

ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»
Факультет комп'ютерно-інформаційних технологій, автоматизації
(повне найменування інституту, назва факультету)
та радіоелектроніки

Кафедра Автоматики та телекомунікацій
(повна назва кафедри)

«До захисту допущено»
В.о. завідувача кафедри
В.В. Поцєпаєв
(підпис) (ініціали, прізвище)
“ ” 2023 р.

Випускна кваліфікаційна робота
магістра
(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему «Дослідження та розробка системи автоматичного керування
видобувним комбайном з асинхронним винесеним приводом подачі»

Виконав : студент 2 курсу, групи СУАм-22
(шифр групи)

напряму спеціальності 151 Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані
технології
(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Коршиков О.О.
(прізвище та ініціали)

(підпис)

Керівник в.о. зав. каф., к.т.н., доцент Поцєпаєв В. В.
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Рецензент зав. каф., к.т.н., доц. Колларов О.Ю.
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Рецензент доц., к.т.н., доц. Штепа О.А.
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Нормоконтроль:

Дар'я Жуковська

14.12.2023 р

*Засвідчую, що у цій випускній кваліфікаційній
роботі немає запозичень з праць інших авторів
без відповідних посилань.*

Студент _____
(підпис)

Луцьк – 2023 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»

Факультет комп'ютерно-інформаційних технологій та автоматизації

(назва)

Кафедра Автоматики та телекомунікацій

(назва)

Захист відбувся _____
(дата)

з оцінкою _____
секретар ДЕК

(підпис)

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

магістра

на тему «Дослідження та розробка системи автоматичного керування видобувним комбайном з асинхронним винесеним приводом подачі»

Виконавець, студент

гр. СУАм-22

Олексій КОРШИКОВ

(підпис, дата, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник

Валерій ПОЦЕПАСВ

(підпис, дата, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Консультанти:

Ганна ТЕЛИЧКО

(підпис, дата, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Вікторія ВОРОПАЄВА

(підпис, дата, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Юлія СІМОНОВА

(підпис, дата, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Нормоконтроль

Дар'я ЖУКОВСЬКА

(підпис, дата, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Луцьк– 2023 р.

ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»

Факультет комп'ютерно-інформаційних технологій та автоматизації

Кафедра автоматика та телекомунікацій

Освітній ступінь магістр

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

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ:

В.о. завідувача кафедри

_____ /_Поцєпаєв В.В./

“ _____ ” _____ 2023 р.

З А В Д А Н Н Я НА ВИПУСКНУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРА

Коршикову Олексію Олеговичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження та розробка системи автоматичного керування видобувним комбайном з асинхронним винесеним приводом подачі

керівник роботи: Поцєпаєв В.В., к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від 22.09.2023 року № 478

2. Строк подання студентом роботи _____

3. Вихідні дані до роботи: Дослідження вимог до швидкодії та розробка системи автоматичного керування швидкістю видобувного комбайна з винесеною системою подачі

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):

1) Проаналізувати існуючі системи керування комбайнами з винесеною системою подачі.

2) Розробити математичну модель комбайна з асинхронним винесеним приводом подачі.

3) Виконати дослідження асинхронного винесеного привода подачі.

4) Виконати синтез САК швидкістю комбайна з асинхронним винесеним приводом подачі.

5) Виконати заходи з охорони праці.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):
Визначається змістом презентації

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Воропаєва В.Я., проректор		
2	Теличко Г.О., доцент		
додаток	Сімонова Ю.І., асистент		
Нормо-контроль	Жуковська Д.О., асистент	-	14.12.2023 р.

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів роботи (роботи)	Примітка
1	Проаналізувати існуючі системи керування комбайнами з винесеною системою подачі.	25.10.23	
2	Розробити математичну модель комбайна з асинхронним винесеним приводом подачі.	10.11.23	
3	Виконати синтез САК швидкістю комбайна з асинхронним винесеним приводом подачі та провести її дослідження	30.11.23	
4	Розробка заходів з охорони праці	05.12.23	
5	Оформлення магістерської роботи	15.12.23	
6	Підготовка до захисту магістерської роботи	20.12.23	
7	Захист магістерської роботи	22.12.23	

Студент

(підпис)**Олексій КОРШИКОВ**

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)**Валерій ПОЦЕПАЄВ**

(прізвище та ініціали)

Лист зауважень

Посада П.І.Б.	Суть зауваження, оцінка та підпис

АНОТАЦІЯ

Коршиков О.О. Дослідження та розробка системи автоматичного керування видобувним комбайном з асинхронним винесеним приводом подачі / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 151 «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології». ДВНЗ ДонНТУ, Луцьк, 2023.

Пояснювальна записка: 104 сторінки, 52 рисунка, 29 посилань на використану літературу.

Об'єкт розробки – систем автоматичного керування комбайном з асинхронним винесеним приводом подачі.

Мета роботи – дослідження та синтез системи автоматичного керування комбайном з асинхронним винесеним приводом подачі.

Методи дослідження. Методи аналізу та синтезу лінійних систем автоматичного керування; методи імітаційного моделювання та програмування в середовищі MATLAB/Simulink.

Результат розробки – система автоматичного керування комбайном з асинхронним винесеним приводом подачі.

Публікації. Коршиков О.О. Синтез та дослідження системи автоматичного керування видобувним комбайном з винесеною системою подачі з асинхронними приводами [Текст] / О.О. Коршиков, Д.А. Моногаров, В.В. Поцєпаєв // Всеукраїнський науково-практичний форум «ТАК2023»: телекомунікації, автоматизація, комп'ютерно-інформаційні технології, 5-6 грудня 2023 р.: збірка доповідей. – ДВНЗ «ДонНТУ», м. Луцьк, 2023. – С. 161 – 166.

Ключові слова: СИСТЕМА АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ, МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, СИНТЕЗ, ВИДОБУВНИЙ КОМБАЙН, АСИНХРОННИЙ ВИНЕСЕНИЙ ПРИВОД ПОДАЧІ.

ABSTRACT

Korshikov O.O. Research and development of an automatic control system for a mining harvester with an asynchronous remote feed drive / Graduation qualification work for obtaining a master's degree in specialty 151 "Automation and computer-integrated technologies". DVNZ DonNTU, Lutsk, 2023.

Explanatory note: 104 pages, 52 figures, 29 references to the used literature.

The object of development is a system of automatic control of a mining combine with an asynchronous remote feed drive.

The purpose of the work is research and synthesis of the automatic control system of a coal combine with an asynchronous remote feed drive.

Research methods. Methods of analysis and synthesis of linear automatic control systems; simulation modeling and programming methods in the MATLAB/Simulink environment.

The result of the development is a system of automatic control of the coal combine with an asynchronous remote feed drive.

Publications. Korshikov O.O. Synthesis and research of the automatic control system of the mining harvester with a remote feed system with asynchronous drives [Text] / O.O. Korshikov, D.A. Monogarov, V.V. Potsepaev // All-Ukrainian scientific and practical forum "TAK2023": telecommunications, automation, computer and information technologies, December 5-6, 2023: a collection of reports. – DonNTU Higher Secondary School, Lutsk, 2023. – pp. 161 – 166.

Keywords: AUTOMATIC CONTROL SYSTEM, MATHEMATICAL MODEL, SYNTHESIS, MINING COMBINE, ASYNCHRONOUS REMOTE FEED DRIVE.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	10
1 КРИТИЧНИЙ ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ РІШЕНЬ КЕРУВАННЯ ВИДОБУВНИМ КОМБАЙНОМ З ВИНЕСЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОДАЧІ	13
1.1 Конструкція та функціонування винесеної системи подачі видобувних комбайнів	13
1.2 Системи автоматичного керування комбайном з ВСП та їх математичні моделі	23
Висновки до розділу 1.....	46
1.4 Мета та завдання роботи	47
2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КОМБАЙНА З ВИНЕСЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОДАЧІ.....	48
2.1 Вибір типу частотного перетворювача та його математичної моделі ..	48
2.2 Математична модель комбайна з винесеною системою подачі	52
2.3 Реалізація математичної моделі комбайна з ВСП у вигляді моделі Simulink.....	56
2.4 Висновки до розділу 2.....	69
3 СИНТЕЗ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ КОМБАЙНОМ З ВИНЕСЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОДАЧІ З ЧАСТОТНО-КЕРОВАНИМИ АСИНХРОННИМИ ПРИВОДАМИ	70
3.1 Дослідження комбайна з винесеною системою подачі як об'єкта автоматичного керування	70
3.2 Синтез та дослідження системи автоматичного керування навантаженням виконавчих органів видобувного комбайна	78
Висновки до розділу 3.....	83
ВИСНОВКИ.....	85
Список використаних джерел.....	87

Додаток А. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.....	91
---	----

ВСТУП

Актуальність роботи. Сучасні видобувні комбайни для виїмки тонких пологих пластів потужністю від 0,8 до 1,3 метра оснащуються винесеною системою подачі, в якій приводи подачі винесені на вентиляційний та відкаточний штреки та розташовуються на головках конвеєра лави. В наслідок такої конструкції скорочується довжина корпусу комбайна, яка складає приблизно дві третини від довжини комбайна з вбудованою безланцюговою системою подачі. Скорочена довжина комбайна дозволяє його вільне пересування у профілі тонкого пласта, що змінюється.

Органом регулювання кутової швидкості винесених приводів, і отже швидкості подачі комбайна, є електромагнітне гальмо ковзання. Воно має низку переваг перед іншими засобами регулювання швидкості: високу надійність, відносно невелику вартість та малу потужність регулювання – 1,3 кВт при потужності, що передається 55 кВт. Єдиним, але дуже суттєвим недоліком електромагнітного гальма ковзання є його низький к.к.д. При роботі гальма втрати потужності, що виникають через ковзання, виділяються у нерухомому якорі у вигляді тепла і відводяться системою вентиляції та водяним проточним охолодженням масиву якоря. Теплові втрати пропорційні ковзанню, отже при максимальній кутовій швидкості привода, що відповідає швидкості подачі 6 м/хв, реальна робоча швидкість комбайна складає близько 3 м/хв. Таким чином, к.к.д. винесеного привода з гальмом ковзання не перевищує 50% у кращому випадку.

Альтернативою привода з гальмом ковзання може бути регульований асинхронний привод з частотним регулюванням швидкості.

В зв'язку з цим завдання дослідження та розробки системи автоматичного керування швидкістю асинхронного винесеного привода подачі є актуальним.

Мета роботи – дослідження та синтез системи автоматичного керування комбайном з асинхронним винесеним приводом подачі.

Методи дослідження. Методи аналізу та синтезу лінійних систем автоматичного керування; методи імітаційного моделювання та програмування в середовищі MATLAB/Simulink.

Завдання роботи, які необхідно вирішити для досягнення поставленої мети:

Виконати аналіз систем автоматичного керування швидкістю винесеного привода подачі.

Розробити математичну модель системи керування видобувним комбайном з асинхронним винесеним приводом подачі, яка враховує замкненість навантажень комбайна через вибій та основні зв'язки в системі привод – комбайн – вибій.

Виконати синтез системи автоматичного керування асинхронним винесеним приводом подачі.

Виконати дослідження розробленої системи автоматичного керування асинхронним винесеним приводом подачі.

Розробити заходи з охорони праці.

Практичне значення отриманих результатів. Розроблена структура параметри можуть бути використані при розробці системи автоматичного керування асинхронним винесеним приводом подачі.

Апробація роботи. Основні результати магістерської роботи доповідалися на Всеукраїнському науково-практичному форумі «ТАК2023»: телекомунікації, автоматизація, комп'ютерно-інформаційні технології, 5-6 грудня 2023 року, ДонНТУ, м. Луцьк та на семінарі кафедри Автоматики та телекомунікацій.

Публікації. Результати досліджень, виконаних в магістерській роботі, опубліковані в збірці доповідей науково-практичного форуму «ТАК2023»: телекомунікації, автоматизація, комп'ютерно-інформаційні технології, 5-6 грудня 2023 року, ДонНТУ, м. Луцьк.:

Коршиков О.О. Синтез та дослідження системи автоматичного керування видобувним комбайном з винесеною системою подачі з асинхронними приводами [Текст] / О.О. Коршиков, Д.А. Моногаров, В.В. Поцєпаєв // Всеукраїнський науково-практичний форум «ТАК2023»: телекомунікації, автоматизація, комп'ютерно-інформаційні технології, 5-6 грудня 2023 р.: збірка доповідей. – ДВНЗ «ДонНТУ», м. Луцьк, 2023. – С. 161 – 166.

Структура та обсяг кваліфікаційної роботи. Структура магістерської кваліфікаційної роботи визначена її метою, запланованими в роботі дослідженнями та завданнями. Робота складається з анотації на українській та англійській, вступу, трьох розділів, висновків з роботи, переліку посилань та додатка. Робота має 104 сторінок тексту, 52 рисунка, 1 таблицю, 29 посилань на використану літературу та додаток із заходів з охорони праці.

1 КРИТИЧНИЙ ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ РІШЕНЬ КЕРУВАННЯ ВИДОБУВНИМ КОМБАЙНОМ З ВИНЕСЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОДАЧІ

1.1 Конструкція та функціонування винесеної системи подачі видобувних комбайнів

Винесена система подачі (ВСП) призначена для переміщення комбайнів для виїмки тонких пологих пластів вздовж лави в режимі видобутку (руйнування вугільного пласта) та в режимі холостого ходу при виконанні кінцевих операцій та ремонтно-відновлювальних робіт. Винесеною системою подачі оснащуються вітчизняні комбайни К80, К85, К200, КБТ200 з барабанними виконавчими органами та УКД200-250, УКД300, РКУ-10, 1К-101У, ГШ200В з шнековими виконавчими органами.

ВСП являє собою симетричну конструкцію відносно лави та комбайна. Конструкція комбайна ВСП схематично наведена на рис. 1.1 [1].

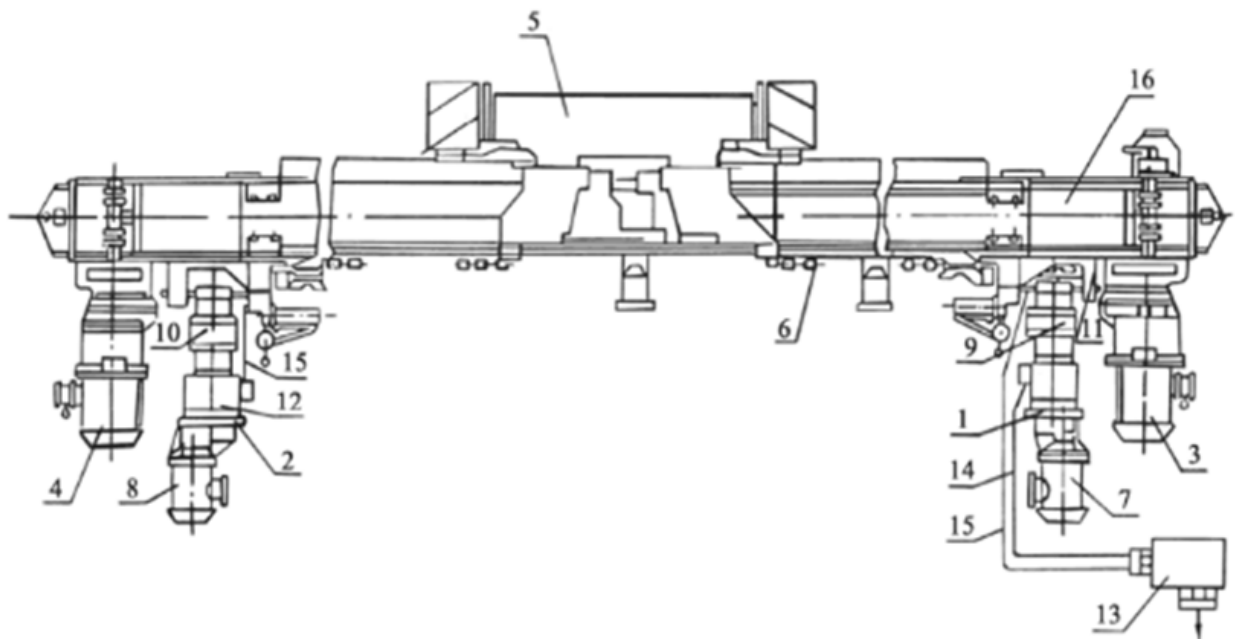


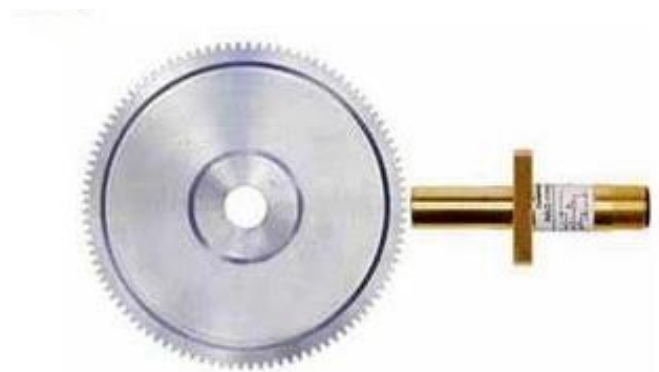
Рисунок 1.1 – Конструкція комбайна з винесеною системою подачі

На схемі позначено: 1,2 – правий та лівий винесені приводи подачі, 3,4 – правий та лівий приводи забойного конвеєра, 5 – комбайн, 6 – тяговий ланцюг, 7,8 – електродвигуни правого та лівого приводів подачі, 9,10 – планетарні редуктори правого та лівого приводів подачі, 11,12 – електромагнітні муфти (або електромагнітні гальма) ковзання правого та лівого приводів подачі, 13 – пристрій керування швидкістю приводів подачі, 14, 15 – кабель керування струмом обмоток збудження правого та лівого приводів подачі, 16 – забійний скребковий конвеєр.

На схемі не показані датчики кутової швидкості приводів, що вбудовані в планетарні редуктори кожного привода подачі. Датчик швидкості представляє собою безконтактний індуктивний датчик наближення, частота вихідного імпульсного сигналу якого пропорційна кутовій швидкості вихідного сигналу привода. Частота вихідних імпульсів складає 40...400 Гц у діапазоні швидкостей подачі від 1 до 10 м/хв. Зовнішній вид датчика наведено на рис. 1.2.



а)



б)

Рисунок 1.2 – Датчик кутової швидкості винесеного привода подачі німецької компанії KLASCHKA: а) - зовнішній вигляд, б) – установка в редукторі напроти зубців шестерні [2]

Датчик кутової швидкості є елементом зворотного зв'язку в системі автоматичного керування швидкістю винесеного привода подачі.

На схематичній конструкції ВСП, що на рис.1.2, також не наведено датчики струму асинхронних електродвигунів приводів подачі. Вони призначені для контролю за навантаженням вказаних двигунів. Конструкція датчиків наведена на рис 1.3 [3].

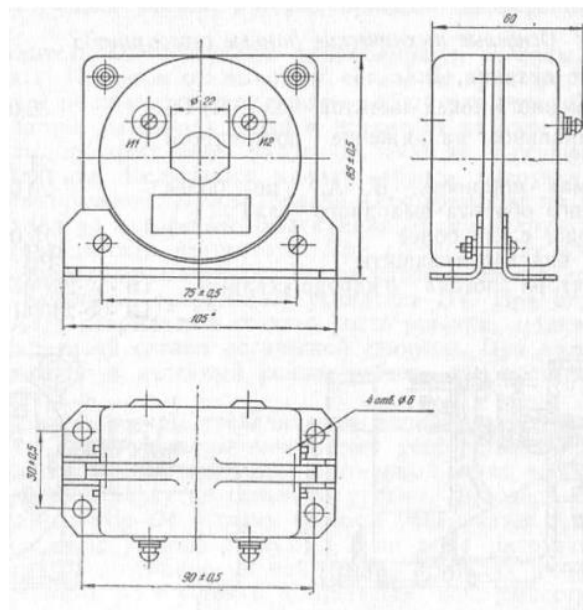


Рисунок 1.3 – Конструкція датчика струму

Датчик струму представляє собою трансформатор струму з електричним колом, що забезпечує іскробезпечний вихідний сигнал постійного струму. Таким же датчиком оснащений електропривод виконавчих органів комбайна для контролю та стабілізації його навантаження.

Конструкція правого та лівого приводів ідентична, але керування ними здійснюється по-різному в залежності від напрямку руху комбайна.

Схема керування швидкістю руху комбайна за допомогою управління приводами ВСП наведена на рис. 1.4

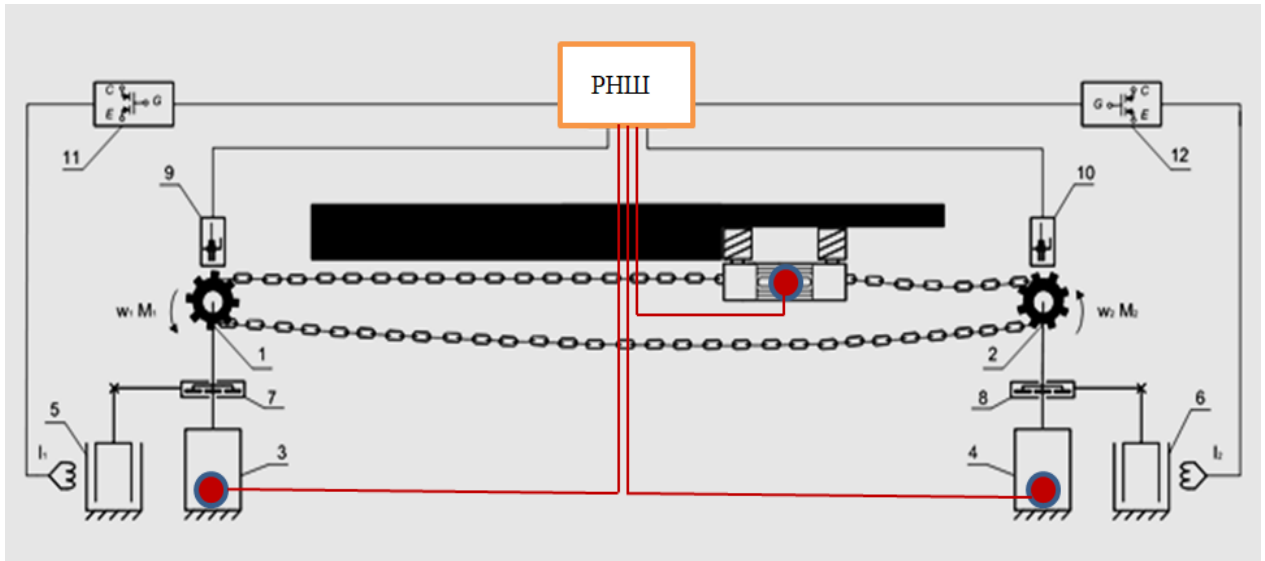


Рисунок 1.4 – Схема керування приводами ВСП при русі комбайна

Гнучкий тяговий ланцюг винесеної системи подачі замкнутий у безперервний контур, у верхній частині якого закріплено видобувний комбайн. Верхня частина ланцюгового контуру між комбайном та приводною зіркою, що знаходиться на вихідному валу привода подачі, до якого рухається комбайн, називається робочою гілкою, а привод має назву тягнучого. Верхня частина ланцюгового контуру між комбайном та приводом подачі, від якого рухається комбайн, називається верхньою холостою гілкою, а привод – підтягуючим приводом. Нижня частина ланцюга між зірками приводів називається нижньою холостою гілкою контуру. При зміні напрямку руху комбайна на протилежний функції і відповідно назви приводів міняються.

З викладеного опису витікає, що приводом, який визначає швидкість переміщення комбайна, є тягнучий привод. Кутова швидкість тягнучого приводу може бути задана постійною з пульта машиніста комбайна або зі штрекового пульта при загрозі викиду вугілля з пласта, при цьому цей привод працює у режимі стабілізації швидкості.

В автоматичному режимі швидкість подачі визначається в залежності від навантаження привода виконавчих органів і вибирається такою, щоб це навантаження залишалось постійним на номінальній потужності електродвигуна привода виконавчих органів. Автоматичний режим вибору швидкості подачі забезпечує максимальну продуктивність комбайна та усуває необхідність втручання машиніста комбайна в управління швидкістю подачі. Останнє вкрай важливо, оскільки суттєво полегшує працю машиніста комбайна та робить її безпечною в умовах обмеженого простору тонкого пласта.

Факторами, що обмежують максимальну швидкість комбайна в автоматичному режимі, а значить і його продуктивність, можуть бути велика загазованість пласта метаном та відставання закріплення стелі пласта через завищеної швидкості подачі.

Підтягуючий привод здійснює переміщення нижньої холостої гілки тягового ланцюга з зусиллям, якого достатньо для компенсації тертя нижньої холостої гілки в напрямних та надійного зачеплення ланцюга на зірці тягнучого привода. При цьому зусилля, що створює підтягуючий привод не має бути таким великим, щоб крутний момент від нього не втручався у роботу тягнучого привода. Підтягуючий привод, на відміну від тягнучого привода з жорсткими механічними характеристиками, що створюються системою стабілізації швидкості, працює на м'якій природній механічній характеристиці електромагнітної муфти або електромагнітного гальма. Природні механічні характеристики електромагнітного гальма ковзання (муфти) наведені на рис. 1.5. Через зміну тягового зусилля, необхідного для переміщення нижньої холостої гілки, виникає необхідність його повторного ручного налаштування до семи разів за видобувну зміну шляхом зміни струму в обмотці збудження муфти або гальма [4].

З наведеного рисунка 1.4 впливає склад та структура сучасної системи автоматичного керування комбайном з винесеною системою подачі.

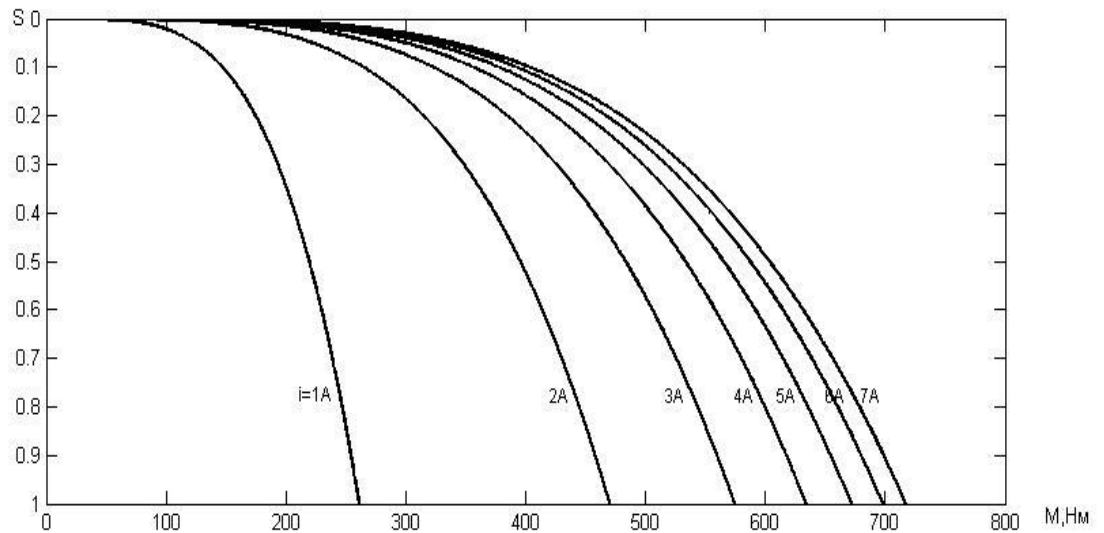


Рисунок 1.5 – Механічні характеристики електромагнітного гальма ковзання при різних струмах в обмотці збудження 1...7 А

Це два винесені приводи з приводними зірками на вихідних валах 1,(2), в яких варіатором швидкості є електромагнітне гальмо ковзання 5,(6), що передає крутний момент за рахунок струму в обмотках збудження I_1 , (I_2), а крутий момент створюється асинхронними електродвигунами 3, (4) потужністю до 55 кВт,

Диференціальні планетарні редуктори приводів 7 (8) призначені для зниження кутової швидкості вихідного валу привода до значення, що відповідає максимальній швидкості подачі комбайна у робочому режимі 5 м/хв. Передаточне відношення планетарного диференціального редуктора в залежності від варіанту конструкції може бути 191, 193 або 194. В конструкцію кожного з приводів також входять розглянуті вище датчики кутової швидкості привода 9 (10).

Керовані випрямлячі 11 (12), виконані на IGBT транзисторах, призначені для керування струмом збудження в обмотках гальм ковзання приводів в діапазоні струмів від 0 до 8 А. Як видно з механічних характеристик на рис. 1.5, кутова швидкість та крутний момент на зірці

привода в основному визначаються величиною струму в обмотці збудження ЕГК та слабо залежать від значення ковзання.

Червоним кольором на схемі умовно зображені вже описані датчики струму асинхронних електродвигунів приводів подачі та приводу виконавчих органів комбайна.

Тягнучий привод ВСП керується регулятором навантаження привода виконавчих органів та швидкості подачі (РНШ). РНШ представляє собою двоконтурний регулятор, в якому зовнішнім головним контуром є контур регулювання навантаження привода виконавчих органів. Цей контур видає сигнал завдання швидкості внутрішньому підлеглому контуру регулювання швидкості тільки у автоматичному режимі роботи комбайна. Окрім показаних на схемі сигналів від датчиків кутової швидкості приводів та струмів електродвигунів приводів подачі та виконавчих органів, на вхід РНШ подаються уставки струмів номінального навантаження вказаних електроприводів та задана швидкість подачі з пульта машиніста комбайна або зі штрекового апарата управління [5]. Для внутрішнього контуру швидкості подачі завдання по швидкості може задаватись у вигляді постійного значення, що відповідає руху комбайна в ручному режимі з постійною швидкістю подачі, а також у вигляді регульованого значення в залежності від навантаження виконавчих органів з обмеженням або без обмеження максимальної швидкості подачі, що відповідає роботі комбайна в автоматичному режимі.

Зовнішній вигляд сучасної промислової винесеної системи подачі типу ВСПК2 виробництва Харківського заводу «Світло шахтаря» наведена на рис. 1.6. На рисунку показано лівий привід подачі, розташований з вибійної сторони скребкового конвеєра.

Кожний з приводів ВСП оснащений гідродомкратом, який призначений для ручного регулювання натягу ланцюгового контуру шляхом переміщення привода відносно головки конвеєра.

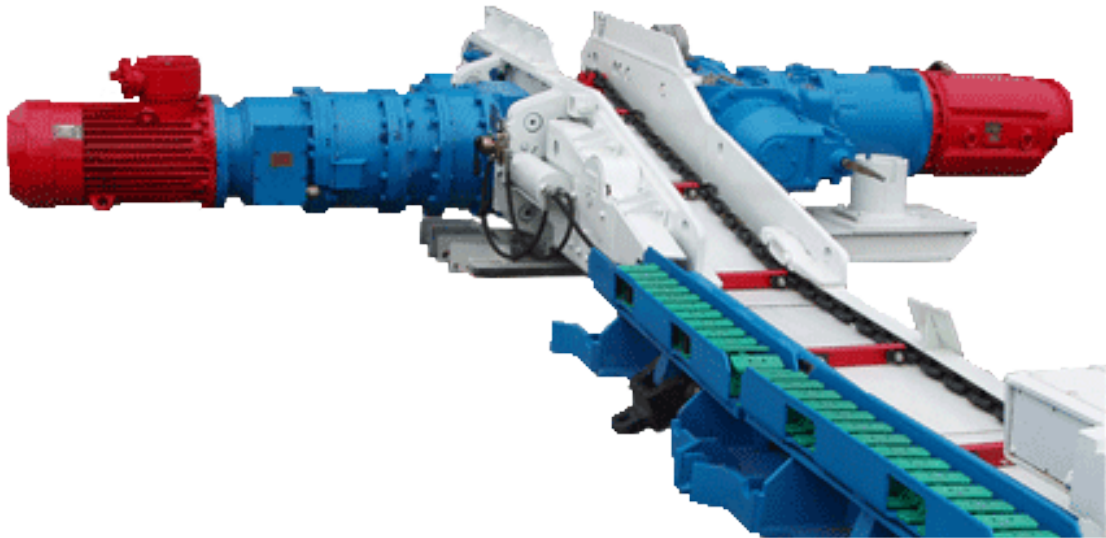


Рисунок 1.6 – Винесена система подачі типу ВСПК2 виробництва заводу «Світло шахтаря» м. Харків

Початково при розробці, випробуваннях та у серійному виробництві винесеної системи подачі у її приводах для регулювання швидкості використовувалися електромагнітні муфти ковзання. При цьому в конструкції привода ведучим був індуктор муфти, а веденим був якір. Муфта мала повітряне охолодження, яке призначене для видалення теплових втрат, які виникають внаслідок ковзання між індуктором, що обертається з постійною швидкістю електродвигуном привода, та якорем, що передає крутний момент на вхідний вал планетарного редуктора, а останній на приводну зірку. Теплові виділення в активному шарі якоря пропорційні ковзанню. Вони виникають через вихрові струми на поверхні якоря, а електромагнітне поле цих струмів при взаємодії з зубцями індуктора і створює крутний момент на якорі. Таким чином, чим більше ковзання, тим більші теплові виділення в якорі і, отже, його температура. Допустимою температурою нагріву якоря вважається 200°C . Більша температура може привести до збільшення повітряних зазорів у магнітній системі, що

спотворить механічні характеристики муфти у бік зменшення переданого крутного моменту, та може спричинити руйнування ізоляції обмотки збудження або псування мастила підшипників обертових частин муфти [6].

При дослідженні деталей муфти, яка експлуатувалась в реальних виробничих умовах в шахті, на індукторі були виявлені зміни кольору його металу, що свідчило про його перегрів. Перегрів також підтверджувався зниженням тягового зусилля привода про його тривалій роботі.

В наслідок викладеного було прийнято рішення про застосування у приводах ВСП більш потужного електромагнітного гальма ковзання замість електромагнітної муфти. Зазначимо, що гальмо ковзання принципово не відрізняється від муфти ковзання. Гальмо – це та ж сама муфта, у якої якір або індуктор закріплені нерухомо.

У підсумку в конструкції винесеного привода було застосоване електромагнітне гальмо з нерухомим якорем, оснащеним водяною системою охолодження. Такий привод розвиває тягове зусилля у 300000 Н, що цілком достатньо для забезпечення переміщення комбайна у необхідному діапазоні швидкостей подачі при довгих лавах до 300 м.

Слід підкреслити, що таке рішення ніяким чином не вплинуло на низький коефіцієнт корисної дії привода з електромагнітним гальмом ковзання, оскільки він визначається принципом дії гальма.

Іншою особливістю привода, яку було виявлено після оснащення його гальмом замість муфти, стало виникнення високодинамічного крутного моменту і відповідно ривка кутової швидкості на вихідному валу привода при включенні його електродвигуна при відсутності струму в обмотці збудження гальма [7]. Це пояснюється інерційністю індуктора гальма та його нерухомістю в момент включення електродвигуна та наявністю диференціального редуктора. Тобто, високодинамічний момент триває поки не розкрутиться індуктор гальма. На рисунку 1.7 наведено осцилограму запису моменту на виході привода при включенні електродвигуна і відсутності струму в обмотці збудження.

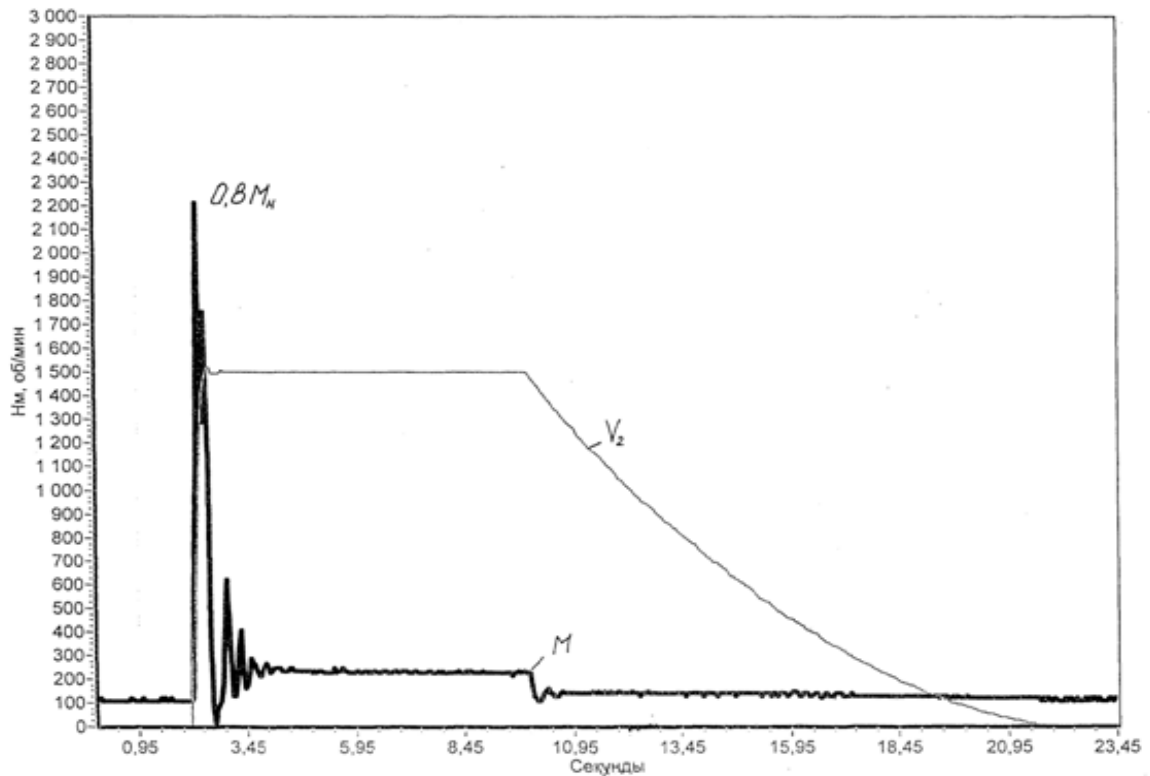


Рисунок 1.7 – Перехідний процес крутного моменту на вихідному валу привода при включенні та виключенні електродвигуна привода: M – момент на вихідному валу, V – швидкість обертання електродвигуна привода

У відкритих джерелах інформація про вплив описаної властивості на комбайн та винесену систему подачі відсутня. Можна припускати, що вплив стрибка кутової швидкості на роботу привода, що підтягує, може цілком бути позитивним. Це може сприяти розштибуванню нижньої холостої гілки тягового ланцюга і тим самим зменшувати зусилля на його переміщення, особливо після тривалої зупинки комбайна.

Те ж саме можна сказати і про тягнучий привод, якщо довжина тягового ланцюга між приводом та комбайном велика, що унеможливить небезпечний стрибок комбайна. Якщо комбайн знаходиться близько до тягнучого приводу, тобто жорсткість робочої гілки ланцюга велика, може виникнути небезпечний для людей стрибок корпусу комбайна, якщо його виконавчий орган не упертий в уступ вибію.

1.2 Системи автоматичного керування комбайном з ВСП та їх математичні моделі

Плідною є наукова активність колективу науковців ДонНТУ з моделювання та аналізу винесеної системи подачі комбайнів, що оснащені нею.

Так в роботах [8,9] розроблено та обґрунтовано математичну модель комбайна з ВСП. Особливістю та відмінністю цієї моделі є представлення всіх трьох ділянок ланцюгового контуру, які були розглянуті у підрозділі 1.1, у вигляді зосереджених мас та пружно- дисипативних елементів. Кожна така зосереджена маса визначається як добуток маси погонного метру ланцюга відповідного калібру на довжину ланцюга. До цих зосереджених мас і прикладаються сили спротиву переміщенню тягового ланцюга у напрямних, що закріплені на рештаках конвеєра. Така модель виправдана для урахування згаданих втрат зусилля на навантаження приводів подачі, які на думку авторів мають бути асинхронним частотно-регульованим приводом. Для завдань керування навантаженням приводу виконавчих органів за допомогою системи автоматичного керування цілком достатньо моделювання тягового ланцюга пружною невагомою ниткою, а масу ланцюга достатньо урахувати її розподілом навпіл між масою комбайна та додаванням з приведенням до моменту інерції привода подачі. В роботі [10], де порівнюється тримасова модель робочої гілки тягового ланцюга та модель, де той же ланцюг моделюється пружною невагомою ниткою, доведено їх практичну ідентичність. Суттєвим недоліком робіт [8,9] є відкрите питання моделі навантажень на виконавчих органах.

У науковій статті [11] поставлено та вирішено завдання, що полягає у розробці математичної моделі ВСП з перспективним на думку авторів частотно-регульованим приводом та аналізі на її основі навантажень у приводі та тяговому органі стосовно розроблюваної системи переміщення для комбайна УКД200-250 в типових умовах довгих лав до 300м і режимах

експлуатації із швидкістю подачі до 8 м/хв. Математична модель побудована за структурою, що наведена на рис. 1.8.



Рисунок 1.8 – Структура математичної моделі комбайна з ВСП

Ділянки тягового ланцюга в моделі винесеної системи подачі розглядаються у вигляді зосереджених мас з пружними та дисипативними властивостями ланцюга. Особливою відмінністю моделі ВСП є врахування сил спротиву тягового ланцюга в напрямних, що дає авторам оцінити кількісні характеристики навантажень у приводах ВСП та тяговому органі. З опису математичної моделі незрозуміло яким чином формуються зусилля на виконавчих органах і яким чином вони впливають на характеристику тертя в опорах комбайна.

У наведених результатах моделювання вказується, що зусилля на переміщення ланцюгового контуру в рази перевищують зусилля на переміщення комбайна в напрямку подачі від виконавчих органів.

У обчислювальних експериментах моделювалися основні режими роботи комбайна та механізму переміщення: запуск, рух комбайна вхолосту, рух комбайна під навантаженням, стопоріння комбайна жорсткою перешкодою та подальше перекидання електродвигуна приводу механізму переміщення.

В статті не розкрито зворотний зв'язок через вибій між пересуванням виконавчих органів комбайна та формуванням навантажень на них, що необхідно для дослідження та синтезу САК керування навантаженням

виконавчих органів, що є призначенням та головною метою при керуванні швидкістю подачі комбайна.

З точки зору побудови моделі системи керування комбайном врахування мас ділянок тягового ланцюга як зосереджених мас не представляється доцільним оскільки момент інерції від сумарної маси тягового ланцюга та комбайна не перевищує 10% від приведенного моменту інерції ротора електродвигуна та редуктора привода подачі.

В розглянутій статті показано, що зусилля в тяговому ланцюзі, котрі виникають при раптовому стопорінні комбайна близькі до 70% від зусилля розриву. Особливо небезпека розриву ланцюга ймовірна при зношеному ланцюзі. Таким чином, для частотно-регульованого асинхронного приводу необхідний елемент захисту, наприклад, фрикційна муфта. Тобто відхід від електромагнітної муфти ковзання, яка є не тільки варіатором швидкості, але й елементом захисту, приводить до необхідності встановлення фрикційної муфти.

Магістерська робота [12], як випливає з її назви, присвячена підвищенню технологічного рівня системи дистанційного транспортування видобувного комбайна УКД200-250. В цій роботі розглядається використання в якості винесених приводів подачі частотно-керованих асинхронних двигунів. Для виконання досліджень прийнята динамічна модель комбайна з ВСП, що наведена на рис. 1.9.

В наведеній публікації використовується докладна та відома модель асинхронного електродвигуна Парка-Горєва, використовуючи яку автор досліджує тільки процес пуску електродвигуна привода подачі, а наведена схема моделі комбайна використовується тільки як навантаження для привода. До того ж відсутня САК швидкістю привода подачі, що робить виконане дослідження неінформативним та марним, оскільки той же пуск електродвигуна в замкнутій по швидкості системі частотного керування суттєво відрізняється від пуску в розімкнутій системі.

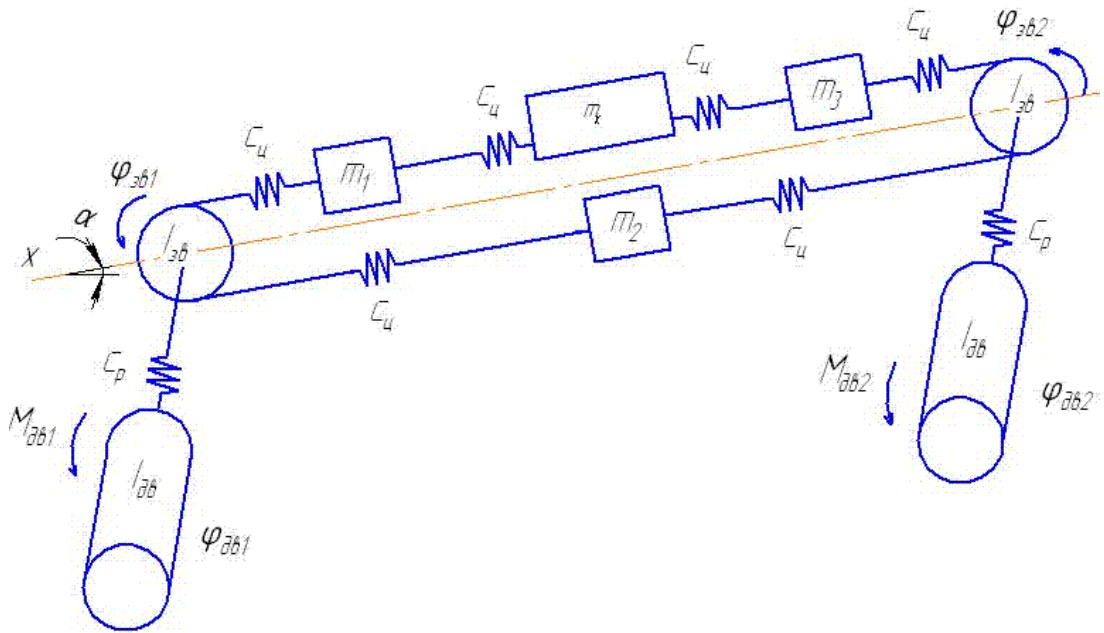


Рисунок 1.9 – Схема динамічної моделі комбайна з ВСП

В наведеній публікації використовується докладна та відома модель асинхронного електродвигуна Парка-Горєва, використовуючи яку автор досліджує тільки процес пуску електродвигуна привода подачі, а наведена схема моделі комбайна використовується тільки як навантаження для привода. До того ж відсутня САК швидкістю привода подачі, що робить виконане дослідження неінформативним та марним, оскільки той же пуск електродвигуна в замкнутій по швидкості системі частотного керування суттєво відрізняється від пуску в розімкнутій системі.

Сумнівною також виглядає необхідність врахування маси ділянок ланцюгового контуру в вигляді окремих зосереджених мас для завдань керування навантаженням виконавчих органів комбайна шляхом регулювання швидкості приводів ВСП, про що вказано у роботі [10]. Але саме такий підхід використовується групою авторів ДонНТУ.

Корисною інформацією для даної роботи є отримана крива пуску асинхронного електродвигуна привода подачі, що наведена на рис. 1.10. Це дозволяє визначити постійну часу приводу

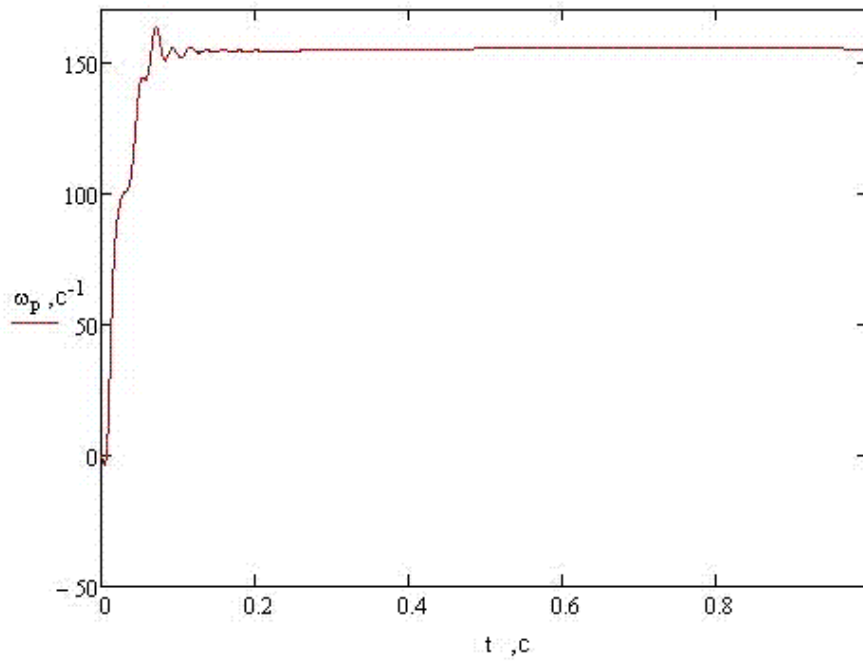


Рисунок 1.10 – Кутова швидкість ротора під час пуску асинхронного електродвигуна привода подачі

В науковій роботі [13] було поставлене завдання розробки більш повної математичної моделі комбайна з ВСП, приводи якої оснащені частотно-регульованими асинхронними двигунами. Розрахункова схема, для побудови моделі показана на рис. 1.11.

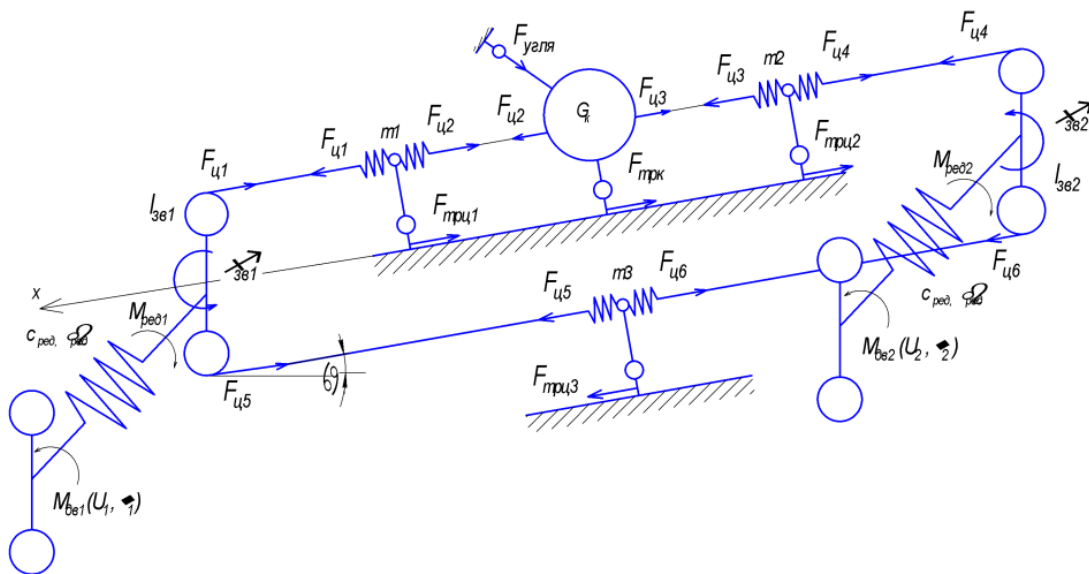


Рисунок 1.11 – Розрахункова схема комбайна з ВСП [13]

Далі наводиться система рівнянь, що описують наведену розрахункову схему. Незрозумілим є опис сили спротиву на виконавчих органах комбайна, котра позначена $F_{\text{угля}}$ та силу тертя в його опорах $F_{\text{трк}}$. Сила $F_{\text{угля}}$ показана на графіку, що наведений на рис. 1.12

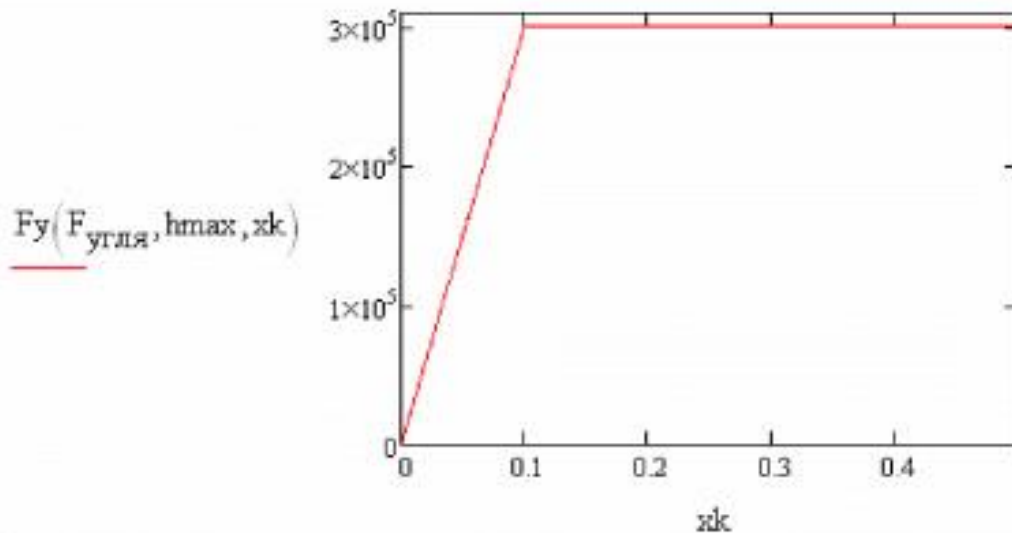


Рисунок 1.12 – Залежність сили спротиву на виконавчих органах у напрямку подачі від переміщення комбайна

По суті це залежність товщини стружки від координати переміщення корпусу комбайна. Незрозуміло і немає посилянь звідки така залежність.

Також не обгрунтовано залежність сили тертя у опорах комбайна від швидкості подачі, що описується виразом,

$$f = \begin{cases} -0.4 - a(V_k + 0.0001) & \text{если } V_k \leq -0.0001 \\ 4000 \cdot V_k & \text{если } -0.0001 < V_k \leq 0.0001, \\ 0.4 - a(V_k - 0.0001) & \text{иначе} \end{cases} \quad (3)$$

где V_k – швидкість комбайна;

a – коефіцієнт пропорциональності.

яка має графічний вигляд, наведений на рис. 1.13

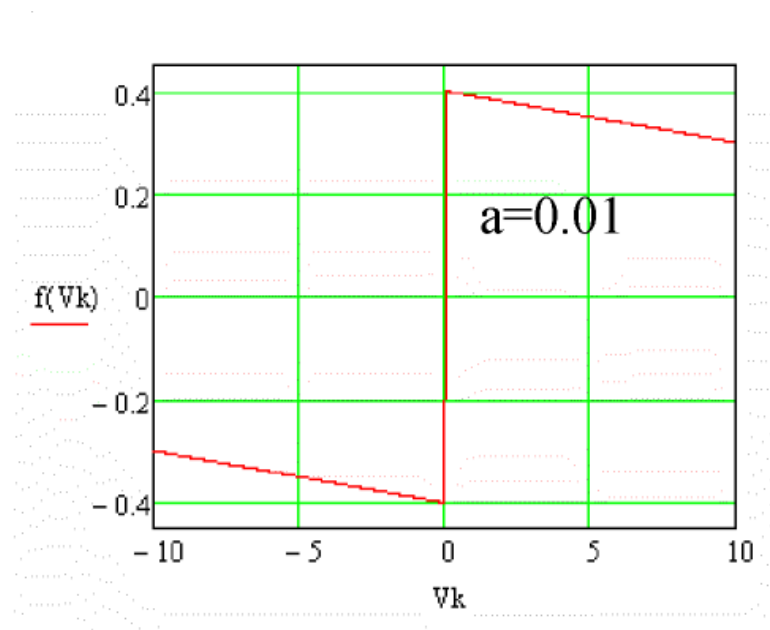


Рисунок 1.13 – Залежність коефіцієнта тертя в опорах комбайна від його швидкості [13]

Існує велика кількість наукових робіт, в яких наведено залежність коефіцієнта тертя в опорах комбайна від швидкості подачі, де вказано на нелінійну залежність сили тертя від швидкості корпусу комбайна з мінімумом в інтервалі швидкостей 9...12 м/хв, наприклад, роботи [14,15].

В розглянутій роботі наведена таблиця 1.1, де зібрана інформація про комбайни, які працювали на шахтах України на час написання статті. Безумовно, наразі інформація є застарілою, але з наведеної таблиці видно, що найбільшу добову продуктивність давали комбайни винесеною системою подачі та барабаними виконавчими органами, незважаючи на їх застосування на пластах потужності до 1.1 м. Відомо, що вказані комбайни розроблялися для шахт західного Донбасу (тепер холдинг Павлоградвугілля), де залягає в'язке вугілля з великою твердістю до 280 Н/м. За продуктивністю вони кращі за сучасний комбайн УКД300 з безланцюговою системою подачі, що відпрацьовує пласт потужністю 1,34 м

та комбайн МВ-410Е, який застосовується для виїмки пласта 1,22 м. Викладене дозволяє зробити висновок про доцільність виїмки тонких пологих пластів саме комбайнами з винесеною системою подачі.

Таблиця 1.1

Комбайн	Кількість	Потужність пласта, м	Добова продуктивність, т/добу	Система подачі
1	2	3	4	5
УКД300	1	1,34	1059	Асинх. Частот.-рег. БСП
УКД200-250	22	1,09	900	ВСП
К200	8	1,11	1079	ВСП
УКД200	9	1,10	653	ВСП
КА80	10	1,07	1150	ВСП
К103М	7	1,04	666	ВСП
РКУ10	26	1,52	1028	Гідравлічна
1К101У	53	1,27	652	Гідравлічна ланцюгова
1ГШВ68	9	1,69	1031	Гідравлічна ланцюгова
МК67І	3	1,03	640	Гідравлічна ланцюгова
«Кіровець»	4	0,86	68	Лебідка
2КЦТГ	2	0,71	192	Лебідка
МВ-410Е	2	1,22	1022	Асинх. Частот.-рег. БСП(імпорт)

З приводу керування приводами винесеної системи подачі в розглянутій роботі інформація відсутня окрім зображеного блоку

«Интеллектуальная система управления», вихід якого приєднано до умовного зображення винесеного приводу.

Моделюванню переміщення комбайна винесеною системою подачі в режимі холостого ходу присвячена робота [16]. Особливістю наведеної розрахункової схеми і відповідного варіанту побудови математичної моделі руху комбайна є врахування пружного кріплення винесеного привода, що демонструє рис. 1.14.

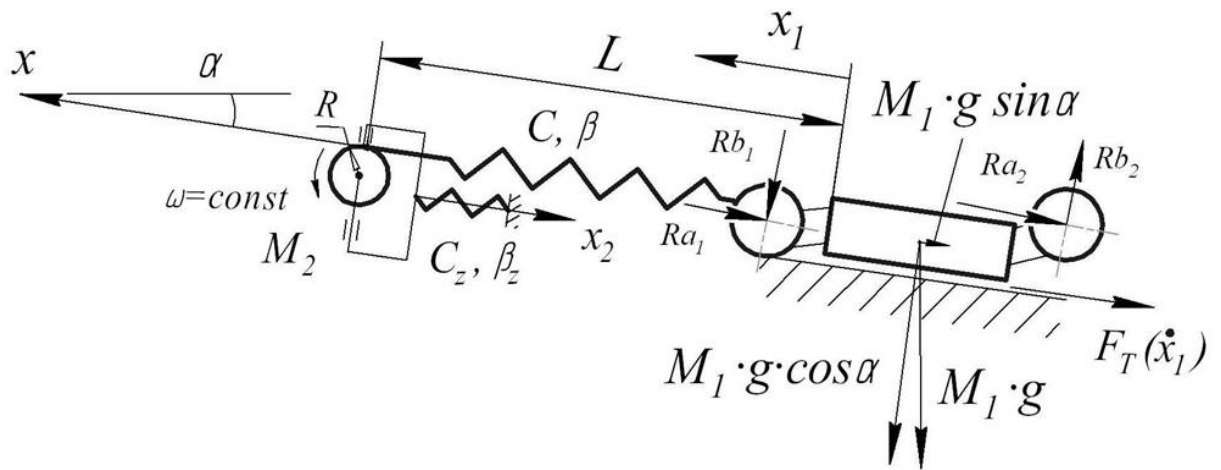


Рисунок 1.14 – Розрахункова схема до математичної моделі комбайна з винесеною системою подачі [16]

Зміст позначень на розрахунковій схемі традиційний та зрозумілий. Відповідна система диференціальних рівнянь має вигляд [16]

$$\begin{cases} M_1 \cdot \ddot{x}_1 + \beta \cdot (\dot{x}_1 - (\dot{x}_2 + \omega \cdot R)) + C \cdot (x_1 - (x_2 + \omega \cdot R \cdot t)) = \Sigma F_c \\ M_2 \cdot \ddot{x}_2 - \beta \cdot (\dot{x}_1 - (\dot{x}_2 + \omega \cdot R)) + \beta_z \cdot \dot{x}_2 - C \cdot (x_1 - (x_2 + \omega \cdot R \cdot t)) + C_z \cdot x_2 = 0 \end{cases}$$

$$T_{\text{ут}} \sum F_c = M_1 \cdot g \cdot \sin \alpha + F_T(\dot{x}_1),$$

де $F_T(\dot{x}_1)$ – сила тертя комбайна об напрямні конвеєра.

Як пояснюють автори, особливість моделювання сили тертя при пульсуючому русі комбайна наступна. При зупинці комбайна сила тертя змінюється від нуля до граничного значення, врівноважуючи рушійні сили. При русі комбайна сила тертя залежить від швидкості і змінюється від граничного значення, при якому комбайн починає рух. Таким чином, визначення сили тертя має вигляд:

$$F_T(\dot{x}_1) = F_k - M_1 \cdot g \cdot \sin \alpha \text{ при } \dot{x}_1 = 0 \text{ та } F_T(\dot{x}_1) \leq F_{\text{пред}}(\dot{x}_1);$$

в інших випадках $F_T(\dot{x}_1) = F_{\text{пред}}(\dot{x}_1) \text{sign} \dot{x}_1$ при $\dot{x}_1 \neq 0$.

$$F_k = \beta \cdot (\dot{x}_1 - (\dot{x}_2 + \omega \cdot R)) + C \cdot (x_1 - (x_2 + \omega \cdot R \cdot t))$$

де F_k - Реакція пружно-дисипативного зв'язку (тягового ланцюга), що діє на комбайн.

Граничне значення сили тертя комбайна на машинній дорозі визначається за виразом [16]

$$F_{\text{пред}}(\dot{x}_1) = f(\dot{x}_1) \cdot M_1 \cdot g \cdot \cos \alpha,$$

де $f(\dot{x}_1)$ - коефіцієнт тертя опор комбайна об полку конвеєра, що залежить від швидкості комбайна. Цю залежність представлено поліномом шостого ступеня [16]:

$$f(\dot{x}_1) = -1203 \cdot \dot{x}_1^6 + 1052 \cdot \dot{x}_1^5 - 147 \cdot \dot{x}_1^4 + 44 \cdot \dot{x}_1^2 - 4,54 \cdot \dot{x}_1 + 0,381$$

На рис. 1.15 наведені результати моделювання холостого ходу комбайна УКД200-250

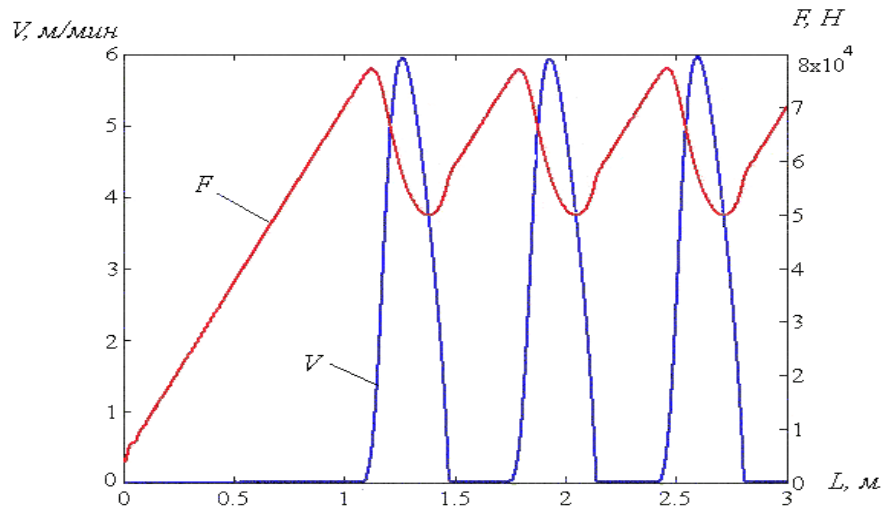


Рисунок 1.15 – Моделювання холостого ходу комбайна з ВСП УКД200-250

Моделювання виконано при довжині робочої гілки тягового ланцюга 25 м, середній швидкості подачі 2 м/хв., нахилі пласта $\alpha = 10^\circ$ при напрямку руху вгору.

Автори статті також наводять залежність параметрів автоколивань корпусу комбайна в залежності від довжини тягового ланцюга з урахуванням пружності кріплення привода та без неї, що показано на рис. 1.16. На рисунку позначено: А – амплітуда релаксаційних автоколивань швидкості корпусу комбайна, м/хв, Т - період автоколивань, с, t_0 - тривалість періоду зупинки протягом періоду Т, с; f – частота автоколивань, Гц.

Автори не приводять значення жорсткості кріплення привода C_z , що унеможливорює доцільність його урахування при розробці математичної моделі, але з наведених графіків на рис. 1.16 переконливо видно, що урахування пружності кріплення привода подачі недоцільно через практично відсутній вплив на динаміку переміщення комбайна.

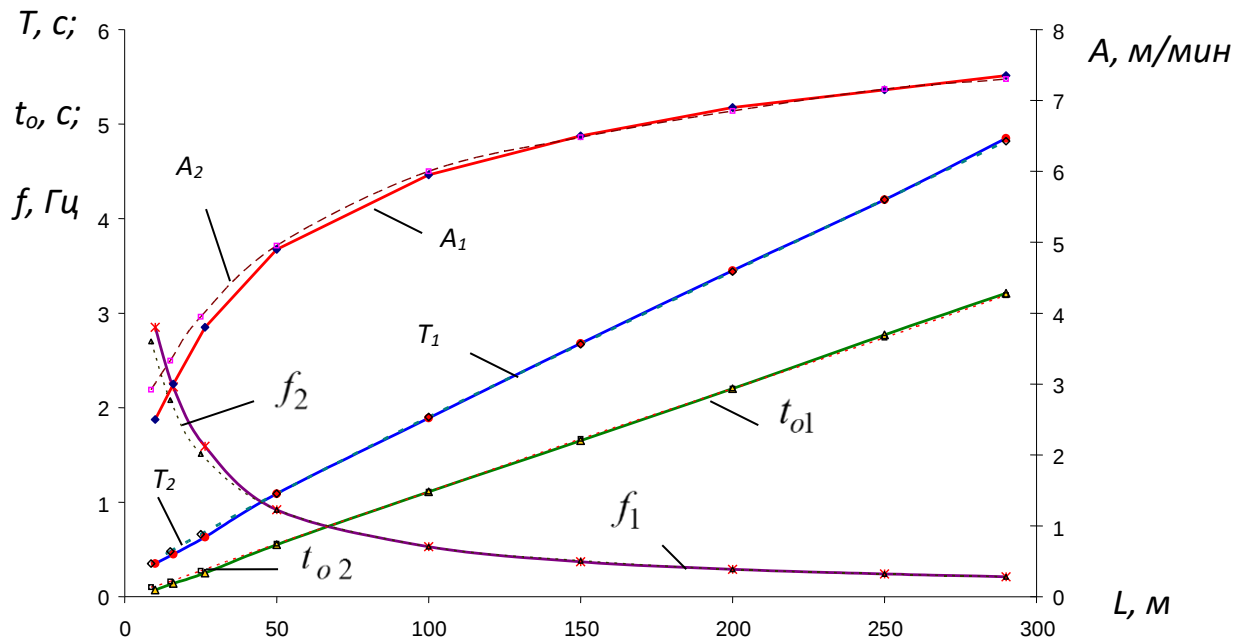


Рисунок 1.16 – Залежність параметрів автоколивань корпусу комбайна від довжини тягового ланцюга з урахуванням пружності кріплення привода (індекс 1) та без неї (індекс 2)

Дуже корисно було б авторам роботи уточнити про коефіцієнт тертя в опорах комбайна, який з їх опису стосується тільки тертя комбайна об полку конвеєра, але використання в моделі стосується загального тертя у всіх опорах комбайна. На конвеєр спирається тільки портал, а з боку вибою комбайн спирається на лижі, що йдуть ґрунтом пласта.

При дослідженні та синтезі системи автоматичного керування навантаженням на виконавчих органах видобувного комбайна методом математичного моделювання дуже важливою є модель формування навантажень на виконавчих органах комбайна – моменту навантаження та сил реакції. Це пов'язано з тим, що саме модель навантажень визначає достовірність результатів моделювання системи стабілізації навантажень на виконавчих органах. Вказана модель реалізує вплив переміщення комбайна на навантаження, а зусилля на виконавчих органах в свою чергу впливають на переміщення комбайна, тобто, відтворюється зворотний зв'язок через вибій між рухом та навантаженням комбайна. Особливо важливим

врахування вказаного зворотного зв'язку є для комбайнів з ланцюговим тяговим органом, до яких відносяться комбайни з винесеною системою подачі. В таких комбайнів динамічність процесів навантаження багатократно більша в порівнянні з комбайнами з безланцюговою системою подачі.

В багатьох роботах з дослідження процесів навантаження виконавчих органів вказується і доведено експериментально те, що момент навантаження і сили реакцій вибою, котрі створюються при руйнуванні пласта різанням, на шнеках або барабанних виконавчих органах, представляють собою нормально розподілений випадковий процес з переважанням детермінованих періодичних складових.

Випадковість навантажень визначається випадковістю міцності руйнованого пласта по довжині лави та у перерізі пласта [23, 24].

Періодичні складові навантажень обумовлені двома чинниками. Першим з них є коливальне переміщення виконавчих органів в напрямку подачі та в вертикальній площині для шнека або в горизонтальній для барабанного виконавчого органу. Другий чинник – силова невідновженість виконавчих органів, що обумовлена контактом тільки половини різців з пластом, конструкцією виконавчих органів та розташуванням на них ріжучого інструменту. Періодична складова представляє собою полігармонічний процес, частоти гармонік якого кратні частоті обертання виконавчих органів [4]. Наприклад, при двозахідному шнеку в навантаженнях мають місце дві основні гармоніки з частотою обертання шнека та подвоєною частотою через наявність двох заходів.

В одній з перших ґрунтовних праць з моделювання навантажень проф. Кухтенком А.І. [25] вперше вказано на запізнення в стружкоутворенні, викликане обертанням та подачею шнека і таке, що залежить від кількості різців в одній лінії різання. Запізнення в стружкоутворенні це час, за який різець, що передує різцю, котрий розглядається, опиниться в тому ж кутовому положенні що й той різець, який розглядається. Для одного різця в лінії різання таким буде сам же різець, що розглядається і для нього

запізненням буде час, за який виконавчий орган повертається на один оберт. В цій же роботі вказано на серповидний характер стружки [25].

Для встановлення зв'язку переміщення корпусу комбайна з товщиною h_i в математичних моделях стружкоутворення і формування навантажень автором використовується вираз, який в подальшому широко використовується в моделях формування навантажень:

$$h = \int_{t-\tau}^t \dot{x}(t) dt = x(t) - x(t - \tau), \quad (1.1)$$

де t - поточний час;

τ - запізнення в стружкоутворенні;

x - переміщення корпусу комбайна.

При постійній кутовій швидкості виконавчого органу

$$\tau = T_{\text{го}} / krlr ,$$

де $T_{\text{го}}$ - період обертання виконавчого органу, $krlr$ - кількість різців в лінії різання, яка неоднакова як для різних, так і для одного шнека.

Треба відзначити, що вираз (1.1) визначає прирощення координат виконавчого органу в напрямку подачі за час τ , а не товщину стружки, яка визначається не тільки горизонтальним переміщенням шнеку, але і його обертанням та вертикальним переміщенням [26].

З виразу (1.1) витікає, що сили реакцій вибою на виконавчому органі є функціями переміщення x , яке в свою чергу залежить від них. Тобто, має місце зворотний зв'язок між переміщенням та навантаженням комбайна. Наведені результати використовуються для побудови математичних моделей формування збурень в системі комбайн – вибій.

Аналіз ранніх опублікованих наукових робіт свідчить, що ступінь адекватності та точності використаних моделей навантажень поряд зі змістом поставлених завдань визначається методами досліджень рівнянь руху комбайна. Колектив вчених ДонНТУ, починаючи з роботи [27], дослідження руху комбайна застосовує аналітичні методи, зокрема рівняння Ван дер Поля.

В цих працях вертикальна та горизонтальна сили реакції вибію на шнеках R_a та R_b відтворюються виразами виду:

$$\begin{aligned} R_a &= \bar{a}_x + \sum_j \bar{r}_{xj} \sin(\lambda_j t + \theta_{xj}) + \bar{\eta}_x \dot{x}; \\ R_b &= \bar{a}_z + \sum_j \bar{r}_{zj} \sin(\lambda_j t + \theta_{zj}) + \bar{\eta}_z \dot{z}, \end{aligned} \quad (1.2)$$

де $\bar{a}_x$, $\bar{a}_z$, $\bar{r}_{xj}$, $\bar{r}_{zj}$, $\bar{\eta}_x$, $\bar{\eta}_z$ - математичні очікування амплітуди на j -тій частоті та коефіцієнта аналогічного в'язкому тертю.

Аналітичні методи розв'язку рівнянь динаміки дають загальне рішення рівняння руху комбайна, але вирази (1.2) показують, що в такій моделі навантажень відсутнє врахування запізнення в стружкоутворенні та не враховано зворотний зв'язок через вибій між навантаженням на виконавчих органах та переміщенням корпусу комбайна, а це через складність математичної моделі може бути забезпечене тільки використанням імітаційної моделі, що відтворює реальний процес стружкоутворення з врахуванням кінематики переміщення кожного різця та динаміки руху виконавчих органів.

Аналізуючи ранні за темою, що розглядається роботи, в яких при розробці САК комбайном моделі навантажень реалізовано на аналогових обчислюваних машинах, можна дійти висновку, що обмеженість використаних моделей навантажень викликана в основному відсутністю або

обмеженим доступом в ті часи до комп'ютерів достатньої для завдань моделювання продуктивності.

У вісімдесятих роках з появою обчислювальних машин достатньої потужності вказана проблема комп'ютерного моделювання була усунена та було побудовано та реалізовано у вигляді програм моделі формування навантажень на виконавчих органах, що природним чином відтворювали просторові переміщення різців виконавчого органу і враховували всі суттєві фактори формування навантажень на виконавчих органах при їх взаємодії з руйнованим пластом.

Перші імітаційні моделі формування навантажень на шнеках, що побудовані на основі просторових переміщень виконавчого органу в профілі пласта, а навантаження на шнеку обчислюється як сума навантажень на кожному різці, що контактує з вибієм, та реалізовані програмно, описані в монографії [23], дисертаційній роботі [28] та науковій статті [26]. Недоліком моделей [23] та [28] є те, що навантаження на різцях обчислюється через деякий часовий крок, довжина якого визначається частотним спектром навантажень, важливим у дослідженні. З огляду на те, що формування навантажень є процесом з запізненням, а при програмній реалізації це означає процес з передісторією за один оберт виконавчого органу, яку треба мати у вигляді масивів з координатами переміщень виконавчого органу, які необхідні для обчислення переміщення на поточний момент часу. Сума елементів цих масивів за один оберт виконавчого органу при одному різці в лінії різання і є тим запізненням.

Оскільки значення елементів масивів передісторії є різними на кожному оберті виконавчого органу через релаксаційний рух комбайна, обчислення передісторії у кожний момент часу потребує великих обчислюваних витрат і в підсумку такі програмні моделі дуже повільно виконуються через малий часовий крок, особливо, якщо дослідника цікавлять високочастотні складові спектру навантажень.

Згодом вказаний недолік був усунений в роботі по моделюванню навантажень [26]. В цій моделі формування масивів передісторії та обчислення навантажень на різцях i , отже, на виконавчому органі, виконується через деякий малий кут повороту виконавчого органу, величина якого визначається знову ж таки найбільш високочастотною складовою спектру навантажень. Такий алгоритм дозволив суттєво прискорити виконання програми моделювання i , отже, продуктивність досліджень.

Саме такий алгоритм використовується при синтезі та дослідженнях сучасних САК технологічними режимами видобувних комбайнів.

Спрощена та досить поширена математична модель обчислення навантажень використовується при синтезі та дослідженнях системи стабілізації навантажень на виконавчих органах комбайна в роботах [21, 22]. Модель має вигляд

$$P_{\varepsilon} = a_{\varepsilon} + b_{\varepsilon} \cdot v_n \quad (1.3)$$

$$a_{\varepsilon} = 0.0025 \frac{v_{\varepsilon} n_{pp}}{\eta} (\alpha + \beta \cdot A) \quad (1.4)$$

$$b_{\varepsilon} = 2 \frac{B \cdot H \cdot \delta}{\eta} \cdot A \quad (1.5)$$

де

P_{ε} – активна потужність, що споживається приводом виконавчого органу

v_n – швидкість руху різців, які знаходяться на виконавчому органі;

η – ККД привода;

B – ширина захвату виконавчого органа;

H – потужність пласта;

A – опірність різанню вугільного масиву;

α, β, δ – коефіцієнти, що визначаються маркою вугілля і його крихко-пластичними властивостями.

Кількість різців виконавчого органу n_{pp} , які одночасно контактують з вибоєм, визначається на основі співвідношення

$$n_{pp} = 0.5n_p H / D \quad (1.6)$$

де n_p – кількість різців на виконавчому органі;

D – діаметр виконавчого органу.

Струм, що споживається асинхронним електродвигуном привода виконавчих органів, може бути визначений на основі активної потужності:

$$I_\phi = \frac{P_\phi}{\sqrt{3} \cdot U_H \cdot \cos(\varphi)} \quad (1.7)$$

Він вимірюється датчиком струму, що знаходиться на одній з фаз електродвигуна приводу виконавчих органів.

Наведена спрощена модель формування навантажень є статичною, не враховує запізнення в стружкоутворенні кінематичну нерівномірність навантажень.

При порівняльному аналізі спрощеної та повної моделей формування навантажень в статті [23] показано, що використання спрощеної статичної моделі дає хибні показники якості регулювання навантаження як за формою перехідних процесів, так і за їх значеннями. Також зроблено висновок, що в завданнях аналізу та синтезу САК видобувними комбайнами має використовуватися математична модель формування навантажень на виконавчих органах, що відтворює процес стружкоутворення на різцях та переміщення виконавчих органів в просторі лави.

Зроблений висновок доказово підтверджено результатами моделювання, що наведені на рис. 1.17.

На рисунку відображено пурпуровою лінією відпрацювання регулятором навантаження стрибка опірності різанню з 200 Н/мм до 250 Н/мм на 35 секунд та з 250 Н/мм до 350 Н/мм на 45 секунд з статичною моделлю формування навантажень в САК комбайном та блакитною лінією в моделі САК з повною моделлю навантажень.

Як випливає з результатів моделювання, використання статичної моделі демонструє аперіодичні перехідні процеси з хорошою якістю регулювання навантаження на виконавчих органах, в той же час використання повної моделі демонструє неприйнятну якість регулювання оскільки перехідний процес є коливальним та затягнутим.

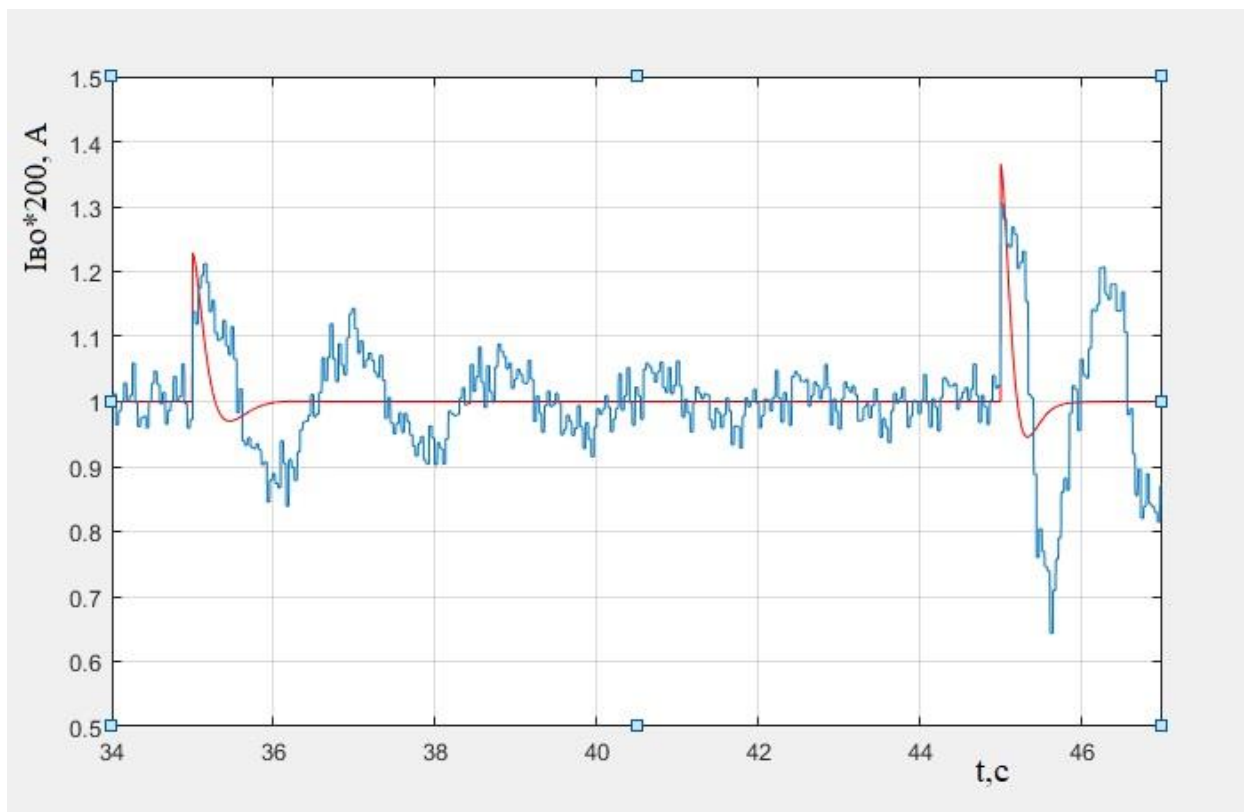


Рисунок 1.17. – Порівняльне моделювання спрощеної та повної моделі САК комбайном в режимі стабілізації навантажень привода виконавчих органів

В цій же роботі наведено модельований інтегральний процес з запізненням у формуванні моментів навантаження на шнеках та сумарного моменту навантаження комбайна при східчастій зміні швидкості подачі.

Це продемонстровано на рис. 1.18, де показано зміну моментів навантаження при стрибках швидкості подачі v від 3 м/хв до 2 м/хв на 2 секунді та до 4 м/хв на 4 секунді для потужності пласта 0,8 м та опірності пласта різанню 250 Н/мм.

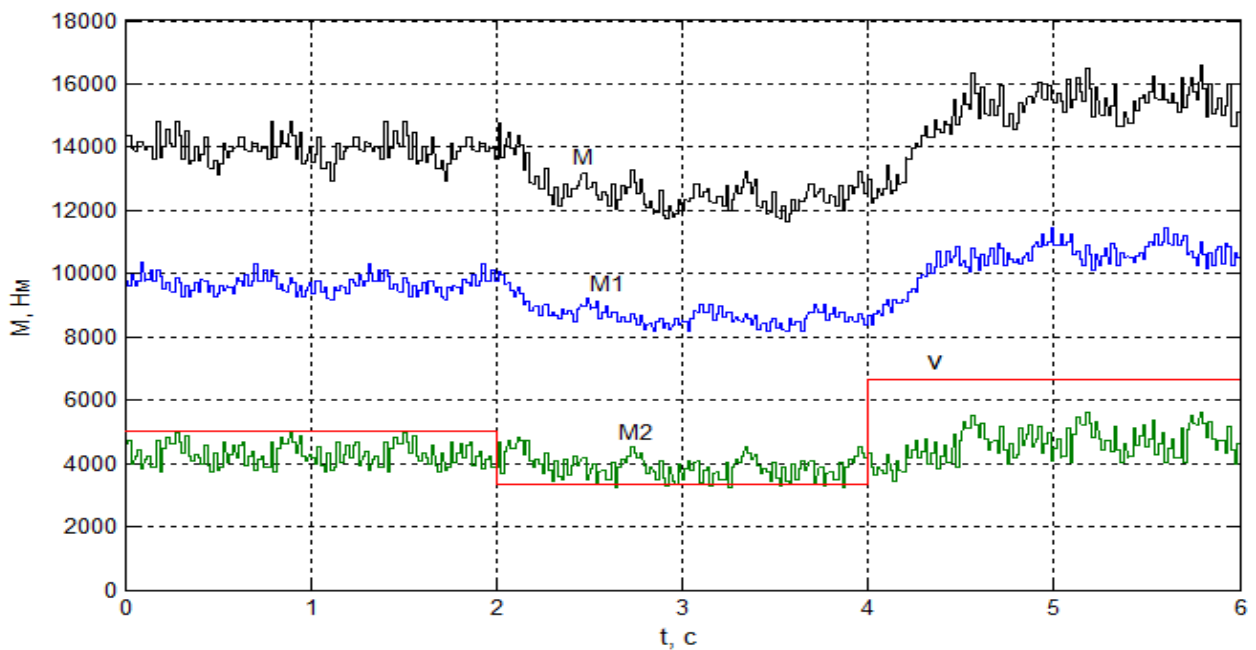


Рисунок 1.18. – Моделювання моменту навантаження на шнеках при стрибковій зміні швидкості подачі: на випереджаючому шнеку – M1, відстаючому – M2 та сумарного моменту на шнеках M.

Найбільш відповідною до завдань керування комбайном з винесеною системою подачі є схема системи винесений привод подачі – комбайн – вибій, що вперше запропонована у дисертаційній роботі [4] і далі використовувалась багатьма авторами наукових робіт для виконання різноманітних завдань побудови систем керування комбайном з ВСП.

Ця модель враховує всі суттєві зв'язки в системі для відтворення динамічних процесів як комбайна, так і винесеної системи подачі. З іншого

боку в цій моделі відсутня надлишковість, яка б ускладнювала завдання аналізу та синтезу системи автоматичного керування комбайном з ВСП. Розглянута схема наведена на рис. 1.19.

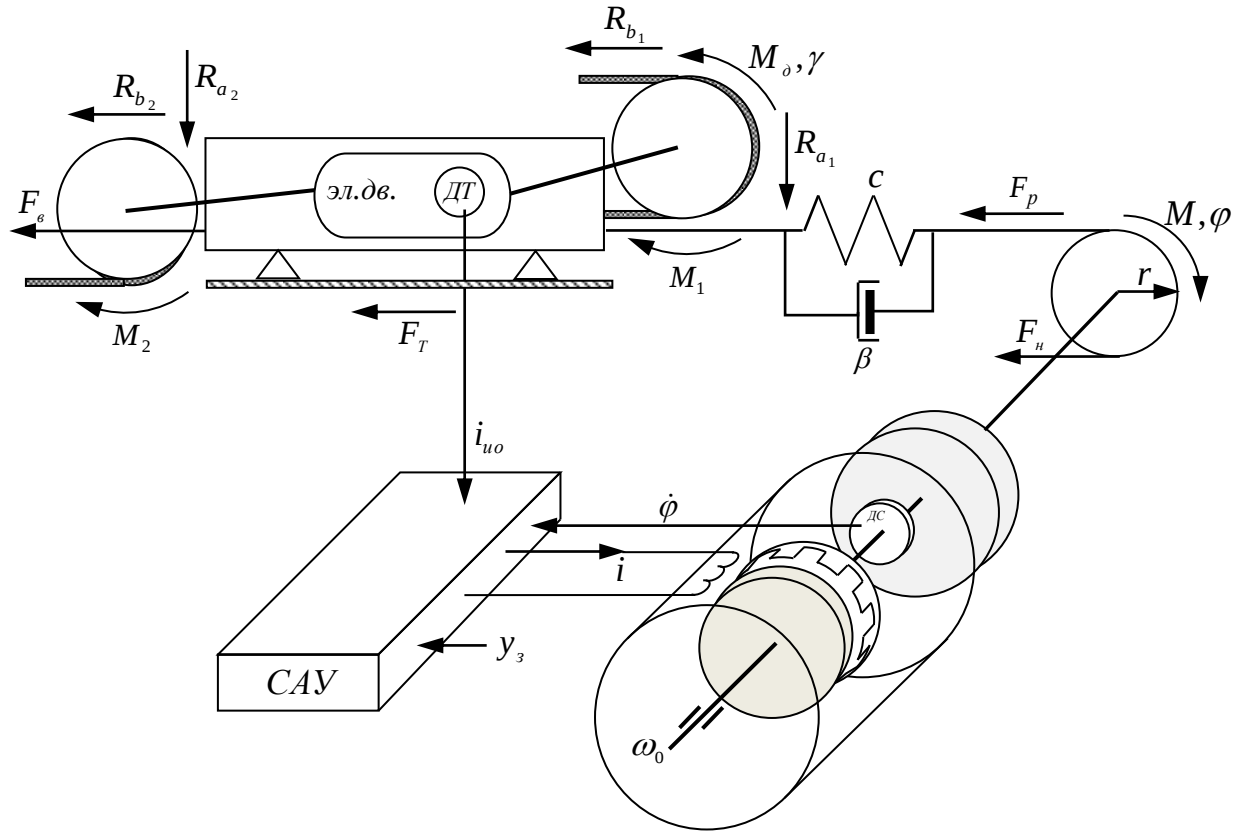


Рисунок 1.19 – Еквівалентна схема системи автоматичного керування комбайном з ВСП

Згідно з реальними уявленнями роботи ВСП, при яких привод, що підтягує, не створює обертового моменту на зірці тягнучого привода i , таким чином, не створює збурень у системі керування останнього, на еквівалентній схемі зображено тільки тягнучий привод.

Маса тягнучого ланцюга розподілена навпіл між масою комбайна та приведеним моментом інерції індуктора муфти (гальма) ковзання. Сила спротиву переміщенню робочої гілки тягового ланцюга F_p прикладена безпосередньо до зірки привода.

Вертикальні та горизонтальні сили на виконавчих органах R_a, R_b, R_c та момент навантаження обчислюються як сума сил та моментів на кожному різці, що знаходиться у контакті з вибоєм [4]

$$M = R \sum_{i=1}^N z_i; \quad R_a = \sum_{i=1}^N a_i; \quad R_b = \sum_{i=1}^N b_i; \quad R_c = \sum_{i=1}^N c_i;$$

$$a_i = -y_i \cos \gamma_i + z_i \sin \gamma_i; \quad b_i = -y_i \sin \gamma_i - z_i \cos \gamma_i; \quad c_i = x_i;$$

де z_i, y_i, x_i відповідно сила різання, сила подачі й бічна сила, діюча на i -тий різець, γ_i - кутове положення i -того різця; $\gamma_i = \gamma_{0i} + \gamma$, де γ - координата виконавчого органу, одержувана з розв'язку рівнянь динаміки приводу виконавчих органів, γ_{0i} - початковий кут установки i -того різця на виконавчому органі. значення z_i, y_i, x_i визначаються залежно від товщини стружки на кожному i -тому різці [4].

Товщина стружки i - того різця h_i при його заданім кутовім переміщенні γ_i визначається за виразом

$$h_i = R - \sqrt{R^2 - ((\Delta x)^2 + (\Delta y)^2) \sin^2 \alpha_i} + (\text{sign}(\Delta y)) \sqrt{(\Delta x)^2 + (\Delta y)^2} \cos \alpha_i, \quad \text{де}$$

$$\alpha_i = \gamma_i - \arctg \frac{\Delta x}{\Delta y} \quad [4].$$

У формулі значення прирощень $\Delta x, \Delta y, \gamma_i$ є функціями просторових координат виконавчого органу x, y, γ , отриманих з розв'язку рівнянь руху комбайна в просторі лави й рівнянь динаміки приводу виконавчих органів:

$$\Delta x = x - x_n, \quad \Delta y = y - y_n, \quad \gamma_i = \gamma + \gamma_{0i},$$

де x , y та x_n , y_n - відповідно абсциса й ордината виконавчого органу в даний момент часу t й у момент часу t_n , коли різець, що йде спереду та перебуває в одній лінії різання з розглянутим i -тим різцем, перетинає радіус, що має кут нахилу γ_i ; γ - кутова координата виконавчого органу в момент часу t [4]. Геометрично визначення товщини стружки на одному різці показано на рис 1.20 [4].

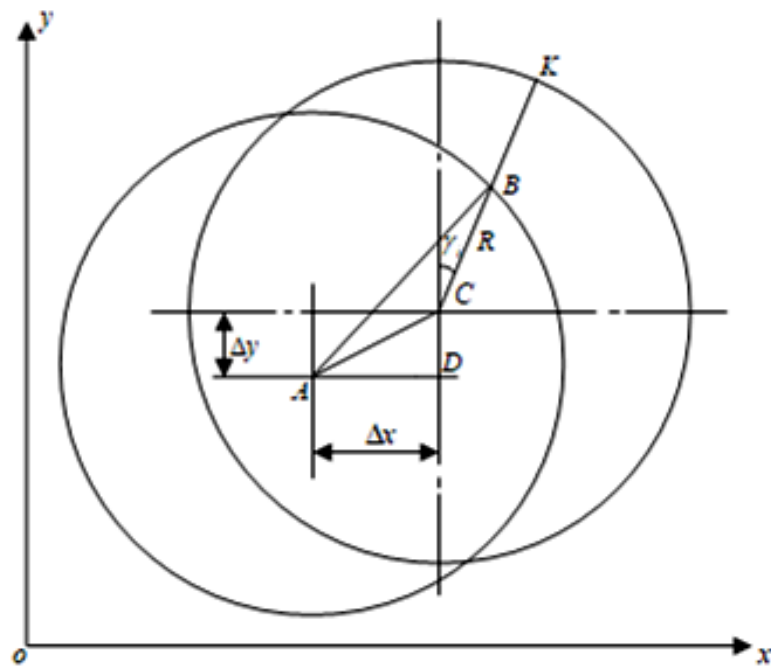


Рисунок 1.20 – Визначення товщини стружки на різці виконавчого органу

По значенням h_i по формулам ГОСТ обчислюються зусилля на різцях, що контактують з вибоєм, і далі на виконавчому органі.

Обчислення моменту навантажень та сил реакції вибою на виконавчому органі виконується через завданий кут його повороту. Значення кута задається з міркувань збереження найбільш високочастотних складових у спектрі означених навантажень.

Модель передбачає відсутність пружного зусилля у верхній холостій гілці ланцюгового контуру через вірне настроювання приводу, що підтягує. Це зусилля завдане у вигляді константи через його низькочастотний характер.

Недоліком аналізованої моделі формування навантажень на виконавчих органах є відсутність урахування моменту спротиву від процесу навантаження вугілля шнеками або барабанами на конвеєр.

Для моделювання ВСП з асинхронним приводом, достатньо замінити модель приводу з муфтою ковзання на частотно-керований асинхронний привод.

Висновки до розділу 1

- 1) Комбайни з винесеною системою подачі з асинхронними частотно-керованими приводами є предметом активних наукових досліджень, що свідчить про актуальність теми цієї магістерської роботи.
- 2) Розроблені математичні моделі та виконані на них дослідження стосуються тільки механічних процесів, які наявні в ВСП, у різних режимах її роботи, питання керування частотно-регульованими приводами винесеної системи подачі не розглянуті.
- 3) В доступній науковій літературі відсутні дослідження систем автоматичного керування навантаженням приводу виконавчих органів комбайна шляхом зміни кутової швидкості частотно-регульованих асинхронних двигунів приводів ВСП.
- 4) Не розглянуті системи автоматичного керування швидкістю частотно-регульованих приводів ВСП.

1.3 Мета та завдання дослідження

Мета роботи – дослідження та синтез системи автоматичного керування комбайном з асинхронним винесеним приводом подачі.

Завдання роботи, які необхідно вирішити для досягнення поставленої мети:

Виконати аналіз моделей систем автоматичного керування швидкістю винесеного привода подачі.

Розробити математичну модель системи керування видобувним комбайном з асинхронним винесеним приводом подачі, яка враховує замкненість навантажень комбайна через вибій та основні зв'язки в системі привод – комбайн – вибій.

Виконати синтез системи автоматичного керування асинхронним винесеним приводом подачі.

Виконати дослідження розробленої системи автоматичного керування асинхронним винесеним приводом подачі.

Розробити заходи з охорони праці.

2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КОМБАЙНА З ВИНЕСЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОДАЧІ

2.1 Вибір типу частотного перетворювача та його математичної моделі

Для розробки математичної моделі комбайна з ВСП необхідно обрати один з принципів побудови перетворювачів частоти (ПЧ), що визначає підхід до моделювання асинхронного привода з ПЧ.

В сучасному електроприводі існують два методи частотного керування кутовою швидкістю та моментом електродвигунів – скалярний та векторний.

При скалярному методі керування підтримується відношення

$$U/f = \text{const},$$

де U – вихідна напруга ПЧ, f – частота вихідної напруги ПЧ у всьому діапазоні частот регулювання швидкості електродвигуна. Таким чином, при скалярному керуванні контролюється тільки величина та частота напруги. Необхідність такого сталого відношення обумовлена тим, що у повітряному зазорі електродвигуна необхідно підтримувати постійним магнітний потік. При збільшенні відношення U/f електродвигун стає перезбудженим і навпаки, при зменшенні відношення двигун перебуває в недозбудженому стані [17]. Значення const визначається номінальною напругою та частотою живлення двигуна.

Через те, що швидкість обертання двигуна не дорівнює синхронній швидкості, а ковзання залежить від моменту навантаження, при скалярному керуванні неможливо забезпечити точність підтримання кутової швидкості валу електродвигуна без зворотного зв'язку по швидкості. Тому у асинхронному електроприводі з скалярним керуванням встановлюється датчик швидкості та регулятор, які створюють автоматичну систему стабілізації швидкості [18].

Скалярний метод керування не забезпечує високої швидкодії приводу, тобто скалярний ПЧ є досить інерційним, що показано на рис. 2.1 та рис. 2.2 [18].

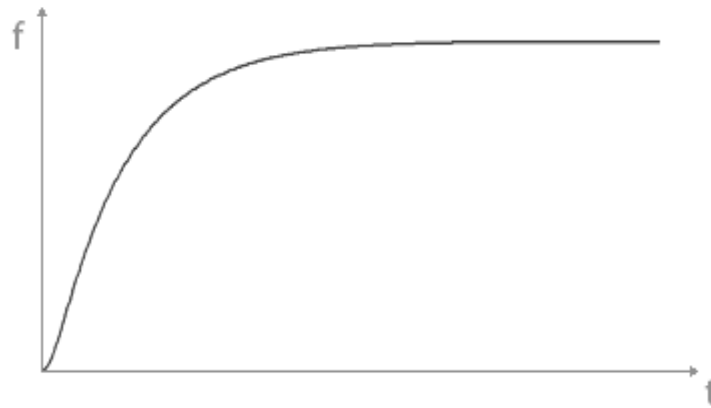


Рисунок 2.1 – Залежність частоти вихідної напруги від часу при східчастому завданні частоти

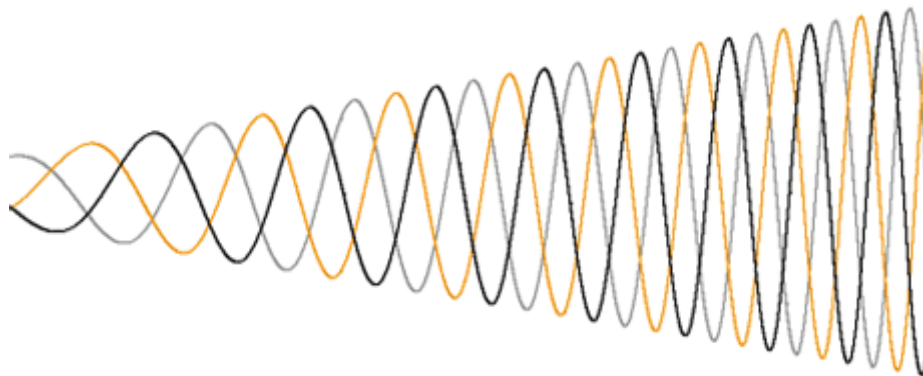


Рисунок 2.2 – Зміна напруги живлення на двигуні при скалярному керуванні

Інерційність скалярного перетворювача частоти залежить від його потужності і знаходиться у межах $0,1 \dots 0,5$ с.

З огляду на залежність, представлену на рис. 2.1, ПЧ зі скалярним керуванням може бути промодельованим аперіодичною ланкою першого порядку.

Метод скалярного керування простий в реалізації перетворювача частоти, що робить його суттєво дешевшим у порівнянні з реалізацією векторного метода керування, оскільки не потрібен високопродуктивний сигнальний контролер як для реалізації методу векторного керування. Скалярне керування застосовується при невеликій зміні моменту навантаження та в тих електроприводах змінного струму, де не потрібна висока швидкодія.

Недоліки методу скалярного керування.

При скалярному керуванні струми статора не контролюються безпосередньо.

Якщо датчик кутової швидкості валу двигуна відсутній, неможливо точно керувати кутовою швидкістю електродвигуна через її залежність від ковзання.

Неможливо керувати моментом без встановлення датчика моменту, вартість якого може перевищувати ціну всього електропривода. До того ж керування моментом буде дуже інерційним.

Не можливо одночасно керувати швидкістю обертання і моментом, створюючи потрібну форму механічних характеристик.

Висока інерційність скалярного керування унеможливорює його застосування у високодинамічних електроприводах.

Обмежена глибина регулювання швидкості співвідношенням 1:10, оскільки на малих частотах обертання суттєво знижується крутний момент двигуна. Тобто, співвідношення 1:10 є максимальним за умовою незмінного моменту навантаження.

У випадку скалярного керування електродвигуном винесеного привода подачі, його математична модель має бути замкнутою системою стабілізації швидкості, в якій враховано інерційність частотного перетворювача.

При необхідності максимальної швидкодії електропривода, регулюванні частоти обертання у широкому діапазоні, можливості регулювання моменту, застосовується метод векторного керування.

У сучасному електроприводі сформувались два класи систем векторного керування. Перший з них - бездатчикові системи (без датчика кутової швидкості на валу двигуна), другий клас - системи зі зворотним зв'язком по швидкості, що забезпечується встановленням датчика швидкості на валу двигуна. При відносно незначних діапазонах зміни швидкості, що не перебільшує відношення 1:100 і похибці її підтримки, що не перевищує $\pm 0,5\%$, застосовують бездатчикове векторне керування [17].

Таким чином, для приводів подачі ВСП цілком підходить векторний бездатчиковий метод керування. Математична модель привода у такому разі може бути представлена пропорційною ланкою.

При значних діапазонах зміни швидкості 1:10000 і більше або при високих вимогах підтримки швидкості обертання $\pm 0,02\%$ при частотах обертання менше 1 Гц, або в завданнях позиціонування валу, а також при регулюванні крутного моменту при дуже низьких частотах обертання, застосовують методи векторного керування із зворотним зв'язком по швидкості.

Якщо ж швидкість обертання валу змінюється в широких межах (до 1:10000 і більше), висуваються вимоги до високої точності підтримки швидкості обертання (до $\pm 0,02\%$ при частотах обертання менше 1 Гц) або є необхідність позиціонування валу, а також при необхідності регулювання моменту на валу двигуна на дуже низьких частотах обертання, застосовують методи векторного керування із зворотним зв'язком по швидкості [17].

Векторний метод керування усуває практично всі недоліки скалярного керування. Єдиний недолік цього методу полягає у тому, що потрібен потужний сигнальний контролер з високою тактовою частотою, в пам'ять якого завантажуються модель керованого двигуна. Ця модель обчислює електромагнітні процеси, що протікають у двигуні, на основі яких здійснюється векторне керування. Обладнання контролером суттєво збільшує ціну перетворювача частоти.

2.2 Математична модель комбайна з винесеною системою подачі

На основі критичного огляду, виконаного у розділі 1, за розрахункову прийнята схема динамічної системи, що зображена на рис. 2.3

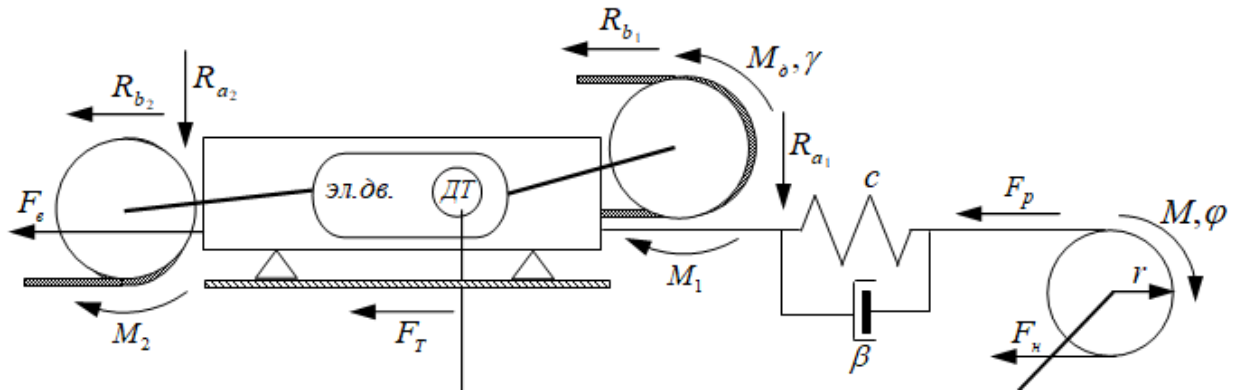


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема динамічної системи комбайна з ВСП

Відповідно до схеми диференціальне рівняння руху комбайна у робочому режимі має вид

$$m\ddot{x} = F_y + F_\theta - F_T - F_\epsilon - R_{e_1} - R_{e_2}; \quad (2.1)$$

де позначено:

m – маса комбайна, кг;

x – переміщення центру мас корпусу комбайна, м;

F_y - пружне зусилля в робочій гілці тягового ланцюга, Н;

$$F_y = c(\varphi r - x), \quad c = \begin{cases} E / L_p, & \varphi r - x > 0; \\ 0, & \varphi r - x \leq 0; \end{cases}$$

c – жорсткість робочої гілки тягового ланцюга, Н/м;

r – радіус приводної зірки, м;

φ - кут повороту приводної зірки привода подачі, рад;

E – погонна жорсткість тягового ланцюга, Н;

L_p - довжина робочої гілки тягового ланцюга, м;

F_∂ - дисипативна сила в робочій гілці тягового ланцюга, Н;

$$F_\partial = \beta(\dot{\phi}r - \dot{x}), \beta = \begin{cases} \chi\sqrt{cm_\psi}, \dot{\phi}r - \dot{x} > 0, \\ 0, \dot{\phi}r - \dot{x} \leq 0; \end{cases}$$

β - коефіцієнт дисипативних втрат, кг/с;

χ - коефіцієнт внутрішнього тертя;

m_ψ - маса робочої гілки тягового ланцюга, кг;

F_T - сила тертя опор комбайна об напрямні, Н;

$$F_T = (Q + R_{a_1} - R_{a_2})\mu(\dot{x}), \quad \mu(\dot{x}) = \text{sign}(\dot{x})a_1e^{-a_2\dot{x}^2=a_3|\dot{x}|};$$

Q - вага комбайна, Н;

R_{a_1}, R_{a_2} сили вертикальних реакцій вибою на випереджаючому й відстаючому шнеках, Н;

$\mu(\dot{x})$ - коефіцієнт тертя опор комбайну об напрямні;

a_1, a_2, a_3 - позитивні константи;

a_2, a_3 - мають розмірності відповідно $\text{с}^2/\text{м}^2$ і $\text{с}/\text{м}$;

F_∂ - сила опору переміщенню верхньої холостої гілки тягового ланцюга в напрямних, Н;

$$F_\partial = L_\partial \kappa_\partial;$$

κ_∂ - коефіцієнт питомих втрат, що залежить від зігнутості конвеєрного става, Н/м;

L_∂ - довжина верхньої холостої гілки тягового ланцюга, м;

R_{a_1}, R_{a_2} - сили горизонтальних реакцій вибою на відстаючому й випереджаючому шнеках, Н;

F_p - сила опору переміщенню робочої гілки тягового ланцюга в напрямних, Н; $F_p = F_0 \kappa_p$;

F_0 - зусилля, необхідне для протягання незакріпленого ланцюга в напрямних, Н, визначається експериментально ;

κ_p - коефіцієнт, що враховує вигини конвеєрного става;

F_n - зусилля в нижній гілці тягового ланцюга, Н;

M_1, M_2 - моменти опору на випереджаючому й відстаючому шнеках,
Н·м;

Вертикальні та горизонтальні сили на виконавчих органах R_a, R_b, R_c та момент навантаження обчислюються як сума сил та моментів на кожному різці, що знаходиться у контакті з вибоєм [4]

$$M = R \sum_{i=1}^N z_i; \quad R_a = \sum_{i=1}^N a_i; \quad R_b = \sum_{i=1}^N b_i; \quad R_c = \sum_{i=1}^N c_i; \quad (2.2)$$

$$a_i = -y_i \cos \gamma_i + z_i \sin \gamma_i; \quad b_i = -y_i \sin \gamma_i - z_i \cos \gamma_i; \quad c_i = x_i;$$

тут z_i, y_i, x_i відповідно сила різання, сила подачі й бічна сила, діюча на i -тий різець, γ_i - кут i -того різця; $\gamma_i = \gamma_{0i} + \gamma$, де γ - кут повороту виконавчого органу, що одержується з розв'язку рівнянь динаміки приводу виконавчих органів, γ_{0i} - кут встановлення i -того різця на виконавчому органі. Значення z_i, y_i, x_i визначаються залежно від товщини стружки на кожному i -тому різці [4].

Умови та спрощення, що витікають з наведеного рівняння руху комбайна (1) та прийняті при моделюванні:

- Просторові переміщення корпусу комбайна не враховуються, комбайн моделюється точковою масою, що цілком прийнятно при моделюванні завдань автоматичного керування навантаженням комбайна.
- Не враховуються просторові переміщення виконавчих органів комбайна, тобто розглядається їх рух тільки в напрямку подачі.
- бічні (осьові) сили на виконавчих органах в моделі навантажень не враховуються як і їх осьове переміщення.
- Тяговий ланцюг моделюється невагомою пружною ниткою, маса робочої гілки тягового ланцюга розподілена навпіл між комбайном та

тягнучим приводом подачі, маса верхньої холостої гільки тягового ланцюга приєднана до маси комбайна.

- Механічна характеристика асинхронного електродвигуна привода подачі вважається абсолютно жорсткою, що обґрунтовано відхиленням кутової швидкості двигуна при бездатчиковому скалярному керуванні $< \pm 5\%$, при бездатчиковому векторному керуванні $< \pm 0,5\%$.

Математична модель винесеного привода подачі з асинхронним двигуном з врахуванням викладених умов для варіанту моделі з датчиком швидкості має вигляд

$$J\ddot{\phi} = M - (F_y + F_\delta + F_p - F_n)r; \quad (2.3)$$

J – приведений до зірки момент інерції ротора електродвигуна та веденої частини редуктора привода;

M – приведений до зірки крутний момент на валу двигуна;

$(F_y + F_\delta + F_p - F_n)r$ - момент навантаження на зірці тягнучого привода;

$$M = u \frac{k}{TP+1}, \quad (2.4)$$

де u - сигнал від регулятора швидкості на вході частотного перетворювача;

k – коефіцієнт пропорційності між сигналом керування та моментом;

T – постійна часу, що враховує інерційність частотного перетворювача.

При застосуванні векторного керування

$$\dot{\phi} = ku \quad (2.4)$$

де $\dot{\phi}$ – кутова швидкість привода подачі.

2.3 Реалізація математичної моделі комбайна з ВСП у вигляді моделі Simulink

Розроблена Simulink модель, що відповідає рівнянню руху комбайна у робочому режимі (2.1), має вигляд

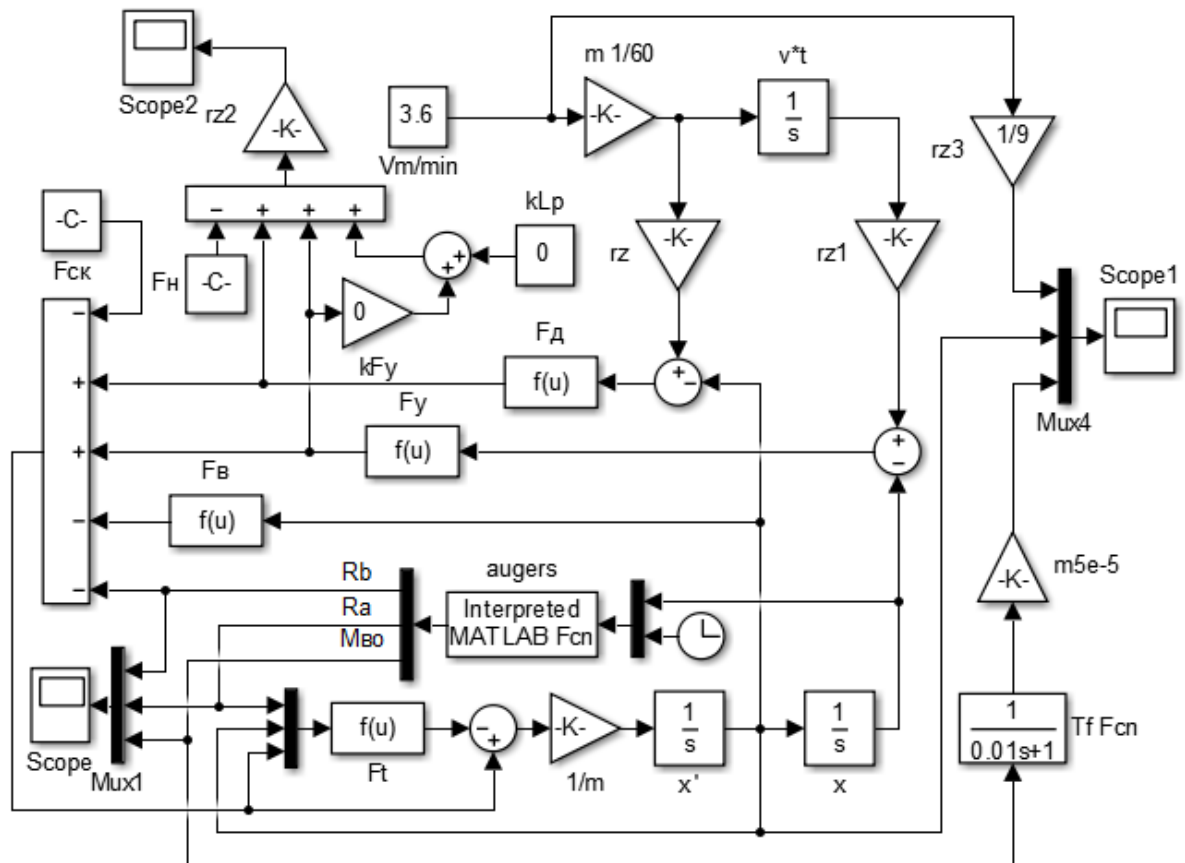


Рисунок 2.3 – Simulink модель комбайна з ВСП

Наведена модель відповідає використанню перетворювачу частоти з векторним бездатчиковим керуванням кутовою швидкістю електродвигуна привода. Комбайн рухається з постійною швидкістю подачі, яка задається з пульта машиніста комбайна.

Призначення та налаштування блоків моделі. Блок Const Vm/min задає швидкість подачі в м/хв. Блок Gain m 1/60, який має коефіцієнт

передачі 0,1112, масштабує швидкість подачі в кутову швидкість зірки привода, рад/с.

Інтегратор v_t обчислює кут повороту приводної зірки тягнучого привода подачі.

Блоки Gain r_z та r_{z1} мають значення радіусу ділительного кола приводної зірки 0,15 м, на їх виході маємо відповідно лінійну швидкість та лінійне переміщення тягового ланцюга тягнучого привода подачі.

На виході суматора, на який подається лінійна швидкість привода подачі та швидкість подачі комбайна, що обчислюється інтегратором x' , обчислюється різниця в названих швидкостях для обчислення дисипативної сили в робочій гілці тягового ланцюга. За значенням цієї різниці функціональним блоком F_d обчислюється дисипативна сила. Налаштування блока F_d показане на рис. 2.4.

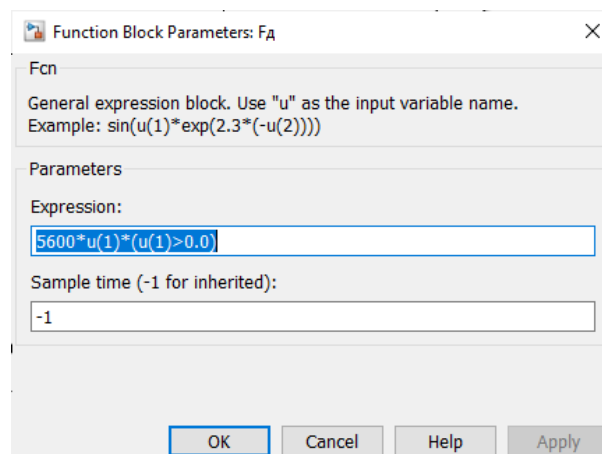


Рисунок 2.4 – Налаштування блока F_d

На виході суматора, на який подається лінійне переміщення тягового ланцюга привода подачі та переміщення корпусу комбайна, що обчислюється інтегратором x , обчислюється подовження тягового ланцюга для обчислення пружного усилля в робочій гілці тягового ланцюга. За значенням подовження функціональним блоком F_u обчислюється пружна сила. Налаштування блока F_u для довжини тягового ланцюга 100 м F_u для довжини показане на рис. 2.5.

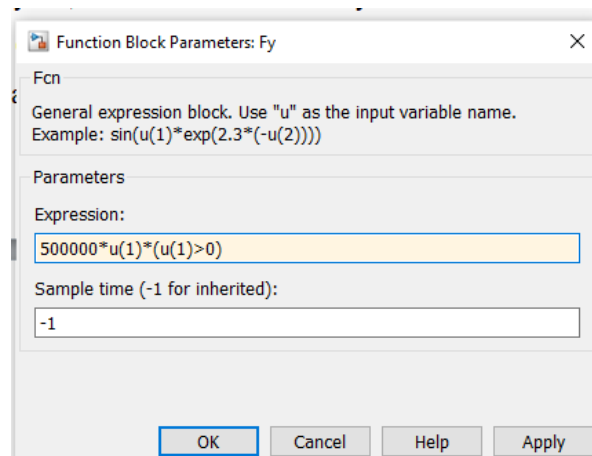


Рисунок 2.5 – Налаштування блока Fy

Функціональний блок Fв обчислює силу спротиву переміщенню робочої гілки тягового ланцюга у напрямних конвеєрного става. Налаштування цього блока наведені на рис. 2.6.

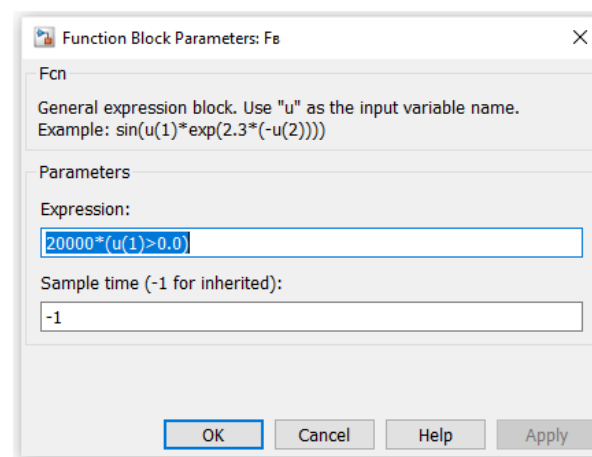


Рисунок 2.6 – Налаштування блока Fв

Блок виклику функції MATLAB augers викликає m-функцію, яка після виконання повертає значення сил та моменту на виконавчих органах комбайна, що обчислюються за виразами (2.2).

Аргументами цієї функції є переміщення комбайна та поточний модельний час. Налаштування блока `augers` показано на рис. 2.7

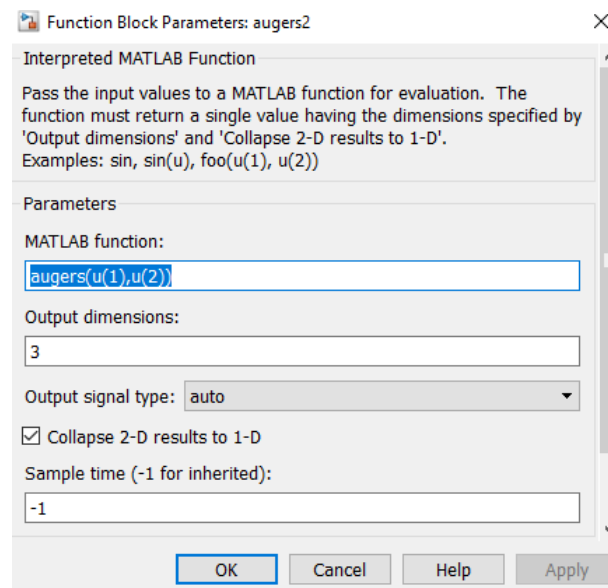


Рисунок 2.7 – Налаштування блока `augers`

Окрім вказаного, призначенням цієї функції є завдання умов модельного експерименту, таких як мінливість опірності різанню a_p у часі, зміни швидкості подачі при зарубці комбайна v_p , кутової швидкості обертання виконавчих органів та їх кута повороту g_s .

Приклад m-функції `augers` наведено нижче. Він відповідає робочому режиму комбайна при постійній величині опірності різанню $a_p=250$ Н/м.

```
function [dat] = augers(x,t)
% Фрмування навантажень на шнеках для ВСП
% Detailed explanation goes here
ap=350;

if t>=20
    ap=250;
end
if t>=40
    ap=200;
end
if t>=60
    ap=250;
end
```

```

if t>=80
    ap=350;
end
%if t>=65
    %ap=200;
%end
vp=-3/60;
gs(1)=-98/60*2*pi*t;
gs(2)=98/60*2*pi*t;
ap=250;
%tic;
[res]= k103xcpp(x,gs,0.8,18,vp,ap);
%[res]= k103xp(x,gs,0.8,18,vp,ap);
%toc;
% mc(1)=res(1);
% mc(2)=res(2);
% ras(1)=res(3);
% ras(2)=res(4);
% rbs(1)=res(5);
% rbs(2)=res(6);

dat(1)=-res(5)+res(6);
% if t>=20
% dat(1)=(-res(5)+res(6)-1.25e4)*3;
%     if dat(1)<0
%         dat(1)=0;
%     end
% end
% -rbs(1)+rbs(2);
dat(2)=res(3)-res(4);      % ras(1)-ras(2);
dat(3)=res(1)+res(2);      % mc(1)+mc(2);
%dat(:)=0; % холостий хід !
% if t<=15
%     dat(1)=0;
%     dat(2)=0;
%     dat(3)=0;
% end

end

```

Функція `augers` для обчислення сил реакцій та моментів на виконавчих органах звертається до функції-прокладки `k103xcpp`:

```
[res]= k103xcpp(x,gs,0.8,18,vp,ap)
```

Функція-прокладка `k103xcpp` є інтерфейсом між `augers` та одноіменною функцією `k103xcpp`, яка написана на мові C++ та відкомпільована. Це прискорює моделювання у 8...10 разів у порівнянні якщо б функція обчислення навантажень була б написана на m-мові.

Аргументами цієї функції є:

x – переміщення комбайна;

gs – кут повороту кожного з шнеків (барабану);

0,8 – потужність пласта;

18 – число положень виконавчого органу у яких обчислюються навантаження;

v_p – початкова швидкість подачі при зарубці комбайна;

a_p – опірність вугілля різанню.

Параметри виконавчих органів та їх конструкція, а також кількість та параметри різців задаються у функції $k103xscr$.

Функціональний блок F_t обчислює силу тертя в опорах комбайна в залежності від його швидкості. Налаштування блока показано на рис. 2.8.

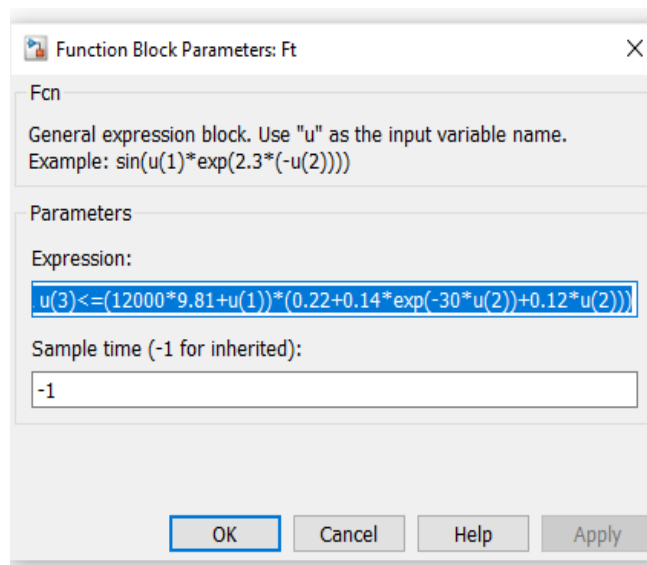


Рисунок 2.8 – Налаштування блока F_t

Тут $u(1)$ – сумарна вертикальна сила реакції вибою на виконавчих органах, $u(2)$ – швидкість подачі, $u(3)$ – сума решти сил, що діють на комбайн в напрямку подачі. Повний вираз для обчислення F_t :

$$(12000*9.81+u(1))*(0.22+0.14*\exp(-30*u(2))+0.12*u(2))*(u(2)>0.002)-$$

$$(12000*9.81+u(1))*(0.22+0.14*\exp(-30*u(2))+0.12*u(2))*(u(2)<0.002) +$$

$$u(3)*(abs(u(2)<0.002)\&\&u(3)<=(12000*9.81+u(1))*(0.22+0.14*\exp(-30*u(2))+0.12*u(2))).$$

Залежність коефіцієнта тертя від швидкості $\mu(v)$ у цьому випадку має вигляд, що на рис. 2.9.

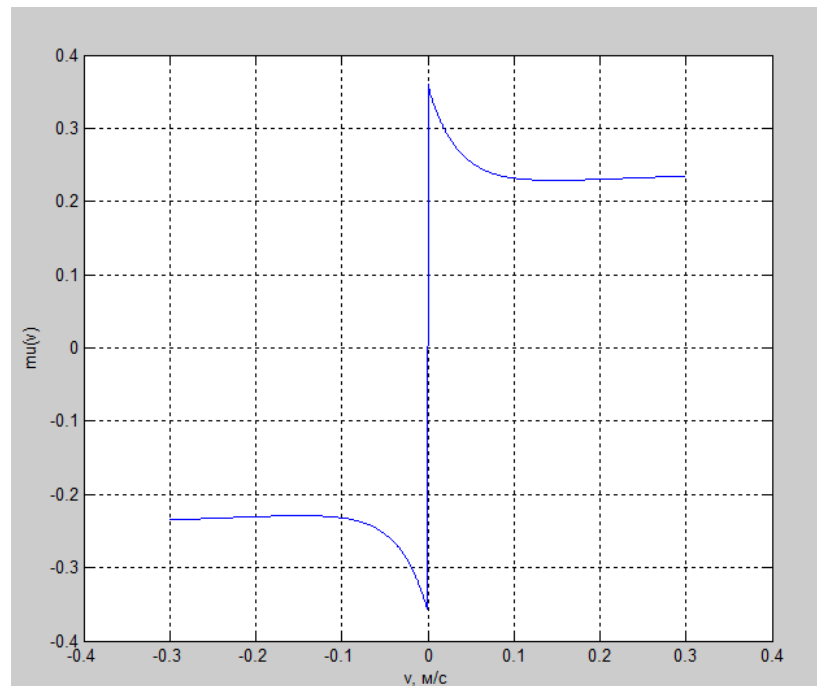


Рисунок 2.9 – Залежність коефіцієнта тертя від швидкості подачі комбайна, вираз у форматі MATLAB:

```
y = (0.22 + 0.14 * exp(-30 * u2) + 0.05 * u2) .* (u2 >= 0.000) ...  
- (0.22 + 0.14 * exp(-30 * abs(u2)) + 0.05 * abs(u2)) .* (u2 < 0.000);
```

Обчислене значення сили тертя віднімається від суми сил, що діють на комбайн у напрямку подачі на суматорі, після чого після ділення на масу комбайна на інтеграторах x' та x обчислюються відповідно швидкість комбайна та його переміщення.

Перевірка моделі виконана для холостого ходу та робочого режиму при довжині робочої гілки тягового ланцюга 200 м для швидкості подачі 3 м/хв та опірності вугілля різанню у робочому режимі 250 Н/м. Графіки вказаних модельних експериментів наведені відповідно на рис. 2.10 та 2.11.

Результати моделювання близькі до відомих з багатьох робіт, що свідчить про достатню достовірність та коректність розглянутої моделі.

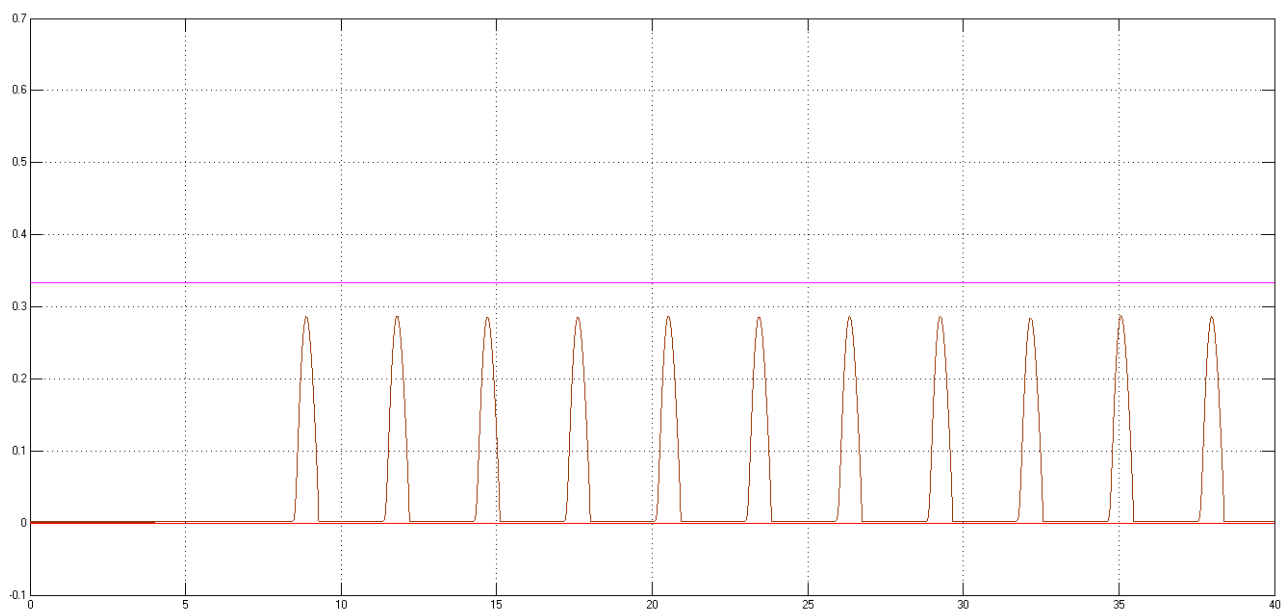


Рисунок 2.10 – Холостий хід комбайна

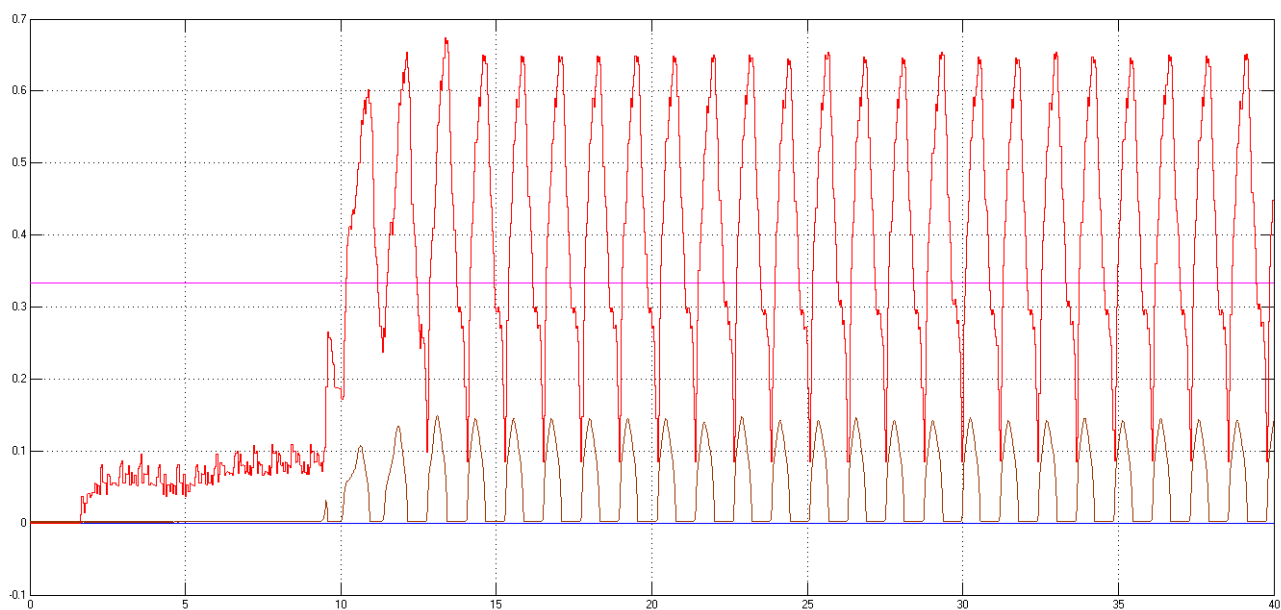


Рисунок 2.11 – Робочий режим комбайна

Модельні експерименти режиму холостого ходу та робочого режиму, виконані для типових умов руху та видобутку, свідчать про коректність моделі.

В режимі холостого ходу частота пульсацій та амплітуда швидкості комбайна дуже близькі до експериментальних значень. В робочому режимі

присутня синхронізація коливань швидкості подачі силами реакції вибою на виконавчих органах оскільки, як добре видно з модельної реалізації на рис. 2.11, частота коливань швидкості подачі дорівнює основній гармоніці коливань моменту навантаження на шнеках, а амплітуда коливань швидкості зменшилась практично вдвоє по відношенню до амплітуди у режимі холостого ходу.

Побудована блок-діаграма Simulink моделі асинхронного привода подачі з частотним перетворювачем зі скалярним керуванням та зворотним зв'язком по кутовій швидкості наведена на рис. 2.12.

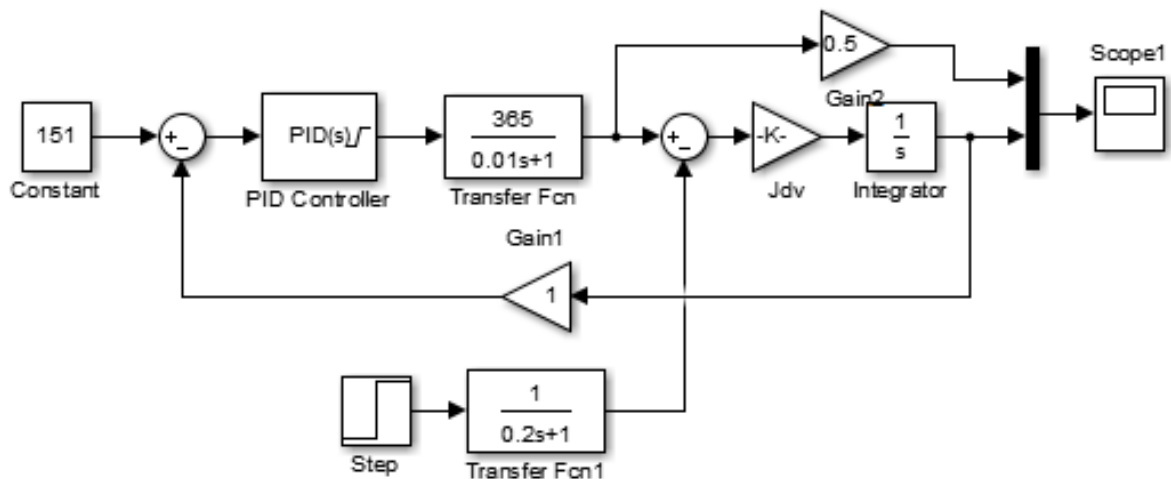


Рисунок 2.12 – Блок-діаграма Simulink моделі асинхронного привода подачі з частотним перетворювачем зі скалярним керуванням та зворотним зв'язком по кутовій швидкості

В наведеній моделі блок Constant задає швидкість обертання валу електродвигуна. Значення 151 рад/с відповідає максимальній швидкості подачі комбайна 10 м/хв. PID Controller налаштований на ПД закон регулювання, його налаштування наведені на рис. 2.13. Вихідний сигнал контролера має обмеження верхній рівень 1, нижній 0. Інші налаштування видно на рисунку.

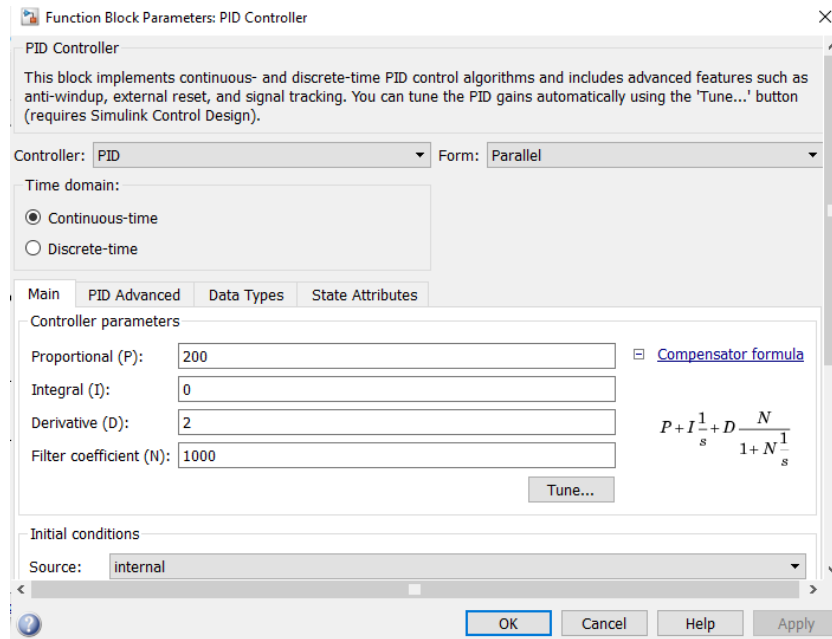


Рисунок 2.13 – Налаштування ПД регулятора швидкості

Частотний перетворювач моделюється інерційною ланкою Transfer Fcp. Коефіцієнт передачі ланки 365 відповідає максимальному крутному моменту асинхронного двигуна привода 365 Нм. Моделюється електродвигун потужністю 55 кВт, якими оснащується винесена система подачі ВСПК2.

Звичайно, при використанні в моделі конкретного датчика швидкості подачі та контролера з відомим рівнем вихідного сигналу, параметри налаштувань блоків Constant, PID Controller та Gain1 мають бути змінені. Зазначимо, що параметри моделі привода не приведені до зірки привода подачі.

Перевірка коректності моделі розглянутого привода виконана для режиму пуску на холостому ході та режимі стабілізації швидкості при ударному навантаженні з моментом 330 Нм, який відповідає максимальному паспортному зусиллю в тяговому ланцюзі 300000 Н. Вказаний момент навантаження прикладається на другій секунді. Результати моделювання наведені на рис. 2.14.

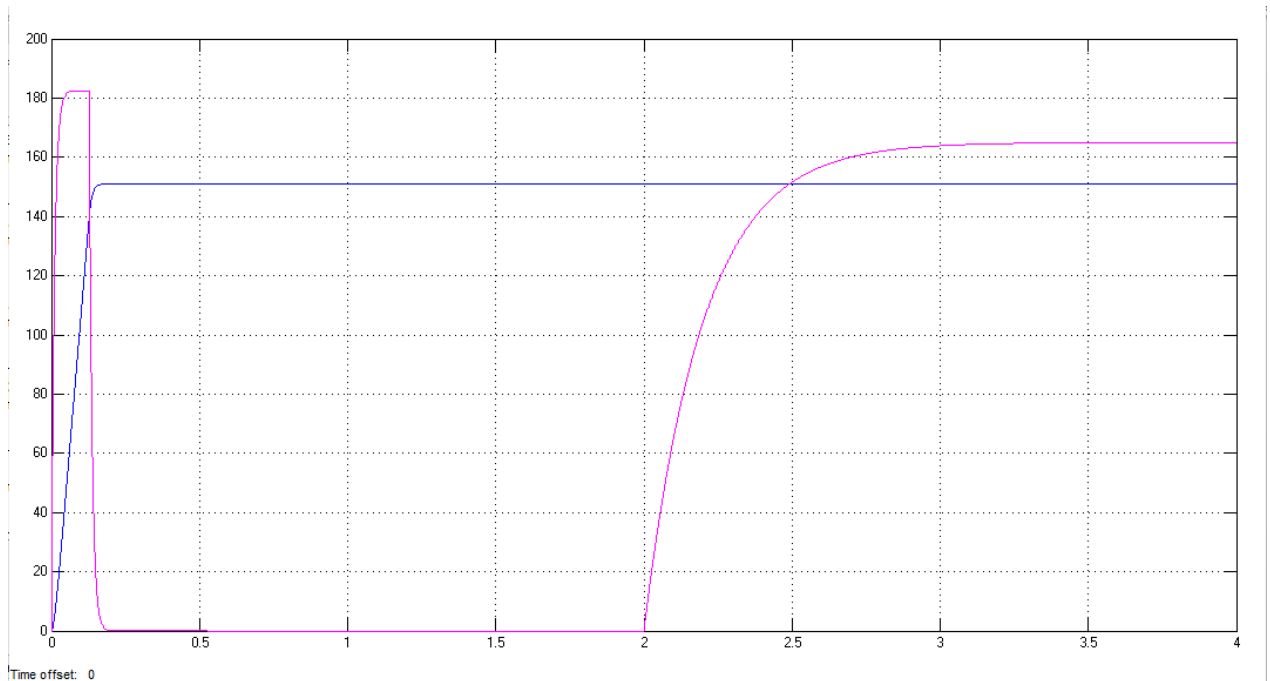


Рисунок 2.14 – Перехідні процеси пуску та відпрацювання ударного навантаження асинхронного винесеного привода подачі: синя – лінія кутова швидкість електродвигуна, пурпурова лінія – момент двигуна у масштабі 1:2

Як видно з рисунка, система автоматичного керування практично ідеально відпрацьовує ударне навантаження, тобто зниження кутової швидкості і будь-який видимий перехідний процес відсутній. Постійна часу в аперіодичній ланці Transfer Fcn1 0,2 с менша за швидкість будь-якого процесу, який може навантажити привод подачі.

Відповідно до завдань роботи побудовано Simulink модель комбайна з ВСП, в якій застосовується асинхронний привод з зворотним зв'язком по кутовій швидкості. В цій моделі об'єднані модель привода, що представлена на рис. 2.12, та модель комбайна, що показана на рис. 2.3. Блок-діаграма повної моделі представлена на рис. 2.15.

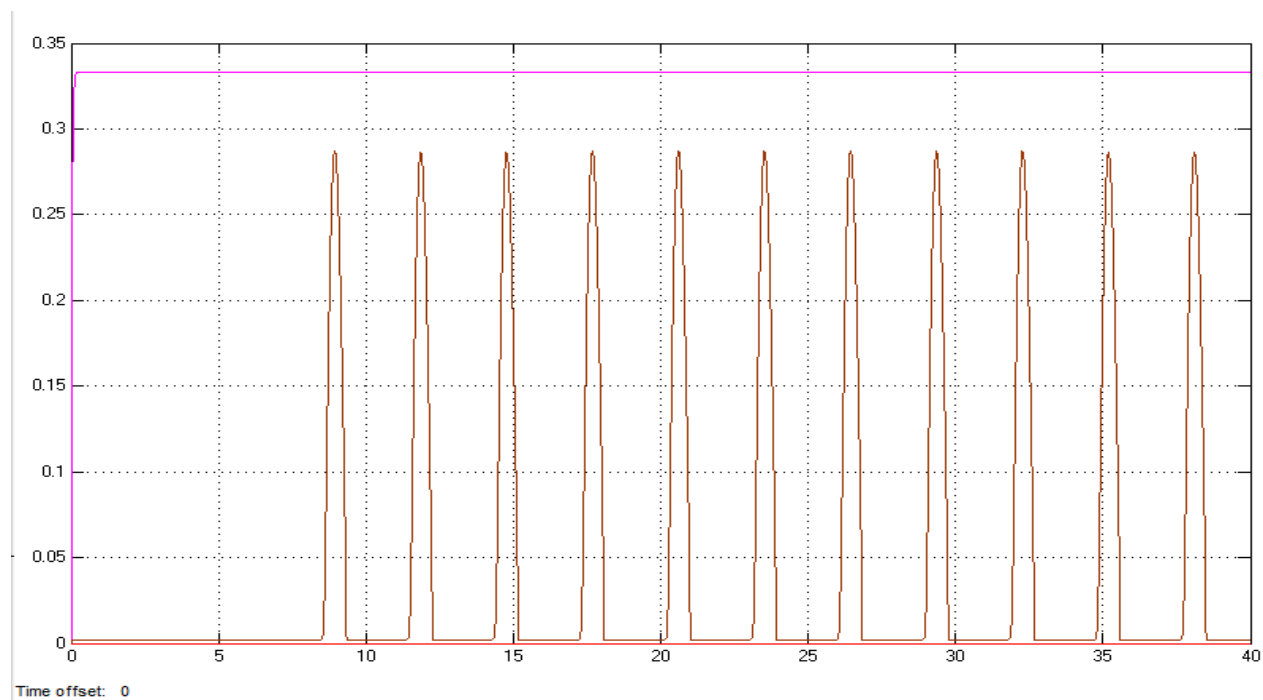


Рисунок 2.16 – Холостий хід комбайна для типових умов

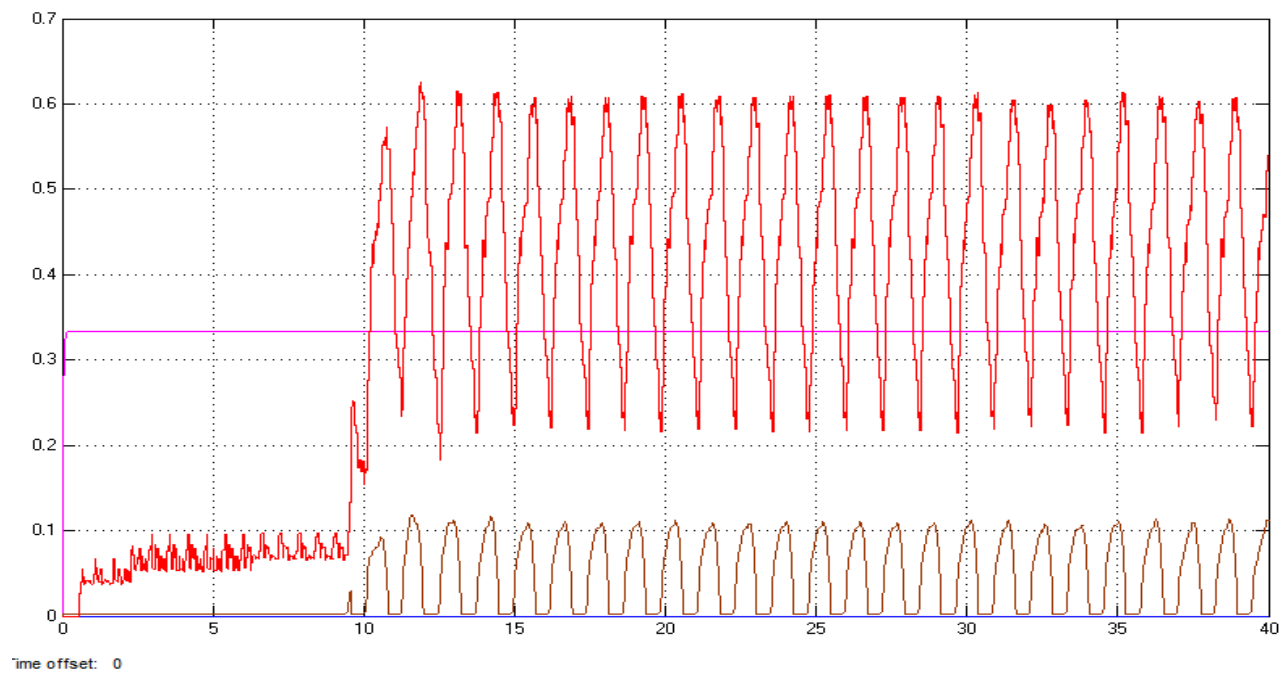


Рисунок 2.17 – Робочий режим комбайна для типових умов

Порівняння результатів моделювання режиму холостого ходу для типових умов для двох моделей частотно-керованого приводу – з векторним бездатчиковим керуванням та скалярним керуванням зі зворотним зв'язком по кутовій швидкості показує про їх практичну ідентичність за виключенням наявності перехідного процесу пуску електродвигуна у варіанті приводу з датчиком швидкості.

Порівняння результатів моделювання робочого режиму для типових умов для двох моделей частотно-керованого приводу – з векторним бездатчиковим керуванням та скалярним керуванням зі зворотним зв'язком по кутовій швидкості показує про їх близькість. Несуттєва різниця в амплітуді коливань моменту навантаження на виконавчих органах у вказаних двох моделях пояснюється великою чутливістю програми обчислення навантажень на виконавчих органах від кроку інтегрування системи диференціальних рівнянь моделі комбайна з ВСП.

2.4 Висновки

- 1) Розглянуто та обрано методи керування перетворювачами частоти в приводах винесеної системи подачі видобувних комбайнів.
- 2) Обґрунтовано та побудовано математичні моделі винесених приводів з бездатчиковим векторним керуванням та зі скалярним керуванням з датчиком зворотного зв'язку по швидкості.
- 3) Побудовано дві моделі комбайна з ВСП з обома типами приводів та показано коректність обох моделей.

3 СИНТЕЗ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ КОМБАЙНОМ З ВИНЕСЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОДАЧІ З ЧАСТОТНО-КЕРОВАНИМИ АСИНХРОННИМИ ПРИВОДАМИ

3.1 Дослідження комбайна з винесеною системою подачі як об'єкта автоматичного керування

Перед виконанням синтезу системи автоматичного керування навантаженням виконавчих органів (САК) необхідно дослідити коректність відтворювання моделлю навантажень зміни опірності вугілля різанню та зміни навантажень при зміні швидкості подачі. Це дозволить відокремити нестійке відтворення моделлю навантажень від нестійкої роботи системи автоматичної стабілізації навантаження виконавчих органів. З цією метою виконано низку модельних експериментів, результати яких наведено нижче на рис.3.1 – 3.5.

В цих модельних експериментах досліджувалось відтворення руху комбайна у робочому режимі при довжині тягового ланцюга 200 м та опірності вугілля різанню 250 250 Н/м для різних швидкостей подачі. При цьому оцінювалась стійкість відтворення моделлю моменту навантаження на виконавчих органах у часі для діапазону швидкостей подачі від 2 до 10 м/хв при постійній швидкості привода.

На осцилограмах відтворюється:

кутова швидкість приводної зірки, рад/с – пурпурова лінія у масштабі 1:1;

миттєве значення швидкості подачі корпусу комбайна, м/с – темно-коричнева лінія у масштабі 1:1;

момент навантаження на виконавчих органах, Нм – червона лінія у масштабі $1:5 \cdot 10^{-5}$.

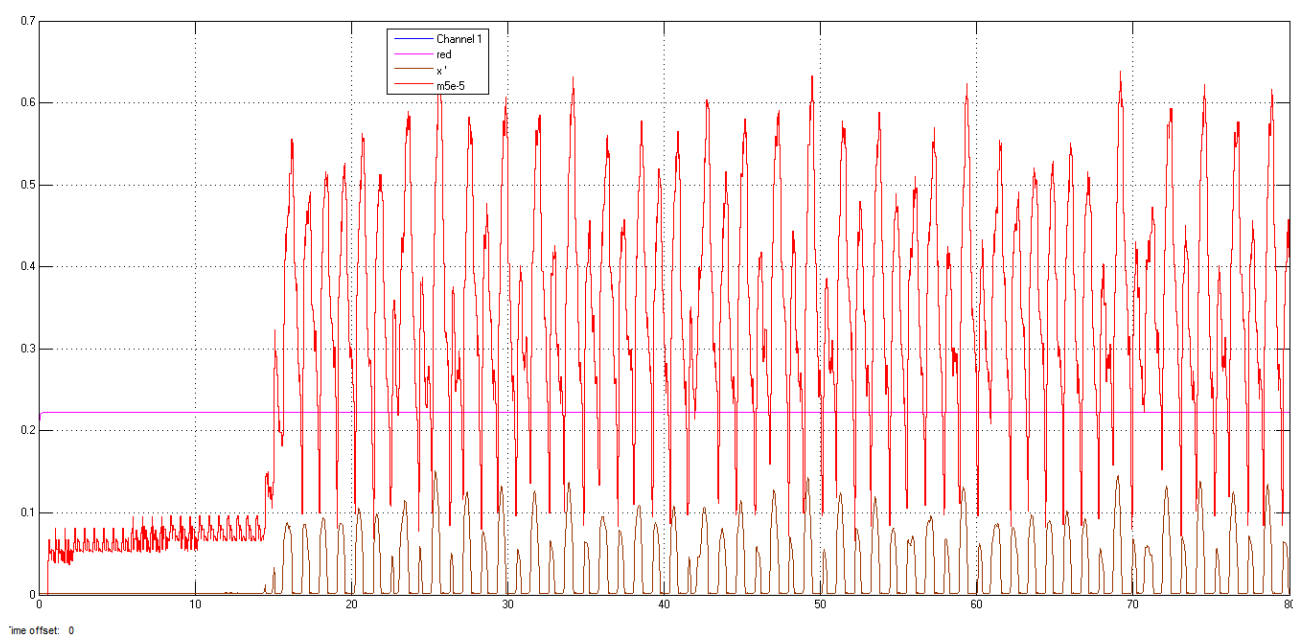


Рисунок 3.1 – Робочий режим комбайна при швидкості подачі 2 м/хв

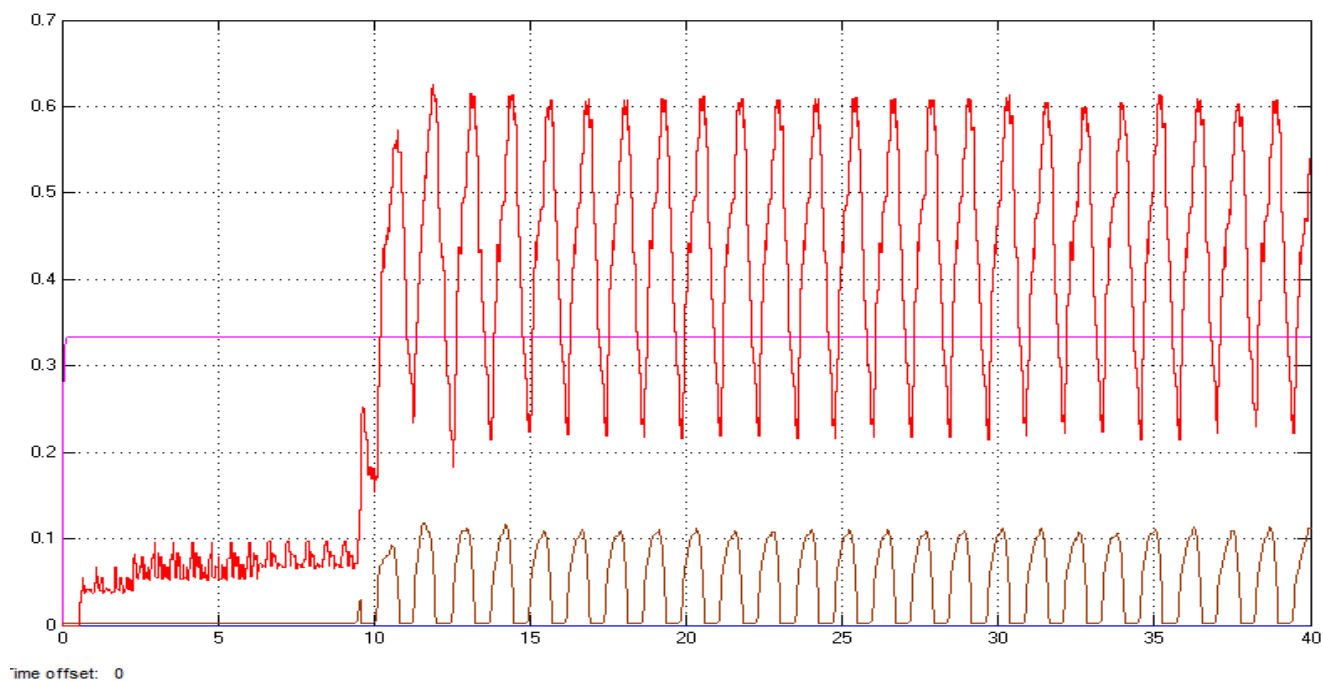


Рисунок 3.2 – Робочий режим комбайна при швидкості подачі 3 м/хв

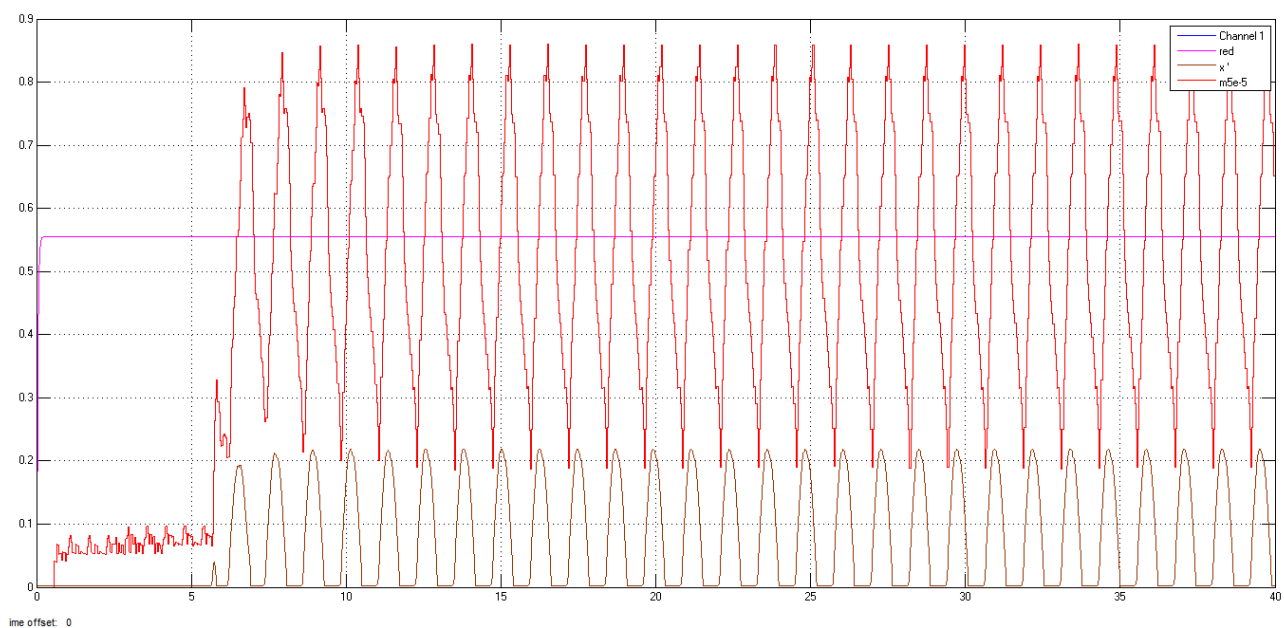


Рисунок 3.3 – Робочий режим комбайна при швидкості подачі 5 м/хв

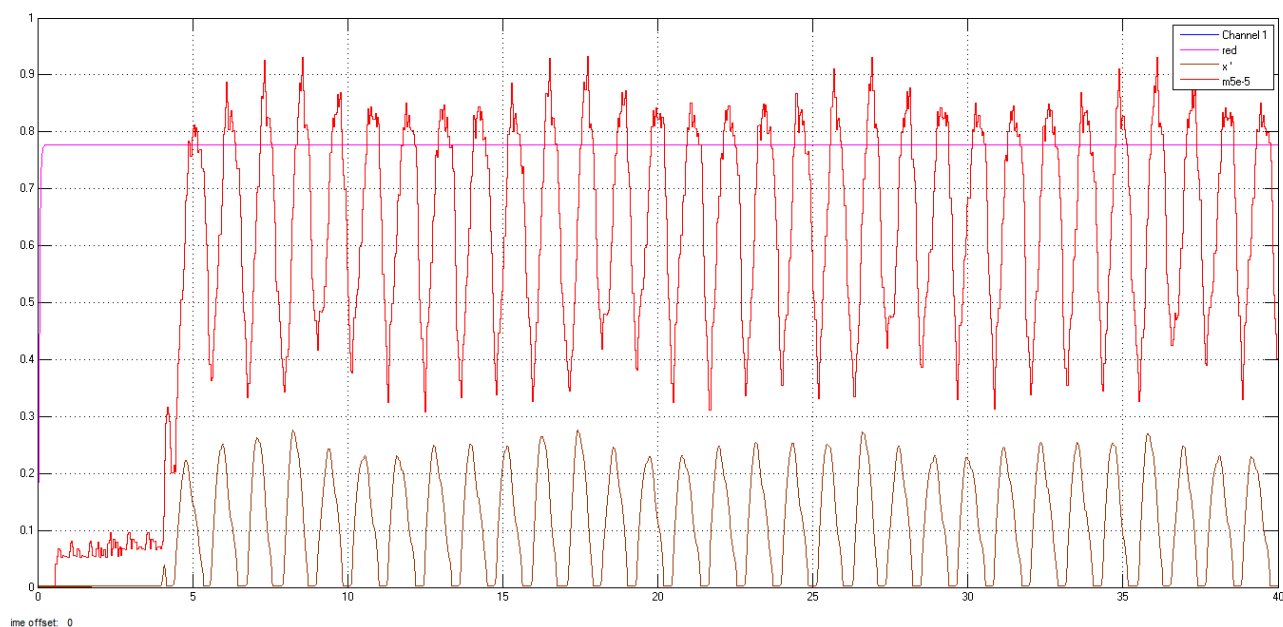


Рисунок 3.4 – Робочий режим комбайна при швидкості подачі 7 м/хв

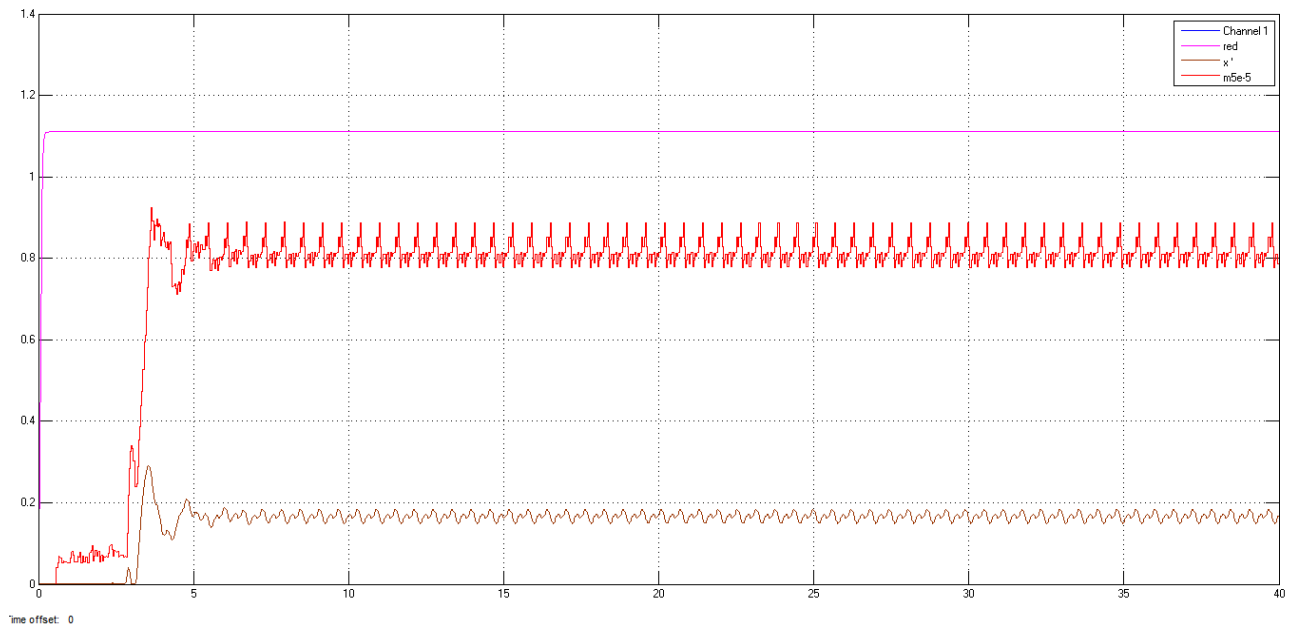


Рисунок 3.5 – Робочий режим комбайна при швидкості подачі 10 м/хв

Результати моделювання робочого режиму комбайна при швидкості подачі 2 м/хв показують (рис.3.1), що момент навантаження, як і швидкість корпусу комбайна, представляють собою не дуже стабільний процес. Це скоріш за все особливості моделі, що відтворює складний зворотний зв'язок між переміщенням з пружним тяговим органом та формуванням навантажень на виконавчих органах.

Рисунок 3.2, де представлено робочий режим комбайна з середньою швидкістю 3 м/хв, демонструє стабільний процес відтворення моменту навантаження виконавчих органів та миттєвої швидкості корпусу комбайна.

Такий же результат стабільного відтворення моменту навантаження на шнеках та миттєвої швидкості подачі отримано при середній швидкості подачі 5 м/хв, що демонструє рис. 3.3.

Стабільне відтворення моменту навантаження на шнеках та миттєвої швидкості подачі отримано при середній швидкості подачі 7 м/хв (рис.3.4). При цьому чітко спостерігається низькочастотна коливальна складова як у зміні моменту навантаження, так і у миттєвій швидкості корпусу комбайна.

При середній швидкості подачі 10 м/хв (рис.3.5) релаксаційні коливання корпусу комбайна зриваються, що приводить до суттєвого зниження динамічності як моменту навантаження, так миттєвої швидкості корпусу комбайна.

Важливим для синтезу та дослідження САК навантаженням є також відтворення моделлю комбайна з ВСП реакції на зміну опірності вугілля різанню. На рис. 3.6 показано зміну навантаження на виконавчих органах при мінливій опірності різанню для постійної швидкості подачі 3 м/хв та довжині робочої гілки тягового ланцюга 200 м.

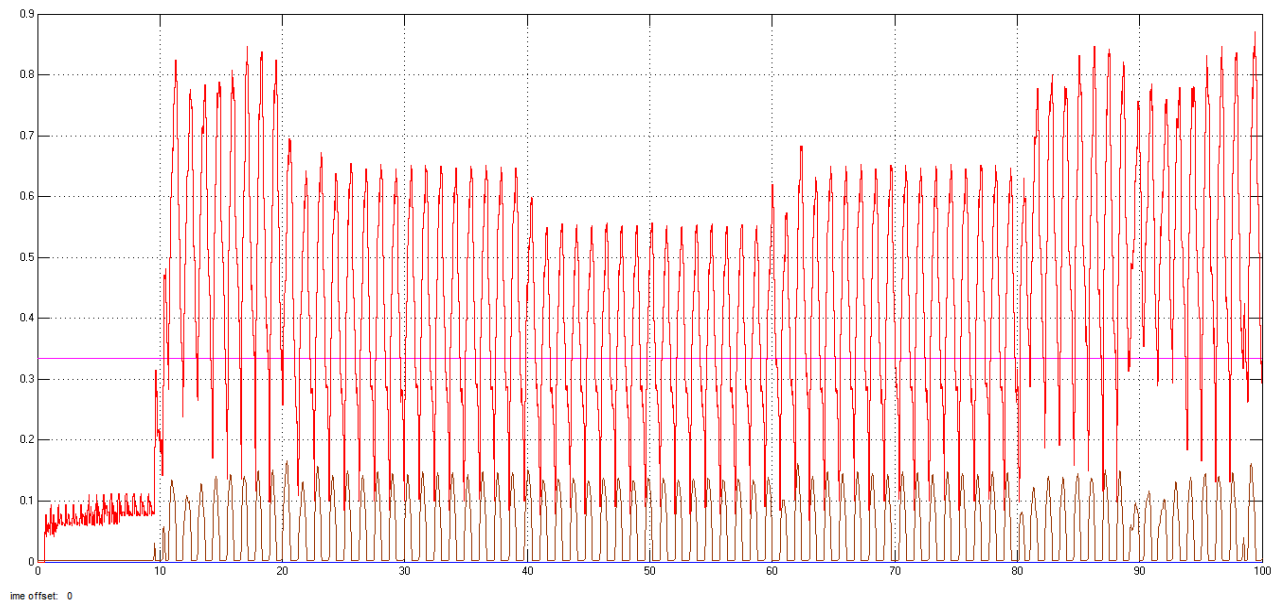


Рисунок 3.6 – Робочий режим комбайна з постійною середньою швидкістю подачі 3 м/хв та довжині ланцюга 200 м при зміні опірності різанню

Модельний експеримент виконувався наступним чином. На початку руху комбайна значення опірності різанню встановлено 350 Н/м, на 20 секунд опірність знижено до 250 Н/м, на 40 с опірність знижено до 200 Н/м, на 60 с опірність збільшено до 250 Н/м, на 80 с опірність збільшено до 350 Н/м. Зазначимо, що при постійній опірності 350 Н/м має місце коливальний

процес з періодом близько 10 с, схожий на той, що виникає при швидкості подачі 7 м/хв та опірності різанню 250 Н/м.

Аналогічно до попереднього експерименту, але для середньої швидкості подачі 5 м/хв виконано моделювання реакції моменту навантаження на шнеках на стрибкову зміну опірності. Результати моделювання наведені на рис. 3.7.

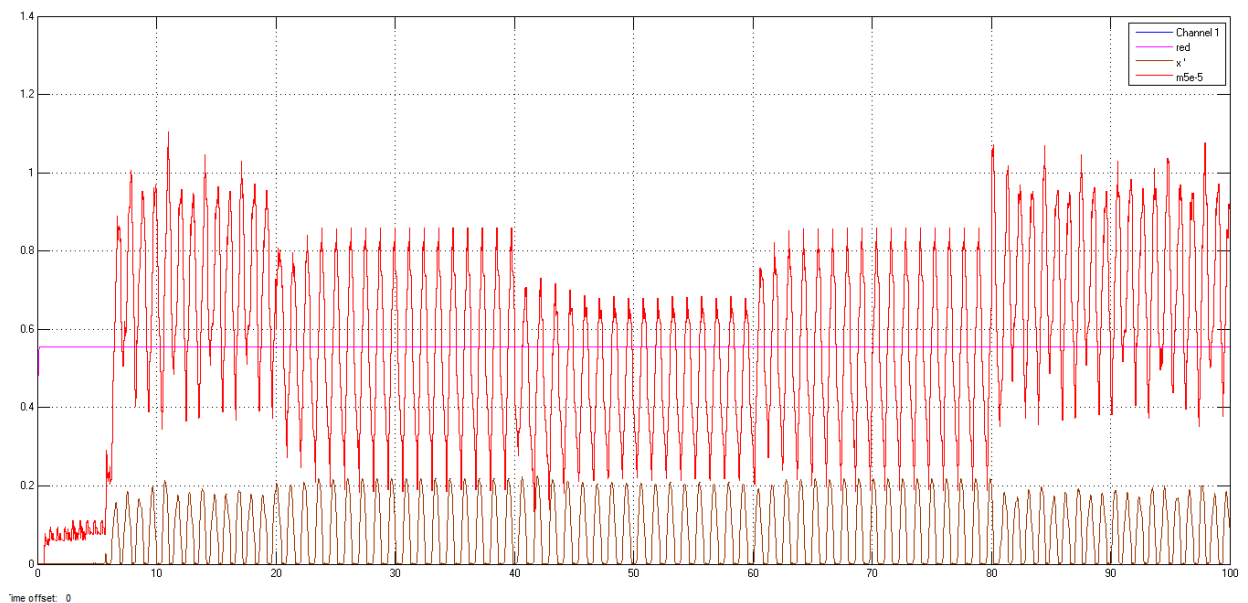


Рисунок 3.7 – Робочий режим комбайна з постійною середньою швидкістю подачі 5 м/хв та довжині ланцюга 200 м при зміні опірності різанню

Отримані результати моделювання зміни моменту навантаження на виконавчих органах в залежності від зміни опірності свідчать про адекватну чутливість моделі до зміни опірності та цілком задовільні перехідні процеси при стрибковій зміні останньої як при середній швидкості подачі 3 м/хв (рис. 3.6), так і при середній швидкості подачі 5 м/хв (рис. 3.7).

Моделльні експерименти, що наведені нижче виконані для довжини тягового ланцюга 50 м, тобто збільшено жорсткість тягово органу.

При виконанні моделювання для довжини тягового ланцюга 50 м при середній швидкості подачі 3 м/хв та опірності різанню 250 Н/м було

встановлено виникнення низькочастотних коливань моменту навантаження на шнеках, що не спостерігалось при тих же умовах швидкості та опірності для довжини ланцюга 200 м, що впливає з рисунка 3.2. Таким чином характер переміщення комбайна, який залежить від жорсткості ланцюга, впливає на виникнення низькочастотних коливань моменту навантаження на виконавчих органах та миттєвої швидкості подачі корпусу комбайна. Це демонструє рис. 3.8.

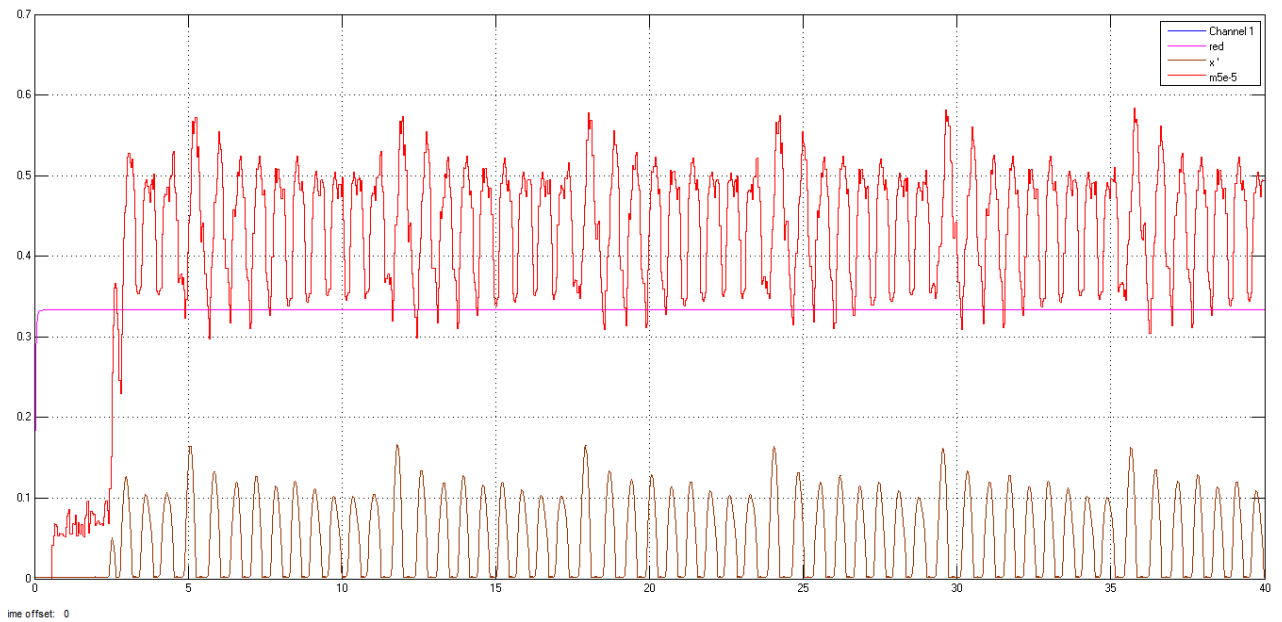


Рисунок 3.8 – Робочий режим комбайна при швидкості подачі 3 м/хв та довжині тягового ланцюга 50м

Слід зазначити, що для перевірки коректності отриманих результатів моделювання інтегрування системи диференціальних рівнянь виконувалося різними програмами солверами при змінному та фіксованому кроці інтегрування. Отримані результати при цьому були майже ідентичні.

При дослідженні моделі комбайна з ВСП з асинхронним приводом як об'єкта автоматичного керування було досліджено зміну моменту навантаження в залежності від східчастої зміни заданої швидкості подачі. Результати дослідження наведені на рис. 3.9 та рис. 3.10.

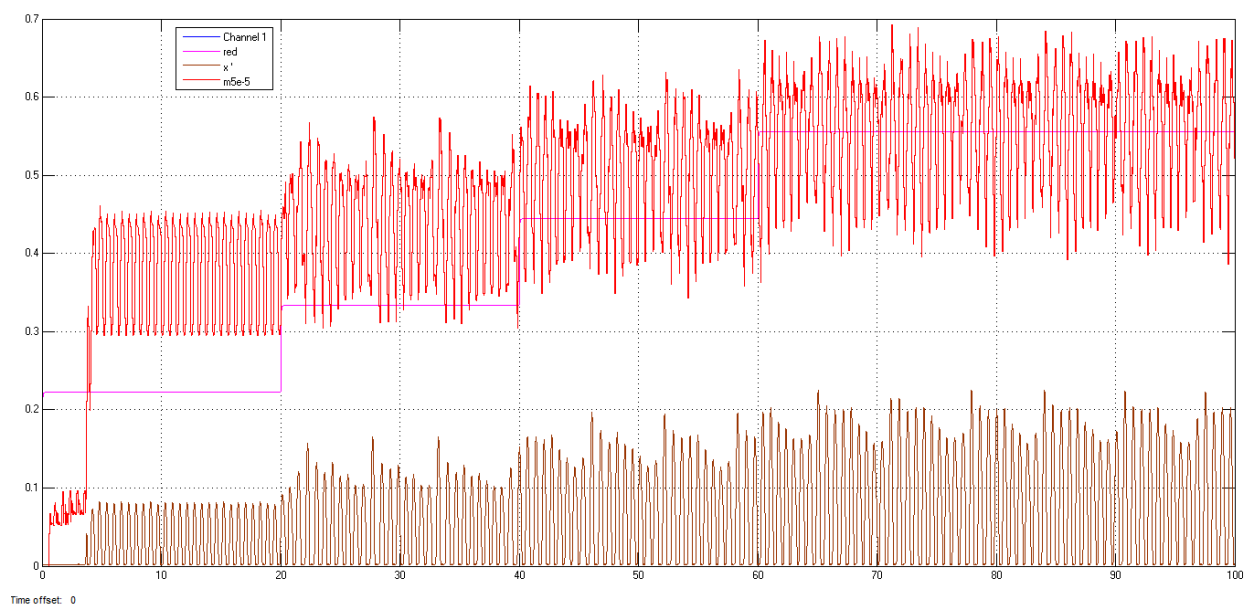


Рисунок 3.9 – Залежність моменту навантаження на виконавчих органах та швидкості корпусу комбайна від швидкості винесеного привода при її східчастому зростанні

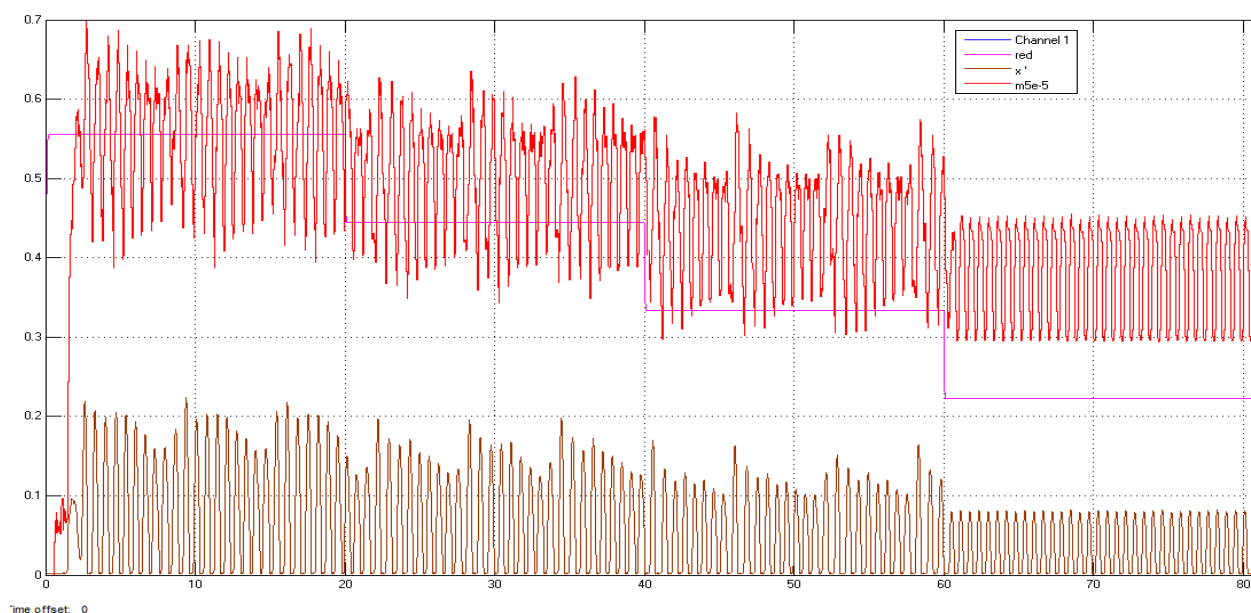


Рисунок 3.10 – Залежність моменту навантаження на виконавчих органах та швидкості корпусу комбайна від швидкості винесеного привода при її східчастому убаванні

Результати моделювання східчастої зміни швидкості привода подачі, виконані при довжині тягового ланцюга 50 м та опірності вугілля різанню 250 Н/м як на рис. 3.9, так і на рис. 3.10, свідчать про коректну зміну моменту навантаження та миттєвої швидкості комбайна при зміні швидкості подачі як при її зростанні, так і при убутанні.

Проведені дослідження комбайна з ВСП дозволяють виконувати синтез системи стабілізації навантаження на виконавчих органах.

3.2 Синтез та дослідження системи автоматичного керування навантаженням виконавчих органів видобувного комбайна

З точки зору теорії автоматизованого електроприводу система автоматичного керування моментом навантаження на виконавчих органах є двоконтурною системою з підлеглим керуванням. Підлеглим внутрішнім контуром є система керування швидкістю привода подачі, а зовнішнім контуром є контур стабілізації навантаження, тобто моменту на шнеках, регулятор якого в залежності від поточного моменту навантаження видає вплив завдання по швидкості контуру керування швидкістю подачі.

Оскільки структура та параметри внутрішнього контуру вже визначені в попередньому розділі, завданням синтезу є визначення структури та параметрів саме регулятора навантаження.

Існуючий регулятор навантаження [5] представляє собою інтегральний регулятор (І регулятор), впливом завдання для котрого є номінальний струм електродвигуна привода виконавчих органів. В цьому варіанті регулятора навантаження при його відомій простій структурі параметричний синтез зводиться до знаходження коефіцієнта передачі при інтеграторі. Цей коефіцієнт з одного боку має забезпечити максимальну швидкодію відпрацювання збурень по навантаженню виконавчих органів, що виникають від мінливості опірності вугілля різанню, з другого – бути таким, при якому

У представленій моделі зовнішній контур регулювання моменту навантаження на виконавчих органах містить:

Датчик струму електродвигуна привода виконавчих органів, який імітується блоком Gain ДТ з коефіцієнтом передачі $6.7e-4$.

Інерційність вторинної обмотки датчика струму враховується аперіодичною ланкою першого порядку Transfer Fcn4.

Блок Constant м31 задає уставку номінального струму у контур стабілізації навантаження. Значення 8 обумовлене масштабом сигналів “контролерів” 0...10 В у обох контурах САК.

Блок PID Controller реалізує І регулятор навантаження. В налаштуваннях блоку встановлено обмеження вихідного сигналу 0 – 10 (В), коефіцієнт при інтегралі дорівнює 1.

Автоматичний режим роботи комбайна зі стабілізацією навантаження на шнеках шляхом зміни швидкості подачі винесеного привода при довжині тягового ланцюга 50, 100, 200 та 300 мерів наведено на рис. 3.12...3.15.

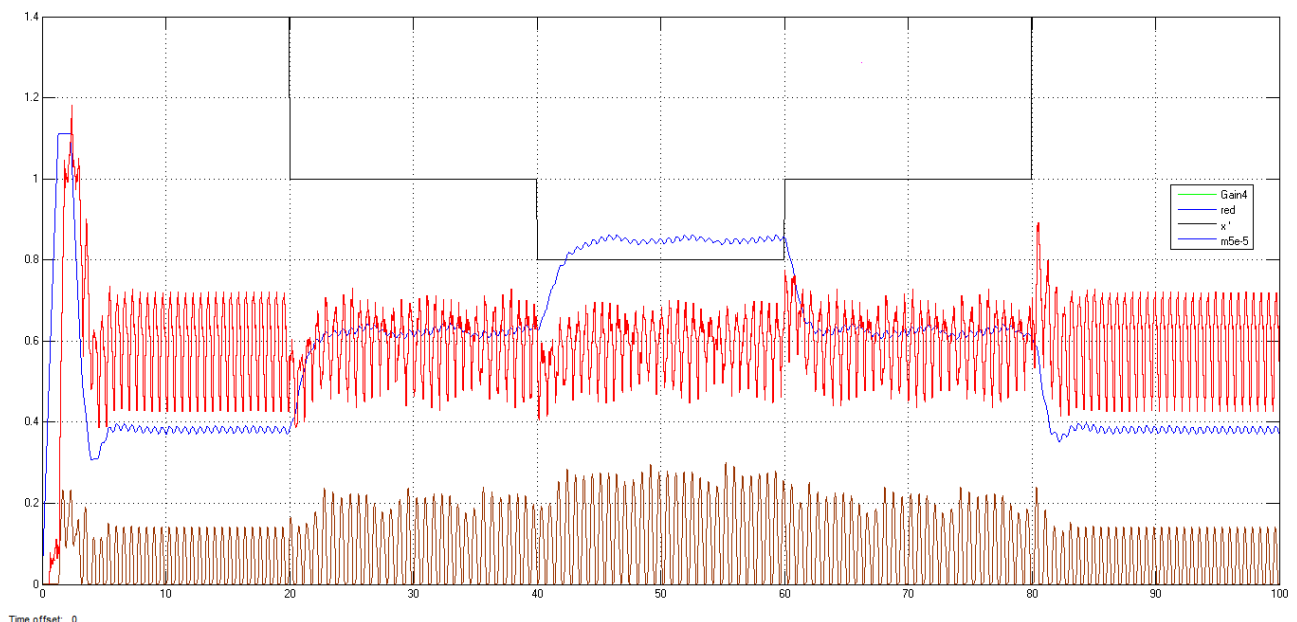


Рисунок 3.12 – Відпрацювання САК навантаженням комбайна зміни опірності різанню при довжині тягового ланцюга 50 м

Для усіх довжин тягового ланцюга моделювання відпрацювання зміни опірності виконано наступним чином. Робота комбайна починається при опірності вугілля різанню (чорна лінія) 350 Н/м (це максимальне паспортне значення). На 20 секунд опірність східчасто знижується до 250 Н/м, на 40 секунд опірність східчасто знижується до 200 Н/м, на 60 секунд опірність східчасто збільшується до 250 Н/м, на 80 секунд опірність східчасто збільшується до 350 Н/м. Червоною лінією на вказаних рисунках відображено сумарний момент навантаження на шнеках у масштабі $1:5 \times 10^{-5}$ Нм. Синя лінія – кутова швидкість зірки привода подачі у масштабі 1:1 рад/с (або 1:9 м/хв середньої швидкості подачі комбайна). Коричнева лінія – миттєва швидкість комбайна в масштабі 1:1 м/с.

Наведені результати моделювання свідчать, що синтезована система автоматичного керування виконує функцію стабілізації навантаження на виконавчих органах комбайна в широкому діапазоні зміни опірності вугілля різанню, в якому привод різання може бути перевантажений.

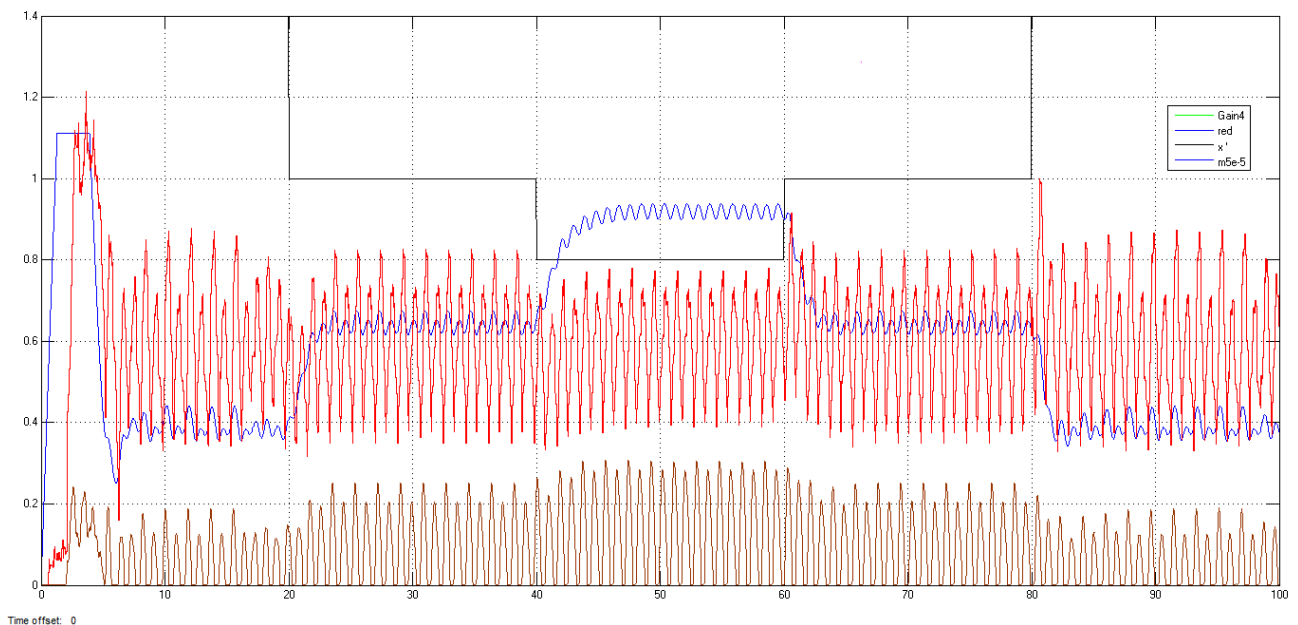


Рисунок 3.13 – Відпрацювання САК навантаженням комбайна зміни опірності різанню при довжині тягового ланцюга 100 м

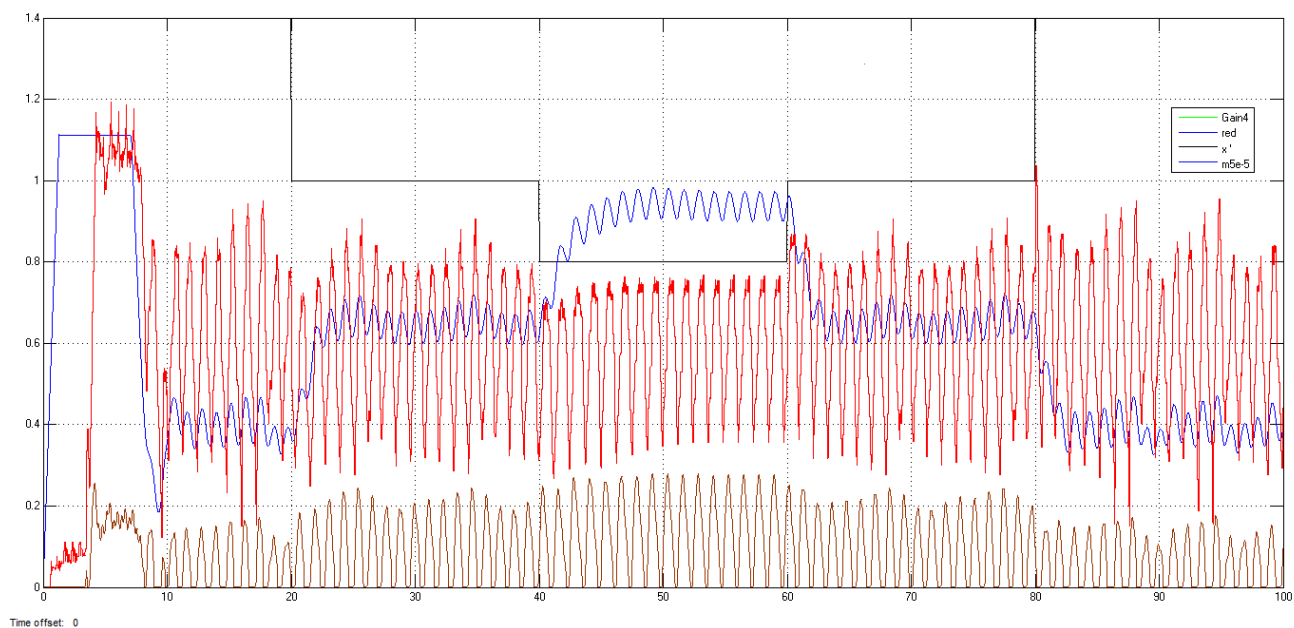


Рисунок 3.14 – Відпрацювання САК навантаженням комбайна зміни опірності різанню при довжині тягового ланцюга 200 м

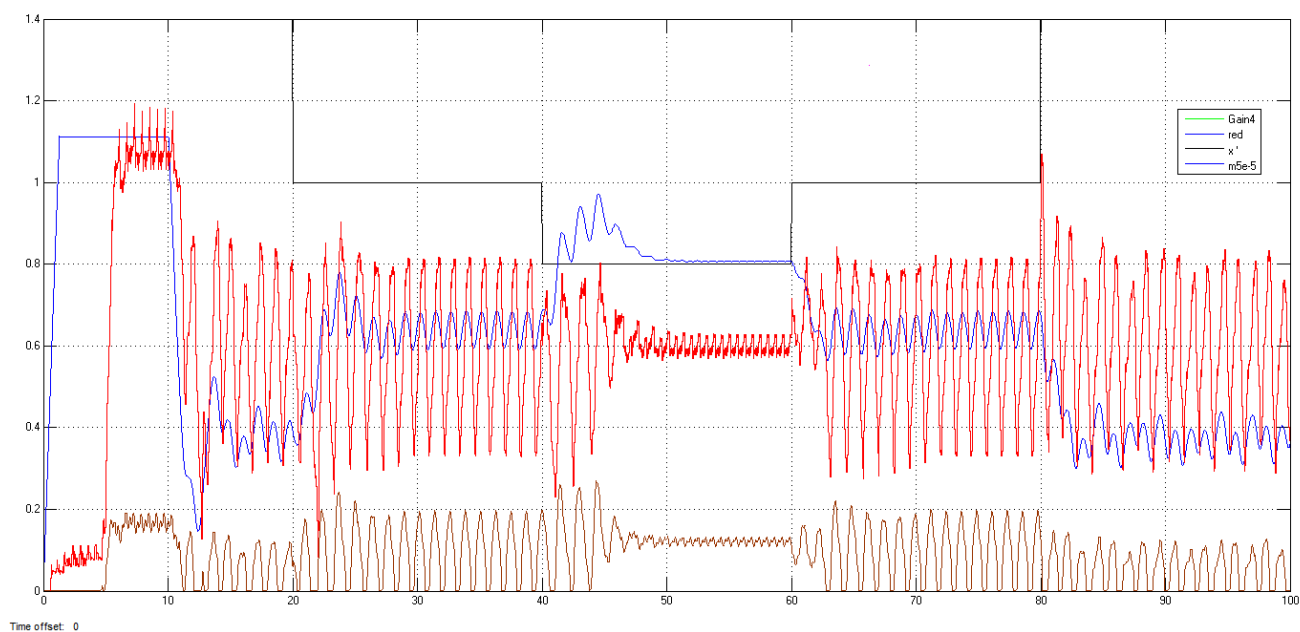


Рисунок 3.15 – Відпрацювання САК навантаженням комбайна зміни опірності різанню при довжині тягового ланцюга 300 м

Аналіз отриманих результатів стабілізації навантаження на виконавчих органах показує, що найбільший час перехідного процесу зменшення навантаження до номінального при східчастому збільшенні опірності різанню складає близько:

- 1,72 с, для довжини ланцюга 50 м;
- 1,75 с, для довжини ланцюга 100 м;
- 1,75 с, для довжини ланцюга 200 м;
- 1,75 с, для довжини ланцюга 300 м.

Такий час приблизно дорівнює часу перекидання електродвигуна привода виконавчих органів. З цього випливає, що розроблена САК стабілізації навантаження виконавчих органів практично унеможливорює перекидання електродвигуна привода різання оскільки в реальних умовах східчасте збільшення опірності різанню практично виключено, за винятком зустрічі виконавчих органів з твердим включенням або прошарком в руйнованому пласті.

Перехідні процеси відпрацювання східчастої зміни навантаження як при східчастому збільшенні опірності так і при зменшенні мають стійкий аперіодичний характер.

Висновки

- 1) Виконано дослідження комбайна з винесеною системою подачі як об'єкта автоматичного керування. Досліджені робочі режими комбайна при різних довжинах тягового органу, при різних значеннях опірності вугілля різанню та швидкостях подачі. Встановлено виникнення низькочастотних коливань моменту навантаження на виконавчих органах та миттєвої швидкості комбайна з періодом близько 10 с, поява яких залежить від довжини тягового ланцюга, опірності вугілля різанню та швидкості подачі.

- 2) Виконано синтез та дослідження системи автоматичного керування навантаженням виконавчих органів видобувного комбайна з винесеною системою подачі. Синтезована система має Інтегральний регулятор навантаження з коефіцієнтом при інтегралі 1.
- 3) Виконані дослідження синтезованої САК навантаженням для різної довжини тягового ланцюга та значеннях опірності різанню. В усіх режимах САК забезпечує стійкі та аперіодичні перехідні процеси регулювання навантаження з часом регулювання близько 1,25 с, що робить малоймовірним перекидання двигуна виконавчих органів в автоматичному режимі роботи комбайна.

ВИСНОВКИ

- 1) Комбайни з винесеною системою подачі з асинхронними частотно-керованими приводами є предметом активних наукових досліджень, що свідчить про актуальність теми цієї магістерської роботи.
- 2) Розроблені математичні моделі та виконані на них дослідження стосуються тільки механічних процесів, які наявні в ВСП, питання керування частотно-регульованими приводами ВСП не розглянуті.
- 3) В доступній науковій літературі відсутні дослідження САК навантаженням приводу виконавчих органів комбайна шляхом зміни кутової швидкості частотно-регульованих асинхронних двигунів приводів ВСП.
- 4) Розглянуто та обрано методи керування перетворювачами частоти в приводах винесеної системи подачі видобувних комбайнів.
- 5) Обґрунтовано та побудовано математичні моделі винесених приводів з бездатчиковим векторним керуванням та зі скалярним керуванням з датчиком зворотного зв'язку по швидкості.
- 6) Побудовано дві моделі комбайна з ВСП з обома типами приводів та показано коректність обох моделей.
- 7) Виконано дослідження комбайна з винесеною системою подачі як об'єкта автоматичного керування. Встановлено виникнення низькочастотних коливань моменту навантаження на виконавчих органах та миттєвої швидкості комбайна з періодом близько 10 с, поява яких залежить від довжини тягового ланцюга, опірності вугілля різанню та швидкості подачі.
- 8) Виконано синтез та дослідження САК навантаженням виконавчих органів видобувного комбайна з винесеною системою подачі.

Синтезована система має Інтегральний регулятор навантаження з коефіцієнтом при інтегралі 1.

- 9) Виконані дослідження синтезованої САК навантаженням для різної довжини тягового ланцюга та значеннях опірності різанню. В усіх режимах САК забезпечує стійкі та аперіодичні перехідні процеси регулювання навантаження з часом регулювання близько 1,75 с, що робить малоймовірним перекидання двигуна виконавчих органів в автоматичному режимі роботи комбайна.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Вынесенная система подачи комбайна УКД200 – 250 типа ВСПК [Электронный ресурс] // ХМЗ «Свет шахтера». – 2008. – Режим доступа до статті: http://www.shaht.kharkov.ua/files/index_1.html.
2. KLASCHKA GMBH & CO . – Режим доступа до статті: <https://pe-ko.com.ua/uk/catalogue/klaschka-gmbh-n-co/?letter=K>.
3. Гуревич Л.С. Электрослесарю добычного и проходческого оборудования: Справочник\ под общ. ред. В.А. Антипова. – 2-е изд. перераб. и доп. – Донецк: Донбасс, 1989. – 159с.
4. Поцепаев В.В. Исследование динамики и выбор рациональных параметров вынесенного привода подачи очистных комбайнов: дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. / Поцепаев В.В. – М.: ИГД им. А.А. Скочинского, 1985. – 197 с.
5. Апаратура РЭТ УХЛ5 [Электронный ресурс]. – Режим доступа до статті: <http://elektro-mehanik.ru/files/file/45-apparatura-ret-ukhl5/>
6. Щетинин Т.А. Электромагнитные муфты скольжения.-М.: Энергоатомиздат, 1985.-271 с.
7. Ковальчук А.Н. Протокол заводских испытаний блока вынесенной системы подачи БП ВСП за 24.08.2006 г., / А.Н. Ковальчук - ОАО «ХМЗ «Свет шахтера», г. Харьков. 2006. – 35с.
8. Обоснование конечно-элементной модели тягового органа вынесенной системы перемещения очистного комбайна / Кондрахин В.П., Мельник А.А., Косарев В.В., Стадник Н.И., Мезников А.В. // Наукові праці Донецького національного технічного університету, вип. 14 (127) , Серія: гірничо-електромеханічна, Донецьк, 2007, С. 139 -147.
9. Математическая модель для исследования рабочих процессов частотно-регулируемой вынесенной системы перемещения очистного комбайна // Кондрахин В.П., Мельник А.А., Косарев В.В., Стадник

- Н.И., Мезников А.В. / Решение научно-технических проблем при создании и внедрении современного горно-шахтного оборудования / Сб. научн. трудов ГП «Донгипроуглемаш».- Донецк.-Астро, 2008.- С.351-369.
- 10.Дубинин С.В. Снижение динамических нагрузок и повышение эффективности вынесенной системы подачи очистных комбайнов [Текст] дисс. канд. техн. наук/ С.В. Дубинин. – Донецк, 1991. – 209 с.
 - 11.Кондрахин В.П., Мельник А.А., Косарев В.В., Стадник Н.И., Мезников А.В. Моделирование рабочих режимов вынесенной системы перемещения очистного комбайна, оснащенной частотно-регулируемым приводом// Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: «Гірничо-електромеханічна». – 2008. – Вип. №16 (142), с.18 – 27.
 12. Мезникова Е.А. Повышение технологического уровня системы дистанционной транспортировки очистного комбайна УКД 200-250: магистерская работа / Е.А. Мезникова. – Донецк: ДонНТУ, 2009.
 - 13.Мезникова Е.А., Семенченко А.К. Математическая модель перемещения комбайна с вынесенной системой подачи, оснащённой частотно-регулируемым приводом// Механика жидкости и газа / Материалы VIII Международной научно-технической студенческой конференции. - Донецк: ДонНТУ, 2009.- 268с.
 - 14.Бойко Н.Г. Динамика очистных комбайнов. – Донецьк: РВА ДонНТУ, 2004. – 206 с.
 - 15.Бойко Н.Г. Перемещение очистных комбайнов с гибким тяговым органом/ Бойко Н.Г.// Наукові праці ДонНТУ. Серія: Гірничо-електромеханічна. - 2012. - № 23 (196). - С.11-18.
 - 16.Панас А.В., Кондрахин В.П. Особенности математического моделирования движения очистного комбайна с вынесенной системой подачи (ВСП) // Механика жидкости и газа / Материалы VIII

- Международной научно-технической студенческой конференции. - Донецк: ДонНТУ, 2009.- 268с.
17. ЧАСТОТНІ ПЕРЕТВОРЮВАЧІ. – Режим доступу: https://elib.tsatu.edu.ua/dep/enf/etem_3/1/index1.html
 18. Bial Akin, Nishant Garg. Scalar (V/f) control of 3-phase induction motors. Application report. SPRABQ8.- Dallas, USA.:Texas Instruments
 19. Козакевич І. А. Адаптивний спосіб компенсації нелінійних властивостей інвертора напруги для бездатчикового векторного керування на низьких частотах обертів / І. А. Козакевич // Електромеханічні і енергозберігаючі системи. - 2014. - Вип. 1. - С. 19-25. - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/emezs_2014_1_4.
 20. Цуканов В.Г., Ставицкий В.Н. Регулятор нагрузки для комбайнов с электрической встроенной системой подачи / В.Г. Цуканов, В.Н. Ставицкий // Автоматизация технологических объектов та процесів. Пошук молодих. Збірник наукових праць XII міжнародної науково-технічної конференції аспірантів та студентів в м. Донецьку 17-20 квітня 2012 р. - Донецьк, ДонНТУ, 2012. – с. 256-258
 21. Ставицкий В.М., Капустняк Д.Л. Математична модель видобувного комбайна / Д.Л. Капустняк, В.Н. Ставицкий // Автоматизация технологических объектов та процесів. Пошук молодих. Збірник наукових праць XIV міжнародної науково-технічної конференції аспірантів та студентів в м. Донецьку 22-24 квітня 2014 р. - Донецьк, ДонНТУ, 2014. – с. 123-128.
 22. Поцераев В.В. Вибір моделі навантажень на виконавчих органах в завданнях аналізу та синтезу САК видобувним комбайном/ В.В. Поцераев, О.І. Воропаев // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: “Обчислювальна техніка та автоматизація”. – Покровськ, 2019 № 1(32)’2019 с.17-26. <https://science.donntu.edu.ua/ota/arxiv-zbirniku/vipusk-1-32/>

23. Моделирование разрушения углей режущими инструментами / Е.З. Позин, З.Я. Хургин, В.Е. Бурдин и др.: Под ред. Ю.Д. Красникова. – М.: Наука, 1981. – 181 с.
24. Отраслевой стандарт. Комбайны очистные. Выбор параметров и расчет сил резания и подачи на исполнительных органах. Методика: ОСТ 12.44.258-84.- Донгипроуглемаш.- 107с.
25. Кухтенко А.И. Автоматическое регулирование врубовых машин с плавной подачей. – В кн. Вопросы автоматизации в угольной промышленности. – М.: Углетехиздат, 1953, с. 129-179.
26. Усовершенствованный метод имитации динамических нагрузок привода резания очистного комбайна / В.Е. Бурдин, Б.Д. Либерман, В.В. Поцепаев, В.Л. Советов. - Науч. тр. / ИГД им. А.А. Скочинского, 1984, вып. 228. Параметры и надежность машин для подземной добычи угля, с. 57 – 65.
27. Бойко Н.Г. Влияние возмущений на шнековых исполнительных органах угледобывающих комбайнов на их перемещение: Автореф. дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. / Бойко Н.Г. – Донецк: ДПИ, 1972. – 23 с.
28. Бурдин В.Е. Исследование и разработка метода моделирования действующих нагрузок на шнековом исполнительном органе при разрушении пласта сложного строения: дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. / Бурдин В.Е. – М.: ИГД им. А.А. Скочинского, 1981. – 201 с.
29. Костюченко М.П. “Основи охорони праці”, “Охорона праці в галузі”. Ч.1. Загальні питання та менеджмент охорони праці: Навч.-методичний посібник. – Донецьк: Вид-во ДУІ і ШІ, 2012. – 158с.

Додаток А

ОХОРОНА ПРАЦІ

1. Потенційні небезпеки і шкідливості на об'єкті дослідження

В роботі досліджується і розробляється система автоматичного управління видобувним комбайном з винесеною системою подачі з асинхронними приводами.

Видобувні комбайни є основною і важливою вуглевидобувною технікою на шахтах України.

Вугільна шахта – це гірниче підприємство підвищеної небезпеки, під час виробничої діяльності в підземних виробках якої можуть виникнути небезпечні та шкідливі виробничі чинники (НШВЧ), від дії яких працівники мають бути захищені.

До НШВЧ на підприємстві відносяться:

- рухомі частини виробничого обладнання;
- підвищена температура поверхонь обладнання;
- підвищена температура повітря робочої зони (несприятливий мікроклімат);
- підвищений рівень шуму та вібрації від обладнання;
- підвищене значення напруги в електромережі;
- підвищений вміст метану, вугільного пилу;
- значна фізична напруга;
- відсутність або нестача природного освітлення.

Комбайн експлуатується згідно з вимогами «Правил техніки безпеки, що діють, для вугільних шахт», технічних стандартів для експлуатації електрообладнання у вугільних шахтах.

При виїмці пластів небезпечних по раптових викидах вугілля і газу застосовується дистанційне управління комбайном.

2. Основні шкідливі виробничі фактори, що впливають на умови праці робітників відділу АСУ ТП

До основних шкідливих та небезпечних факторів виробничого середовища, пов'язаних з роботою на персональному комп'ютері належать: напруга зорових органів та перевтомлення очей; навантаження на кисті рук та пальці; тривале знаходження в статичному стані, що викликає застійні явища в організмі; випромінювання різного виду (рентгенівське, електромагнітне, інфрачервоне, статистичні поля); механічні шуми, пов'язані з роботою кулера, дискового приводу, оргтехніки; іонізація повітря; виділення в повітря робочого приміщення різних хімічних речовин (озон, триметілфосфат, біфеніли); небезпека статичної електрики.

До психологічно шкідливих факторів можна віднести розумову напругу та нервово-емоційне перевантаження, які виникають внаслідок підвищеної концентрації уваги. Усі ці фактори негативно впливають на здоров'я працівників відділу АСУ ТП та сприяють виникненню професійних захворювань: комп'ютерний зоровий синдром; радіохвильова хвороба; синдром висихання рогівки ока; кистьовий тунельний синдром; захворювання шкіри; захворювання кишкового тракту; серцево-судинні захворювання; комп'ютерна алергія.

3. Заходи щодо поліпшення умов праці робітників відділу АСУ ТП

Для зменшення шкідливого впливу негативних факторів виробничого середовища на працівників відділу АСУ ТП необхідно вжити заходів щодо поліпшення їх умов праці: при облаштуванні робочих місць з ПК не допускати розміщення комп'ютеру у підвальних приміщеннях; приміщення має бути обладнане системою опалення, кондиціонування повітря, вентиляцією; для боротьби зі статичним полем підтримувати відносну вологість повітря на рівні 50-60% за допомогою кондиціонування, для підлоги використовувати матеріали з антистатичного матеріалу; дотримуватися параметрів: площа на одного працюючого – 6 м², об'єм – 20 м³; відстань від робочого місця з ПК до стіни з вікном повинна становити не менше ніж 1,5 м, від інших стін – на відстані 1 м, а відстань між столами – 1,5 м; не застосовувати для обробки приміщення полімерні матеріали, що виділяють шкідливі хімічні речовини; відстань від екрану комп'ютера до очей повинна складати 50-70 см; час праці за ПК не повинен перевищувати 20 годин на тиждень, при цьому робити перерву кожні 45 хвилин на 5 хвилин.

Для зменшення шкідливого впливу негативних факторів виробничого середовища робоче місце з ПК повинно відповідати наступним гігієнічним вимогам: екран та клавіатура повинні розташовуватись на оптимальній відстані від очей користувача, що становить 600...700 мм; висота робочої поверхні робочого столу має регулюватися в межах 680...800 мм; робочий стіл повинен мати простір для ніг заввишки не менше ніж 600 мм, завширшки не менше ніж 500 мм, завглибшки (на рівні колін) не менше ніж 450 мм, на рівні простягнутої ноги - ніж 650 мм.

Для зменшення негативного впливу мобільного апарату необхідно: скоротити до мінімуму час розмови по телефону; обирати мобільний телефон з мінімальним значенням SAR (Specific Absorbtion Rate). SAR – одиниця виміру питомої величини поглинання випромінювання організмом людини; максимальна потужність випромінювання телефону. Максимальне

значення SAR у Європі складає 2 Вт/кг;[4] підносити термінал до вуха після з'єднання з абонентом. Під час здійснення з'єднання збільшується потужність випромінювання телефону.

Згідно з приведеними вимогами можемо розробити схему необхідного розташування робочих місць, яка приведена на рис. 1:

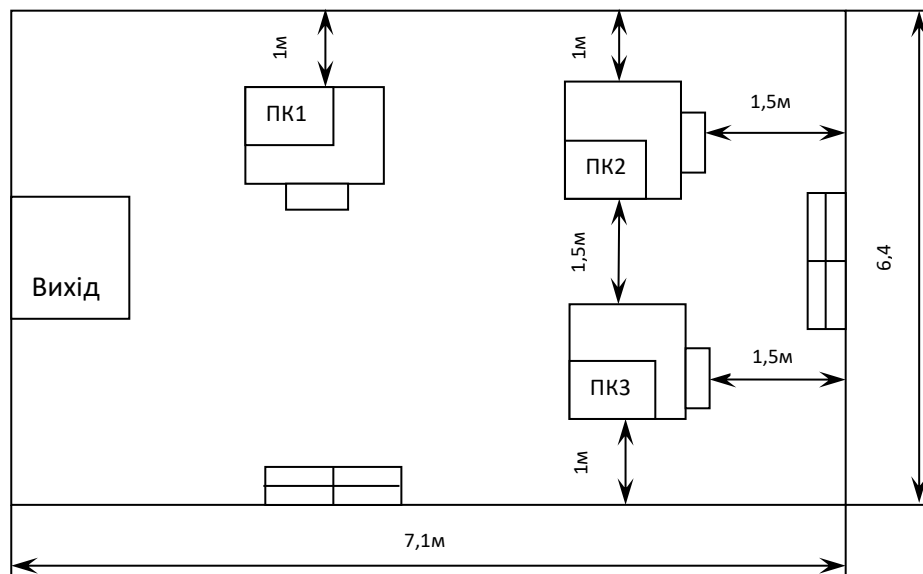


Рисунок А1 – Облаштованість робочих місць із ПК відділу

Таким чином, дотримано всіх вимог. При цьому працюючі не звернені обличчям до вікна при роботі за комп'ютером.

4. Розрахунок кондиціонування та вентиляції для відділу АСУ ТП

У відділі АСУ ТП є джерела екстремальних температур, тому необхідно визначити необхідні умови їх вентильовання. Витрату повітря у відділі з додатковим тепловиділенням визначаємо по формулі:

$$L = \frac{Q_{над}}{c \cdot p (t_в - t_н)}, \quad (A.1)$$

де $Q_{над}$ - надлишкове виділення тепла в робочому приміщенні, ккал/год.;

c - теплоємність повітря (0,237 ккал/кг);

p - обсягова вага повітря (1,226 кг/ м³);

$t_в$ - температура витяжного повітря (26°С);

$t_н$ - температура повітря, що притікає (18°С).

Розрахуємо надлишкове надходження тепла по формулі:

$$Q_{над} = Q_{уст} + Q_{пер} + Q_{осв} + Q_{ср}, \quad (A.2)$$

де $Q_{уст}$ - виділення тепла від устаткування;

$Q_{пер}$ - виділення тепла робітниками;

$Q_{осв}$ - надходження тепла від електричного освітлення;

$Q_{ср}$ - надходження тепла від сонячної радіації через вікна.

Визначимо виділення тепла від устаткування по формулі:

$$Q_{уст} = P \cdot K_a \cdot K_b \cdot 860 \text{ ккал/год}, \quad (A.3)$$

де P - сумарна потужність устаткування, кВт/год;

K_a - коефіцієнт установленної потужності (0,95);

K_b - коефіцієнт одночасної роботи (1,0).

$$Q_{\text{уст}} = [(x_1 \cdot k_1) + (x_2 \cdot k_2) + (x_3 \cdot k_3) + (x_4 \cdot k_4)] \cdot K_a \cdot K_{\delta} \cdot 860 \text{ ккал/год}, \quad (\text{A.4})$$

де x - кількість системних блоків, моніторів, принтерів, кондиціонерів відповідно; k - потужність системних блоків, моніторів, принтерів, кондиціонерів відповідно.

Розрахуємо:

$$Q_{\text{уст}} = [(3 \cdot 0,5) + (3 \cdot 0,1) + (1 \cdot 0,4) + (1 \cdot 6,3)] \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 860 = 490,2 \text{ ккал/год}. \quad (\text{A.5})$$

Визначимо виділення тепла від обслуговуючого персоналу за допомогою формули:

$$Q_{\text{пер}} = n \times g, \quad (\text{A.6})$$

де n - кількість працюючих;

g - кількість тепла, що виділяє один працівник за годину (100 ккал/год.)

Розрахуємо:

$$Q_{\text{пер}} = 6 \times 100 = 600 \text{ ккал/год}. \quad (\text{A.7})$$

Визначимо надходження тепла від електричного освітлення по формулі:

$$Q_{\text{осв}} = E_m \cdot g_1 \cdot S, \quad (\text{A.8})$$

де E_m – нормована освітленість для цієї зорової роботи, приймаємо рівним 400 лк;

g_1 – питоме тепловиділення на 1 м^2 підлоги при 1 лк освітленості (для люмінесцентних ламп – $0,05 \text{ ккал/год.}$);

S – площа приміщення, м^2 .

Розрахуємо:

$$Q_{осв} = 400 \cdot 0,05 \cdot 45,44 = 908,8 \text{ ккал/год.} \quad (\text{A.9})$$

Визначимо надходження тепла від сонячної радіації через вікна по формулі:

$$Q_{ср} = F \cdot g_2 \cdot K_{осл}, \quad (\text{A.10})$$

де F - площа віконних прорізів ($1,55 \text{ м}^2$);

g_2 - кількість тепла, що надходить через 1 м^2 віконного прорізу (65 ккал/год.);

$K_{осл}$ - коефіцієнт ослаблення, приймаємо - $0,4$.

Розрахуємо:

$$Q_{ср} = 1,55 \cdot 65 \cdot 0,4 = 40,3 \text{ ккал/год.} \quad (\text{A.11})$$

Визначимо кількість надлишкового тепла:

$$Q_{над} = 490,2 + 600 + 908,8 + 40,3 = 2039,3 \text{ ккал/год.} \quad (\text{A.12})$$

Визначимо витрати повітря в приміщенні:

$$L = \frac{2039,3}{0,237 \cdot 1,226 \cdot (26-18)} = 877,31 \text{ м}^3 / \text{год} \quad . \quad (\text{A.13})$$

Існуюча в наявності система вентилявання має продуктивність 600 куб. м./годину, але це не задовольняє необхідним нормативам. Потрібно замінити функціонуючу систему вентилявання на більш потужнішу. Параметри мікроклімату на робочих місцях регламентуються ДСН 3.3.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень». Відповідно доданих санітарних норм температура повітря, швидкість руху повітря і відносна вологість у холодні періоди року повинна складати 22-24 градуса по Цельсію, 0,1 метра в секунду і 40-60 % відповідно. У теплі періоди року температура повітря повинна складати 23-25 градусів Цельсія, рухливість повітря 0,1-0,2 метрів секунду, вологість 40-60 %. Температура може коливатися від 22 до 26 градусів Цельсія при збереженні всіх інших параметрів мікроклімату. Вище зазначені норми цілком відповідають фактичним відділу АСУ ТП.

5. Розрахунок системи загального рівномірного освітлення з лампами розжарювання

Розміри відділу: довжина ($a=7,1$ м), ширина ($b=6,4$ м), висота ($h=3$ м). Визначимо норми освітлення та розрахункову висоту для виділених зон. Мінімальна освітленість за нормами $E=400$ лк. Приміщення має світлу побілку: коефіцієнт відбиття - $R_{\text{стелі}} = 70\%$, $R_{\text{стін}} = 50\%$. Висота робочих поверхонь (столів) $h_p = 0,7$ м. Для освітлення прийнято світильники типу УПМ-15, які підвищуються до стелі, відстань від світильника до стелі $h_c = 0,5$ м. Мінімальна освітленість за нормами $E=400$ лк.

- 1) Визначимо висоту підвісу світильників над підлогою:

$$h_0 = H - h_C = 3 - 0,5 = 2,5 \text{ м.} \quad (\text{A.14})$$

Для світильників загального освітлення з лампами розжарювання потужністю до 200 Вт мінімальна висота підвісу над підлогою відповідно до СНіП П-4-79 повинна бути у межах 2,5 - 4,0 м, залежно від характеристики світильника. В нашому випадку вона відповідає цій вимозі.

- 2) Визначимо висоту підвісу світильника над робочою поверхнею:

$$h = h_0 - h_p = 2,5 - 0,7 = 1,8 \text{ м.} \quad (\text{A.15})$$

Рівномірність освітлення досягається при відповідному співвідношенні відстані між світильниками (L) і висоти їх підвісу (h).

- 3) Визначимо рекомендовану відстань між світильниками:

$$L = 0,7h = 0,7 \cdot 1,8 = 1,26 \text{ м.} \quad (\text{A.16})$$

- 4) Розрахуємо необхідну кількість світильників:

$$N = \frac{ab}{L^2} = \frac{7,1 \cdot 6,4}{1,16^2} = 33,77 \approx 35 \quad (\text{A.17})$$

Приймаємо 35 світильників, враховуючи розміри приміщення розміщуємо їх у 3 ряди по 7 штук.

- 5) Світловий потік лампи світильника визначається за формулою:

$$\Phi_{\text{л}} = \frac{E \cdot K_3 \cdot S \cdot Z}{N \cdot n \cdot \eta} \text{ ккал/год}, \quad (\text{A.18})$$

де E - нормативна освітленість, лк;

K_3 - коефіцієнт запасу, що враховує зниження освітленості в результаті забруднення та старіння ламп (1,5);

S - площа приміщення, що освітлюється, м^2 ;

Z - коефіцієнт нерівномірності освітлення для ламп розжарювання (=1,15);

N - кількість світильників;

n - кількість ламп у світильнику;

η - коефіцієнт використання світового потоку, який визначається за світлотехнічними таблицями залежно від показника приміщення (i) та коефіцієнтів відбиття стін та стелі.

6) Визначимо показник приміщення для кожної зони:

$$i = \frac{ab}{h(a+b)} = \frac{7,1 \cdot 6,4}{1,8 \cdot (7,1 + 6,4)} = 1,8. \quad (\text{A.19})$$

7) З таблиці 3.25 [2] знаходимо коефіцієнт використання ($\eta = 0,52$) для світильників УПМ-15 (при $P_{\text{стелі}} = 70\%$, $P_{\text{стін}} = 50\%$).

8) Світловий потік одного світильника, а значить і лампи, оскільки за конструктивним виконанням у світильнику цього типу встановлена лише одна лампа, дорівнює:

$$\Phi = \frac{E \cdot S \cdot K_3 \cdot Z}{N \cdot \eta} = \frac{400 \cdot 45,44 \cdot 1,5 \cdot 1,15}{35 \cdot 0,52} = 1722,73 \text{ лм} \quad (\text{A.20})$$

9) З таблиці 3.27 [2] обираємо лампу БК (біспіральна криптонова) потужністю 100 Вт, світловий потік якої становить 1450 лм. Хоча це значення менше розрахованого на 14%, однак не перевищує встановлену норму ($-0\% < \Delta\Phi_{\text{л}} < +20\%$). Сумарна електрична потужність усіх світильників, встановлених у приміщенні становить:

$$\Sigma P_{\text{св}} = P \cdot N = 100 \cdot 35 = 3,5 \text{ кВт.} \quad (\text{A.21})$$

6. Пожежна безпека

У приміщенні відділу АСУ ТП основні міри для забезпечення пожежної безпеки визначає Інструкція про заходи пожежної безпеки для службових приміщень. Вона є обов'язковою для виконання всіма співробітниками. В інструкції про засоби пожежної безпеки для службових приміщень забороняється: улаштовувати тимчасові електромережі, застосовувати саморобні плавкі вставки в запобіжниках, прокладати електричні проводи безпосередньо по пальній основі, експлуатувати світильники зі знятими ковпаками (розсіювачами), використовувати саморобні подовжувачі, що не відповідають вимогам Правил пристрою електроустановок; пристосовувати вимикачі, штепсельні розетки для підвішування одягу й інших предметів, обгортати електролампи і світильники, клеювати ділянки електромережі пальною тканиною, папером; використовувати побутові електрокип'ятильники, чайники тощо без непалених підставок, залишати без нагляду включеними в електромережу

кондиціонери, комп'ютери, рахункові і друкарські машинки і т.п.; захищати підступи до засобів пожежогасіння, використовувати пожежні крани, рукави і пожежний інвентар не за призначенням, зберігати документи, різні матеріали, предмети й інвентар у шафах (нішах) інженерних комунікацій; курити (крім спеціально відведених для цього адміністрацією місць, позначених написом «Місце для паління» і забезпечених урною чи попільницею з непаленого матеріалу), проводити зварювальні й інші вогневі роботи без оформлення відповідного дозволу, застосовувати легкозаймисті рідини.

7. Безпека при надзвичайних ситуаціях на підприємстві

Меблі й устаткування повинні розміщатися таким чином, щоб забезпечувався вільний евакуаційний прохід до дверей виходу з приміщення (шириною не менше 1 м). Евакуаційні шляхи і виходи необхідно постійно держати вільними, нічим не захищати. Засоби протипожежного захисту в приміщеннях потрібні триматися у справному стані.

У випадку виявлення пожежі слід: негайно повідомити державну пожежну охорону за телефоном «101», вказати при цьому адресу, кількість поверхів, місце виникнення пожежі, наявність людей, своє прізвище; повідомити про пожежу керівництву, а в нічний час черговому охоронцю;

У разі можливості почати гасіння пожежі наявними засобами, організувати зустріч пожежних підрозділів.

При виникненні пожежі у початковій стадії його розвитку випромінюється тепло, токсичні продукти згоряння, імовірні руйнування будівельних споруд. Тому слід як можна швидше провести евакуацію людей із палаючої будівлі. Показником ефективності евакуації є час, протягом якого

працівники можуть при необхідності залишити окремі приміщення і будівлю в цілому. Безпека евакуації досягається тоді, коли час евакуації не перевищує час настання критичної фази розвитку пожежі, тобто часу від початку пожежі до досягнення граничних для людини впливів факторів пожежі (критичних температур, ступені задимлення, зниження концентрації кисню і т.п.). Число евакуаційних виходів повинно бути не менш двох. Вони повинні розташовуватися розосереджено.

Двері на шляхах евакуації повинні відкриватися у напрямку виходу із будівлі. У кожному приміщенні на видному місці повинен бути вивішений план евакуації при пожежі. При пожежі обов'язково необхідно враховувати небезпечні чинники і механізм їх дії на людину. Користуватися ліфтом категорично забороняється. Шахта ліфта є шляхом для поширення диму і отруйних продуктів горіння, до того ж при пожежі ліфт часто відключають і можна опинитися в пастці при пожежі.

Якщо ви знаходитесь в приміщенні де немає пожежі, але відрізани вогнем, димом, високою температурою від головних шляхів евакуації, то в першу чергу необхідно заважити доступу диму і продуктів горіння в це приміщення. Для чого необхідно негайно закрити усі щілини у дверях та під ними змоченими водою ганчірками, рушниками, робочими халатами та іншим.

Якщо приміщення все ж заповнено димом, необхідно підповзти до вікна, закрити при цьому рот та ніс змоченою тканиною, яка грає роль фільтру та в певній мірі захищає від продуктів горіння.

Рухатись у задимленій зоні поповзом або максимально пригнувшись, необхідно тому що більшість нагрітих газоподібних отруйних речовин та дим збираються у верхній зоні приміщення, окрім цього, в приміщенні при горінні температура на рівні очей людини у 6 разів вище за температуру на рівні полу, до того ж внизу завжди зберігається більша концентрація кисню.

Коли ви опинились біля вікна трохи відкрийте його та дихайте через щілину, очікуючи прибуття пожежників. При їх прибутті негайно зверніть на себе увагу. Ніколи не стрибайте через вікно без відомої на це необхідності (кожний другий стрибок з 4-го поверху при пожежі - смертельний).