

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

Кафедра Автоматики та телекомунікацій
(повна назва кафедри)

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри
_____ Лактіонов І.С.

_____ (підпис) _____ (ініціали, прізвище)

“ ____ ” _____ 20__ р.

Випускна кваліфікаційна робота

магістра
(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему «Дослідження та розробка системи автоматичного керування технологічними параметрами видобувного комбайна»

Виконав : студент 2 курсу, групи

СУАм-20
(шифр групи)

напряму спеціальності

151 Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Неділько О.М.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Керівник

доцент, к.т.н. доцент Поцєпаєв В. В.

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Рецензент

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Рецензент

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Засвідчую, що у цій дипломній роботі немає записок з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент

_____ (підпис)

Покровськ – 2021 р.

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

Автоматика та телекомунікації
(повна назва кафедри)

Захист відбувся _____
(дата)

з оцінкою _____
секретар ДЕК _____
(підпис)

Випускна кваліфікаційна робота

_____магістра

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему «Дослідження та розробка системи автоматичного керування технологічними параметрами видобувного комбайна»

Виконавець студент групи	СУАм–20 (підпис, дата)	Неділько О.М. (ініціали, прізвище)
Керівник	_____	Поцєпаєв В.В. (ініціали, прізвище)
Зав. кафедри АТ	_____	Лактіонов І.С. (ініціали, прізвище)
Консультанти	_____	_____
	_____	_____
Нормоконтролер	_____	Жуковська Д.О. (ініціали, прізвище)

Покровськ– 2021 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:

Завідувач кафедри

_____ / Лактіонов І.С.

“ _____ ” _____ 2021 р.

ЗАВДАННЯ НА ВИПУСКНУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Недільку Олександр Михайловичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження та розробка системи автоматичного керування технологічними параметрами видобувного комбайна

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

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

затверджені наказом від “ _____ ” 2021 року №

2. Строк подання студентом роботи _____

3. Вихідні дані до роботи: Дослідження та розробка системи автоматичного керування технологічними параметрами видобувного комбайна

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

1) Виконати аналіз структур та параметрів математичних моделей систем автоматичного керування видобувними комбайнами.

2) Розробити узагальнену математичну модель системи автоматичного керування технологічними параметрами видобувного комбайна.

3) Дослідити якісні показники системи автоматичного керування технологічними параметрами видобувного комбайна.

4) Виконати заходи з охорони праці.

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

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Виконати аналіз сучасних математичних моделей видобувного комбайна як об'єкта керування	25.10.21	
2	Виконати синтез системи автоматичного керування видобувним комбайном з барабанными виконавчими органами.	2.11.21	
3	Виконати дослідження системи автоматичного керування видобувним комбайном с винесеною системою подачі та барабанными виконавчими органами.	15.11.21	
4	Розробка заходів з охорони праці	20.11.21	
5	Оформлення магістерської роботи	30.11.21	
6	Підготовка до захисту магістерської роботи	15.12.21	
7	Захист магістерської роботи	24.12.21	

Студент

_____ (підпис)

Неділько О.М.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Поцєпєв В.В.
(прізвище та ініціали)

Лист зауважень

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

АНОТАЦІЯ

Неділько О.М. Дослідження та розробка системи автоматичного керування технологічними параметрами видобувного комбайна / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 151 «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології». ДВНЗ ДонНТУ, Покровськ, 2021.

Пояснювальна записка: 85 сторінок, 24 рисунка, 38 посилань на використану літературу.

Об'єкт розробки – система автоматичного керування технологічними параметрами видобувного комбайна.

Мета роботи – дослідження та розробка системи автоматичного керування технологічними режимами видобувного комбайна на основі сучасних уявлень про видобувний комбайн як об'єкт керування.

Методи дослідження – методи теорії систем; методи аналізу та синтезу теорії автоматичного керування; методи дослідження нелінійних систем автоматичного керування; методи моделювання та дослідження систем автоматичного керування в середовищі Simulink; програмування в системі MATLAB.

Результат розробки – система автоматичного керування технологічними параметрами видобувного комбайна з винесеною системою подачі та з барабанними виконавчими органами.

Ключові слова: СИСТЕМА АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ, МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, СИНТЕЗ, ВИДОБУВНИЙ КОМБАЙН.

ABSTRACT

Nedilko OM Research and development of the system of automatic control of technological parameters of the mining combine / Final qualification work for the degree of "master" in the specialty 151 "Automation and computer-integrated technologies". SHEE DonNTU, Pokrovsk, 2021.

Explanatory note: 85 pages, 24 figures, 38 references to the used literature.

The object of development is a system of automatic control of technological parameters of the mining combine.

The purpose of the work is to study and develop a system of automatic control of technological modes of the mining combine on the basis of modern ideas about the mining combine as an object of control.

Research methods - methods of systems theory; methods of analysis and synthesis of the theory of automatic control; research methods for nonlinear automatic control systems; methods of modeling and research of automatic control systems in Simulink environment; programming in the MATLAB system.

The result of the development is a system of automatic control of the technological parameters of the mining combine with a remote feed system and with drum actuators.

Keywords: AUTOMATIC CONTROL SYSTEM, MATHEMATICAL MODEL, SYNTHESIS, MINING COMBINE.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	10
1 АНАЛІЗ СУЧАСНИХ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ВИДОБУВНОГО КОМБАЙНА ЯК ОБ'ЄКТА КЕРУВАННЯ	13
1.1 Математичні моделі формування навантажень на виконавчих органах комбайна.....	13
1.2 Математичні моделі САК переміщенням комбайна.....	22
1.2.1 Математичні моделі комбайнів з ВСП.....	22
1.2.2 Математичні моделі комбайнів з БСП.....	28
Висновки до розділу 1.....	32
2 СИНТЕЗ САК ВИДОБУВНИМ КОМБАЙНОМ З БАРАБАННИМИ ВИКОНАВЧИМИ ОРГАНАМИ.....	33
2.1 Математична модель САК комбайном з ВСП та барабанными виконавчими органами.....	33
2.2 Побудова Simulink моделі САК комбайном з ВСП.....	38
2.3 Оцінка адекватності моделі системи автоматизований винесений привід подачі – комбайн – вибій.....	42
2.3.1 Оцінка адекватності математичної моделі приводу подачі з ЕГК.....	44
2.3.2 Оцінка адекватності математичної моделі автоматизованого винесеного приводу подачі.....	47
2.3.3 Оцінка адекватності математичної моделі комбайна і формування навантажень приводу виконавчих органів.....	50
Висновки до розділу 2.....	56
3 ДОСЛІДЖЕННЯ САК ВИДОБУВНИМ КОМБАЙНОМ С ВСП ТА БАРАБАННИМИ ВИКОНАВЧИМИ ОРГАНАМИ.....	57
3.1 Параметричний синтез та дослідження регулятора навантаження приводу виконавчих органів.....	57
3.2 Дослідження якості регулювання САК комбайном з ВСП.....	58

Висновки по розділу 3.....	63
ВИСНОВКИ.....	65
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	67
ДОДАТОК А. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.....	73

ВСТУП

Актуальність роботи. Сучасний стан енергетичної та промислової галузі України є надзвичайно складним через великий дефіцит вугілля. Як повідомляє Міненерго, фактичні запаси палива на українських ТЕС та ТЕЦ менші від планових у понад чотири рази. Щоб покрити дефіцит Україна імпортує в листопаді 2021 року 562000 тон енергетичного вугілля – антрациту (марка А) та пісного (марка П). До того ж з першого листопада 2021 року Росія зупинила поставки енергетичного вугілля в Україну [1].

На кліматичному форумі COP26 у Великій Британії понад 40 держав підписали договір про відмову від використання вугілля в енергетиці, до яких увійшла й Україна. Це означає, що протягом двадцяти років спалювання вугілля на електростанціях має зійти нанівець [2].

Але вугілля не тільки паливо – це кокс для металургії, головна сировина у вуглехімії, де виробництво пластмас зростає стрімкими темпами, та головний компонент при виробництві пороху, в якому, як показали майже вісім років війни з Росією, в Україні велика потреба.

Єдиним способом видобутку вугілля в нашій країні є шахтна виїмка довгими лавами з використанням видобувних комбайнів. Через те, що більш ніж 90% запасів вугілля в Україні зосереджено в тонких пологих пластах умови праці на видобувній ділянці є надзвичайно важкими та небезпечними. Це робить необхідним повну автоматизацію технологічних режимів видобувних комбайнів, а тому робота, спрямована на розробку та дослідження системи автоматичного керування технологічними режимами видобувного комбайна, є актуальним науковим та інженерним завданням.

Мета роботи – дослідження та розробка системи автоматичного керування технологічними режимами видобувного комбайна на основі сучасних уявлень про видобувний комбайн як об'єкт керування.

Методи дослідження. Методи теорії систем; методи аналізу та синтезу теорії автоматичного керування; методи дослідження нелінійних систем автоматичного керування; методи моделювання та дослідження систем автоматичного керування в середовищі Simulink; програмування в системі MATLAB.

Завдання роботи, які необхідно вирішити для досягнення поставленої мети:

Виконати аналіз сучасних математичних моделей видобувного комбайна як об'єкта керування.

Виконати аналіз сучасних математичних моделей систем автоматичного керування (САК) видобувним комбайном.

Розробити узагальнену математичну модель системи керування комбайном з урахуванням всіх зв'язків в системі та її замкнутості через руйнований пласт.

Виконати синтез САК технологічними параметрами видобувного комбайна.

Виконати дослідження розробленої САК видобувним комбайном.

Розробити заходи з охорони праці.

Наукова новизна отриманих результатів. Побудована та досліджена повна математична модель САК видобувним комбайном на основі сучасних моделей видобувного комбайна як об'єкта керування.

Практичне значення отриманих результатів. Розроблена структура та параметри САК комбайном можуть бути використані при модернізації апаратури автоматизації технологічних режимних параметрів видобувних комбайнів.

Апробація роботи. Основні положення магістерської роботи доповідалися та обговорювалися на Всеукраїнському науково-практичному форумі «ТАК2021»: телекомунікації, автоматизація, комп'ютерно-інформаційні технології, 24-25 листопада 2021 року, ДонНТУ, м. Покровськ.

Публікації. Результати досліджень, виконаних в рамках магістерської роботи, опубліковані в збірці доповідей науково-практичного форуму «ТАК2021»: телекомунікації, автоматизація, комп'ютерно-інформаційні технології, 24-25 листопада 2021 року, ДонНТУ, м. Покровськ.:

Неділько О.М., Поцєпаєв В.В. Дослідження та розробка системи автоматичного керування технологічними параметрами видобувного комбайна [Текст] / О.М. Неділько, В.В. Поцєпаєв // Всеукраїнський науково-практичний форум «ТАК2021»: телекомунікації, автоматизація, комп'ютерно-інформаційні технології, 1-2 грудня 2021 р.: збірка доповідей. – ДВНЗ «ДонНТУ», м. Покровськ 2021. – С. 156 – 160.

Структура та обсяг кваліфікаційної роботи. Структура магістерської кваліфікаційної роботи визначена її метою, планом досліджень, виконуваними завданнями та затверджена науковим керівником. До роботи входять: анотація, вступ, три розділи, основні висновки та перелік використаної літератури. Повний обсяг роботи складає 85 сторінок тексту, 24 рисунка, 38 посилань на використану літературу та додаток із заходів з охорони праці.

1 АНАЛІЗ СУЧАСНИХ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ВИДОБУВНОГО КОМБАЙНА ЯК ОБ'ЄКТА КЕРУВАННЯ

1.1 Математичні моделі формування навантажень на виконавчих органах комбайна

Необхідність створення систем автоматичного керування навантаженням на виконавчих органах, вивчення динамічних процесів у приводах й трансмісіях вугільних комбайнів, виконання завдань ідентифікації та технічної діагностики, починаючи з п'ятдесятих років минулого сторіччя, стала причиною появи багатьох наукових праць, в яких пропонувалися та розглядалися різноманітні математичні моделі формування навантажень на виконавчих органах комбайна.

Природно, що одному й тому ж об'єкту досліджень може відповідати безліч його математичних моделей, кожна з яких відбиває сукупність уявлень про реальний об'єкт та мету поставленого завдання. Ця обставина відбилася в ряді робіт, де різноманітні математичні моделі збурень на виконавчих органах комбайнів використовуються для вирішення завдань синтезу алгоритмів керування навантаженням приводів різання і подачі, вибору раціональних і оптимальних параметрів цих приводів, забезпечення стійкості САК та досліджень динамічної навантаженості комбайна.

Сучасні видобувні комбайни можуть бути оснащені шнековими (в більшості випадків) або барабанними виконавчими органами. Останніми оснащуються комбайни, що призначені для виїмки особливо твердого вугілля з твердими боковими породами та прошарками. Барабанні виконавчі органи мають менші енерговитрати на руйнування вугільного масиву, але гіршу в порівнянні з шнеками навантажувальну здатність. Іншою перевагою комбайнів з барабанними виконавчими органами є набагато швидші кінцеві операції, оскільки зарубування такого комбайна виконується його

фронтальним переміщенням за один раз на відміну від шнекового комбайна, де зарубування виконується декількома косими заїздами. Обидва типи комбайнів показані на рис. 1.1 та рис.1.2

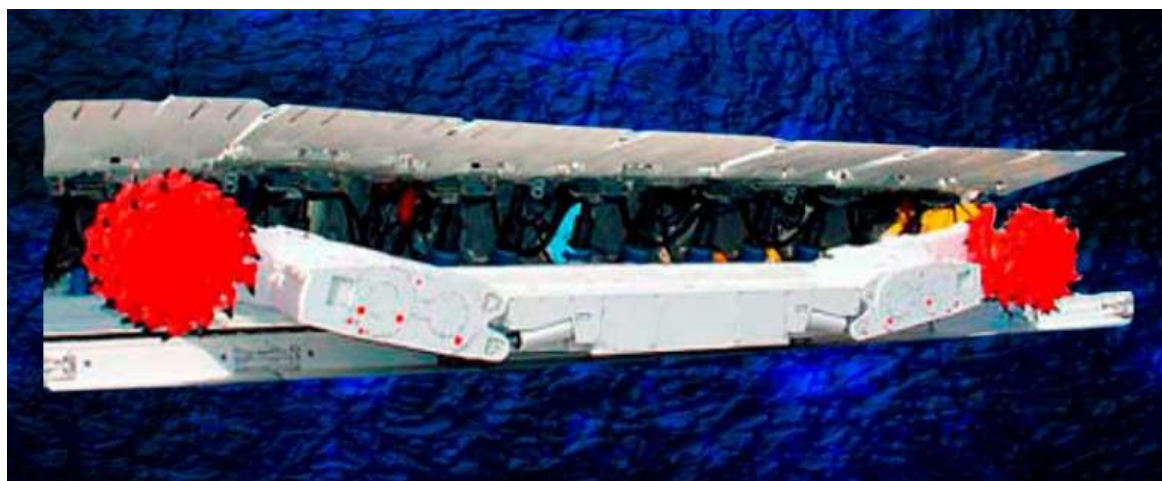


Рисунок 1.1. – Комбайн УКД400 з шнековими виконавчими органами



Рисунок 1.2. – Комбайн К200 з барабанними виконавчими органами

Головним споживачем комбайнів K200 є шахти холдингу «Павлоградвугілля». Розробником обох наведених комбайнів є українська компанія CORUM GROUP.

За сучасними уявленнями момент навантаження і сили реакцій вибою, що формуються при різанні пласта на шнеку або барабані, представляють собою нормально розподілений випадковий процес з переважанням детермінованих періодичних складових. Випадкова складова навантажень визначається властивостями міцності руйнованого масиву вздовж лави та у перерізі пласта [3, 4, 5]. Періодичні складові обумовлені двома факторами. Першим з них є коливальне переміщення виконавчих органів в напрямку подачі та в вертикальній площині для шнека або в горизонтальній для барабанного виконавчого органа, другим фактором є силова невірноваженість виконавчих органів, що обумовлена конструкцією та розташуванням ріжучого інструменту. Періодична складова представляє собою полігармонічний процес, частоти гармонік якого кратні частоті обертання виконавчих органів [6].

В одній з перших ґрунтовних праць з моделювання навантажень проф. Кухтенком А.І. вперше вказано на запізнення в стружкоутворенні, викликане обертанням та подачею шнека і таке, що залежить від кількості різців в лінії різання. Також вказано на серповидний характер стружки [7]. 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 [8,9]. 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. Група авторів ДонНТУ, починаючи з роботи [10] Для дослідження руху комбайна застосовує аналітичні методи, зокрема рівняння Ван дер Поля [11, 12, 13]. В цих працях вертикальна та горизонтальна сили реакції вибою на шнеках R_a та R_b відтворюються виразами виду:

$$R_a = \bar{a}_x + \sum_j \bar{r}_{xj} \sin(\lambda_j t + \theta_{xj}) + \bar{\eta}_x \dot{x}; \quad (1.2)$$

$$R_b = \bar{a}_z + \sum_j \bar{r}_{zj} \sin(\lambda_j t + \theta_{zj}) + \bar{\eta}_z \dot{z},$$

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 дають загальне рішення рівняння руху комбайна, але вирази (1.2) показують, що відсутнє врахування запізнення в

стружкоутворенні, а це може бути забезпечене тільки використанням імітаційної моделі, що відтворює реальний процес стружкоутворення.

Аналітичні методи дослідження динаміки комбайна з ціллю визначення впливу на швидкість переміщення машини кінематичних збурень з виконавчих органів застосовані в роботі [14]. Тут модель навантажень подібна (1.2), але запізнення в утворенні стружки враховано. Через складність такої моделі автори вимушені досліджувати розімкнену систему, що припустимо лише в окремих випадках.

Аналізуючи ранні за темою, що розглядається роботи [15, 16] та їм подібні, 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. Починаючи з вісімдесятих років, коли вказана проблема була усунена, 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 при взаємодії комбайна та вибою.

Перші моделі формування навантажень на шнеках, що побудовані на основі реальних переміщень виконавчого органу в профілі пласта, а навантаження на шнеку обчислюється як сума навантажень на кожному різці, що контактує з вибоєм, та реалізовані програмно, описані в монографії [4] та кандидатській дисертації [17]. Недоліком моделей є те, що навантаження на різцях обчислюється через деякі інтервали часу, довжина яких визначається спектром навантажень, що цікавить дослідника. Як було вказано, формування навантажень – процес з запізненням, а при програмній реалізації це означає процес з передісторією, яку треба мати у вигляді масивів з координатами переміщень виконавчого органу. Сума елементів цих масивів за один оборот виконавчого органу при одному різці в лінії різання і є тим

запізненням. Оскільки запізнення є змінним, обчислення передісторії у кожний момент часу потребує великих обчислюваних витрат і в підсумку такі програмні моделі дуже повільно виконуються, особливо, якщо дослідника цікавлять високочастотні складові спектру навантажень.

Згодом вказаний недолік був усунений в роботі по моделюванню навантажень [18]. В цій моделі формування масивів передісторії та обчислення навантажень на різцях і, 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 і, отже, продуктивність досліджень. Саме такий алгоритм використовується при синтезі та дослідженнях сучасних САК технологічними режимами видобувних комбайнів [19, 20].

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

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

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

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

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 органу;

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 приводом виконавчого органу, 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 та 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. 1.3. На рисунку показано пурпуровою лінією відпрацювання регулятором навантаження стрибка опірності різанню з 200 Н/мм до 250 Н/мм на 35 секунді та з 250 Н/мм до 350 Н/мм на 45 секунді з статичною моделлю формування навантажень в САК комбайном та блакитною лінією в моделі САК з повною моделлю навантажень. Використання статичної моделі демонструє аперіодичні перехідні процеси з хорошою якістю регулювання, в той же час використання повної моделі демонструє не прийнятну якість регулювання оскільки перехідний процес є коливальним і затягнутим.

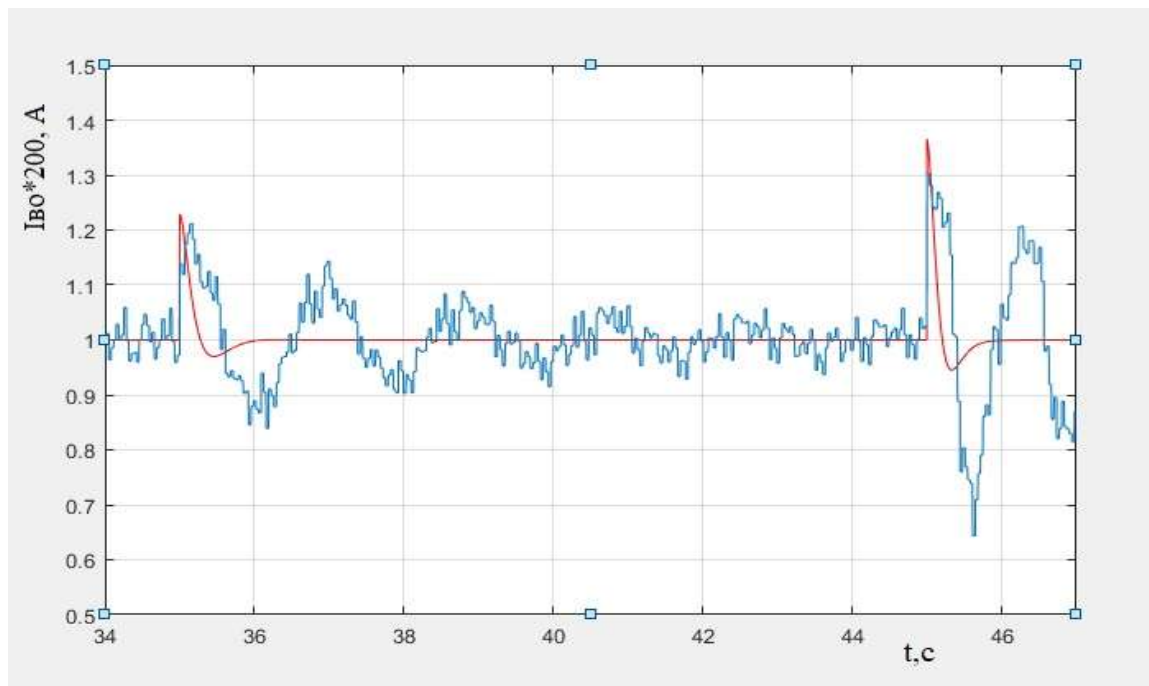


Рисунок 1.3. – Порівняльне моделювання спрощеної та повної моделі САК комбайном в режимі стабілізації навантажень привода виконавчих органів

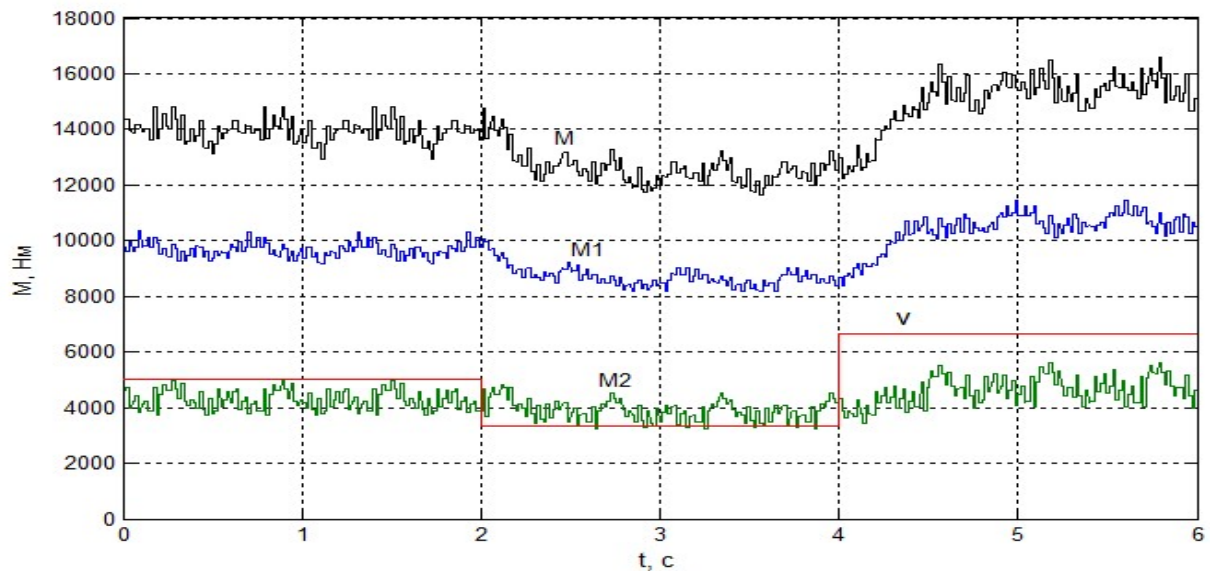


Рисунок 1.4 – Моделювання моменту навантаження на шнеках при стрибковій зміні швидкості подачі: на випереджаючому шнеку – M1, відстаючому – M2 та сумарного моменту на шнеках M

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. 1.4, 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.

В роботі [24] виконано порівняльний аналіз двох математичних моделей САК видобувним комбайном, в яких використовується повна модель формування навантажень на виконавчих органах. В першій моделі кутова швидкість виконавчих органів є постійною, в другій для моделювання електродвигуна привода виконавчих органів використовується модель Пінчука. Показано, що через жорстку механічну характеристику асинхронного двигуна в моделях САК технологічними режимами видобувного комбайна зміною кутової швидкості виконавчих органів доцільно не враховувати.

Аналіз сучасних робіт з моделювання САК видобувним комбайном свідчить, що для моделювання, як правило, використовується Simulink. При цьому блок-діаграми моделей є гібридними, тобто блок-діаграма моделі САК звертається до функції MATLAB через блок Interpreted MATLAB Fcn. Це пов'язано з тим, що алгоритм обчислення навантажень в повній моделі взаємодії виконавчих органів з руйнованим пластом є складним, а програма, котра його реалізує, містить близько 350 операторів. Зважаючи на те, що звертання до вказаної функції виконується на кожному кроці солвера, моделювання САК виконується досить повільно, оскільки модулі MATLAB представляють собою псевдокод, а не об'єкти файли. В зв'язку з цим в роботі [24] програмна реалізація повної моделі навантажень виконана на мові C++ та підключена до системи MATLAB через mex-функцію. Це дозволило скоротити час моделювання приблизно у вісім разів, що є дуже суттєвим для виконання завдань синтезу та аналізу САК видобувним комбайном.

1.2 Математичні моделі САК переміщенням комбайна

Сучасні видобувні комбайни, які в теперішній час експлуатуються на шахтах України та знаходяться на стадії розробки оснащуються двома типами систем подачі – винесеною системою подачі (ВСП) на базі електромагнітного гальма ковзання (ЕГК) та вбудованою безланцюговою системою подачі (БСП) на основі регульованого асинхронного привода.

1.2.1 Математичні моделі комбайнів з ВСП

Безумовно, винесена система подачі має ряд недоліків, обумовлених застосуванням тягового ланцюга для переміщення комбайна. Але поки що їй немає альтернативи при комбайновій виїмці тонких пологих пластів

потужністю менше 0,9 м, оскільки винесення приводів подачі на штреки дозволяє скоротити довжину комбайна мінімум на три метри, що дуже важливо при відпрацюванні тонких пластів з неспокійною гіпсометрією. Вигляд винесеної системи подачі показано на рис. 1.5 [30].

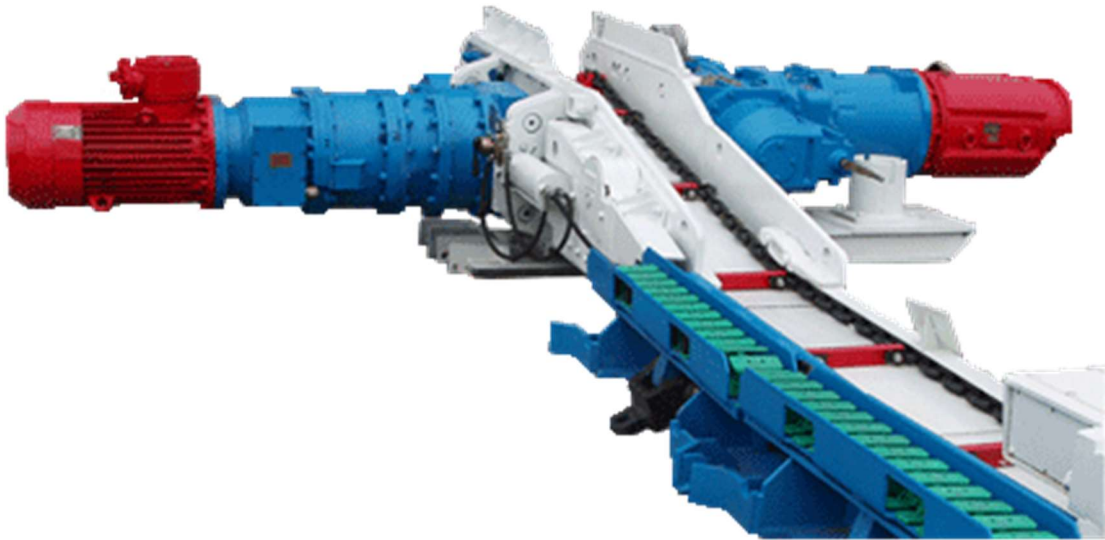


Рисунок 1.5 – винесений привід подачі з ЕГК у складі винесеної системи подачі ВСПК2

Найбільш повною теоретичною роботою, результати якої впроваджені в розробку серійної апаратури керування технологічними параметрами комбайнів з ВСП КД-А є кандидатська дисертація [6]. В цій роботі вперше розроблено математичну модель привода з електромагнітною муфтою ковзання, яка є варіатором кутової швидкості приводної зірки ланцюгового контуру, тобто елементом регулювання швидкості подачі комбайна.

В цій роботі вперше запропоновано аналітичний вираз функції, що з високою точністю описує механічні характеристики гальма (муфти) ковзання, що наведені на рис.1.6.

Встановлено, що в діапазоні робочих струмів керування магнітна система гальма (муфти) знаходиться у насиченому стані і, отже індуктивність обмотки збудження гальма (муфти) є функцією струму керування

(збудження). Залежність часової характеристики обмотки збудження від струму керування наведена на рис. 1.7.

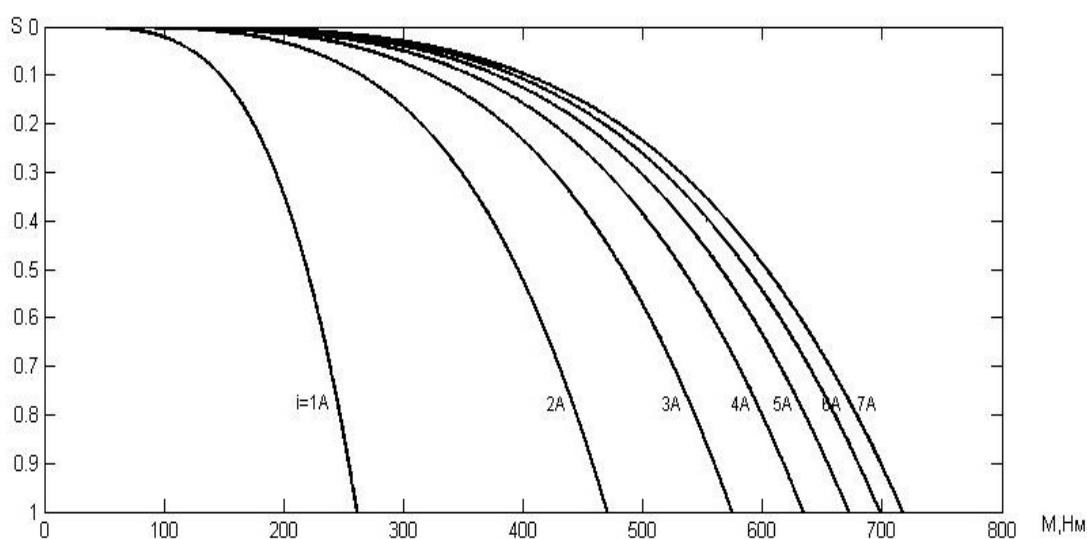


Рисунок 1.6 – Механічні характеристики ЕГК (ЕГК)

Також в роботі вперше представлено чітку й обгрунтовану еквівалентну схему для побудови САК винесеним приводом, яка наведена на рис. 1.8.

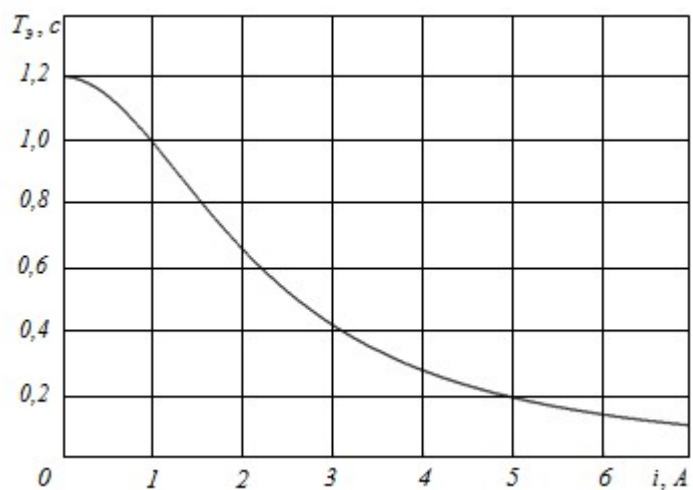


Рисунок 1.7 – Залежність часової характеристики обмотки збудження ЕГК від струму управління

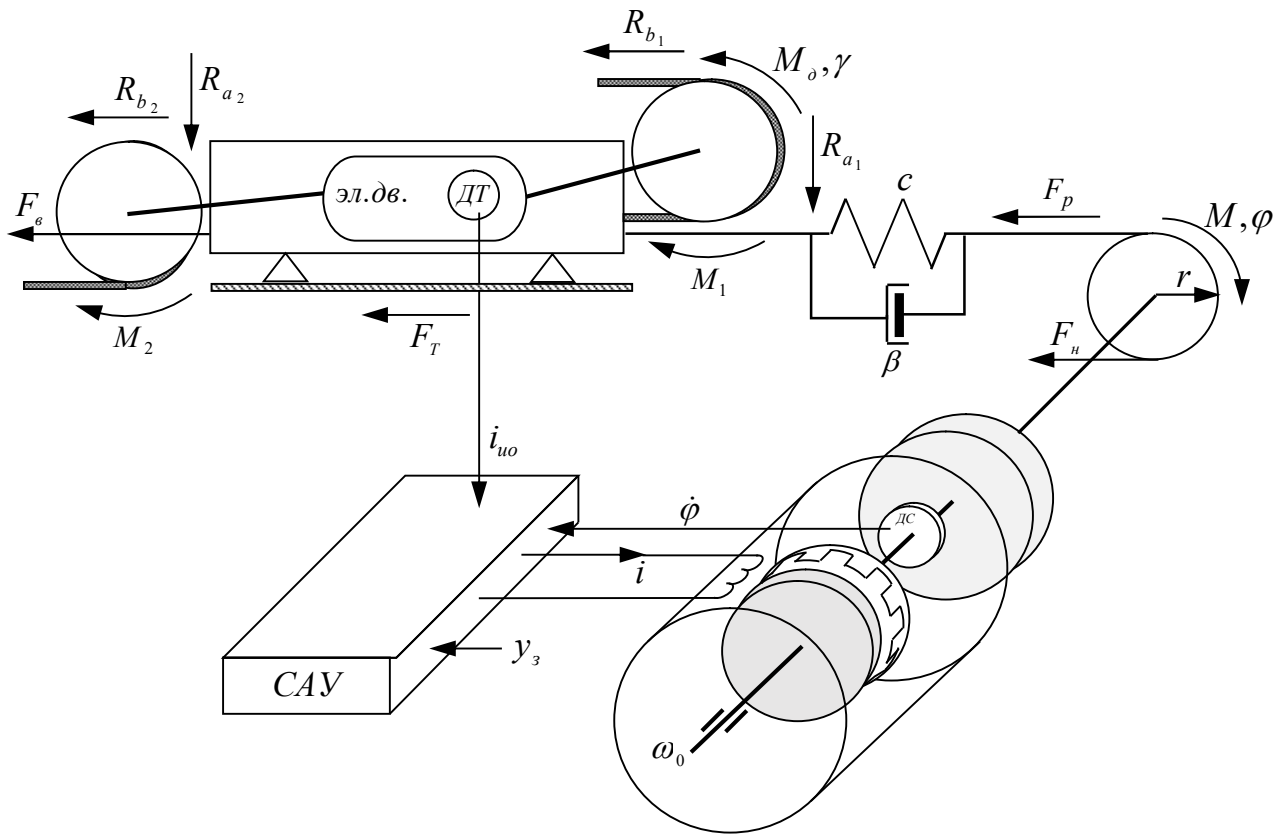


Рисунок 1.8 – Еквівалентна схема САК комбайном з ВСП

В подальших наукових працях, присвячених завданням синтезу та аналізу систем автоматичного керування з винесеною системою подачі на основі приводів з електромагнітним гальмом ковзання використовувалась саме така еквівалентна схема привода [20, 27...29].

Структурна схема серійної САК приводом ВСП з ЕГК наведена на рис. 1.9. Пунктиром позначено структуру власне привода з ЕГК. Наведена структурна схема свідчить, що система стабілізації швидкості привода являє собою ПД регулятор. В системі не враховано залежність індуктивності обмотки збудження від струму керування і постійна часу ланки форсування T_2 налаштована на значення індуктивності, що відповідає середньому струму керування гальмом 3А.

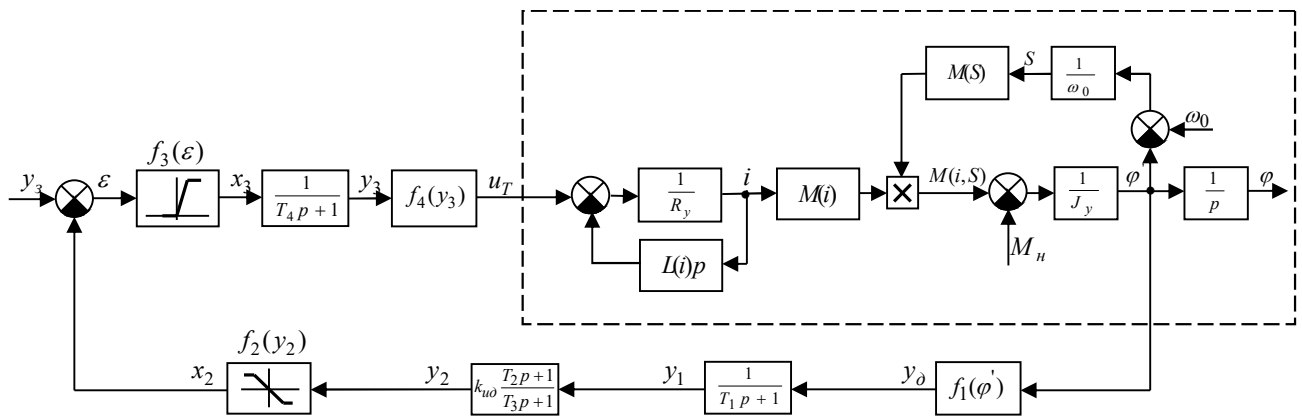


Рисунок 1.9 – Структурна схема серійної САК приводом ВСП з ЕГК (ЕГК) апаратури КД-А та РЭТ

В подальшому в статті [26] наведено результати синтезу адаптивного ПД регулятора у САК швидкістю ВСП, де коефіцієнт питомої ваги при похідній є функцією струму керування. В результаті отримано кращі прямі показники якості перехідних процесів у всьому діапазоні струмів керування ЕГК.

Математична модель, що описує неадаптивну САК приводом подачі з ЕГК представлено нижче. В моделі позначено:

$\dot{\phi}$ кутова швидкість привода подачі; J - момент інерції приводу, приведений до приводної зірки; M - обертаючий момент приводу, приведений до приводної зірки; M_n - момент навантаження приводу; i - струм управління в обмотці збудження гальма;

$S = \frac{\omega_0 - \dot{\phi}}{\omega_0}$ - ковзання гальма, ω_0 - кутова швидкість асинхронного двигуна з

врахуванням редукції.

$$\left\{ \begin{array}{l} J\ddot{\varphi} = M - M_n; \\ M = M_m \arctg^2(ai)(\sqrt[4]{S}), \quad S \in [0,1]; \\ U_\tau = iR + L(i)\dot{i}, \quad L(i) = \frac{L_0}{1+(ai)^2}, \\ U_\tau = \frac{U}{2} (1 + \cos(\pi - \frac{u}{u_m}\pi)); \\ T_2\dot{u} = x - u; \\ x = \begin{cases} ku_{\text{ПД}}, 0 < u_{\text{ПД}} < u_m/k, \\ u_m, u_{\text{ПД}} \geq u_m/k, \\ 0, u_{\text{ПД}} \leq 0; \end{cases} \\ u_{\text{ПД}} = \varepsilon + k_o \dot{\varepsilon} - T_l \dot{u}_{\text{ПД}}; \\ \varepsilon = v - \dot{\varphi}; \end{array} \right.$$

U_τ - напруга керування на виході керованого тиристорного випрямляча;
 U - напруга мережі, що підводиться до керованого тиристорного випрямляча;
 u - сигнал управління тиристорним випрямлячем; u_m - рівень обмеження сигналу управління на виході ПД регулятора. Четверте та п'яте рівняння системи є моделлю керованого тиристорного випрямляча. x - сигнал на виході нелінійної ланки обмеження з коефіцієнтом передачі ПД регулятора k на лінійному інтервалі; $u_{\text{ПД}}$ - сигнал управління ПД регулятора фільтрований інерційною ланкою з постійною часу T_l ; k_o - коефіцієнт питомої ваги похідної в сигналі ПД регулятора; ε - сигнал неузгодженості; v - завдання по швидкості приводу.

У адаптивній системі є врахування зміни індуктивності обмотки збудження ЕГК від положення робочої точки струму керування і коефіцієнт питомої ваги похідної k_o в сигналі ПД регулятора є функцією $k_o(i)$ струму керування.

Функціональна залежність, що реалізується блоком адаптації, має вид $k_d = (0,1 + 0,35/(1 + (0,75i)^3))$. Значення виразу k_o для струмів $<1\text{A}$ та найкраще з точки зору якості перехідних процесів налаштування k_o в неадаптивній системі збігаються і дорівнюють $\approx 0,45$.

Також елементом адаптації є аперіодична ланка першого порядку з постійною часу 2с . Ця ланка є фільтром для швидких коливань струму управління довкола усталеного значення. Її відсутність або малі значення постійної часу приводить до того, що швидкі зміни струму управління і, отже, значення k_d стають джерелом додаткових збурень, що погіршує якість перехідних процесів. Адаптивний ПД регулятор САК приводом з ЕГК описується наступними співвідношеннями:

$$u = \begin{cases} ku_{\text{ПДА}}, 0 < u_{\text{ПДА}} < u_m/k, \\ u_m, u_{\text{ПДА}} \geq u_m/k, \\ 0, u_{\text{ПДА}} \leq 0; \end{cases}$$

$$u_{\text{ПДА}} = k(1 + k_d(i')s)\varepsilon;$$

$$k_d = (0,1 + 0,35/(1 + (0,75i')^3));$$

$$i' = \frac{i}{Ts + 1};$$

Числові значення $u_m = 10$, $k = 50$, $T = 2\text{ с}$.

Стаття [32] та монографія [31] присвячені обговоренню та моделюванню навантажень в частотно-регульованому приводі і тяговому органі винесеної системи подачі очисного комбайна УКД200-250. Серед результатів вказується на великі втрати тягового зусилля приводу подачі на тертя ланцюгового контуру у напрямних. За результатами моделювання зроблено висновок, що ВСПК не забезпечує необхідних тягових зусиль при довгих до 300 м лавах, що не відповідає дійсності. Тим більше, максимальне тягове зусилля приводу подачі ВСП є паспортним параметром.

В монографії [33] вченими кафедри гірничих машин ДонНТУ розглянуто електричні приводи подачі видобувних комбайнів, зокрема УКД200-250 з винесеною системою подачі. На підставі порівняльного аналізу переваг та недоліків різних типів електричних приводів зроблено висновок на користь частотно-регульованого асинхронного приводу подачі.

Безумовно частотно-регульований асинхронний привід є найбільш простим в керуванні, надійним та має високий ккд в порівнянні з приводом з ЕГК. До того ж сучасні частотні перетворювачі забезпечують в малих габаритах потужність в десятки кіловат з фільтрацією мережових спотворень від силових тиристорів. Але такий привід має бути оснащеним вузлом захисту від механічних перевантажень, що автоматично забезпечується електромагнітним гальмом ковзання.

1.2.2 Математичні моделі комбайнів з БСП

Безланцюгова система подачі має суттєві переваги в порівнянні з ВСП:

- зниження динамічних навантажень в усіх вузлах та елементах як привода виконавчих органів, так і в самому приводі подачі комбайна, який є складною автономною автоколивальною системою і, отже, зниження експлуатаційних витрат та простоїв;
- зниження простоїв через пориви та на заміну тягового ланцюга через його знос, заміна виконується в середньому раз на три місяці експлуатації комбайна;
- зниження енерговитрат на переміщення комбайна, оскільки з ВСП при роботі довгими лавами до 300м більшість потужності приводу подачі витрачається на переміщення цепного контуру у напрямних.

Вбудовані системи подачі сучасних видобувних комбайнів, що розробляються в Україні та закордоном, оснащуються частотно-керованим асинхронним приводом. Виключенням є комбайн ГШ200Б з БСП, в якій в якості варіатора швидкості подачі застосоване електромагнітне гальмо ковзання.

Математична модель САК такого комбайна має вид [29]:

$$\left\{ \begin{array}{l} J\ddot{\phi} = M - M_H; \\ M = M_m \arctg^2(ai)(\sqrt[4]{S}), \quad S \in [0, 1]; \\ M_H = (F_m + F_{CK} + R_b) \cdot r; \\ F_m = \mu(\dot{x})(m \cdot g + R_a); \\ \mu(\dot{x}) = a_1 + a_2 e^{-a_3 \dot{x}} + a_4 \dot{x}, \quad \dot{x} = \dot{\phi} \cdot r; \\ F_{CK} = m \cdot g \cdot \sin(\alpha_n); \\ U_T = iR + L(i)\dot{i}, \quad L(i) = \frac{L_0}{1 + (ai)^2}, \\ U_T = \frac{U}{2} (1 + \cos(\pi - \frac{u}{u_m} \pi)); \\ T_2 \dot{u} = y - u; \\ y = \begin{cases} ku_{ПД}, & 0 < u_{ПД} < u_m/k, \\ u_m, & u_{ПД} \geq u_m/k, \\ 0, & u_{ПД} \leq 0; \end{cases} \\ u_{ПД} = k_n \varepsilon + k_d \dot{\varepsilon} - T_I \dot{u}_{ПД}; \\ \varepsilon = v - k_{out} \dot{\phi} - k_{33} \dot{i}; \\ v = u_I = k_i \int \varepsilon_i(t) dt; \\ \varepsilon_i = i_{360} - i_{60}; \end{array} \right.$$

Де позначено: $\dot{\phi}$ - кутова швидкість привода подачі;

J - момент інерції привоу, приведений до приводного колеса;

M - крутний момент привоу подачі, приведений до приводного колеса;

M_H - момент навантаження привоу подачі;

i - струм управління в обмотці збудження гальма;

$S = \frac{\omega_0 - \dot{\phi}}{\omega_0}$ - ковзання гальма,

ω_0 - кутова швидкість асинхронного двигуна привоу подачі з врахуванням

редукції; F_m - сила тертя опор комбайна об напрямні та ґрунт, Н;

$F_m = \mu(\dot{x})(m \cdot g + R_a)$;

$R_a = R_{a_1} + R_{a_2}$;

R_{a_1}, R_{a_2} - вертикальні сили на випереджаючому й відстаючому шнеках, Н;

$\mu(\dot{x})$ - узагальнений коефіцієнт тертя в опорах комбайна;

$$\mu(\dot{x}) = \text{sign}(\dot{x})(a_1 + a_2 e^{-a_3 \dot{x}} + a_4 \dot{x});$$

a_1, a_2, a_3, a_4 - позитивні константи апроксимування функції $\mu(\dot{x})$;

$R_b = R_{b_1} + R_{b_2}$ - горизонтальні сили на відстаючому й випереджаючому шнеках, Н;

$F_{ск} = m \cdot g \cdot \sin(\alpha_n)$; - сила, що скочує,

α_n - кут падіння пласта;

U_{τ} - керуюча напруга, що подається на обмотку гальма;

U - напруга живлення тиристорного випрямляча;

u - сигнал управління на виході регулятора швидкості подачі;

u_m - верхній рівень сигналу управління на виході регулятора швидкості подачі;

y - сигнал на виході ланки обмеження з коефіцієнтом передачі ПД регулятора k на лінійній ділянці;

$u_{ПД}$ - сигнал на виході ПД регулятора;

k_{∂} - коефіцієнт при похідній в сигналі ПД регулятора;

k_n - коефіцієнт при пропорційній складовій в сигналі ПД регулятора;

ε - сигнал помилки по швидкості;

$k_{\partial ш}$ - коефіцієнт передачі датчика швидкості;

k_{33} - коефіцієнт компенсаційного зворотного зв'язку по струму управління;

$v = u_I$ - сигнал на виході І регулятора;

ε_i - сигнал помилки по струму;

i_{360} - номінальний струм електродвигуна привода виконавчих органів;

i_{60} - поточне значення струму електродвигуна виконавчих органів.

Як видно з наведеної моделі, у контурі стабілізації швидкості подачі застосовано ПД регулятор, у контурі стабілізації навантаження приводу виконавчих органів – І регулятор.

На рис.1.10 наведена Simulink САК комбайном з частотно-керованим асинхронним приводом подачі [23]. В цій моделі названий привід моделюється інерційною ланкою. Коректність такої моделі підтверджено в [22, 34,35].

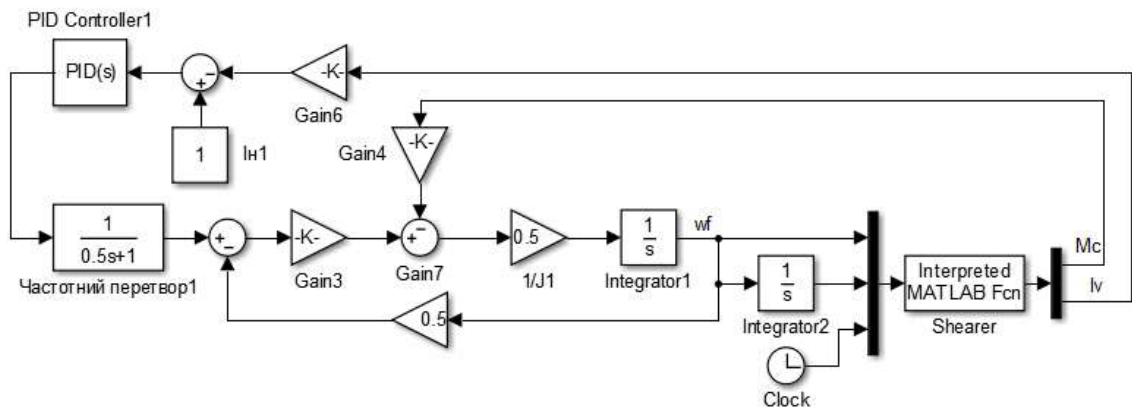


Рисунок 1.10 – Блок-діаграма Simulink моделі САК комбайном з частотно-керованим асинхронним приводом подачі

Висновки до розділу 1

1. Виконаний аналіз математичних моделей видобувного комбайна як об'єкта керування показує, що найбільш адекватною та універсальною моделлю формування навантажень на виконавчих органах є модель, котра обчислює навантаження від різання пласта як суму навантажень на кожному різці за товщиною стружки.

2. В наукових роботах результати досліджень САК видобувним комбайном для тонких пластів з барабаними виконавчими органами обмежені та недостатні.

3. Кафедрою Автоматики та телекомунікацій ДонНТУ Розроблено ефективні математичні моделі практичних САК комбайнів з винесеною системою подачі.

2 СИНТЕЗ САК ВИДОБУВНИМ КОМБАЙНОМ З БАРАБАННИМИ ВИКОНАВЧИМИ ОРГАНАМИ

2.1 Математична модель САК комбайном з ВСП та барабанными виконавчими органами

Припущення, які приймаються при побудові математичної моделі САК комбайном з ВСП, докладно й обгрунтовано викладені в ряді наукових робіт, починаючи з [6]. Для завдань синтезу та дослідження САК видобувним комбайном обгрунтовано прийняте спрощення, що переміщення шнека враховується тільки в напрямку подачі. Таке ж спрощення прийняте і для переміщення барабана – він рухається тільки в напрямку подачі, решта переміщень несуттєво впливає на товщину стружки, а тому ними можна знехтувати. За еквівалентною схемою та з урахуванням спрощень, система основних рівнянь математичної моделі комбайна з ВСП має вигляд :

$$\left\{ \begin{array}{l} m\ddot{x} = F_n + F_\partial - F_m - F_\epsilon - R_b + F_{ck} \operatorname{sign}(\alpha_n); \\ J\ddot{\phi} = M - M_n; \\ M = M_m \operatorname{arctg}^2(ai)(\sqrt[4]{S}), \quad S \in [0, 1]; \\ M_n = (F_n + F_\partial + F_p - F_n) \cdot r_3; \\ U_\tau = iR + L(i)\dot{i}, \quad L(i) = \frac{L_0}{1 + (ai)^2}, \\ U_\tau = \frac{U}{2} (1 + \cos(\pi - \frac{u}{u_m} \pi)); \\ T_2 \dot{u} = y - u; \\ y = \begin{cases} ku_{\Pi\Delta}, & 0 < u_{\Pi\Delta} < u_m/k, \\ u_m, & u_{\Pi\Delta} \geq u_m/k, \\ 0, & u_{\Pi\Delta} \leq 0; \end{cases} \\ u_{\Pi\Delta} = \varepsilon + k_\partial \dot{\varepsilon} - T_1 \dot{u}_{\Pi\Delta}; \\ \varepsilon = v - \dot{\phi}; \end{array} \right. \quad (2.1)$$

У (2.1) позначено:

m – маса комбайна, кг;

x – переміщення комбайна, м;

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

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

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

r_3 – радіус приводної зірки, м;

φ - кут повороту приводної зірки, рад;

E – погонна жорсткість тягового ланцюга, Нм;

L_p - довжина робочої гілки тягового ланцюга, м;

F_δ - дисипативна сила в робочій гілці тягового ланцюга, Н;

$$F_\delta = \beta(\dot{\varphi} r - \dot{x}), \quad \beta = \begin{cases} \chi \sqrt{cm_l}, & \dot{\varphi} r - \dot{x} > 0, \\ 0, & \dot{\varphi} r - \dot{x} \leq 0; \end{cases}$$

β - коефіцієнт дисипативних втрат, кг/с;

χ - коефіцієнт внутрішнього тертя;

m_l - маса робочої гілки тягового ланцюга, кг;

F_m - сила тертя в опорах комбайна, Н;

$$F_m = \mu(\dot{x})(m \cdot g + R_a);$$

R_a - бічна сила реакції вибою на барабані в перпендикулярному подачі напрямку, Н;

$\mu(\dot{x})$ - вираз, що апроксимує коефіцієнт тертя в опорах комбайна;

$$\mu(\dot{x}) = \text{sign}(\dot{x})(a_1 + a_2 e^{-a_3 \dot{x}} + a_4 \dot{x});$$

a_1, a_2, a_3, a_4 - константи у виразі апроксимації;

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

$$F_g = L_g \kappa_g;$$

κ_g - коефіцієнт питомих втрат, що залежить від зігнутості конвеєра, конструкції напрямних, кількості та вологості штибу та попередньої натягнутості ланцюгового контуру, Н/м;

L_g - довжина верхньої холостої гілки тягового ланцюга, м;

R_b - сила реакції вибою на барабані в напрямку подачі, Н;

$F_{ck} = m \cdot g \cdot \sin(\alpha_n)$; - сила, що скочує, α_n - кут падіння пласта;

J - сумарний момент інерції ведених частин приводу подачі, кг·м²;

M - крутний момент приводу подачі, Н·м; Значення J , M приведені до вихідного валу приводу подачі.

M_n - момент навантаження приводу;

i - струм управління в обмотці збудження гальма;

$S = \frac{\omega_0 - \dot{\phi}}{\omega_0}$ - ковзання гальма, ω_0 - кутова швидкість асинхронного двигуна

привода подачі з врахуванням редукції.

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;

κ_p - коефіцієнт, що враховує вигини конвеєра;

F_n - зусилля в нижній гілці тягового ланцюга, Н;

U_T - напруга керування на виході керованого випрямляча, яка подається на обмотку збудження ЕГК;

U - напруга від трансформатора живлення, що підводиться до керованого випрямляча;

u - сигнал управління на вході керованого випрямляча;

u_m - рівень обмеження сигналу управління після ПД регулятора;

y - сигнал на виході нелінійної ланки обмеження з коефіцієнтом передачі ПД регулятора k на лінійному інтервалі;

$u_{ПД}$ - сигнал на виході ПД регулятора;

k_d - коефіцієнт при похідній в сигналі ПД регулятора; При адаптивному ПД регулюванні залежить від струму управління

ε - помилка по швидкості привода;

v - завдання по швидкості подачі від регулятора навантаження приводу виконавчих органів в автоматичному режимі.

При адаптивному ПД регуляторі в контурі стабілізації швидкості [26]:

$$u = \begin{cases} ku_{ПДА}, 0 < u_{ПДА} < u_m/k, \\ u_m, u_{ПДА} \geq u_m/k, \\ 0, u_{ПДА} \leq 0; \end{cases}$$

$$u_{ПДА} = k(1 + k_d(i')s)\varepsilon; \quad (2.2)$$

$$k_d = (0,1 + 0,35/(1 + (0,75i')^3));$$

$$i' = \frac{i}{Ts + 1};$$

при значеннях $u_m = 10$, $k = 50$, $T = 2$ с.

За результатами аналізу математичних моделей формування навантажень на виконавчих органах комбайна, виконаному в розділі 1, для моделювання навантажень обрана модель [18,19]. В цій моделі обчислення моменту та сил реакції вибою на виконавчому органі визначається як сума зусиль на різцях, що контактують з вибоєм.

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

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

де z_i , y_i , x_i відповідно окружна сила, сила подачі й бічна сила, діюча на i -тий різець, γ_i - кутове положення i -того різця; $\gamma_i = \gamma_{0i} + \gamma$, γ - де кут повороту

виконавчого органу, γ_{0i} - початковий кут установки i -того різця на виконавчому органі, що визначається конструкцією барабана. Значення z_i, y_i, x_i визначаються за товщиною стружки на i -тому різці.

Товщина стружки i -того різця h_i при його заданих кутових переміщенні γ_i визначається за виразом

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

$$\alpha_i = \gamma_i - \arctg \frac{\Delta x}{\Delta y}.$$

У формулі значення прирощень Δx , Δy , γ_i є функціями координат виконавчого органу x, y, γ , отриманих з розв'язку рівняння руху комбайна при руйнуванні пласта та рівнянь динаміки приводу барабана [6,18], якщо вона враховується:

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

де x, y та x_n, y_n - відповідно абсциса й ордината виконавчого органу в даний момент часу t й у минулий момент часу t_n , коли різець, що передувє та перебуває в одній лінії різання з розглянутим i -тим різцем, перетинає радіус з кутом нахилу γ_i ; γ - кут виконавчого органу в момент часу t [6,18].

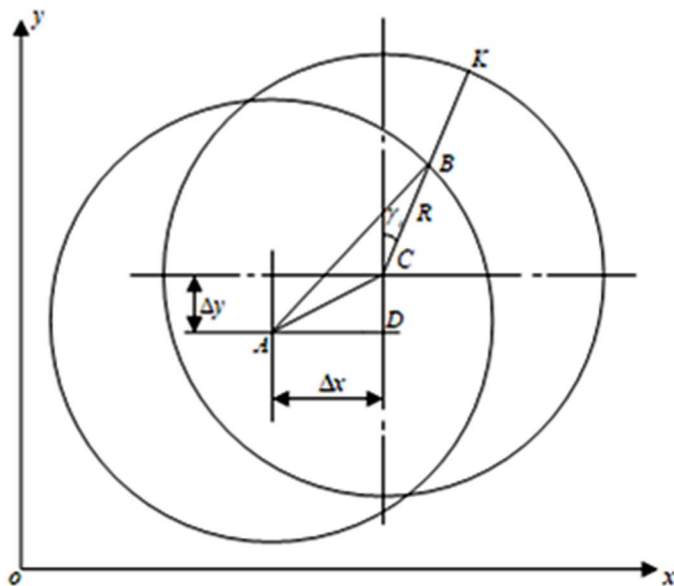


Рисунок 2.1 – Визначення товщини стружки на різці барабана

При одному різці в лінії різання, різець, що йде спереду, буде сам же розглянутий різець, і для знаходження збільшень Δx , Δy необхідно знати його ж координати x_n й y_n на попередньому оберті виконавчого органу. Отже, обчислення навантажень є процес з передісторією руху комбайна за час одного оберту виконавчого органу. Таким чином при програмній реалізації формули обчислення товщини стружки h_i у загальному випадку враховується запізнення в утворенні стружки.

Особливістю комбайна з барабаними виконавчими органами є те що в робочому режимі руйнування пласта здійснюється тільки одним барабаном. Зважаючи на це та на відмінності барабанного виконавчого органу від шнекового, була скорегована мех-функція та функція, що використовується для обчислення навантажень в розглянутій математичній моделі системи автоматичного керування видобувним комбайном з винесеною системою подачі.

2.2 Побудова Simulink моделі САК комбайном з ВСП

Велика складність моделі однозначно визначає в якості методу синтезу та досліджень моделювання в середовищі MATLAB Simulink. Блок-діаграма Simulink моделі САК комбайном з ВСП розроблена відповідно до системи рівнянь (2.1) з урахування елементів адаптації, тобто, система стабілізації швидкості в моделі є адаптивною.

Формування навантажень на барабані комбайна виконано відповідно до викладеного вище в цьому розділі підходу та реалізовано у вигляді функції, написаній на мові C++ та підключеної до моделі через інтерфейс мех-функції. Блок-діаграма Simulink моделі системи автоматичного керування комбайном наведена на рис. 2.2.

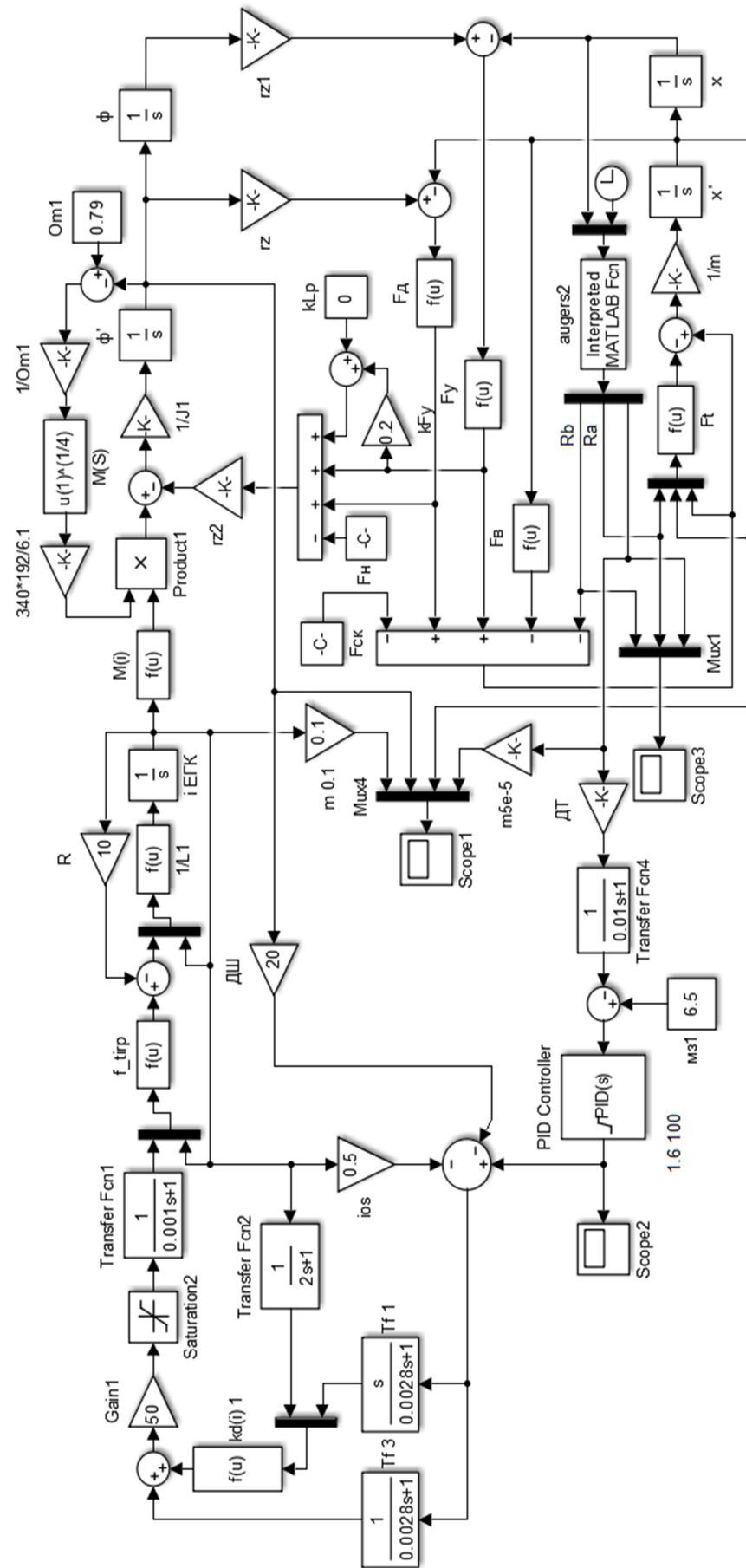


Рисунок 2.2 – Блок-діаграма Simulink моделі САК комбайном з ВСП

В наведеній моделі САК модель власне приводу з ЕГК представляє послідовність блоків починаючи з блоку f_tirp , що моделює керований тиристорний випрямляч, та закінчується інтегратором ϕ , вихід якого є кут повороту вихідного валу приводу φ .

З блок-діаграми випливає, що моделюється один привід з двох приводів винесеної системи подачі. Таке спрощення цілком приємно, коли цепний контур попередньо натягнутий так, що з одного боку він не має слабину, з іншого – пружне зусилля в цепному контурі близько до нуля. При правильному налаштуванні другого (заднього відносно напрямку руху комбайна) приводу, що підтягує нижню холосту гілку цепного контуру, зусилля в нижній холостій гілці не втручається в роботу тягнучого приводу. Тобто, дія другого приводу ніяк не впливає на регулювання швидкості ВСП, що дозволяє моделювати тільки привід в напрямку руху комбайна, а масу тягового ланцюга верхньої холостої гілки приєднати до маси комбайна.

Коефіцієнти блоків $Gain\ rz$, $rz1$, $rz2$ мають значення радіуса ділильної окружності приводної зірки приводу подачі. Блоки rz , $rz1$ відповідно перетворюють кутову швидкість приводу в лінійну та кут повороту в лінійне переміщення тягового органу. На виході блоку $rz2$ формується момент навантаження приводу подачі.

В модельованому приводі застосовано компенсуючий негативний зв'язок по струму керування гальма, що суттєво зменшує коливання струму керування i , отже, коливання крутного моменту в елементах трансмісії приводу подачі, не погіршуючи швидкодію приводу в цілому. Це дуже позитивно впливає на зменшення втомного зносу редуктора приводу. Вказаний зворотний зв'язок з коефіцієнтом 0,5 організовано за допомогою $Gain\ ios$.

Датчик кутової швидкості приводу, тобто швидкості подачі, ідеалізовано моделюється точкою підключення $Gain\ ДШ$ до виходу інтегратора ϕ' , який обчислює кутову швидкість приводу. Реально датчик

швидкості представляє собою індуктивний датчик на приближення і його швидкодія відповідає ідеалізованій моделі.

Датчик струму асинхронного електродвигуна приводу виконавчих органів моделюється Gain ДТ, на вхід якої надходить момент навантаження на барабані, та інерційною ланкою Transfer Fcn4. Остання відтворює інерційність трансформатора струму, який використовується в якості датчика струму.

Моделювана САК в контурі стабілізації навантаження приводу виконавчих органів має інтегральний регулятор, реалізований в моделі блоком PID Controller з обмеженням нижнього рівня 0, верхнього – 20. Встановлені в процесі досліджень моделі САК кращі налаштування коефіцієнта при інтеграторі складають 1,6...2 при фільтрі N=100.

Використання інтегрального регулятора в основному обумовлене властивістю інтегратора згладжувати пульсації струму електродвигуна приводу виконавчих органів, що викликані характером його навантаження, ніж отриманням нульової усталеної помилки стабілізації навантаження з огляду на збурення, що змінюються постійно.

У блоці augers2 виконується планування модельних експериментів, що робити більш зручно, ніж організація зміни впливів по завданню та по збуренню за допомогою блоків бібліотеки Simulink, та виклик mex-функції, що викликає функцію обчислення навантажень у вісімнадцяти в даній моделі положеннях виконавчого органу за один його оберт.

Адаптивний регулятор швидкості приводу подачі згідно з (2.2) відтворюють блоки kd(i) 1, Tf1, Tf3 Transfer Fcn2. Інерційні ланки Tf1, Tf3, що не вказані в математичній моделі, призначені для фільтрації наводок від мережі та є в промисловій апаратурі КД-А. Блок kd(i)1 відтворює залежність коефіцієнта при похідній від струму керування гальма. Його функція

$$u(2) * (0.1 + 0.55 / (1 + (0.55 * (u(1) - 0.0))^2)),$$

де $u(2)$ – сигнал розузгодження,

$u(1)$ – струм керування.

Зважаючи на хорошу фільтрацію пульсацій струму керування, керований тиристорний випрямляч f_tirp моделюється статичною характеристикою, за функцією

$$40 \cdot (1 + \cos(\pi - u(1) \cdot 0.1 \cdot \pi)).$$

Залежність індуктивності обмотки збудження електромагнітного гальма ковзання від струму керування моделюється блоком $1/L1$ з функцією

$$u(1) \cdot (1 + (0.75 \cdot u(2))^2) / 14,$$

де $u(1)$ – напруга на індуктивності,

$u(2)$ – струм керування,

14 Гн – індуктивність обмотки збудження при ненасиченому магнітопроводі гальма.

Залежність крутного моменту гальма від струму керування моделюється функціональним блоком $M(i)$, функція якого є $\text{atan}(1.2 \cdot u)^2$.

Залежність крутного моменту гальма від ковзання моделюється математичним блоком $M(S)$, функція якого є $u(1)^{(1/4)}$.

Крутний момент приводу подачі $M(i, S)$ формується як добуток $M(i) \cdot M(S)$.

Блок F_d обчислює дисипативну силу за відповідним виразом з (2.1) $5600 \cdot u(1) \cdot (u(1) > 0.0)$, де $u(1)$ – різниця лінійної швидкості приводу подачі та корпусу комбайна.

Пружне зусилля в робочій гілці тягового ланцюга F_y обчислюється блоком F_y за виразом $250000 \cdot u(1) \cdot (u(1) > 0)$, де $u(1)$ – різниця між лінійним переміщенням тягового ланцюга приводом подачі та переміщенням корпусу комбайна, множник 250000 – жорсткість ланцюга при його довжині 200м.

Блок Ft обчислює силу тертя в опорах комбайна за виразом

$$(12000*9.81+u(1))*(0.16+0.14*\exp(-30*u(2))+0.12*u(2))*(u(2)>0.002)-$$

$$(12000*9.81+u(1))*(0.16+0.14*$$

$$\exp(-30*u(2))+0.12*u(2))*(u(2)<0.002)+u(3)*(abs(u(2)<0.002) \&\&$$

$$u(3)<=(12000*9.81+u(1))*(0.16+0.14*\exp(-30*u(2))+0.12*u(2))),$$

де $u(1)$ – бічна сила на виконавчому органі,

$u(2)$ – миттєва швидкість корпусу комбайна,

$u(3)$ – сума сил, що діють на корпус комбайна за виключенням сили тертя, тобто, коли при нульовій швидкості комбайна сила тертя врівноважує дію решти сил, що діють на корпус комбайна.

2.3 Оцінка адекватності моделі системи автоматизований винесений привід подачі – комбайн – вибій

Черговим логічним необхідним етапом є оцінка адекватності розробленої математичної моделі. Як відомо, перевірка адекватності моделі полягає в зіставленні даних моделювання й експерименту. Тому природньою вимогою є визначення мінімального обсягу інформації, що однозначно й досить повно відбиває сторони, що цікавлять у поведінці об'єкта досліджень. Якісний характер необхідної інформації повинен відповідати критеріям, по яких буде оцінена адекватність, які, у свою чергу, повинні враховувати найбільш істотні сторони досліджуваних явищ. Отже, для спрямованого дослідження реального об'єкта критерії збіжності моделі й об'єкта повинні бути заздалегідь визначені.

Досліджуваний об'єкт, будучи замкненою динамічною системою, складається з функціонально закінчених підсистем, у кожній з яких

протікають властиві тільки даній підсистемі процеси. Функціональна закінченість і пов'язана з нею певна відособленість, у змісті якості процесів,

кожної підсистеми вимагає для встановлення її адекватності застосування критеріїв, які найбільше повно й однозначно характеризують дану підсистему. Це робить доцільним виконувати перевірку адекватності всієї системи в розділі з наступною оцінкою за глобальним критерієм. Глобальним є той критерій або критерії, які відбивають процеси, найбільш істотні в конкретному дослідженні.

Відповідно до викладених міркувань перевірка адекватності математичної моделі системи привід – комбайн – вибій полягала в порівнянні даних натурних і відповідних їм обчислювальних експериментів на комп'ютері, виконуваних для кожної підсистеми окремо. Глобальними критеріями були точність відтворення рухів робочої точки автоматизованого приводу подачі і формування навантажень на виконавчих органах.

2.3.1 Оцінка адекватності математичної моделі приводу подачі з ЕГК

Власне привід подачі з ЕГК, як показано вище, визначається формою природніх механічних характеристик, рівнянням динамічного моменту й струму в обмотці управління муфти ковзання. Відповідно до цього в якості критеріїв адекватності математичної моделі власне приводу обрані: точність апроксимації експериментального сімейства механічних характеристик, точність відтворення перехідних процесів пуску приводу й електромагнітних процесів в обмотці управління ЕГК.

Відносна погрішність апроксимації δ_{ct} експериментальних механічних характеристик, оцінена вираженням

$$\delta_{cm} = \frac{\int_0^1 |M_m \arctg^2 ai(\sqrt{S} - eS^3) - M_{\circ}(S, i)| dS}{\int_0^1 M_{\circ}(S, i) dS} 100\%, \quad i = 1, 2, \dots, 7, 5A,$$

де $M_{\circ}(S, i)$ - відповідні значення експериментальних характеристик, у найгіршому разі при $i = 4A$ не перевищує 6%, що цілком прийнятне, тому що розкид характеристик, викликаний технологічними відхиленнями й температурною деформацією, завжди перевищує отримане значення.

Динамічні властивості приводу з муфтою ковзання однозначно визначаються перехідними процесами пуску й розгону [18, 31]. Під пуском слід розуміти перехідний процес від моменту подачі керуючої напруги до досягнення сталої кутової швидкості приводу, під розгоном - від моменту початку обертання веденого валу до досягнення сталої кутової швидкості.

Рівняння, що описує перехідний процес струму управління, має розв'язок у неявному виді. Тому для дослідження збіжності експериментальних і модельних перехідних процесів балу розроблена спеціальна програма, що моделює стендові експерименти по дослідженню перехідних процесів. За результатами розрахунків збіжність експериментальних і модельних реакцій обмотки керування на стрибки керуючої напруги (рис. 2.3), оцінена вираженням

$$\delta_i = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^{10} (i_{\text{эк}} - i_{\text{мк}})^2}{K}},$$

де $i_{\text{мк}}, i_{\text{эк}}$ - значення відповідно до модельної й експериментальної кривих,

k - рівновіддалені від нуля до значення, що встановилося, моменти часу, у яких проводилася оцінка, не гірше 6%.

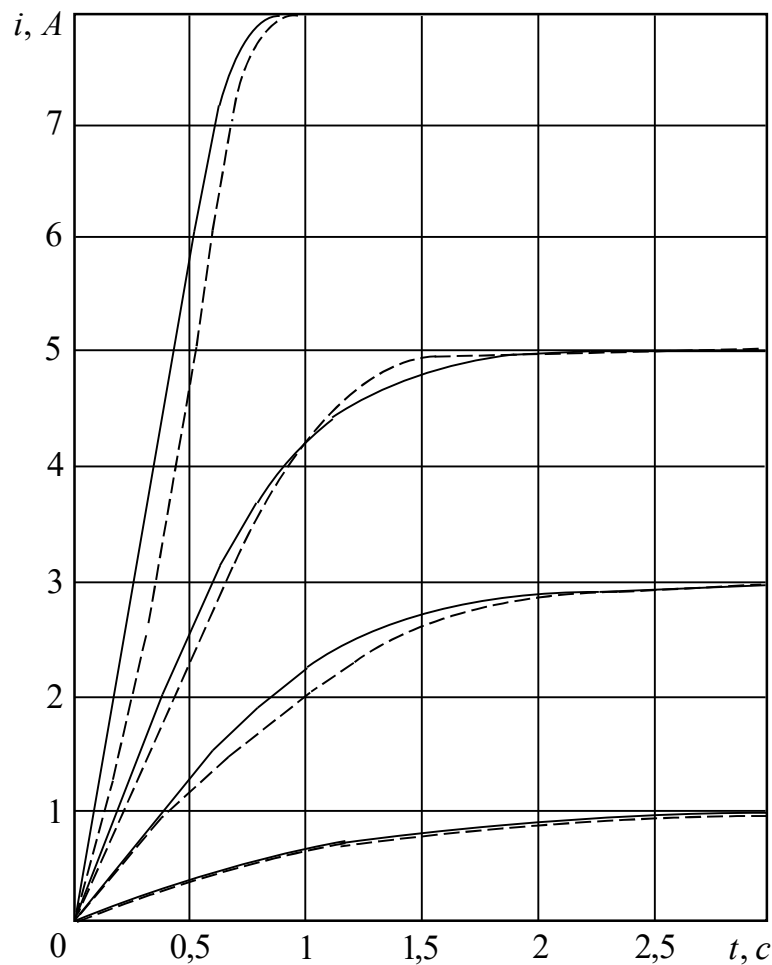


Рисунок 2.3 – Реакції обмотки управління ЕГК на стрибки керуючої

напруги: --- модель; _____ експеримент;

Отримані оцінки для перехідних процесів струму управління свідчать про правильне визначення початкової індуктивності й адекватної апроксимації залежності електромагнітної постійної від струму керування.

Експериментальні й модельні перехідні процеси розгону приводу при його пуску для різних струмів управління, що встановилися, при постійному моменті навантаження 25 Нм наведені на рис.2.4. Як впливає з рисунку, експериментальні й модельні криві практично збігаються, а їх розбіжність становить менш 1%.

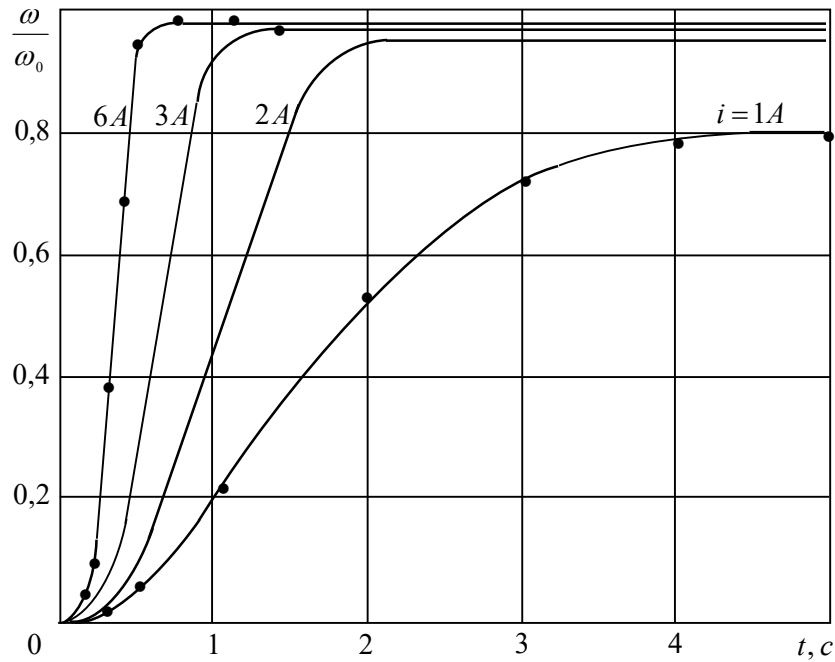


Рисунок 2.4 – Перехідний процес розгону приводу:

— модель; • експеримент;

Таким чином, математична модель досить адекватно описує статичні й динамічні характеристики власне приводу подачі з ЕГК.

2.3.2 Оцінка адекватності математичної моделі автоматизованого винесеного приводу подачі

Елементною базою системи стабілізації швидкості автоматизованого винесеного приводу подачі є операційні підсилювачі, що ідеально відтворюють функції елементарних лінійних ланок y_1, y_2, y_3 і нелінійних операційних елементів $f_1 \dots f_4$. Ця обставина забезпечує адекватність структури й параметрів моделі системи стабілізації швидкості реальному об'єкту. Враховуючи, що адекватність моделі власне приводу показана, математичну модель автоматизованого приводу апріорі можна вважати адекватною, піддаючи перевірці лише ті режими, які пов'язані з її взаємодією з

моделями інших підсистем. Оцінка збіжності результатів математичного моделювання автоматизованого приводу подачі в замкненій системі й натурного експерименту виконана для змінних, що однозначно визначають положення робочої точки приводу - кутової швидкості зірки й струму управління муфти. Експериментальні реалізації зазначених змінних отримані в процесі шахтних досліджень на шахті "Терновская" лава № 513 ПО "Павлоградуголь" [6]. Адекватність відтворення рухів робочої точки приводу перевірялася для режиму, що встановився, і для перехідного процесу пуску приводу. Експеримент і його модельна реалізація виконані при наступних умовах: у режимі, що встановився (робочий режим комбайна) середнє зусилля в робочій гілці тягового ланцюга становило близько 120 кН, середня швидкість подачі 2,4 м/хв, у перехідному процесі при пуску приводу попередній натяг у ланцюзі був відсутній, зусилля в нижній холостій гілці ланцюга не контролювалося, але попередньо було виконано налаштування приводу, що підтягує.

У якості критеріїв адекватності відтворення перехідних процесів струму управління і кутової швидкості приводу використовувалися загальновідомі граничні характеристики перехідного процесу - величина перерегулювання σ й час перехідного процесу t_n . Часом перехідного процесу вважався час, починаючи з якого

$$|x(t) - \bar{x}_{уст}| \leq 0,1\bar{x}_{уст} \text{ для всіх } t > t_n.$$

Тому що при пуску приводу задана швидкість y_3 змінюється стрибком, був також оцінений час установа - час, протягом якого змінна досягає максимуму [6].

На рис. 2.3 представлені осцилограми експериментального й отриманого на моделі процесів пуску приводу й виходу на режим, що встановився, які показують, що в експерименті і при моделюванні криві

перехідних процесів струму й кутової швидкості мають коливальний характер з рівними одиничними показниками коливальності.

Відносна розбіжність величин перерегулювання $\Delta\sigma$, обумовлена співвідношенням

$$\Delta\sigma = \frac{|x_m^{\text{э}} - x_m^{\text{м}}|}{x_m^{\text{э}} - \bar{x}_{\text{уст}}} 100\%,$$

де $x_m, x_{\text{уст}}$ - відповідно максимальні й середні, що встановилися значення змінних, для кутової швидкості становить 7%, для струму управління – 8%. Абсолютні значення величин перерегулювання в експерименті й при моделюванні для кутової швидкості становлять відповідно 0,089 і 0,095 рад/с при значенні, що встановилося, 0,27 рад/с[6].

Відносна різниця часу перехідного процесу Δt_n , обумовлена

$$\Delta t_n = \frac{|t_n^{\text{э}} - t_n^{\text{м}}|}{t_n^{\text{э}}} 100\%,$$

для кутової швидкості й струму управління становить відповідно 4 і 7%. Абсолютні значення часу перехідного процесу в експерименті й при моделюванні для кутової швидкості склали відповідно 1,14 і 1,1 с, для струму управління 1,45 і 1,36 с.

Для часу встановлення відносна розбіжність, знайдена аналогічно, для кутової швидкості склала 9%, для струму управління - 10%. Абсолютні значення часу встановлення в натурному експерименті й при моделюванні склали для кутової швидкості відповідно 0,65 і 0,74 с, для струму управління 0,37 і 0,34 с[6].

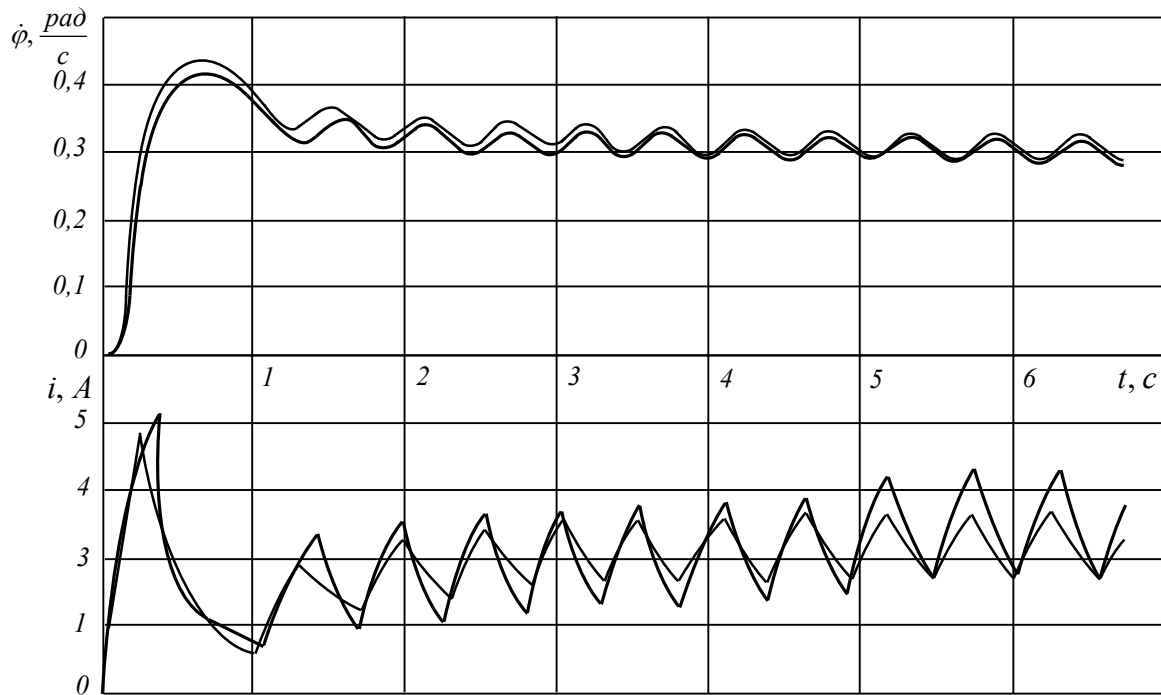


Рисунок 2.5 – Перехідний процес пуску автоматизованого винесеного приводу подачі: — модель; — експеримент

Для оцінки адекватності сталих рухів автоматизованого приводу подачі був прийнятий коефіцієнт варіації кутової швидкості й струму управління. Вибір цього показника пояснюється тим, що навантаження приводу являє собою стаціонарний випадковий процес, незважаючи на перевагу в ньому періодичних складових.

Коефіцієнти варіації струму управління й кутової швидкості приводу, отримані шляхом комп'ютерної обробки методом кореляційного аналізу експериментальних і змодельованих реалізацій, мають відносну розбіжність відповідно 9 і 10%. Абсолютні значення коефіцієнтів варіації в експерименті і при моделюванні для струму управління склали відповідно 0,145 і 0,132, для кутової швидкості 0,91 і 0,1[6].

2.3.3 Оцінка адекватності математичної моделі комбайна і формування навантажень приводу виконавчих органів

Основою для побудови математичної моделі взаємодії динамічної системи комбайна з масивом, що руйнується, є математична модель режиму холостого ходу. У зв'язку з цим дослідження адекватності математичної моделі системи комбайн – вибій доцільно виконати у два етапи. Першим з них є дослідження відповідності експериментальних і отриманих у результаті моделювання параметрів холостого ходу - частоти й амплітуди коливань швидкості корпусу. Достатня збіжність останніх експериментом є доказом адекватності отриманої функціональної залежності сили тертя опор комбайна об напрямні від швидкості корпусу [6].

У результаті обробки осцилограм холостого ходу комбайнів К103 і КА-80, отриманих в умовах повнорозмірних стендів, для відношення жорсткості тягового ланцюга до маси комбайна $c/m = 250 \text{ c}^{-2}$ і середньої швидкості подачі $V = 3,8 \text{ м/хв}$ визначені наступні дані: математичне очікування амплітуди коливань швидкості корпусу $m_{A_x} = 8,31 \text{ м/хв}$ частота коливань швидкості корпусу $f_{\dot{x}} = 2,21 \text{ Гц}$.

Для відношення $c/m = 125 \text{ c}^{-2}$ і швидкості подачі $V = 2,3 \text{ м/хв}$ $m_{A_x} = 7,6 \text{ м/хв}$, $f_{\dot{x}} = 1,34 \text{ Гц}$. Для зазначених умов дані моделювання були відповідно $m_{A_x} = 8,75 \text{ м/хв}$, $f_{\dot{x}} = 2,3 \text{ Гц}$ і $m_{A_x} = 7,8 \text{ м/хв}$ і $f_{\dot{x}} = 1,28 \text{ Гц}$. Відносна розбіжність отриманих у результаті моделювання й експериментальних даних у найгіршому разі для швидкості корпусу становить 5%, для частоти коливань - 4,5% [6].

Фрагмент осцилограми холостого ходу комбайна КА-80 для відношення $c/m = 250 \text{ c}^{-2}$ і середньої швидкості подачі $V = 3,8 \text{ м/хв}$ і виконаний для аналогічних умов обчислювальний експеримент наведені на рис. 2.5 і 2.6.

Порівняльний аналіз параметрів холостого ходу, отриманих у натурному експерименті і при моделюванні, показує їхню достатню збіжність, що

дозволяє зробити висновок про адекватне відтворення моделлю режиму холостого ходу [6].

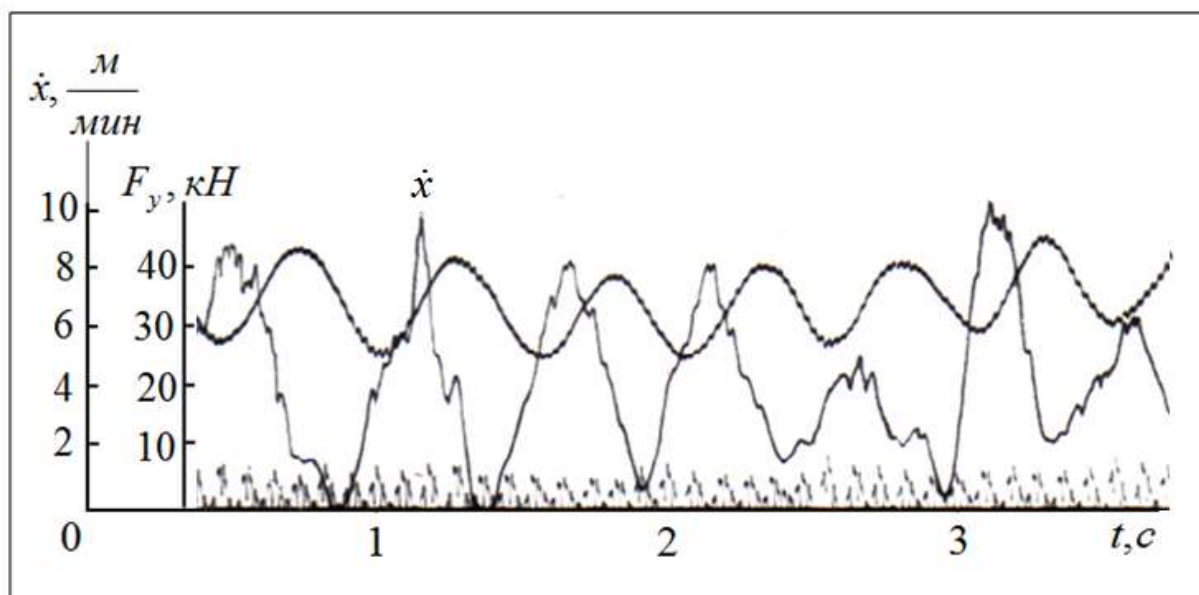


Рисунок 2.6 – Фрагмент осцилограми холостого ходу комбайна КА-80

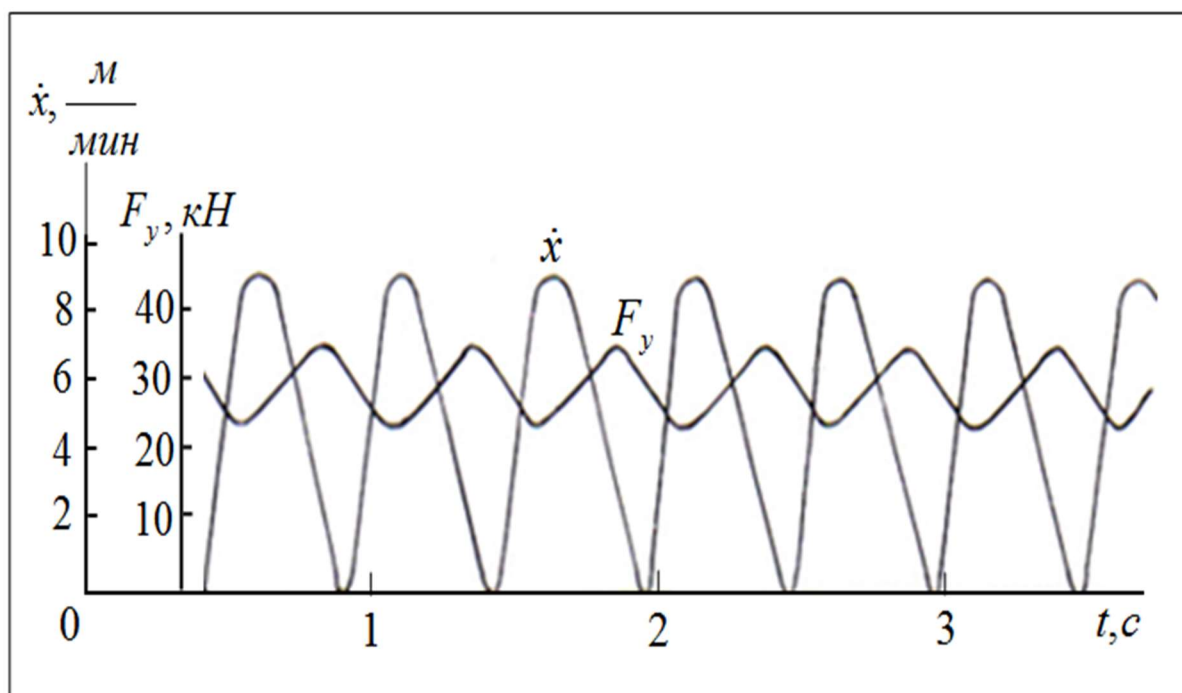


Рисунок 2.7 – Фрагмент змодельованої реалізації холостого ходу

комбайна КА-80

Другим етапом є перевірка адекватності математичної моделі робочого режиму, що описує взаємний вплив зовнішньої динаміки й навантажень на виконавчих органах і в приводі різання комбайна.

При дослідженні навантажень приводу виконавчих органів очисних комбайнів у шахтних і стендових умовах найбільш доступним параметром і в той же час параметром, що однозначно характеризують навантаження, є потужність, споживана двигунами приводу. Тому для оцінки адекватності моделі використовувалися результати обробки експериментальних реалізацій потужності [6].

У силу випадкового характеру процесу формування навантаженості на виконавчих органах він оцінювався відповідними характеристиками - кореляційною функцією, спектральною щільністю, коефіцієнтом варіації і математичним очікуванням.

На рис. 2.8 зображена нормована кореляційна функція потужності $K(\tau)$, споживаної двигунами комбайна K103 при руйнуванні вуглецементного блоку, що має середню опірність різанню $A \approx 260$ Н/мм, при $V = 1,8$ м/хв, $L_p = 40$ м потужності пласта, що й виймається, 0,8 м. На цьому ж рисунку зображена пунктиром кореляційна функція реалізації, відтвореної для зазначених умов на моделі. Як видно з рисунка, графіки кореляційних функцій у першому й другому випадках досить близькі. Середньоквадратичні відхилення потужності експериментальної реалізації і отриманої в результаті математичного моделювання мають значення відповідно 18 і 20 кВт, а їх відносна різниця становить 11% [6].

Відповідні до кореляційних функцій графіки нормованих спектральних щільностей $S(f)$ наведені на рис. 2.9. Подібно автоспектру $S(f)$ експериментальної реалізації, що містить дві гармоніки коливань із частотами 1,44 і 2,8 Гц, автоспектр реалізації, зробленої на моделі, також містить дві гармоніки із частотами 4 і 2,8 Гц. Таким чином, частоти

порівнюваних коливань збігаються з точністю до кроку квантування спектральних щільностей по частоті (0,1 Гц).

Коефіцієнти варіації порівнюваних реалізацій склали відповідно 0,112 і 0,128, а їх відносна розбіжність склала 14% [6].

Математичні очікування експериментальної й отриманої в результаті моделювання реалізацій склали відповідно 165 і 175 кВт, а їх відносна розбіжність – 6% [6].

Викладені результати свідчать про досить адекватне відтворення моделлю робочого режиму комбайна й дозволяють зробити висновок про адекватність математичної моделі формування навантажень на виконавчих органах і в приводі різання, моделі руху комбайна і їх взаємодії [6].

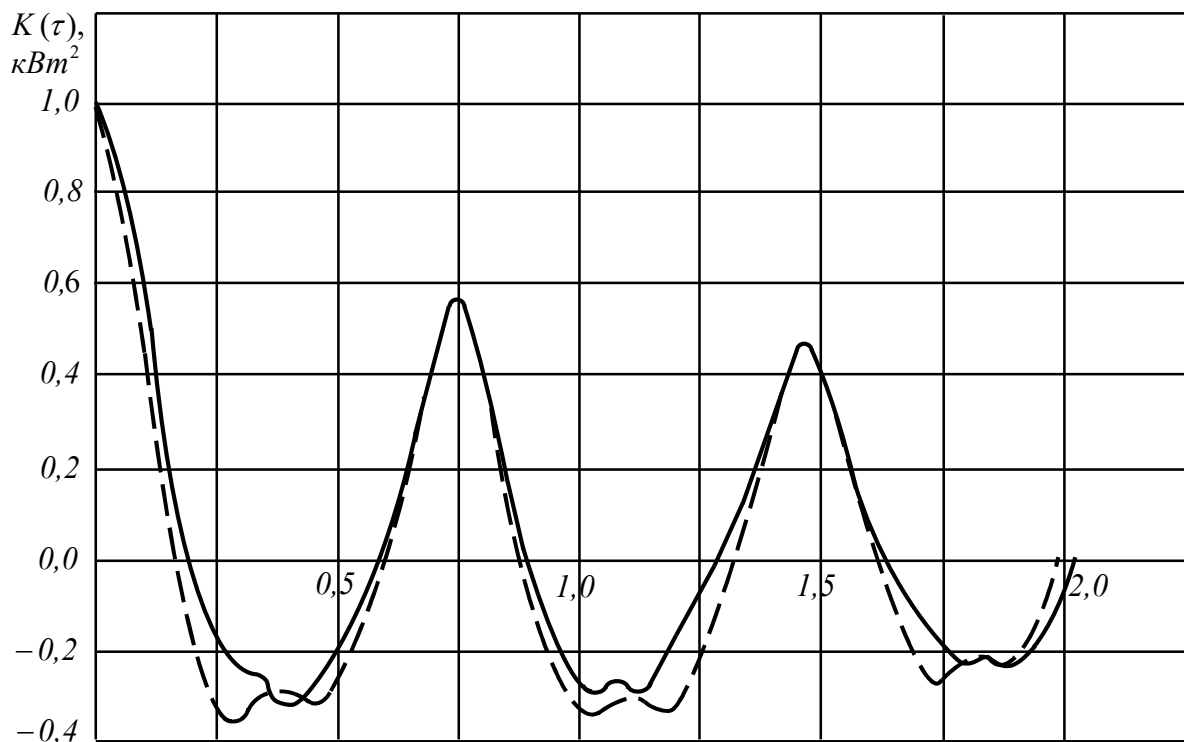


Рисунок 2.8 – Нормована кореляційна функція потужності
електродвигунів комбайна K103:

--- модель;

_____ експеримент

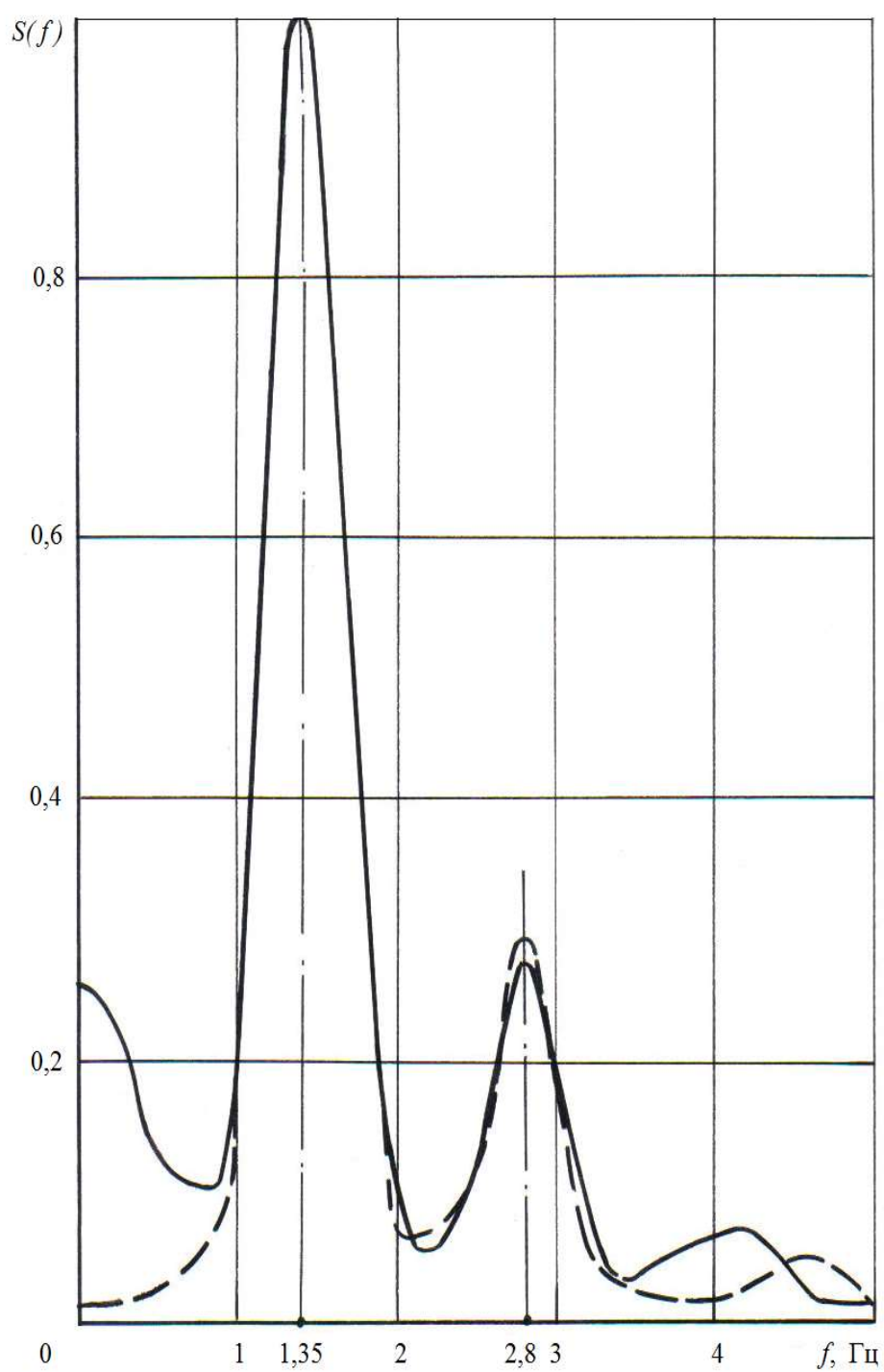


Рисунок 2.9 – Спектральна щільність потужності електродвигунів

комбайна К80: --- модель; _____ експеримент;

2.4 Висновки

1. Розроблено математичну модель системи автоматичного керування видобувним комбайном з винесеною системою подачі та барабанными виконавчими органами. Модель адекватно враховує основні зв'язки в системі та процеси формування навантажень на барабані комбайна.

2. Виконано структурний, параметричний та алгоритмічний, синтез розробленої математичної моделі.

3. За математичною моделлю розроблено Simulink модель САК видобувним комбайном з ВСП та барабанными виконавчими органами.

3 ДОСЛІДЖЕННЯ САК ВИДОБУВНИМ КОМБАЙНОМ С ВСП ТА БАРАБАННИМИ ВИКОНАВЧИМИ ОРГАНАМИ

3.1 Параметричний синтез та дослідження регулятора навантаження приводу виконавчих органів

Сучасні наукові роботи з синтезу та дослідження регуляторів навантаження видобувних комбайнів з винесеною системою подачі [27, 28] свідчать, що найбільш доцільним регулятором навантаження приводу виконавчих органів є регулятор з інтегральним законом регулювання або І регулятор. Це пояснюється тим, що сигнал струму електродвигуна виконавчих органів містить пульсації, обумовлені характером навантаження виконавчого органу. Період пульсацій сигналу струму близький до часової характеристики приводу подачі, що виключає можливість фільтрації пульсацій. У цій роботі робилася спроба програмного усереднення сигналу струму, але результат виявився негативним. Інтегратор має властивість згладжувати пульсації, це й робить доцільним його використання. На рис.3.1 наведено сигнал на виході інтегрального регулятора САК комбайном.

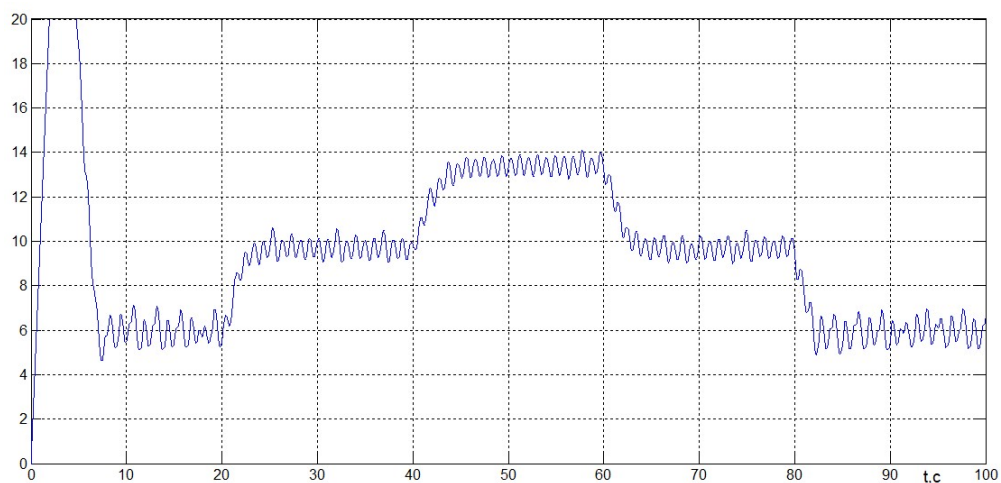


Рисунок – 3.1 Сигнал на виході інтегрального регулятора навантаження

У дослідженнях якості регулювання навантажень на виконавчих органах, виконаних в рамках цієї роботи, визначено, що для рівнів сигналів, прийнятих в моделі САК, коефіцієнт при інтеграторі має бути в межах 1,6...2. Таке значення забезпечує цілком приємне перерегулювання по навантаженню привода виконавчого органу.

3.2 Дослідження якості регулювання САК комбайном з ВСП

Динамічність процесів в САК комбайном з ВСП суттєво залежить від жорсткості тягового органу, тобто від довжини робочої гілки тягового ланцюга. Зважаючи на це, дослідження якості регулювання навантажень в системі виконувалось для різних довжин тягового ланцюга при східчастій зміні опірності вугілля різанню в автоматичному режимі роботи комбайна. В цьому режимі завданням САК є стабілізація навантаження в приводі барабана комбайна при впливі завдання по швидкості подачі, що виробляється інтегральним регулятором навантаження. Цей режим повністю виключає участь машиніста в керуванні комбайном.

Модельні експерименти сплановані наступним чином. Робота комбайна починалася при максимальній паспортній опірності вугілля різанню 360Н/мм до 20-ї секунди. З 20-ї секунди опірність зменшувалась до значення 250Н/мм і робочий режим при такій опірності тривав до 40-ї секунди, на 40-вій секунді опірність знову східчасто зменшувалась до 200Н/мм. З 60-тої секунди, опірність східчасто зростала до попереднього рівня 250Н/мм, а з 80-тої – знову підвищувалась до 360Н/мм.

Результати модельних експериментів роботи САК в автоматичному режимі стабілізації навантажень в приводі барабана комбайна по відпрацюванню зміни опірності різанню для наведеної вище схеми при довжині тягового ланцюга 20м, 100м та 200м показані відповідно на рис. 3.2, рис. 3.3 та рис. 3.4.

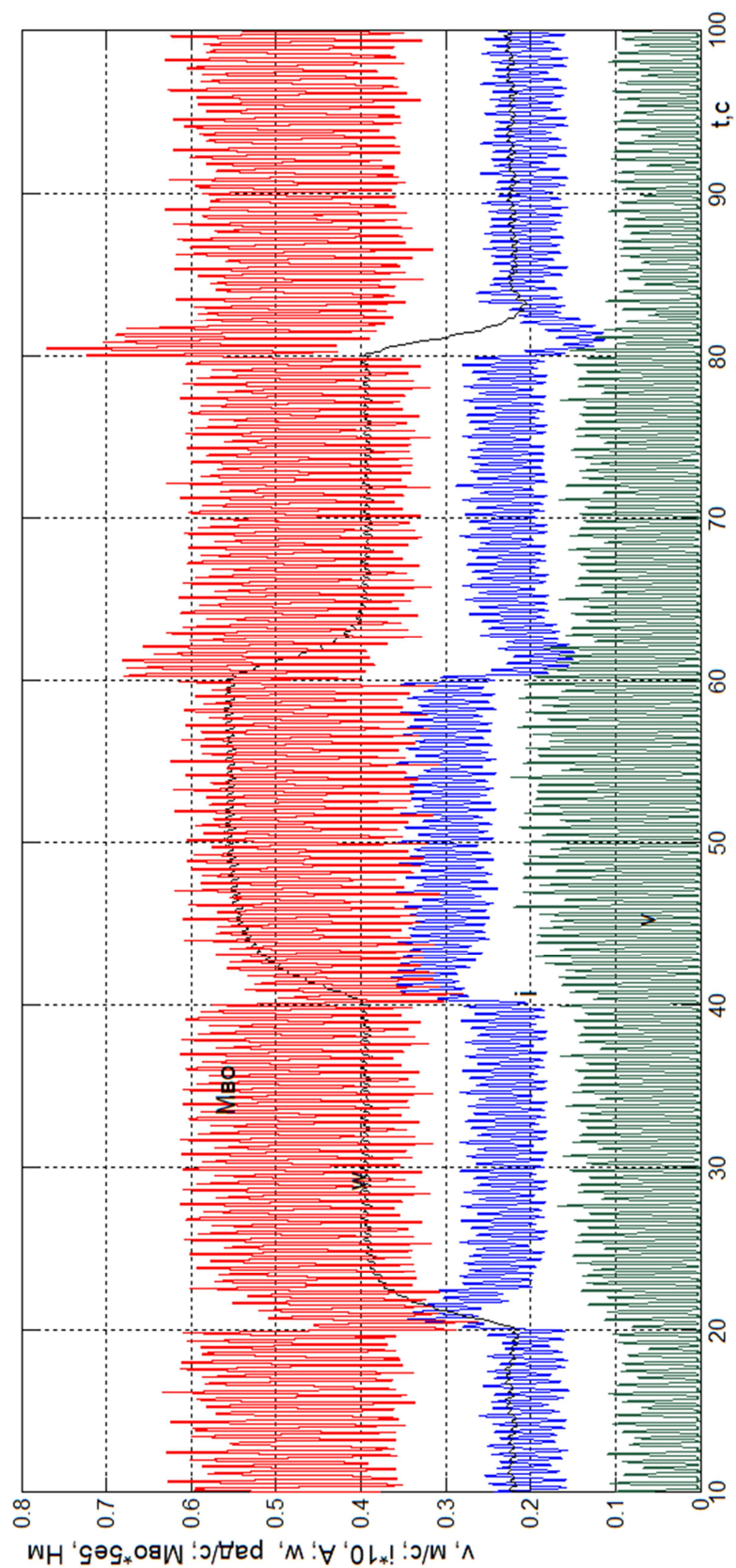


Рисунок 3.2 – Автоматичний режим роботи комбайна при довжині тягового органу 20м

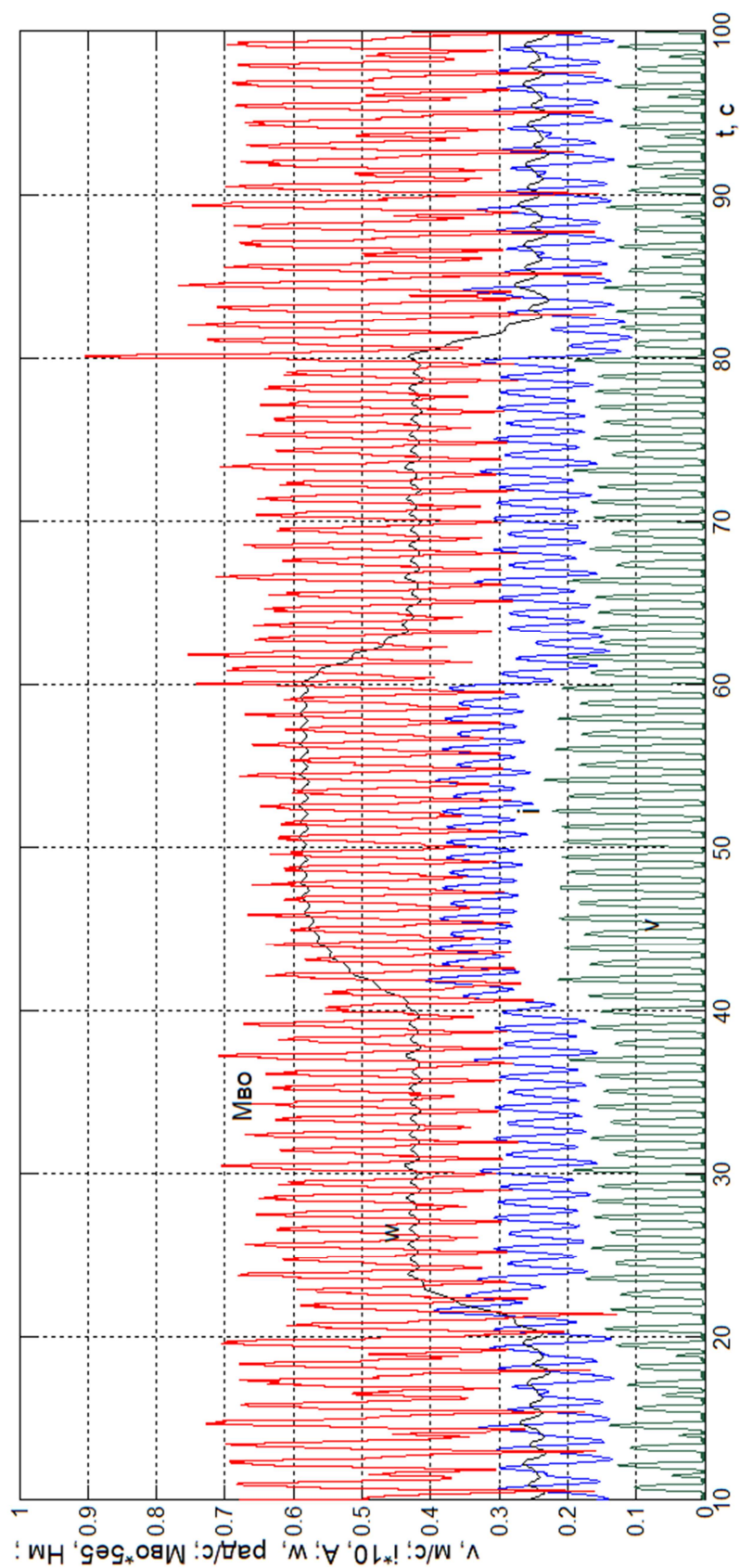


Рисунок 3.3 – Автоматичний режим роботи комбайна при довжині тягового органу 100м

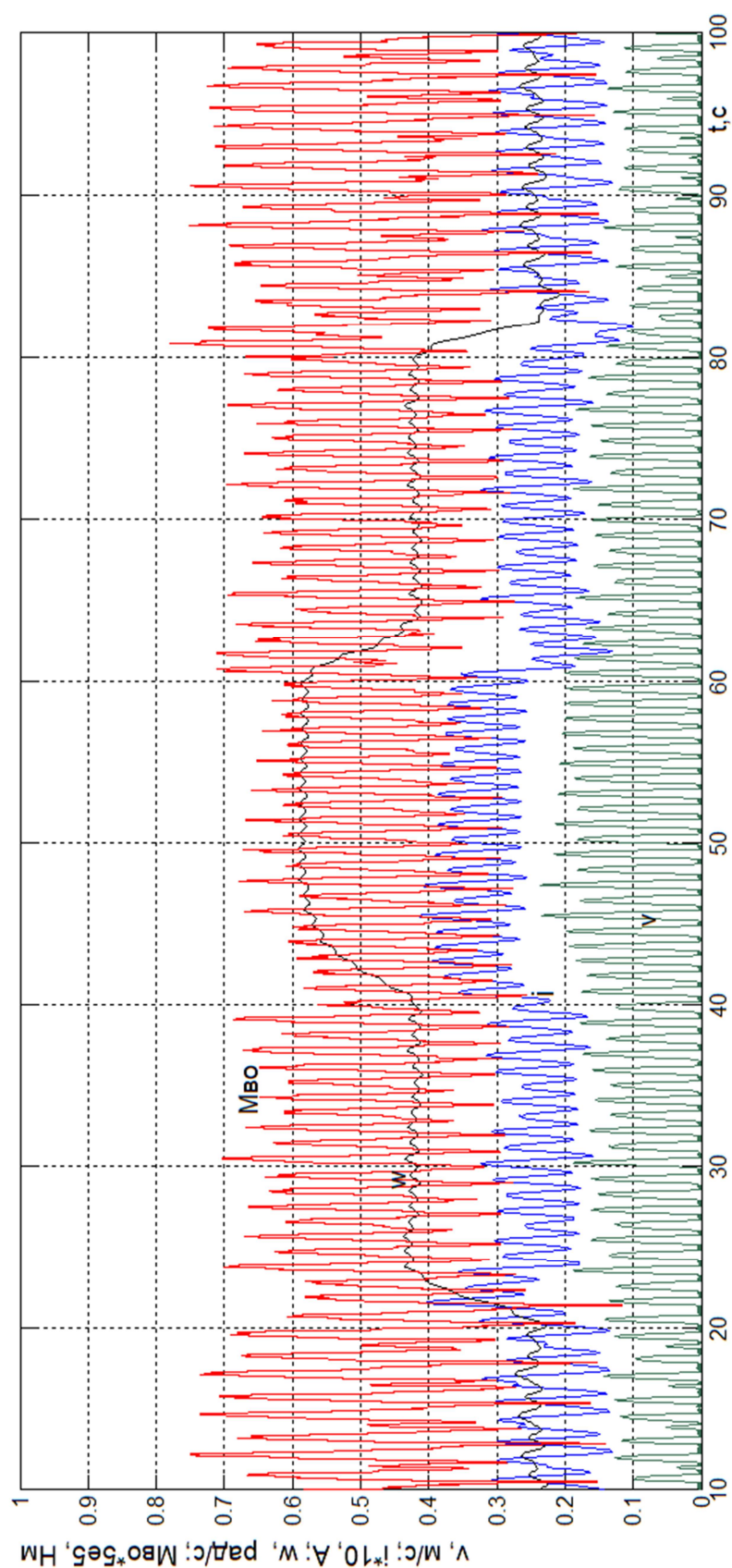


Рисунок 3.4 – Автоматичний режим роботи комбайна при довжині тягового органу 200м

В усіх трьох наведених модельних експериментах перевірено роботу САК при жорстких ударних змінах навантаження на барабані комбайна. В реальних умовах такі режими можливі лише при зустрічі виконавчого органу з твердим породним включенням у вугільному пласті, з породним прошарком або з початком присічки бокової породи.

При всіх довжинах тягового органу мають місце аперіодичні майже монотонні перехідні процеси по навантаженню приводу виконавчого органу та по кутовій швидкості приводу подачі як при зростанні опірності вугілля різанню, так і при її зменшенні в усьому діапазоні швидкостей подачі.

Тривалість перехідних процесів становить менше 2с, що усуває можливість перекидання двигуна приводу виконавчих органів та екстремальне перевантаження його трансмісії при гальмуванні барабана.

На рисунку 3.5 наведено модельний експеримент процесу зарубування комбайна після його розгону до швидкості 4м/хв та знаходженні на відстані 1 м від грудей вибою.

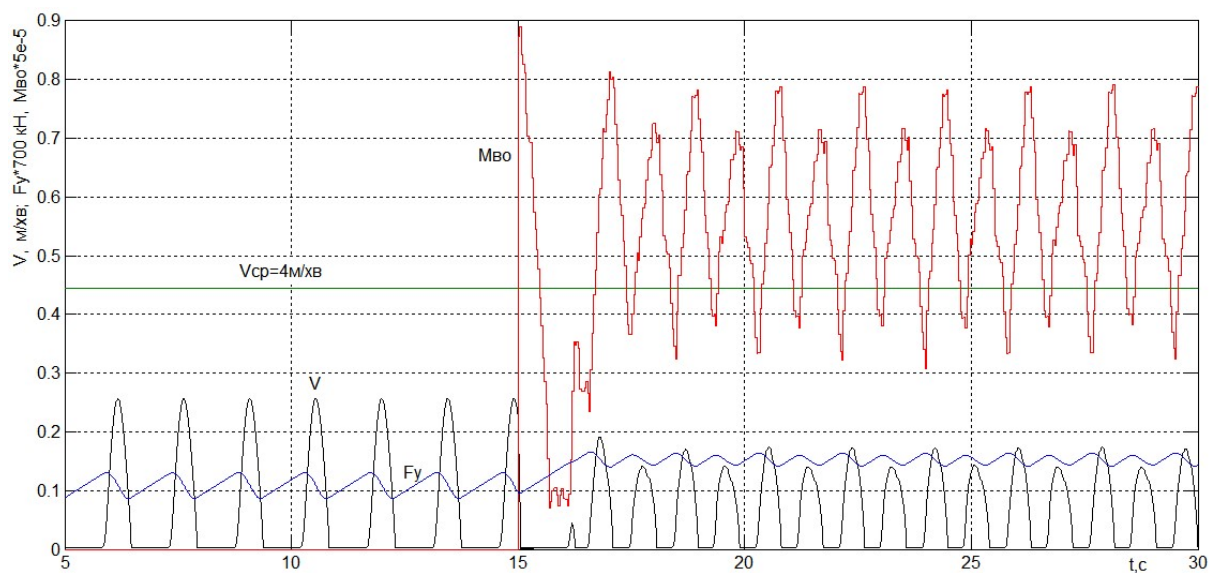


Рисунок 3.5 – Процес зарубування комбайна при швидкості подачі 4м/хв

Процес зарубування починається з 15-ї секунди після початку руху комбайна. Після перехідного процесу контакту з вибоєм коливання корпусу комбайна синхронізуються періодичними складовими сил реакцій вибою на

виконавчих органах. Це є ще одним доказом адекватності моделі навантажень на барабанному виконавчому органі.

У цьому експерименті на моделі довжина робочої гілки тягового органу встановлювалась 100м, середня швидкості подачі $V_{cp}=4$ м/хв та опірність вугілля різанню 250Н/мм. На п'ятнадцятій секунді режим холостого ходу завершується, з 15-тої секунди починається зарубування комбайна і далі вихід на робочий режим. В робочому режимі після перехідного процесу встановлюється режим синхронізації коливань швидкості корпусу комбайна періодичними складовими реакцій вибою на барабані комбайна. Процес синхронізації супроводжується зменшенням амплітуди коливань швидкості комбайна, та зменшенням частоти коливань швидкості, яка стає рівною частоті коливань моменту на барабані $M_{во}$ від його неврівноваженості [38]. Неврівноваженість барабана з двома заходами проявляється в чергуванні імпульсів швидкості подачі з більшою та меншою амплітудою.

3.3 Висновки

1. І регулятор з коефіцієнтом передачі 1,6...2 в контурі стабілізації навантаження приводу виконавчих органів система автоматичного керування комбайном забезпечує аперіодичні перехідні процеси відпрацювання збурень по опірності вугілля різанню в усьому діапазоні її зміни.
2. Система регулювання швидкості приводу подачі САК комбайном забезпечує при всіх довжинах тягового органу мають місце аперіодичні майже монотонні перехідні процеси по навантаженню приводу виконавчого органу та по кутовій швидкості приводу подачі як при зростанні опірності вугілля різанню, так і при її зменшенні в усьому діапазоні швидкостей

подачі, необхідному для стабілізації навантаження на виконавчому органі.

3. Тривалість перехідних процесів регулювання навантаження становить менше 2с, що усуває можливість перекидання двигуна приводу виконавчих органів та екстремальне перевантаження його трансмісії при гальмуванні барабана.

ВИСНОВКИ

1. Виконаний аналіз математичних моделей видобувного комбайна як об'єкта керування показує, що найбільш адекватною та універсальною моделлю формування навантажень на виконавчих органах є модель, котра обчислює навантаження від різання пласта як суму навантажень на кожному різці за товщиною стружки.
2. В наукових роботах результати досліджень САК видобувним комбайном для тонких пластів з барабанними виконавчими органами обмежені та недостатні.
3. Розроблено математичну модель системи автоматичного керування видобувним комбайном з винесеною системою подачі та барабанними виконавчими органами. Модель коректно враховує основні зв'язки в системі та процеси формування навантажень на барабані комбайна.
4. Показано адекватність математичної моделі як окремих її частин, так і всієї системи привід подачі – комбайн – вибій.
5. Виконано структурний, параметричний та алгоритмічний, синтез розробленої математичної моделі САК видобувним комбайном.
6. За математичною моделлю розроблено Simulink модель САК видобувним комбайном з ВСП та барабанними виконавчими органами.
7. І регулятор з коефіцієнтом передачі $1,6 \dots 2$ в контурі стабілізації навантаження приводу виконавчих органів САК комбайном забезпечує аперіодичні перехідні процеси відпрацювання збурень по опірності вугілля різанню в усьому діапазоні її зміни.
8. Система регулювання швидкості приводу подачі САК комбайном забезпечує аперіодичні перехідні процеси у всьому діапазоні швидкостей подачі, необхідному для стабілізації навантаження на виконавчому органі.
9. Тривалість перехідних процесів регулювання навантаження становить менше 2с , що усуває можливість перекидання двигуна приводу

виконавчих органів та екстремальне перевантаження його трансмісії при гальмуванні барабана.

10. Виконано заходи з охорони праці.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Вуглевидобуток в Україні [Електронний ресурс]. – Режим доступу до статті: https://mind.ua/news/202_32671-rosiya-zupinyae-postavki-energetichnogo-vugillya-v-ukrayinu-z-1-listopada-gerus
2. ЗМІ: протягом 20 років Україна буде зобов'язана відмовитися від вугілля [Електронний ресурс]. – Режим доступу до статті: https://www.dialog.ua/ukr/business/239513_1636025808?fbclid=IwAR1iJuEQXNtIHtH4abSVqeT7bj3pv4T7VDZwbwRX2T7k50tDV9rNpCN-7s
3. Динамические процессы горных машин / А.В. Докукин, Ю.Д. Красников, З.Я. Хургин и др.: под ред. И.Ф. Гончаревича. – М.: Наука, 1972. – 150 с.
4. 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.
5. Отраслевой стандарт. Комбайны очистные. Выбор параметров и расчет сил резания и подачи на исполнительных органах. Методика: ОСТ 12.44.258-84.- Донгипроуглемаш.- 107с.
6. 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.
7. Кухтенко А.И. Автоматическое регулирование врубовых машин с плавной подачей. – В кн. Вопросы автоматизации в угольной промышленности. – М.: Углетехиздат, 1953, с. 129-179.
8. Оптимизация привода выемочных и проходческих машин/ Ю.Д. Красников, З.Я. Хургин, В.М. Нечаевский и др. – М.: Недра, 1983. – 264с.
9. 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.

10. 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.

11. Перемещение угледобывающих комбайнов с предварительно натянутым тяговым органом/ Н.Г. Бойко, В.Г. Гуляев, Н.Г. Афендииков и др. – Изв. вузов. Горный журнал, 1976, № 8, с. 92 – 100.

12. Бойко Н.Г. О неравномерности перемещения угледобывающих комбайнов со шнековым исполнительным и гибким тяговыми органами. – Изв. вузов. Горный журнал, 1976, № 9, с. 96 – 101.

13. Характер перемещения очистных комбайнов с вынесенной системой подачи / Н.Г. Бойко, В.Г. Нечаев, А.В. Болтян и др. – Изв. вузов. Горный журнал, 1984, № 6, с. 67 – 71.

14. Шапаренко Д.Н., Труфанов И.Д. Динамика движения угольного комбайна. – Изв. вузов. Горный журнал, 1984, № 12, с. 99 – 104.

15. Нечаевский В.М. Исследование и моделирование динамики рабочего режима угольных комбайнов с упругой и жесткой системой подачи: дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. / В.М. Нечаевский – М.: ИГД им. А.А. Скочинского, 1973. – 226 с

16. Верескунов В.Н. Исследование динамики движения добычных комбайнов в основных режимах эксплуатации: Автореф. дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. / В.Н. Верескунов – М.: ИГД им. А.А. Скочинского, 1972. – 16 с.

17. 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.

18. 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.

19. Поцепаев В.В Математична модель навантажень на виконавчих органах видобувного комбайна / В.В. Поцепаєв // Матеріали сьомої міжнародної науково-технічної конференції "Моделювання і комп'ютерна графіка" 18-24 вересня 2017 року, м. Покровськ, м. Київ. – м. Покровськ: ДонНТУ, 2017. – 285 с. С. 263-266.

20. Куш Г.І. Дослідження та розробка адаптивної системи автоматичного управління приводом в винесеній системі подачі видобувного комбайна: кваліфікаційна робота магістра / Г.І. Куш. – Покровськ: ДонНТУ, 2018. – 76с.

21. Цуканов В.Г., Ставицкий В.Н. Регулятор нагрузки для комбайнов с электрической встроенной системой подачи / В.Г. Цуканов, В.Н. Ставицкий // Автоматизація технологічних об'єктів 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

22. Ставицкий В.М., Капустняк Д.Л. Математична модель видобувного комбайна / Д.Л. Капустняк, В.Н. Ставицкий // Автоматизація технологічних об'єктів 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.

23. Поцепаев В.В. Вибір моделі навантажень на виконавчих органах в завданнях аналізу та синтезу САК видобувним комбайном/ В.В. Поцепаєв, О.І. Воропаєв // 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/archiv-zbirniku/vipusk-1-32/>

24. Поцепаев В.В. Моделювання системи автоматичного керування видобувним комбайном/ В.В. Поцепаєв // Науковий вісник ДонНТУ. –

Покровськ, 2020 № 1(4) –2(5), 2020 с.93-98. <http://visnyk.donntu.edu.ua/arkhiv-zbirky/1-2-2-3-2020/modeliuvannia-systemy-avtomatychnoho-keruvannia-vydobuvnym-kombajnom/>

25. Демидов С.С., Степаненко В.С. Використання мех-функції для вдосконалення simulink моделей систем автоматичного управління видобувними комбайнами [Текст] / С.С. Демидов, В.С. Степаненко // Всеукраїнський науково-практичний форум «ТАК2017»: телекомунікації, автоматизація, комп'ютерно-інформаційні технології, 29-30 листопада 2017 р.: збірка доповідей. – ДВНЗ «ДонНТУ», м. Покровськ 2017. – С. 197-199.

26. Поцераєв В.В., Шмидт Ю.Б., Мамедов Р.Р. Адаптивна система автоматичного управління приводом подачі з електромагнітним гальмом ковзання / В.В. Поцераєв, Ю.Б. Шмидт, Р.Р. Мамедов // Наукові праці ДонНТУ. Серія: Обчислювальна техніка та автоматизація. - 2017. - № 1 (00). - С.16-26.

27. Поцераєв В.В. Дослідження регулятора навантаження виконавчих органів видобувних комбайнів з винесеною системою подачі/ В.В. Поцераєв // Науковий вісник ДонНТУ. – Покровськ, 2019 № 1-2 2019 с.48-53. <http://visnyk.donntu.edu.ua/arkhiv-zbirky/1-2-2019-r/doslidzhennia-rehuliatora-navantazhennia-vykonavchykh-orhaniv-vydobuvnykh-kombajniv-z-vynesenoiu-systemoiu-podachi/>

28. Коровін В.С., Поцераєв В.В. Дослідження та розробка регулятора навантаження привода виконавчих органів комбайна УКД200-250 [Текст] / В.С. Коровін, В.В. Поцераєв // Всеукраїнська науково-практична конференція молодих вчених «ТАК»: телекомунікації, автоматика, комп'ютерно-інтегровані технології, 28 листопада 2019 р.: збірник доповідей. – ДВНЗ «ДонНТУ», м. Покровськ 2017. – С. 228 – 231.

29. Стоян Є.В. Дослідження та розробка компенсаційного регулятора навантаження видобувного комбайна : кваліфікаційна робота магістра / Є.В. Стоян. – Покровськ: ДонНТУ, 2018. – 72 с.

30. Вынесенная система подачи комбайна УКД – 250 типа ВСПК [Электронный ресурс] // Режим доступа: http://www.shaht.kharkov.ua/files/index_1.html. /
31. Бойко Н.Г. Очистные комбайны для тонких пологих пластов. - Донецк: ДНВЗ «ДонНТУ». 2010. - 476 с.
32. 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.
33. Кондрахін В.П. Електричні механізми переміщення очисних комбайнів / В.П. Кондрахін, В.В. Косарєв, М.І. Стаднік. – Під. заг. ред. В.П. Кондрахіна. –Донецьк: Технопарк ДонНТУ УНИТЕХ, 2010. – 257 с.
34. Шрейнер Р.Т. Математическое моделирование электроприводов переменного тока с полупроводниковыми преобразователями частоты. – Екатеринбург: УРО РАН, 2000. – 654 с.
35. Донской Н. В. Регулируемые электроприводы переменного тока. Чебоксары: Изд-во ЧГУ. 2007.
36. 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, 2010. – 158с.
37. Подключение С кода к MATLAB посредством MEX-функций. [Электронный ресурс] // Режим доступа <https://www.youtube.com/watch?v=2ocfAPMwh3M>
38. Бойко Н.Г. Динамика очистных комбайнов. – Донецьк: РВА ДонНТУ, 2004. – 206 с.

ДОДАТОК А

Охорона праці та безпека при надзвичайних ситуаціях на підприємстві

А.1 Характеристика умов праці науково-дослідного відділу підприємства

Робочим приміщенням, у якому розташовано науково-дослідний відділ, є кімната розмірами 5,25 метрів на 4 метри. У приміщенні розташовані 1 комп'ютер потужністю 0,5 кВт/год., 1 монітор потужністю 0,1 кВт/год., 1 ноутбук потужністю 0,07 кВт/год, 2 принтери потужністю 0,4 кВт/год., генератор сигналів потужністю 0,06 кВт/год., осцилограф потужністю 0,05 кВт/год., паяльна станція потужністю 0,6 кВт/год, 4 лабораторні блоки живлення потужністю 0,15 кВт/год., 1 кондиціонер потужністю 3,5 кВт/год.

Приміщення знаходиться на 6-ому поверсі адміністративного будинку цегельної будівлі та за своїх характеристикам цілком відповідає вимогам СІ І і П 2.09.04 – 87 «Адміністративні і побутові будинки виробничих підприємств», а також СП 512 – 78 «Інструкція з проектування будинків і приміщень ЕОМ».

Основними шкідливими факторами, зв'язаними з роботою на ПК є:

- напруга зорових органів та пов'язане з цим стомлення, захворювання і побічні ефекти;
- значне навантаження на пальці та кисті рук, що при відсутності профілактики та медичного контролю можуть викликати професійні захворювання;
- тривале перебування в одній і тій самій позі, що викликає застійні явища в організмі, та може сприяти різним захворюванням;
- випромінювання різного виду при використанні відеомоніторів на електронно-променевих грубках (м'яке рентгенівське випромінювання, ультрафіолетове випромінювання, видиме випромінювання, інфрачервоне

випромінювання, низько і високочастотне електромагнітне випромінювання, електростатичні полюси);

- механічні шуми, що пов'язані з роботою електронно-механічного друкуючого пристрою (принтера), вентиляторів системи охолодження, приводів читання CD-дисків та вібрація; іонізація повітря;

- наявність шкідливих хімічних речовин.

Дослідження науково-дослідного інституту гігієни праці і профзахворювань вказали на зміни у функціональному стані зорового аналізатора в ході виробничої діяльності фахівців, що працюють з відеотерміналами, наприкінці 4 години роботи.

Професійні захворювання при роботі з персональним комп'ютером:

- комп'ютерний зоровий синдром. Вплив роботи з монітором зазвичай залежить від віку користувача, від стану зору, а також від інтенсивності роботи з дисплеєм та організації робочого місця. В результаті тривалої роботи дуже великий ризик появи, або прогресивності вже наявної, короткозорості.

- проблеми, що пов'язані з м'язами і суглобами. Нерухома напружена поза оператора, протягом тривалого часу прикутого до екрану монітора, призводить до втоми і виникнення болю в хребті, шиї, плечових суглобах, а також розвивається м'язова слабкість і відбувається зміна форми хребта. Інтенсивна робота з клавіатурою викликає больові відчуття в ліктьових суглобах, передпліччях, зап'ястях, в кистях і пальцях рук. Зазвичай присутні скарги на оніміння шиї, біль у плечах і попереку або поколювання в ногах. Але бувають, проте, і більш серйозні захворювання. Найбільш поширений кистьовий тунельний синдром, при якому нерви руки пошкоджуються внаслідок частоті і тривалості роботи на комп'ютері. У найбільш важкій формі цей синдром проявляється у вигляді болісних відчуттів, що позбавляють людину працездатності.

- синдром комп'ютерного стресу. Постійні користувачі ПК зазвичай піддаються психологічним стресам, функціональних порушень центральної

нервової системи, хвороб серцево-судинної системи.

– вплив на імунну систему. При впливі електро-магнітного випромінювання (ЕМВ) порушуються процеси імуногенезу, опромінених ЕМВ, змінюється характер інфекційного процесу – протягом інфекційного процесу обтяжується. ЕМВ можуть сприяти неспецифічному пригнічення імуногенезу, посилення утворення антитіл до тканин плоду і стимуляції аутоімунної реакції в організмі вагітної самки.

– вплив на ендокринну систему і нейрогуморальну реакцію. При дії ЕМВ, як правило, відбувається стимуляція гіпофізарно-адреналінової системи, що супроводжується збільшенням вмісту адреналіну в крові, активацією процесів згортання крові.

– вплив на статеву функцію. Порушення статевої функції зазвичай пов'язані зі зміною її регуляції з боку нервової та нейроендокринної систем.

Симптоми захворювання різноманітні і численні. Зазвичай, на відмінність єдиного симптому малоймовірно, оскільки всі функціональні органи людини взаємопов'язані.

1. Фізичні нездужання: сонливість, непроходяча втома; головний біль після роботи; болі в нижній частині спини, в ногах, відчуття поколювання, оніміння, болі в руках; напруженість м'язів верхньої частини тулуба.

2. Захворювання очей: відчуття гострого болю, печіння, свербіння.

3. Порушення візуального сприйняття: неясність зору, яка збільшується протягом дня; виникнення подвійного зору.

4. Погіршення зосередженості і працездатності: зосередженість досягається за працею; дратівливість під час і після роботи; повітря робочої точки на екрані; помилки при друкуванні.

А.2 Заходи щодо поліпшення умов праці

До приміщення науково-дослідного відділу й організації робочого місця з обліком шкідливих виробничих факторів пред'являється ряд вимог. Приміщення в якому знаходиться робоче місце з ПК повинно мати природне освітлення, бажано з одnobічним розміщенням світопрорізів, площа осклянілості яких не повинна перевищувати 25 % від площі стіни світопрорізами. Віконні прорізи в приміщенні з ПК повинні мати регульовані жалюзі чи занавеси або інші сонцезахисні пристрої. Не допускається розташування робочих місць із ПК у підвальних і цокольних поверхах. Робочі місця з ПК рекомендується розміщати в окремих приміщеннях. Площа на одного працюючого з ПК повинна складати 6 м², об'єм – 20 м³. Неприпустиме розташування ПК, при якому працюючий звернений обличчям, або спиною до вікон чи кімнати задньої частини ПК, у яку монтуються вентилятори.

Забороняється застосовувати для обробки інтер'єра приміщень із ПК полімерні матеріали (дерев'яностружечні плити, шпалери що миються, плівкові та рулоні синтетичні матеріали, шаруватий паперовий пластик та ін.), що виділяються в повітря шкідливі хімічні речовини, що перевищують гранично допустимі концентрації, не включені в «Перелік дозволених , МЗ» 1977-1985 р.

В лабораторії вимірjuвальної техніки та науково-дослідної роботи робочі місця з ПК розташовані від стіни з вікнами на відстані 1 м, відстань між столами складає 3 м. Екрани відеомоніторів ПК знаходяться від очей користувача на відстані 700 мм відповідно до СН 512-78, приміщення (S=21 м², V=73,5 м³) дозволяє розташовувати більше 3 робочих місця.

Робочі місця в положенні сидячі відповідають вимогам ДСТ 12.2.032 – 78 та ДСТ 12.2.029 – 77. Поверхня робочого столу знаходиться на висоті 0,75 метрів від підлоги, розміри робочої поверхні стільниці складають 1050x590 міліметрів, розміри вільного простору для ніг під столом складає висота 650,

глибина 550, ширина 450 міліметрів відповідно. Робочий стілець оснащений підйомно-поворотнім пристроєм, що забезпечує регуляцію висоти сидіння і спинки, пневматичним і гідравлічними амортизаторами та обладнанні підлокітниками.

Мікроклімат робочого місця. У приміщенні науково-дослідного відділу є джерела тепловиділення, тому необхідно визначити необхідні умови його вентильовання. Витрату повітря в приміщенні з додатковим тепловиділенням визначаємо за формулою:

$$L = \frac{Q_{\text{НАД}}}{c \cdot p \cdot (t_B - t_H)}, \quad (\text{A.1})$$

де $Q_{\text{НАД}}$ – надлишкове виділення тепла в робочому приміщенні, ккал/год.; c – теплоємність повітря (0,237 ккал/кг); p – обсягова вага повітря (1,226 кг/м³); t_B – температура витяжного повітря (30°C); t_H – температура приточного повітря (20°C).

Розрахуємо надлишкове надходження тепла за наступною формулою:

$$Q_{\text{НАД}} = Q_{\text{УСТ}} + Q_{\text{ПЕР}} + Q_{\text{ОСВ}} + Q_{\text{СР}}, \quad (\text{A.2})$$

де $Q_{\text{УСТ}}$ – виділення тепла від устаткування; $Q_{\text{ПЕР}}$ – виділення тепла робітниками; $Q_{\text{ОСВ}}$ – надходження тепла від електричного освітлення; $Q_{\text{СР}}$ – надходження тепла від сонячної радіації через вікна.

Визначимо виділення тепла від устаткування за формулою:

$$Q_{\text{УСТ}} = P \cdot K_a \cdot K_o \cdot 860, \quad (\text{A.3})$$

P – сумарна потужність устаткування, кВт/год; K_a – коефіцієнт

установленої потужності (0,95); K_{θ} – коефіцієнт одночасної роботи (1,0).

$$\begin{aligned} Q_{VCT} &= [x_1 \cdot k_1 + x_2 \cdot k_2 + x_3 \cdot k_3 + x_4 \cdot k_4 + x_5 \cdot k_5 + x_6 \cdot k_6 + x_7 \cdot k_7 + \\ &+ x_8 \cdot k_8 + x_9 \cdot k_9] \cdot K_a \cdot K_{\theta} \cdot 860 = \\ &= [1 \cdot 0,5 + 1 \cdot 0,1 + 1 \cdot 0,07 + 2 \cdot 0,4 + 1 \cdot 0,06 + 1 \cdot 0,05 + 1 \cdot 0,6 + 4 \cdot 0,15 + \\ &+ 1 \cdot 3,5] \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 860 = 5131 \text{ ккал/год.} \end{aligned}$$

Визначимо виділення тепла від обслуговуючого персоналу за допомогою наступної формули:

$$Q_{ПЕР} = n \cdot g = 2 \cdot 100 = 200 \text{ ккал/год,} \quad (\text{A.4})$$

де n – кількість працюючих; g – кількість тепла, що виділяє один працівник за годину (100 ккал/год.).

Визначимо надходження тепла від електричного освітлення за формулою:

$$Q_{OCB} = E_M \cdot g_1 \cdot S = 300 \cdot 0,05 \cdot 21 = 315 \text{ ккал/год,} \quad (\text{A.5})$$

де E_M – нормована освітленість для цієї зорової роботи, величина якої дорівнює 300 лк; g_1 – питоме тепловиділення на 1 м² підлоги при 1 лк освітленості (для / люмінесцентних ламп – 0,05 ккал/год.) S – площа приміщення, м².

Визначимо надходження тепла від сонячної радіації через вікна за наступною формулою:

$$Q_{CP} = F \cdot g_2 \cdot K_{OCL} = 7,5 \cdot 65 \cdot 0,4 = 195 \text{ ккал/год,} \quad (\text{A.6})$$

де F – площа віконних прорізів (3x2,5=7,5 м²); g_2 – кількість тепла, що

надходить через 1 м² віконного прорізу (65 ккал/год.); $K_{осл}$ – коефіцієнт ослаблення, приймаємо 0,4.

Визначимо кількість надлишкового тепла:

$$Q_{НАД} = Q_{УСТ} + Q_{ПЕР} + Q_{ОСВ} + Q_{СР} = 5131 + 200 + 315 + 195 = 5841 \text{ ккал/год}$$

Визначимо витрати повітря в приміщенні:

$$L = \frac{Q_{НАД}}{c \cdot p \cdot (t_B - t_H)} = \frac{5848}{0,237 \cdot 1,226 \cdot (30 - 20)} = 2010 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Існуюча в наявності система кондиціонування і вентилявання має продуктивність 2200 куб. м./годину, що задовольняє необхідним нормативам.

Параметри мікроклімату на робочих місцях регламентуються ДНАОП 0.03.3.15 – 86 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень № 4088–86». Відповідно доданих санітарних норм температура повітря, швидкість руху повітря та відносна вологість у холодні періоди року повинна складати

(22 – 24) градуса за Цельсієм, 0,1 метра в секунду та 40-60 % відповідно. При збереженні всіх параметрів можливе коливання температури від 21 до 25 градусів Цельсія. 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 даним приміщення лабораторії вимірювальної техніки та науково-дослідним відділом.

Розрахунок системи загального рівномірного освітлення з лампами розжарювання для приміщення, в якому використовуються зорові роботи високої точності. Розміри приміщення: довжина ($a=6$ м), ширина ($b=3,5$ м),

висота ($h=3,5$ м). Приміщення має світлу побілку: коефіцієнт відбиття $P_{стелі} = 70 \%$, $P_{стін} = 50 \%$. 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 $h_c = 0,4$ м.. Мінімальна освітленість за нормами $E=200$ лк.

1) Визначимо висоту підвісу світильників над підлогою

$$h_0 = H - h_c = 3,5 - 0,4 = 3,1 \text{ м.}$$

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 лабораторії вимірювальної техніки та науково-дослідному відділу відповідає цій вимозі.

2) Визначимо висоту підвісу світильника над робочою поверхнею:

$$h = h_0 - h_p = 3,5 - 0,4 = 2,8 \text{ м.}$$

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

3) Визначимо рекомендовану відстань між світильниками

$$L = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 2,8 = 2,0 \text{ м.}$$

4) Розрахуємо необхідну кількість світильників

$$N = \frac{a \cdot b}{L^2} = \frac{6 \cdot 3,5}{2^2} = 6.$$

Приймаємо 6 світильників, враховуючи розміри приміщення

розміщуємо їх у два ряди по 3 штуки.

5) Світловий потік лампи світильника ($\Phi_{\text{л}}$) визначається за формулою:

$$\Phi_{\text{л}} = \frac{E \cdot K_z \cdot S \cdot Z}{N \cdot n \cdot \eta},$$

де E – нормативна освітленість, лк; K_z – коефіцієнт запасу, який враховує зниження освітленості в результаті забруднення та старіння ламп; S – площа приміщення, що освітлюється, м²; Z – коефіцієнт нерівномірності освітлення для ламп розширювання (1,15); N – кількість світильників; n – кількість ламп у світильнику; η – коефіцієнт використання світлового потоку, який визначається за світлотехнічними таблицями залежно від показника приміщення (i) та коефіцієнтів відбиття стін та стелі.

6) Визначимо показник приміщення:

$$i = \frac{a \cdot b}{h \cdot (a + b)} = \frac{6 \cdot 3,5}{3,5 \cdot (6 + 3,5)} = 2,21.$$

Коефіцієнт використання $\eta = 0,48$ для світильника УПМ-15 (при $i = 2,5$, $P_{\text{стелі}} = 70\%$, $P_{\text{стін}} = 50\%$)

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

$$\Phi_{\text{л}} = \frac{E \cdot S \cdot Z}{N \cdot n \cdot \eta} = \frac{200 \cdot 21 \cdot 1,15}{6 \cdot 1 \cdot 0,48} = 1677 \text{ лм.}$$

9) обираємо лампу Б-150 потужністю 150 Вт, світловий потік якої становить 2100 лм. Хоча це значення на 18% більше

розрахованого, однак не перевищує встановлену норму ($-0\% < \Phi_{\text{л}} < +20\%$). Сумарна електрична потужність усіх світильників, встановлених у приміщенні становить:

$$P_{\text{св}} = P \cdot N = 150 \cdot 6 = 900 \text{ Вт.}$$

А.3 Пожежна безпека

Найважливішою умовою роботи будь-якого підприємства є дотримання правил пожежної охорони. У приміщенні лабораторії вимірювальної техніки та науково-дослідному відділу основні міри для забезпечення пожежної безпеки визначає «Інструкція про заходи пожежної безпеки для службових приміщень (офісів)». Вона є обов'язковою для використання всіма співробітниками відділу. У згідності з цією інструкцією, у кожному приміщенні повинний бути призначений відповідальний за пожежну безпеку, вивішена на видному місці табличка з указівкою його посади та прізвища.

Меблі й устаткування повинні розміщатися таким чином, щоб забезпечувався вільний евакуаційний прохід до дверей виходу з приміщення (шириною не менше 1 м). Евакуаційні шляхи та виходи необхідно постійно держати вільними, нічим не захащувати. По мірі нагромадження та закінчення роботи пальні відходи варто збирати в спеціально відведених сміттєзбиральників.

Електромережі, електроприлади й апаратура повинна експлуатуватися тільки в справному стані, з урахуванням рекомендацій підприємства-виготовлювачів. У випадку виявлення ушкоджень електромереж, вимикачів, розеток та інших електровиробів варто негайно відключи їх та вжити необхідних заходів до приведення в пожежобезпечний стан. Документи папір та інші горючі матеріали варто зберігати на відстані не менш 1 м від електрощитів, електрозбірок та електрокабелів, 0,5 м від світильників та 0,25 м від приладів опалення.

Засоби протипожежного захисту (пожежні крани, пожежна й охоронно-пожежна сигналізація, первинні засоби пожежогасіння і т.п.), що мають у приміщеннях, варто тримати в справному стані.

Усі працівники повинні пройти протипожежний інструктаж, уміти користатися наявними вогнегасниками, іншими первинними засобами пожежогасіння та знати місце їхнього перебування. Відстань від найбільш віддаленого місця приміщення до місця розміщення вогнегасника не повинне перевищувати 20 м.

А.4 Безпека при надзвичайних ситуаціях на підприємстві

Об'єктом розгляду на предмет визначення надзвичайних небезпек та їх наслідків є науково-дослідний відділ. Однією із вірогідних загроз може бути раптове виникнення пожежу внаслідок короткого замикання в електромережах або розрядів статистичної електрики, що може привести до пошкодження і руйнування будівлі, устаткування, комунікацій, виділення токсичних продуктів горіння.

Тому в науково-дослідному відділі розроблено оперативний план гасіння пожежі, який визначає порядок дії персоналу при пожежі, порядок її гасіння в електроустановках, взаємодію з власним складом пожежних підрозділів, а також застосування схем и засобів пожежогасіння з урахуванням заходів безпеки.

Будівля повинна бути обладнана мережею протипожежного водозабезпечення, установками виявлення та гасіння пожеж відповідно вимогам нормативно-технічних документів. Кожний працівник повинен чітко знати та виконувати вимоги ППБ та протиаварійний режим на об'єкті, уміти користуватися наявними вогнегасниками, іншими первинними засобами пожежогасіння і знати місце їхнього перебування.

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 захащувати. 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, накопичуються 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 факторі пожежі (критичних температур, ступені задимлення, зниження концентрації кисню и т.п.). Число евакуаційних виходів повинно бути не менш двох. Вони повинні розташовуватися розосереджено. Мінімальна відстань між найбільш віддаленими один від одного евакуаційними виходами із приміщення визначається за формулою:

$$l = 1,5 \cdot \sqrt{P} = 1,5 \cdot \sqrt{19} = 6,5 \text{ м}, \quad (\text{A.7})$$

де P – периметр приміщення, м.

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. При виникненні пожежі, після виклику пожежної охорони, необхідно попередити про це усіх, хто знаходиться поруч, після чого евакуюватися самому і по можливості допомогти евакуюватися іншим, особливо особам літнього віку і дітям, попереджаючи при цьому виникнення паніки. З метою обмеження циркуляції повітря, яке здатне збільшувати швидкість горіння, покидаючи приміщення, закрийте за собою усі двері, якщо це можливо. Якщо пожежа виникла в приміщенні над вами і безпосередньої загрози для вас не спостерігається, то бажано виконати заходи по зниженню можливих втрат від води яку проливають при гасінні пожежі. Для цього необхідно відключити всі електроприводи та прикрити їх поліетиленовою плівкою. Значно гірше, якщо пожежа виникла в приміщенні під вами – потрібно оцінити обстановку и якщо є впевненість, що ще не має сильної задимленості з високою температурою, потрібно негайно покинути приміщення, рухаючись до виходу по коридорам і сходовим кліткам. Користуватися ліфтом категорично забороняється, за винятком ліфтів, які спеціально призначені для транспортування пожежної охорони. 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 и продуктів горіння в це приміщення. Для чого необхідно негайно закрити усі щілини у дверях та під ними змоченими водою ганчірками, рушниками, робочими халатами та ін. 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.