$$x = F_x^\psi \psi; \quad (3.5)$$

- вхідний сигнал управління для об'єкта стабілізації

$$u = F_u^\psi \psi, \quad (3.6)$$

Відповідно до структурної схеми (рис. 2.2) передаточна функція замкнутої системи від входу збурення ψ до виходу x може бути виражена наступним чином:

$$F_x^\psi = (P - MW_{pez})^{-1}. \quad (3.7)$$

Функція передачі замкнутої системи від збурення ψ до управління u представлена у наступному вигляді:

$$F_u^\psi = W_{pez} (P - MW_{pez})^{-1}. \quad (3.8)$$

Між цими функціями передачі існує взаємозв'язок, який можна виразити рівнянням:

$$PF_x^\psi - MF_u^\psi = 1 \text{ або } F_x^\psi = P^{-1}(1 + MF_u^\psi). \quad (3.9)$$

Отже, функція передачі регулятора може бути представлена у такому вигляді:

$$W_{pez} = F_u^\psi (F_x^\psi)^{-1} \quad (3.10)$$

Процедура для визначення функції передачі F_u^ψ :

$$F_u^\psi = -\Gamma^{-1}(T_0 + T_+)D^{-1}; \quad (3.11)$$

$$DD_* = S_{\psi\psi}; \quad (3.12)$$

$$\Gamma_*\Gamma = M_*P_*^{-1}RP^{-1}M + C; \quad (3.13)$$

$$T = \Gamma_*^{-1}M_*P_*^{-1}RP^{-1}D = T_0 + T_+ + T_-, \quad (3.14)$$

де Γ і D є результатами факторизації відповідних виразів, які мають аналітичну природу лише в правій півплощині комплексної змінної s ;

Γ^* і D^* - вирази, які мають аналітичну природу лише в лівій півплощині;

T - вираз, який вимагає проведення сепарації;

T_0 - цілочисельна частина, що представляє собою поліном аргументу s (3.14);

T_+ - правильний дріб аргументу s із особливостями тільки в лівій півплощині;

T_- - правильний дріб аргументу s із особливостями тільки в правій півплощині.

– Отже, відповідно до висвітленого алгоритму для визначення структури та параметрів оптимального регулятора потрібно виконати таку послідовність кроків:

- обрати вагові коефіцієнти R та C ;

- знайти вираз для $\Gamma^* \Gamma$ та виконати його факторизацію;

- розрахувати вираз для DD^* та провести його факторизацію;

- визначити вираз для T та провести його сепарацію;

- знайти передаточну функцію F_u^{ψ} ;

- з рівняння зв'язку визначити передаточну функцію F_x^{ψ} ;

- використовуючи знайдені та , розрахувати передаточну функцію регулятора за рівнянням (3.10).

Щоб вирішити, чи слід продовжувати використовувати отримані результати, потрібно провести оцінку якості системи стабілізації потоку хлібної маси з оптимальним регулятором.

3.2 Синтез регулятора

В першу чергу слід привести структурну схему системи до форми, аналогічної рисунку 3.1. Це означає визначення поліномів P $P(s)$ та $M(s)$, а також визначення спектральної щільності $S_{\psi}(s)$. Після підстановки знайдених

передаточних функцій у початкову структурну схему і виконання необхідних структурних перетворень отримаємо наступні вихідні дані для синтезу регулятора:

$$M(s) = 0,96; \quad (3.15)$$

$$P(s) = (20s+1)(0,111s^2+0,467s+1) \quad (3.16)$$

$$S_{\psi\psi}(s) = \left| \frac{1,46(0,66s+1)}{s(25s+1)} \right|^2 \quad (3.17)$$

Наступним етапом буде використання алгоритму (3.9-3.14) з використанням середовища MATLAB для обчислення передаточної функції регулятора.

У розрахунках припустимо, що вагові коефіцієнти R і C дорівнюють 1.

Спочатку знайдемо вираз для $\Gamma*\Gamma$ та виконаємо його факторизацію.

$$\Gamma*\Gamma = \left| \frac{1,386(14,42s+1)}{(20s+1)} \right|^2 \quad (3.18)$$

$$\Gamma = \frac{1,386(14,42s+1)}{(20s+1)} \quad (3.19)$$

$$\Gamma_* = \frac{1,386(14,42s-1)}{(20s-1)} \quad (3.20)$$

Результати факторизації виразу DD_* згідно з (3.12), рівного виразу (3.17), буде представлено наступним чином:

$$D = \frac{1,46(0,66s+1)}{s(25s+1)} \quad (3.21)$$

$$D_* = \frac{-1,46(0,66s-1)}{s(25s-1)} \quad (3.22)$$

Далі розрахуємо вираз для T та виконаємо його сепарацію

$$T = \frac{1,33(0,66s+1)}{s(14,42s-1)(0,111s^2-0,467s+1)(20s+1)(0,111s^2+0,467s+1)(25s+1)} \quad (3.23)$$

$$T_0 + T_+ = \frac{178,3(24,32s+1)(16,72s+1)}{s(20s+1)(25s+1)} \quad (3.24)$$

Знаходимо передаточну функцію F_u^{ψ}

$$F_u^\psi = \frac{112,7(24,32s + 1)(16,72s + 1)}{(14,42s + 1)(0,66s + 1)} \quad (3.25)$$

За допомогою рівняння визначаємо функцію передачі F_x^ψ

$$F_x^\psi = \frac{121,6(24,32s + 1)(16,72s + 1)(9,76s + 1)}{(20s + 1)(0,111s^2 + 0,467s + 1)} \quad (3.26)$$

Використовуючи знайдені F_u^ψ та F_x^ψ параметри, проводимо розрахунки для визначення функції передачі регулятора

$$W_{pez} = \frac{0,93(20s + 1)(0,111s^2 + 0,467s + 1)}{(14,42s + 1)(0,66s + 1)(9,76s + 1)} \quad (3.25)$$

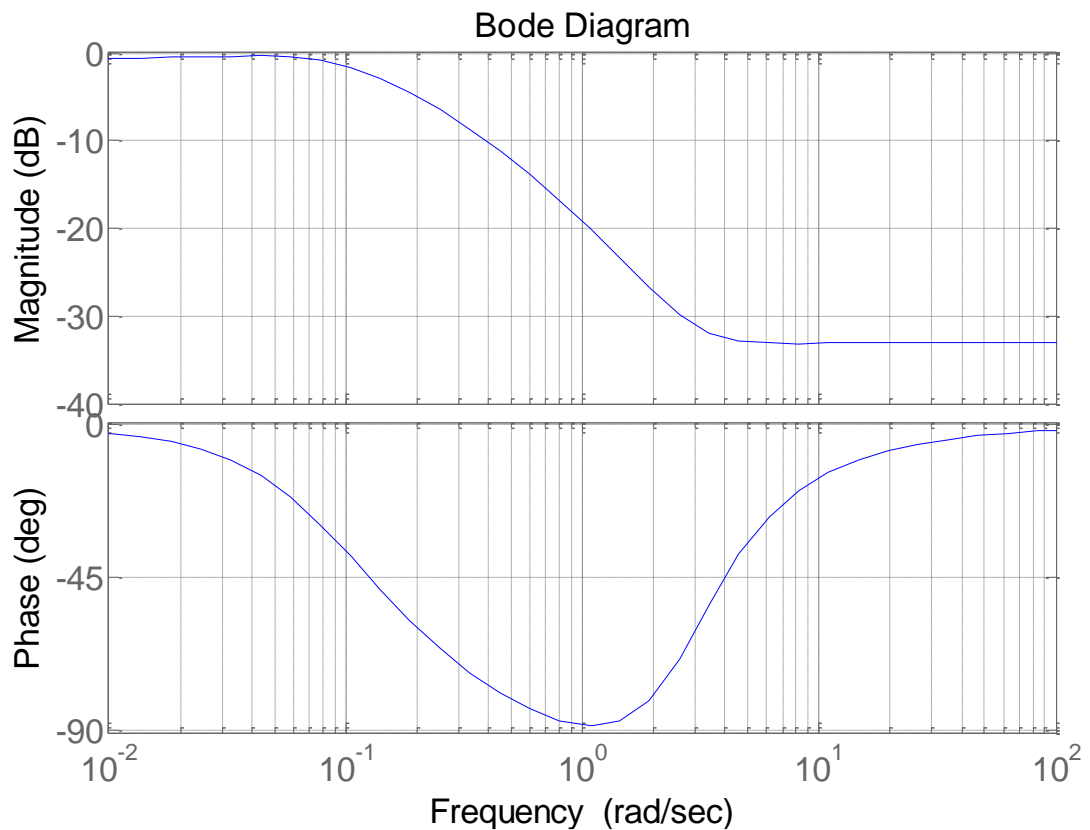


Рисунок 3.2 – Частотна характеристика розрахованого регулятора

3.3 Моделювання функціонування системи стабілізації завантаження зернозбирального комбайну та визначення характеристик її ефективності

Для перевірки працездатності автоматизованої системи стабілізації завантаження зернозбирального комбайну та для аналізу якості регулювання, використовувався метод імітаційного моделювання. За допомогою середовища MATLAB із застосуванням пакету Simulink була створена модель системи, відповідно до структурної схеми, зображеної на рисунку 2.15.

Спочатку було проведено дослідження впливу нерівностей дороги та змін урожайності на потік хлібної маси (рис. 3.3). Експеримент проводився в розімкнутій системі при фіксованому куті повороту шайби насосу гідротрансмисії. Моделювання шуму від нерівностей дороги та змін урожайності поля використовувало генератори білого шуму та формуючі фільтри, визначені спектральними щільностями через операцію факторизації. Потік хлібної маси визначався як добуток сигналів зміни урожайності та швидкості комбайну, помноженої на коефіцієнт зв'язку, що враховує ширину захвату жатки та параметр відношення зерна до не зернової маси, вважаючи їх постійними. Результатом були криві зміни потоку хлібної маси (рис. 3.4), з яких видно, що в системі без регулювання середнє значення потоку становило 8,8 кг/с, а середньоквадратичне відхилення — 1,03 кг/с. Потік змінювався від 5,65 кг/с до 11,75 кг/с, показуючи значну варіабельність. Деякі значення перевищували пропускну здатність молотарки комбайну (9 кг/с), що може спричинити забивання молотарки та втрати зерна через недомолот. Зниження потоку може призвести до неефективного використання комбайну та втрат зерна перед комбайном, а також значного дрібнення зерна.



Рисунок 3.3 – Модель системи відкритого циклу без використання регулювання

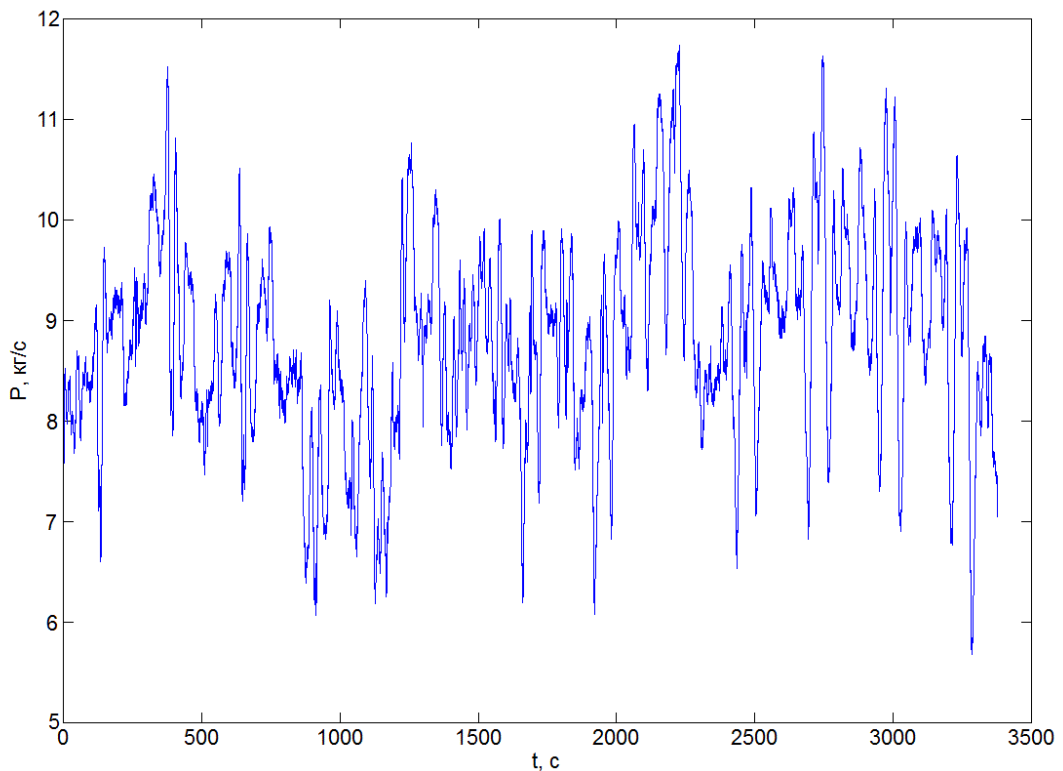


Рисунок 3.4 – Діаграма зміни потоку хлібної маси в умовах системи без використання регулювання

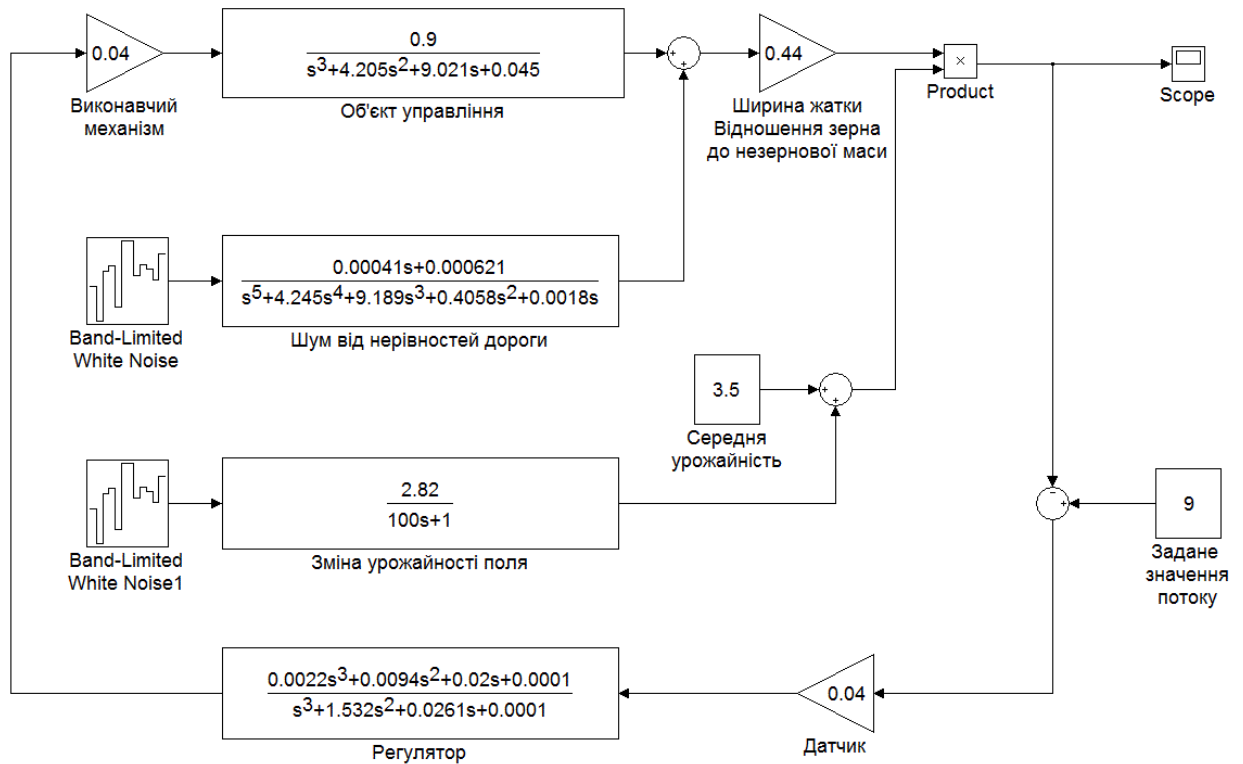


Рисунок 3.5 – Модель системи із використанням синтезованого регулятора

На основі створеної моделі системи відкритого циклу (рис. 3.3) була розроблена модель з використанням синтезованого регулятора (рис. 3.5). У модель також були включені датчик та виконавчий механізм. Аналізуючи отримані криві зміни потоку хлібної маси (рис. 3.6), визначено, що в системі з регулятором середнє значення потоку становило 9 кг/с, середньоквадратичне відхилення - 0,17 кг/с, а сам потік змінювався від 8,58 кг/с до 9,35 кг/с. Зазначено, що діапазон змін потоку в межах 0,77 кг/с відповідає встановленим вимогам до системи. Результати моделювання підтверджують, що впровадження автоматизованої системи стабілізації завантаження зернозбирального комбайну дозволило зменшити середньоквадратичне відхилення зміни потоку майже у 6 разів. Водночас потік утримується на оптимальному рівні, близькому до пропускної здатності молотарки комбайна.

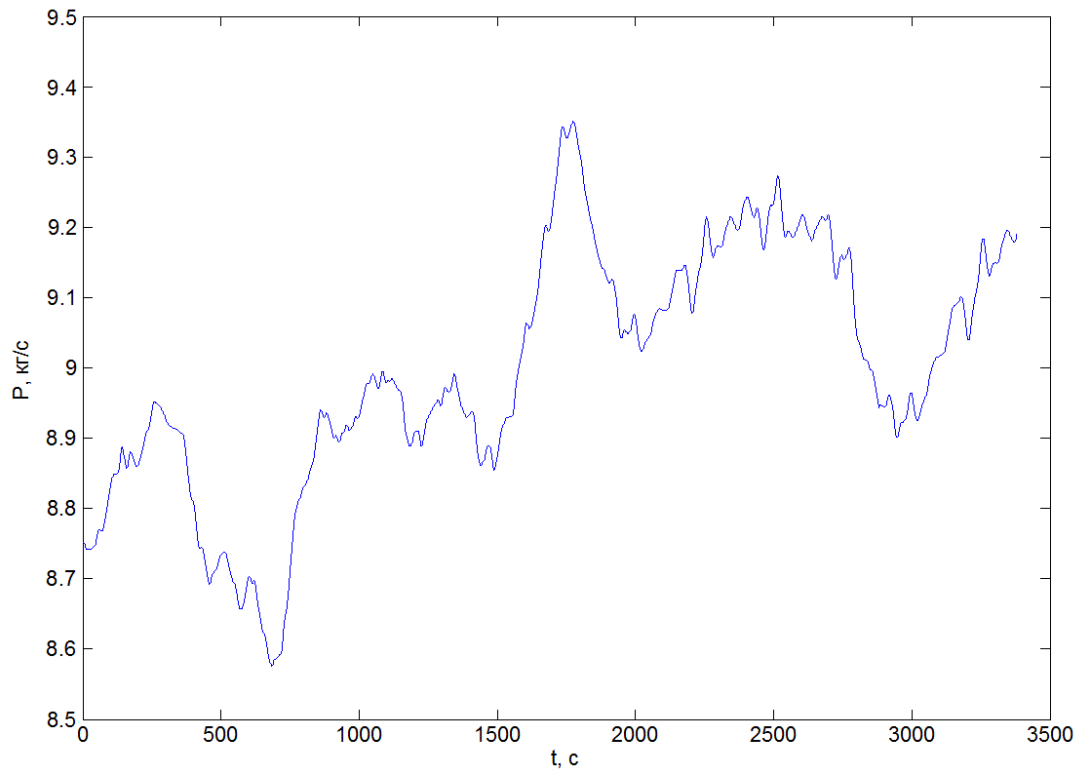


Рисунок 3.6 – Діаграма зміни потоку хлібної маси в умовах системи з використанням регулятора

4 Практична втілення системи автоматичного регулювання.

4.1 Визначення періоду дискретизації

Перетворення аналогових сигналів у цифрові пов'язане з існуванням в системі дискретного елемента, на виході якого формується послідовність імпульсів. Таким елементом може бути ключ К', який зачиняється кожен раз протягом періоду квантування Т.

Вибір оптимального періоду квантування Т є ключовою задачею в оптимізації витрат машинного часу при реалізації систем цифрового керування. Зменшення Т призводить до збільшення точності керування і навантаження на мікроконтролер, але водночас може призвести до неефективного використання машинного часу. З іншого боку, збільшення Т погіршує якість керування системою. Таким чином, виникає потреба в пошуку компромісного рішення, яке задовольняло б суперечливі вимоги. Вибір $\Theta(t)$ здійснюється враховуючи спектр неперервної функції, згідно з теоремою Котельникова.

Теорема Котельникова визначає, що функція часу $\Theta(t)$, яка не включає гармонічних складових з частотами, що перевищують частоту ω_{\max} , повністю визначається своїми значеннями в моменти часу nT , які відстають один від одного на періоди Т.

$$T = \frac{\pi}{\omega_{\max}} \quad (4.1)$$

Так, отже, частота квантування повинна бути обрана відповідно до умови $\omega \geq \omega_{\max}$. У такому випадку дискретна решітчаста функція точно відобразить неперервну функцію.

$$\Theta(t) = \Theta \left[n \cdot \frac{\pi}{\omega_{\max}} \right] \quad (4.2)$$

і інформація не втратиться при її квантуванні.

Максимальну частоту ω_{\max} у спектрі вихідного сигналу $\beta(j\omega)$ за амплітудно-частотною характеристикою замкненого контуру цифрового керування можна визначити за допомогою критерію Джурі. Якщо на вхід регулятора подавати гармонічний одиничний сигнал $\alpha(t) = \sin \omega t$, то вихідний сигнал замкненого контуру можна виразити як функцію, тобто представити у вигляді функціонального виразу.

$$\beta(j\omega) = \frac{W_p(j\omega) \cdot W_o(j\omega)}{1 + W_p(j\omega) \cdot W_o(j\omega)}. \quad (4.3)$$

З цього можна визначити частоту ω_{\max} , при якій $|\beta(j\omega)|$ матиме мале значення, оскільки замкнена система пригладжує високочастотні складові сигналу. Значення Θ_{om} визначає точність, яку треба забезпечити на виході системи.

Використовуючи вихідні дані, ми визначаємо оптимальний період квантування сигналів у цифровій системі.

Частотна передаточна функція об'єкта керування описується рівнянням.

$$W_o = \frac{0,96}{(20s+1)(0,111s^2+0,467s+1)} \quad (4.4)$$

Рівнянням, що описує частотну передаточну функцію регулятора, є

$$W_{pez} = \frac{0,93(20s+1)(0,111s^2+0,467s+1)}{(14,42s+1)(0,66s+1)(9,76s+1)} \quad (4.5)$$

У цьому контексті важлива точність керування об'єктом у стабільному режимі $\Theta_{om} = 0.1$

Частотна передаточна функція замкненої системи визначається таким виразом:

$$\beta(j\omega) = \frac{W_p(j\omega) \cdot W_o(j\omega)}{1 + W_p(j\omega) \cdot W_o(j\omega)} = \Theta \quad (4.6)$$

Після використання виразів (4.4, 4.5) у (4.6) отримаємо

$$\frac{0,47}{(0,66 \cdot j\omega + 1)(327 \cdot (j\omega)^2 + 12,7 \cdot j\omega + 1)} = 0,1 \quad (4.7)$$

Шляхом вирішення цього рівняння отримуємо частоту $\omega_{\max} = 3,96$

Це дозволяє знайти оптимальний розрахунковий період квантування сигналів.

$$T_{\text{роз}} = \frac{\pi}{\omega_{\max}} = \frac{\pi}{3,96} = 0,79 \quad (4.8)$$

Приймаємо $T < T_{\text{роз}}$ $T = 0.1$ с

Ми обираємо цей період дискретизації з метою максимальної точності системи.

4.2 Визначення Z-перетворення передаточної функції регулятора можна виразити наступним чином

Для реалізації мікропроцесорної системи регулювання потрібно провести Z-перетворення передаточної функції регулятора, отриманої в процесі синтезу у розділі 3.1.

$$W_{\text{pez}} = \frac{0,93(20s+1)(0,111s^2+0,467s+1)}{(14,42s+1)(0,66s+1)(9,76s+1)} \quad (4.9)$$

Розкладемо передаточну функцію регулятора на прості дроби

$$W_P(s) = 0.0022 - \frac{0.0073}{s+1.515} + \frac{0.021}{s+0.1} - \frac{0.0077}{s+0.069} \quad (4.10)$$

Тепер здійснимо Z-перетворення за допомогою середовища MATLAB, при часі дискретизації $T_0 = 0.1$ с.

$$W_P(z) = 0.0022 - \frac{6.77 \cdot 10^{-4}}{z-0.8594} + \frac{2.1 \cdot 10^{-3}}{z-0.999} - \frac{7.73 \cdot 10^{-4}}{z-0.9993} \quad (4.11)$$

$$W_P(z) = 0.0022 - \frac{6.77 \cdot 10^{-4} \cdot z^{-1}}{1-0.8594 \cdot z^{-1}} + \frac{2.1 \cdot 10^{-3} \cdot z^{-1}}{1-0.999 \cdot z^{-1}} - \frac{7.73 \cdot 10^{-4} \cdot z^{-1}}{1-0.9993 \cdot z^{-1}} \quad (4.12)$$

Використовуючи отриману дискретну передаточну функцію регулятора, складемо різниці рівняння:

$$u[n] = u_1[n] + u_2[n] + u_3[n] + u_4[n];$$

$$u_1[n] = 0.0022x[n];$$

$$u_2[n] = -6.77 \cdot 10^{-4} x[n-1] - 0.8594 u_2[n-1];$$

$$u_3[n] = 2.1 \cdot 10^{-3} x[n-1] - 0.999 u_3[n-1];$$

$$u_4[n] = -7.73 \cdot 10^{-4} x[n-1] - 0.9993 u_4[n-1];$$

Структуру програмної реалізації представлено на рисунку 4.1, де значення коефіцієнтів такі:

$$a = 0.0022; b_1 = -6.77 \cdot 10^{-4}; b_2 = -0.8594;$$

$$c_1 = 2.1 \cdot 10^{-3}; c_2 = -0.999; d_1 = -7.73 \cdot 10^{-4}; d_2 = -0.9993.$$

На основі викладеної схеми програмної реалізації потрібно розробити регулятор з використанням мікропроцесора.

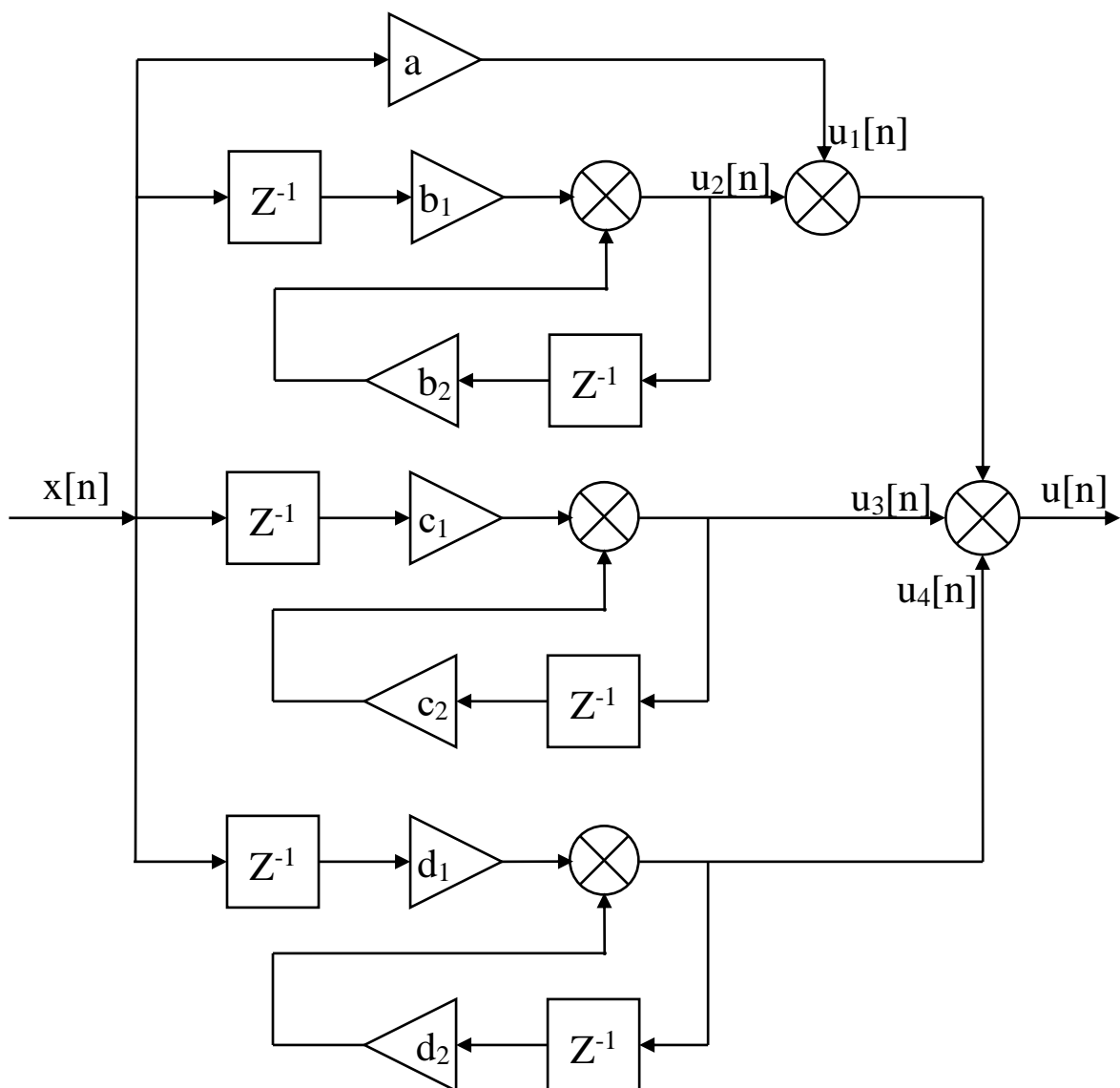


Рисунок 4.1 – Структуру програмної реалізації регулятора зображено на схемі.

4.3 Опис принципової схеми регулятора

Цифровий регулятор навантаження на зернозбиральному комбайні реалізовано апаратно на мікроконтролері PIC16F873, який відповідає за весь процес керування, формування інтерфейсу, а також виконання аналого-цифрового перетворення та математичних операцій. PIC16F873 належить до сімейства КМОП мікроконтролерів і відрізняється тим, що в нього є внутрішня пам'ять EEPROM розміром 1К x 14 біт для програм, 8-бітова пам'ять для даних та 64 байти EEPROM пам'яті для даних. Особливістю цих мікроконтролерів є їхні низькі витрати та висока продуктивність.

Мікроконтролери даного сімейства володіють дуже ефективною системою команд, що складається з 35 інструкцій. Усі команди визначаються одним словом шириною 14 біт і виконуються за один цикл (400 нс при 10 МГц), за винятком команд переходу, які вимагають два цикли (800 нс). PIC16F873 підтримує чотири джерела переривань та має восьмирівневий апаратний стек. Висока швидкість виконання команд досягається завдяки використанню двохшинної архітектури Гарварда замість традиційної одношинної архітектури Фон-Неймана. Гарвардська архітектура базується на наборі регістрів з розділеними шинами та окремим адресним простором для команд і даних. Наявність окремого набору регістрів означає, що всі програмні об'єкти, такі як порти вводу/виводу, комірки пам'яті та таймер, реалізовані як апаратні регістри. Використання Гарвардської архітектури дозволяє досягти високої швидкості виконання бітових, байтових та регістрових операцій. Крім того, ця архітектура підтримує конвеєрне виконання інструкцій, коли одночасно виконується поточна інструкція і зчитується наступна.

Порт периферії включає в себе восьмибітний таймер/лічильник з програмованим восьмибітним попереднім дільником (який фактично є шістнадцятибітним таймером) і тринадцять ліній двонаправленого вводу/виводу.

До складу пристрою входить датчик положення валу, який встановлено на об'єкті керування. Цей датчик перетворює значення положення величини напруги. Також в пристрої присутні логічні, керуючі і сигнальні пристрої, вузол індикації та клавіатури, а також джерела живлення.

Логічний пристрій використовується для перетворення напруги, яка надходить від датчика положення. За допомогою логічних операцій за певним алгоритмом формуються сигнали для керуючого та сигнального пристроїв, а також для вузла індикації та клавіатури.

Структура мікроконтролера включає в себе ряд компонентів, таких як пам'ять програм EEPROM, регістр команд, восьмирівневий стек, мультиплексор адреси, програмний лічильник, декодер команд, три модулі таймерів (TMR0, TMR1, TMR2), регістр спеціальних функцій (FSR, STATUS), модуль аналого-цифрового перетворювача, арифметично-логічний пристрій (АЛП), акумулятор W, сторожовий таймер WDT, таймер запуску генератора PWRT, порти вводу/виводу (A, B, C), та мультиплексор.

У даному мікропроцесорі наявні два блоки пам'яті: пам'ять програм та пам'ять даних. Ці дві пам'яті мають власні шини, які дозволяють здійснювати послідовний доступ до обох типів пам'яті протягом одного машинного циклу. Мікропроцесор PIC16F873 оснащений тринадцятибітним програмним лічильником, який може адресувати $8k \cdot 14$ одиниць пам'яті програм. Вектор скиду розташований за адресою 000H, а вектор переривань за адресою 0004H. Пам'ять даних поділена на банки, що містять регістри загального призначення (GPR) та регістри спеціальних функцій (FSR). Біти RP1 (STATUS<6>) і RP0 є бітами вибору банку. Кожен банк розширений до 128 байтів. Регістри спеціальних функцій розташовані внизу кожного банку. Над регістрами спеціальних функцій розташовані регістри загального призначення, які виконані у вигляді статичної ОЗУ. У всіх використовуваних банках містяться регістри спеціальних функцій. Крім того, деякі регістри спеціальних функцій одного банку можуть відображатися в інших банках для спрощення програмного забезпечення і швидкого доступу до них.

Якщо команда спрямована на регістр STATUS і модифікує біти z, dc, c, запис у ці біти не можливий. Вони встановлюються відповідно до результату операції. Крім того, результат операції з регістром STATUS може відрізнитися від вихідного операнду.

Розглянемо принцип роботи регулятора. Мікросхема LM324AN включає в себе перетворювач опору в напругу. Цей перетворювач реалізований на операційному підсилювачі DA1.1 та включає генератор стабільного струму (ГСС) та компенсатор лінії зв'язку на операційному підсилювачі DA1.2. Також в мікросхемі присутній масштабний підсилювач сигналу (МПС) на DA1.3 та формувач віртуальної землі (ФВЗ) на DA1.4.

Генератор стабільного струму створює вимірюваний струм, який протікає через датчик і викликає падіння напруги, пропорційне його опору. Значення вимірюваного струму вибирається з урахуванням наступного. Оскільки перетворювач опору в напругу в цілому представляє собою підсилювач постійного струму (ППС), то для того, щоб знизити вплив дрейфу напруги зміщення операційного підсилювача на результат вимірювання, струм необхідно вибирати якомога більший. Однак цей струм, в свою чергу, обмежений типом чутливого елемента та навантажувальною здатністю операційного підсилювача. За основу генератора стабільного струму взято пристрій, що представляє собою підсилювач постійного струму з додатнім та від'ємним зворотнім зв'язком. Падіння напруги, створене на датчику струму генератора стабільного струму, подається на компенсатор лінії зв'язку, який є інвертуючим підсилювачем. Важливо, щоб провід лінії зв'язку мав однаковий переріз і виготовлений з того ж матеріалу. Також обов'язково, щоб опори резисторів R9 або R13 були однаковими. Значення опору резистора визначається поділом опору резистора R9 або R13 на два.

Резистор R11 виконує роль елемента, що підтягує неінвертуючий вхід DA1.2 до нуля в разі обриву лінії зв'язку. Його опір повинен бути у 1000 разів більшим, ніж опір датчика при максимальному значенні положення вала.

Напруга, що виходить з компенсатора лінії зв'язку, подається на масштабний підсилювач сигналів DA1.3. Цей підсилювач виконаний за класичною схемою неінвертуючого підсилювача і збільшує сигнал до рівня, необхідного для нормального функціонування вбудованого аналого-цифрового перетворювача в PIC-контролері. Резистор R21 використовується для уникнення перевантаження входу аналого-цифрового перетворювача при переході операційного підсилювача в режим насичення, коли напруга на його виході може

$$U_{KT3} = U_{жив} - 1,5B$$

Для зменшення кількості ліній та спрощення конструкції використовується динамічна індикація, реалізована за допомогою регістра зсуву і дешифратора. Принцип її роботи полягає в наступному: спочатку на дешифратор подається код 1111, в результаті чого на всіх його виходах встановлюється рівень логічної одиниці, і жоден із розрядів індикатора не світиться.

Після цього код необхідного символу заноситься в регістр, а потім подається код на дешифратор, який відповідає вибраному розряду індикатора.

Під час оновлення даних індикатора відбувається сканування клавіатури, яка складається з шістнадцяти кнопок, розділених на дві групи по вісі вісім кнопок в кожній. Загальні виводи цих груп підключені до виводів RB6 та RB7 мікроконтролера. При натисканні будь-якої клавіші, на один з входів подається сигнал логічного нуля з відповідного виходу дешифратора, тим самим визначаючи її код. Тривалість оцінки стану кнопки не перевищує декількох мікросекунд.

Для комутації катодів індикаторів використовуються транзистори VT1–VT4. При виявленні несправності датчика температури використовується активний п'єзоелектричний випромінювач для подачі сигналу. Цей випромінювач включає в себе не лише елемент випромінювання, але й

підсилювач та генератор сигналу з нормованою частотою. Такий підхід забезпечує високий рівень звуку і не перенавантажує порт мікроконтролера.

Для управління порошковою муфтою використовується модулятор ширини імпульсу, який вбудований в мікроконтролер. Мікроконтролер PIC16F873 має два виходи модулятора ширини імпульсу - RC1 та RC2. Цей модулятор дозволяє генерувати серію імпульсів з фіксованою частотою та періодом. Формування сигналу здійснюється зміною ширини кожного імпульсу. У даному випадку широтно-імпульсна модуляція означає генерацію сигналу з програмованою частотою та ширини імпульсів.

Щоб налаштувати режим широтно-імпульсного модулятора, слід виконати такі кроки:

1. Встановити період для широтно-імпульсного модулятора.
2. Встановити ширину імпульсу.
3. Налаштувати контакти RC1 та RC2 як виходи.
4. Встановити коефіцієнт попереднього дільника.
5. Перевести модуль CCP в режим широтно-імпульсного модулятора.

Для отримання вихідної напруги, пропорційної середньому часу високого рівня, використовується фільтр низьких частот. З метою підсилення цієї напруги до необхідного рівня для формування сигналу керування транзисторними перетворювачами частоти використовуються буферні підсилювачі DA9 та DA10.

Джерело живлення складається з трансформатора, випрямляючого мосту, мікросхемних стабілізаторів і фільтруючих конденсаторів. При цьому прецизійний термокомпенсований стабілізатор генерує опорний сигнал, який подається на виводи мікроконтролера, генератор стабільного струму і формувач віртуальної землі.

Під час включення живлення зовнішнім сигналом на вході MCLR відбувається ініціалізація мікроконтролера. Після запуску він виконує підпрограми ініціалізації портів А, В, С. Важливо зазначити, що контакти порту А, такі як RA1 і RA3, конфігуруються як входи, тоді як контакти RA4 і

RA5 встановлюються як виходи для забезпечення зв'язку між мікроконтролером та персональним комп'ютером. Це досягається встановлення відповідних бітів в регістрі TRISA. Крім того, контакти портів В і С налаштовуються як виходи за допомогою відповідних комбінацій у регістрах TRISB і TRISC відповідно.

Порт А є двонаправленим портом введення/виведення і складається з шести бітів. При опитуванні стану виводів порту відбувається зчитування їхнього поточного стану, тоді як запис до порту призводить до зміни значень регістру-затвору. Вивід RA4 є мультиплексованим з виводом таймера TMR0 (вивід RA4/ТОСК1). Контакт RA4/ТОСК1 на вході має тригер Шмідта, а на виході відкритий стік вихідного транзистора. Усі інші виводи порту мають вхідні буфери TTL і повні вихідні драйвери КМОП. Після запису даних до регістру порту введення/виведення вони автоматично відображаються на виводах вводу/виводу, звідки вони можуть бути зчитані. Усі операції запису представляють собою послідовність читання, модифікації та запису. Іншими словами, запис в порт передбачає зчитування даних з виводів порту, модифікацію цих даних, а потім запис їхніх нових значень у регістр даного порту.

Порт В є восьмибітним двонаправленим портом введення/виведення. Встановлення бітів регістру TRISB в одиницю переводить виводи порту в режим високого імпедансу, а встановлення нуля активує вихідні драйвери на обраних контактах. Кожен вивід порту В має слабе внутрішнє підтягування за допомогою внутрішніх ключів. Ввімкнення ключів здійснюється записом "0" в біт RBPU (OPTION_REG <7>). Ключі автоматично вимикаються, коли контакт порту конфігурується як вивід. Порт С є восьмибітним двонаправленим портом введення/виведення. Будь-який розряд можна налаштовувати як вхід або вихід за допомогою програмного конфігурування регістра TRISC. Контакти порту С мультиплексовані з функціями периферійних пристроїв. На входах порту С встановлені буфери з тригерами Шмідта.

З клавіатури вводяться значення коефіцієнтів різницевого рівняння та записуються в пам'ять мікроконтролера.

Процес регулювання температури починається після отримання сигналу від системи дозування, що підтверджує завершення процесу завантаження шоколадної маси до темперуючого циліндру. При цьому встановлюється одиниця на контакті RA4 порту A, а на контакті RA5 - нуль. Також відбувається зміна стану контакту RB7: сигнал на контакті RB7 дорівнює "1", якщо завантаження вже відбулося, і "0", якщо процес завантаження ще не завершено. Стан контакту RB7 систематично перевіряється програмою. Після отримання сигналу логічної одиниці на контакті RB7 ініціюється запуск таймера Timer 0, який відповідає за контроль часу операцій охолодження та нагрівання. Модуль таймера 0 володіє такими можливостями:

- восьмирозрядний таймер/лічильник;
- можливість читання і запису лічильника;
- програмований восьмирозрядний попередній лічильник;
- вибір зовнішньої або внутрішньої синхронізації;
- сприяння перериванням при переповненні, коли лічильник переходить від FFH до 00H;
- вибір фронту при зовнішній синхронізації.

Тривалість всього технологічного циклу контролю регулюється за допомогою таймера Timer 1. У випадку, якщо була натиснута будь-яка клавіша на клавіатурі, спричиняючи зміну стану на контактах порту B, генерується сигнал переривання. Це викликає виконання підпрограми обробки натиснутої клавіші. Крім описаного виду переривання, цей мікроконтролер має 14 джерел переривань. Регістр керування перериваннями (INTCON) включає біти загального та локального переривань. Біт загального переривання GIE (INTCON<7>) дозволяє всі немасковані переривання, якщо встановлений. Коли GIE встановлено, і якщо встановлені біти прапорців та маски переривань, переривання відбуваються негайно. Локальні переривання

можуть бути заборонені, встановивши відповідні біти в регістрах. Локальні переривання активуються за допомогою біта GIE. Біт GIE очищується при скиданні. Вихід із підпрограми обслуговування переривання здійснюється за допомогою команди RETFIE. Виходження з підпрограми обслуговування переривання встановлює біт GIE при повторному перериванні.

Регістр INTCON містить прапорці, які визначають переривання внаслідок входів RB0/INT порту B, а також завершення циклу таймера TMR0.

Під час зовнішнього переривання, такого як вивід INT порту B, тривалість періоду переривання складає 3-4 командні цикли.

Після цього проводиться генерація керуючих дій. Процес починається з опитування датчика. Сигнал від датчика, через перетворення опору в напругу, проходить через масштабний підсилювач та формувач віртуальної землі, після чого поступає на вбудований аналого-цифровий перетворювач, що вбудований в контролер. Мікроконтролер обладнаний восьмиразрядним модулем аналого-цифрового перетворювача.

Після завершення перетворення пристрій генерує цифровий результат, який відповідає аналоговому рівневі шляхом виконання послідовної апроксимації. Цей результат представлений десятибітною цифровою комбінацією. Модуль аналого-цифрового перетворювача має еталонні напруги для визначення високого та низького рівнів.

Модуль аналого-цифрового перетворювача може функціонувати навіть у режимі "SLEEP", коли процесор перебуває в сплячому режимі. Для роботи в цьому режимі необхідно, щоб лічильник був встановлений RC-генератором. Взаємодія з модулем аналого-цифрового перетворювача включає чотири регістри: регістри результатів ADRESH і ADRESL, а також регістри управління ADCON1 і ADCON0.

Управління функціонуванням модуля аналого-цифрового перетворювача виконується через регістр ADCON0. Крім того, налаштування конфігурації

виводів порту здійснюється за допомогою регістру ADCON1. Цей регістр дозволяє конфігурувати виводи порту як аналогові входи.

Регістри ADRESH і ADRESL містять десятибітний результат аналого-цифрового перетворення. По завершенні операції аналого-цифрового перетворення, отриманий результат завантажується у вказану регістрову пару. Біти GO/DONE регістру ADCON0<2> при цьому скидаються, а прапорець переривання по аналого-цифровому перетворенню (біт ADIF) встановлюється. Для початку процесу перетворення слід передбачити вибір необхідного каналу, по якому відбудеться аналого-цифрове перетворення, що виконується шляхом конфігурації бітів регістру TRISA, які відповідають за аналогові входи.

Час, необхідний для проведення перетворення по кожному біту, визначається як T_{AD} . Для десятибітного перетворення необхідно мінімум 12 T_{AD} . Для правильного виконання аналого-цифрового перетворення T_{AD} повинен дорівнювати 1,16 мікросекунд. Регістри ADCON1 та TRIS контролюють конфігурацію виводів порту аналого-цифрового перетворення. Виводи порту, які призначені для роботи як аналогові, повинні мати відповідні біти регістру TRIS установлені в положення "вхід". Скидання біта в регістрі TRIS призводить до зміни рівня на протилежний. Для забезпечення точності перетворення необхідно повністю зарядити конденсатор утримання CHOLD напругою вхідного сигналу. Час, необхідний для аналого-цифрового перетворення одного розряду, складає T_{AD} . Повне восьмирозрядне аналого-цифрове перетворення виконується за $9,5 T_{AD}$.

Висновки

1. В рамках даного проекту вивчено технологію збирання зернових та структуру зернозбирального комбайну КЗС-9-1 "Славутич", визначено шляхи підвищення ефективності технологічного процесу та зменшення втрат зерна.

2. Обговорено принцип роботи об'ємної гідротрансмісії ГСТ-112 як основного засобу управління швидкістю руху зернозбирального комбайну, та з використанням розрахункової схеми визначено її динамічні характеристики.

3. Розроблена структурна схема автоматизованої системи стабілізації завантаження зернозбирального комбайну, і вибрані необхідні елементи для цієї системи.

4. Здійснено синтез регулятора на основі спектрального методу, і визначено структуру та параметри передаточної функції оптимального регулятора.

5. За допомогою імітаційного моделювання проведено дослідження якісних показників автоматизованої системи стабілізації завантаження зернозбирального комбайну. Встановлено, що введення оптимального регулятора у систему призвело до майже шестикратного зменшення середньоквадратичного відхилення зміни потоку хлібної маси.

6. Розроблено алгоритм програмної реалізації для оптимального регулятора, та побудована електрична принципова схема для схемної реалізації даного алгоритму на мікроконтролері PIC16F873.

Список літератури

1. Попович М.Г., Ковальчук О.В. Теорія автоматичного керування: Підручник. – 2-ге вид., – К.: Либідь, 2007. - 656 с.
2. Автоматизація технологічних процесів і виробництв харчової промисловості: Підручник/ Ладанюк А.П.,Трегуб В.Г., Ельперін І.В., Цюцюра В.Д. – К.: Аграрна освіта, 2001 – 224 с.
3. Теорія автоматичного управління: Навчальний посібник [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 151 «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології», освітньо-професійна програма «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології кібер-енергетичних систем»; уклад.: О. Й. Штіфзон, П. В. Новіков, В.П. Бунь. – Електронні текстові дані (1 файл: 2,2 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 144 с.
4. Аналіз та синтез систем автоматичного керування в MATLAB. Навчальний посібник/ О.Г. Гурко, І.Ф.Єрьоменко. – Харків: ХНАДУ, 2011. - 286 с.
5. Matlab Documentation.[Електронний ресурс]. - Режим доступу: - <http://www.mathworks.com/access/helpdesk/help/toolbox/control>.
6. Simulink Documentation [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <http://www.mathworks.com/access/helpdesk/help/toolbox/simulink>.
7. Теорія систем керування: підручник / В.І. Корнієнко, О.Ю. Гусєв, О.В. Герасіна, В.П. Щокін; М-во освіти і науки України, Нац. гірн. ун-т. – Дніпро: НГУ, 2017. – 497 с.
8. А.П. Ладанюк Теорія автоматичного керування технологічних об'єктів: Навч. посіб. / А.П. Ладанюк, К.С. Архангельська, Л.О. Власенко – К.: НУХТ, 2014. – 274 с.
9. Автоматизація виробничих процесів: навч. посіб. / Б. М. Гончаренко, С. І. Осадчий, Л. Г. Віхрова [та ін.]. - Кіровоград: Лисенко В.Ф., 2016. - 352 с.

10. Åström K.J., Hägglund T. Advanced PID control. – ISA (The Instrumentation, System, and Automation Society) , 2006. — 460 p.
11. Романенко В.Д. Методи автоматизації прогресивних технологій.- К.:Вища школа,1995.-519 с.
12. Стеклов В.К. Проектування систем автоматичного керування.- К.:Вища школа,1995.-231 с.
13. Технології конструювання сучасних конкурентоспроможних комплексів керування стохастичним рухом об'єктів : монографія / Л. М. Блохін та ін., Кропивницький: Лисенко В.Ф., 2023. 292 с.
14. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та ін.; за ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2005. – 464 с.
15. Жидецький В. Ц. Основи охорони праці : підруч. 3-є вид., перероб і доп. Львів : УАД, 2006. 336 с.
16. Босов Є. П., Жесан Р. В., Каліч В. М., Голик О. П., Зубенко В. О. Охорона праці при проектуванні систем автоматизації виробництва : навч. посіб. 2-е вид., перероб. і доп. Кропивницький : ЦНТУ, 2022. 208 с.
17. Жидецький В. Ц., Джигирей В. С., Сторожук В. М., Туряб Л. В., Лико Х. І. Практикум з охорони праці. Львів : Афіша, 2000. 352 с.
18. Правила улаштування електроустановок : вид. офіц. Київ : Міненерговугілля України, 2017. 617 с.