

ТОВ «ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА»
Факультет автоматизації виробництва та цифрових технологій
Кафедра автоматизації, електро- та робототехнічних систем

«Допущено до захисту»

Гарант ОПП

____ Віктор ХІЛОВ

«26» січня 2026р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня магістра

за підсумками виконання освітньо-професійної програми
«Енергоефективні технології в системах електрозабезпечення гірничих
та металургійних підприємств»
за спеціальністю 141 Електроенергетика, електротехніка та
електромеханіка

**на тему "МОДЕРНІЗАЦІЯ ПРИВІДНОЇ СИСТЕМИ МЕХАНІЗМУ ПОДАЧІ
БУРОВОГО ВЕРСТАТУ"**

Керівник роботи
Консультант від
бази практики

Віктор ХІЛОВ
Андрій СОЛОГУБ

*Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень та напрацювань.
Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на
відповідне джерело. Електронний та паперовий варіанти роботи є ідентичними*
Здобувач
Альона ПАВЛИШИНА

--	--	--	--

Голова ЕК

Олексій ВЕРЕЩАК

ЗАПОРІЖЖЯ 2026

ТОВ «ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА»

Факультет	автоматизації виробництва та цифрових технологій
Кафедра	автоматизації, електро- та робототехнічних систем
Ступінь вищої освіти	магістр
Спеціальність	141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка
ОПП	Енергоефективні технології в системах електрозабезпечення гірничих та металургійних підприємств

Затверджую
Гарант ОПП

08.12.2025 р.

Віктор ХІЛОВ

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРА

Павлишиної Альони Юріївни

1. Тема роботи Модернізація привідної системи механізму подачі бурового верстату

керівник роботи Хілов Віктор Сергійович, професор, доктор технічних наук,

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

затверджені наказом Університету від 10.09. 2025 р. №239/10.09.2025

2. Термін подання роботи 08.01.2026 р.

3. Вихідні дані до роботи Навчальна література, державні стандарти з енергоефективності, методична література з спеціальних дисциплін та дипломування, науково-дослідницькі роботи, літературні джерела, технологічні інструкції, дані ЦГЗК, ПівнГЗК, ПівнГЗК, ІнГЗК результати власних експериментів та досліджень тощо

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань) Анотація. Зміст. Вступ. 1. Аналіз конструкції, технічних характеристик і роботи існуючої привідної системи механізму подачі. Постановка задач з підвищення енергоефективності приводу подачі. 2. Аналітичне дослідження гідроприводу подачі як об'єкту керування. 3. Синтез системи керування електроприводом подачі поставу. 4. Дослідження режимних параметрів на математичній моделі. 5. Економічний ефект от модернізація привідної системи механізму подачі бурового верстату кар'єрного бурового верстату в умовах ГЗК Криворіжжя. 6. Охорона праці та безпека виробництва при обслугованні електро- гідромеханічної системи підвищеного тиску. Висновки. Перелік використаних джерел. Додатки.

5. Перелік графічного (демонстраційного) матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): 1)Кінематична та структурна схеми приводу подачі поставу. 2)Структурна схема об'єкту керування приводом подачі. 3)Структурна схема системи керування. 4)Simulink/MATLAB модель приводу подачі поставу. 5)Результати аналізу у частотній на часовій областях.

6. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх.

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта
1.Аналіз конструкції технічних характеристик і роботи існуючої привідної системи механізму подачі бурового верстату СБШ. Постановка задач.	Хілов В.С., професор кафедри АБЕРС
2.Аналітичне дослідження гідроприводу подачі як об'єкту керування	Хілов В.С., професор кафедри АБЕРС
3.Синтез системи керуванням електроприводом подачі поставу	Хілов В.С., професор кафедри АБЕРС
4.Дослідження режимних параметрів системи на математичній моделі.	Хілов В.С., професор кафедри АБЕРС
5. Економічний ефект от модернізація привідної системи механізму подачі бурового верстату	Хілов В.С., професор кафедри АБЕРС
6.Охорона праці та безпека виробництва при обслугованні електро- гідромеханічної системи підвищеного тиску.	Хілов В.С., професор кафедри АБЕРС

7. Дата видачі завдання 05.12.2025

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи
1	Розділ 1. Аналіз конструкції технічних характеристик і роботи існуючої привідної системи механізму подачі бурового верстату СБШ. Постановка задач дослідження	08.12.2025 – 13.12.2025
2	Розділ 2. Аналітичне дослідження гідроприводу подачі як об'єкту керування	15.12.2025 – 27.01.2026
3	Розділ 3. Синтез системи керуванням електроприводом подачі поставу	29. 12.2025 – 03.01.2026
4	Розділ 4. Дослідження режимних параметрів системи на математичній моделі. Розділ 5. Економічний ефект от модернізація привідної системи механізму подачі бурового верстату Розділ 6. Охорона праці та безпека виробництва при обслугованні системи підвищеного тиску. Висновки, перелік посилань, вступ, зміст, реферат.	05.01.2026 – 10.01.2026
5	Подання завершеної роботи. Перевірка на академічний плагіат	12.01.2026 – 17.01.2026
6	Остаточне оформлення роботи, презентаційного матеріалу, автореферату	19.01.2026 – 23.01.2026
7	Рецензування завершеної роботи. Захист	24.01.2026 – 28.01.2026

Здобувач
Керівник роботи

(Альона ПАВЛИШИНА)
(Віктор ХІЛОВ)

АНОТАЦІЯ

Павлишина А.Ю. Модернізація привідної системи механізму подачі бурового верстату. (78 сторінок машинописного тексту, 23 рисунки, 7 таблиць, 34 використаних джерел, додатки). – Кваліфікаційна робота на правах рукопису.

Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня магістра за спеціальністю 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка». ОПП «Енергоефективні технології в системах електрозабезпечення гірничих та металургійних підприємств» – ТОВ «ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА», Запоріжжя, 2026.

Об'єктом дослідження є електро- гідромеханічна привідна система механізму подачі поставу бурового верстату.

Предметом дослідження є процеси, параметри та технічні рішення, що визначають ефективність та енергоощадність модернізованої електро-гідромеханічної привідної системи механізму подачі поставу бурового верстату.

У першому розділі проаналізована відомі конструкції технічних характеристик і роботи існуючої привідної системи механізму подачі бурового верстату СБШ. Визначено призначення та загальна будова механізму подачі бурового верстату. Описані конструкція та принцип дії існуючого механізму подачі СБШ-250. Перераховані технічні характеристики привідної системи механізму подачі. Зроблено аналіз режимів роботи та навантаження на привід подачі. Здійснена оцінка енергоефективності існуючої привідної системи. Встановлені Основні недоліки існуючої привідної системи подачі СБШ-250. Здійснено постановку задачі з підвищення енергоефективності системи приводу обертання поставу кар'єрного бурового верстату в умовах ГЗК Кривбасу.

У другому розділі проведені аналітичні дослідження гідроприводу подачі як об'єкту керування.

У третьому розділі проведено синтез системи керуванням електроприводом подачі поставу. Проаналізовано динамічні властивості контурів регулювання: активної складової струму статора асинхронного двигуна, частоти обертання двигуна, тиску в гідросистемі, частоти обертання гідродвигуна, лінійної швидкості переміщення ставу, положення ставу.

У четвертому розділі проведені дослідження режимних параметрів системи на математичній моделі. Модель електро- гідромеханічної системи пересування поставу реалізована в середовищі MATLAB/Simulink.

У п'ятому розділі розрахований економічний ефект от модернізація привідної системи механізму подачі бурового верстату кар'єрного бурового верстату в умовах ГЗК.

У шостому розділі перелічені заходи з охорони праці та безпеки виробництва при обслугованні електро- гідромеханічної системи підвищеного тиску.

Апробація результатів роботи. Основні положення та результати досліджень магістерської роботи доповідалися, обговорювалися та одержали позитивні відгуки на міжнародній і 2-х всеукраїнських конференціях, у тому числі:

1. Всеукраїнської науково-технічної інтернет-конференції Автоматизація та біомедичні і комп'ютерні технології. Дніпро, 26 березня 2025 р.

2. Всеукраїнської студентська науково-технічна конференція "Start in science". Дніпро, 12 грудня 2025 р.

3. 1st International Scientific and Practical Conference «Innovative Approaches in Modern Science and Technology». March 26-28, 2025. Lisbon, Portugal.

4. Студентська науково-технічна конференція «Студентська наука: обмін ідеями та досвідом». Запоріжжя, 07.05.25.

Публікації. За результатами виконаних у магістерській роботі досліджень опубліковано 6 статей у журналах, збірниках наукових праць і матеріалів науково-технічних конференцій. З цих наукових праць у спеціалізованих виданнях опубліковано 5 роботи.

ЕЛЕКТРОПРИВОД, БУРОВИЙ ВЕРСТАТ, МЕХАНІЗМ ПОДАЧІ, ЕЛЕКТРО-ГІДРОМЕХАНІКА, ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
1 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК І РОБОТИ ІСНУЮЧОЇ ПРИВІДНОЇ СИСТЕМИ МЕХАНІЗМУ ПОДАЧІ БУРОВОГО ВЕРСТАТУ СБШ. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ З ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ПРИВОДУ ПОДАЧІ.....	11
1.1 Призначення та загальна будова механізму подачі бурового верстату	11
1.2 Конструкція та принцип дії існуючого механізму подачі СБШ-250 ...	12
1.3 Технічні характеристики привідної системи механізму подачі	12
1.4 Аналіз режимів роботи та навантаження на привід подачі	12
1.5 Оцінка енергоефективності існуючої привідної системи.....	13
1.6 Основні недоліки існуючої привідної системи подачі СБШ-250	13
1.7 Висновки до розділу.....	14
2 АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОПРИВОДУ ПОДАЧІ ЯК ОБ'ЄКТУ КЕРУВАННЯ.....	16
2.1 Гідропривод подачі.....	16
2.2 Аналітичний опис електро- гідромеханічної частини об'єкту управління приводу подачі	20
2.3 Висновки до розділу.....	29
3 СИНТЕЗ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ ПОДАЧІ ПОСТАВУ	31
3.1 Контур регулювання активної складової струму статора асинхронного двигуна.....	34
3.2 Контур регулювання частоти обертання двигуна	41
3.3 Контур регулювання тиску в гідросистемі.....	43
3.4 Контур для регулювання частоти обертання гідродвигуна	47
3.5 Контур регулювання лінійної швидкості переміщення ставу	49
3.6 Параболічний регулятор положення	50
3.7 Висновки до розділу.....	51
4 ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМНИХ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ НА МАТЕМАТИЧНІЙ МОДЕЛІ.....	53
4.1 Розрахунок контурних регуляторів	53
4.2 Модель електро- гідромеханічної системи пересування поставу	55
4.3 Результати моделювання.....	57
4.4 Висновки за розділом.....	59
5 ЕКОНОМІЧНИЙ ЕФЕКТ ОТ МОДЕРНІЗАЦІЯ ПРИВІДНОЇ СИСТЕМИ МЕХАНІЗМУ ПОДАЧІ БУРОВОГО ВЕРСТАТУ КАР'ЄРНОГО БУРОВОГО ВЕРСТАТУ В УМОВАХ ГЗК КРИВОРІЖЖЯ	61
5.1 Загальні положення економічної оцінки модернізації	61
5.2 Розрахунок економії електричної енергії	61
5.3 Зниження витрат на технічне обслуговування та ремонт	62
5.4 Ефект від скорочення простоїв бурового верстату	62
5.5 Загальний економічний ефект модернізації	63

5.6 Витрати на модернізацію	63
5.7 Термін окупності проєкту	63
5.8 Висновки до розділу	63
6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ВИРОБНИЦТВА ПРИ ОБСЛУГОВАНІ ЕЛЕКТРО- ГІДРОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ ПІДВИЩЕНОГО ТИСКУ	64
6.1 Загальні положення	64
6.2 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів	64
6.3 Вимоги безпеки до електрообладнання бурового верстату СБШ-250	65
6.4 Безпека при експлуатації гідросистеми підвищеного тиску	65
6.5 Вимоги безпеки роботи механізму подачі	66
6.6 Пожежна безпека	66
6.7 Санітарно-гігієнічні умови	66
6.8 Інструктаж, навчання та допуск персоналу	67
6.9 Охорона довкілля	67
6.10 Висновки до розділу	67
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	68
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	70
ДОДАТОК А	73
А.1 модель асинхронного двигуна на базі рівнянь узагальненої електричної машини	73
А.2. Векторне керування швидкістю асинхронного двигуна	75

ВСТУП

Гірничодобувна промисловість України, зокрема підприємства Криворізького залізрудного басейну (Кривбасу), є високо енергоємною галуззю, де електроприводи технологічного обладнання становлять основу виробничих потужностей. У структурі енергоспоживання гірничих підприємств одне з провідних місць займають процеси буріння, що забезпечують підготовку масиву до масових вибухів. Від ефективності бурових робіт залежить не лише якість дроблення гірської породи та обсяг транспортування, але й енергоефективність усього циклу видобутку.

Бурові верстати типу СБШ, які експлуатуються на ГЗК Криворіжжя, працюють у складних геологічних умовах, що характеризуються значною мінливістю фізико-механічних властивостей порід, високими ударно-вібраційними навантаженнями та потребою у стабільності режимів буріння. Одним із ключових вузлів бурового обладнання є механізм подачі подачу, від роботи якого залежить величина осьового навантаження, стійкість руйнування породи, рівномірність навантаження на долото та тривалість ресурсу інструменту [1–4].

На більшості кар'єрів України і досі експлуатуються бурові верстати, оснащені приводами подачі традиційної конструкції – з нерегульованими або мало регульованими електроприводами, механічними елементами керування і великою кількістю кінематичних втрат. Такі приводи не забезпечують динамічної адаптації до змінних умов буріння, не дозволяють реалізувати оптимальні режими подачі залежно від міцності масиву та не гарантують необхідної точності керування. Це зумовлює [5, 6]:

- збільшене енергоспоживання на один метр проходки;
- підвищення ризику аварійного навантаження на механізм подачі;
- зниження ефективності використання гірничого обладнання;
- зростання собівартості бурових робіт;
- втрату продуктивності через нестабільність режимів подачі.

Особливістю роботи механізму подачі є те, що він формує взаємодію долота зі вибієм та забезпечує оптимальний тиск на інструмент. Нерівномірна подача або її затримки призводять до підвищеної вібрації, руйнування шарошок, збільшення споживання електроенергії на обертання та загального зниження надійності бурового процесу.

У світовій практиці найбільш ефективним напрямом удосконалення механізмів подачі є впровадження частотно-регульованих електроприводів (ЧРП), які забезпечують точне керування швидкістю та зусиллям подачі, а також дозволяють реалізувати сучасні алгоритми автоматичного регулювання. Використання ЧРП у бурових верстатах дає змогу [7–9]:

- зменшити енергетичні витрати на буріння;
- підвищити стабільність режимів взаємодії долота з гірською породою;

- забезпечити автоматичне налаштування швидкості подачі відповідно до фактичної міцності масиву;
- зменшити ударні навантаження та підвищити ресурс механізму;
- знизити кількість аварійних ситуацій і покращити безпеку праці.

Умови ГЗК Криворіжжя, де бурові верстати працюють у режимах інтенсивної експлуатації та підвищених навантажень, роблять модернізацію приводу подачі особливо актуальною. Враховуючи масштаб видобувних робіт, навіть часткове підвищення енергоефективності на 10–15 % забезпечує значний економічний ефект.

Модернізація механізму подачі передбачає комплексне вирішення задач, що включають аналіз існуючих конструкцій, розроблення нових структурних та алгоритмічних рішень системи керування, математичне моделювання електромеханічних процесів та техніко-економічне обґрунтування доцільності впровадження. Особливу увагу необхідно приділити питанням безпеки, оскільки механізм подачі є одним з найбільш навантажених та потенційно небезпечних вузлів бурового обладнання [10].

Таким чином, модернізація привідної системи подачі бурового верстату є важливим завданням підвищення енергоефективності та надійності технологічного обладнання гірничодобувних підприємств. Дослідження у цьому напрямі дозволяють значно знизити собівартість буро-вибухових робіт, збільшити продуктивність буріння та подовжити термін служби бурового інструменту.

Метою магістерської роботи є розробка та техніко-економічне обґрунтування модернізації привідної системи механізму подачі бурового верстату, спрямованої на підвищення енергоефективності, надійності та динамічних характеристик у виробничих умовах ГЗК Криворіжжя.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі основні задачі:

1. Провести аналіз конструкції, режимів роботи та недоліків існуючої привідної системи подачі бурових верстатів типу СБШ.
2. Дослідити характер навантажень та вплив технологічних параметрів на роботу механізму подачі.
3. Розробити структурну схему та алгоритм роботи модернізованої системи керування з урахуванням застосування частотно-регульованого електропривода.
4. Побудувати математичну модель електромеханічної системи у середовищі MATLAB/Simulink.
5. Провести імітаційне моделювання для оцінки динамічних режимів роботи приводу.
6. Визначити можливе енергозбереження та розрахувати економічний ефект від модернізації.
7. Розробити комплекс заходів з охорони праці та безпеки виробництва під час експлуатації модернізованого приводу.

За результатами виконаних у дисертаційній роботі досліджень опубліковано 6 статей у журналах, збірниках наукових праць і матеріалів науково-технічних конференцій:

1. Khilov, V. S., Dyfort, V. V., & Pavlyshyn, O. Y. (2025). Construction principles of roller-bit drilling rigs drive systems for Kryvyi Rih quarries. *Scientific Journal of Metinvest Polytechnic. Series: Technical sciences*. DOI: 10.32782/3041-2080/2025-4-18

2. Дифорт В.В., Павлишина О.Ю., Хілов В.С. Дослідження на комп'ютерній моделі динамічних властивостей привідних систем бурового верстату. Збірник тез Всеукраїнської науково-технічної інтернет-конференції Автоматизація та біомедичні і комп'ютерні технології./ ДВНЗ ПДТУ. - Дніпро: ПДТУ, 2025, С.97-99. URL: <https://drive.google.com/file/d/1nWwiammOhuSOX15urHF1STM3JkqcSvXu/view?usp=sharing>

3. Khilov V., Dyfort V., Pavlyshyna A., Pavlishin S. Improving the Energy Efficiency of Drive Systems of Drilling Gigs for Kryvbas Quarries. *Innovative Approaches in Modern Science and Nechnology: Collection of Scientific Papers "International Scientific Unity"* with Proceedings of the 1st International Scientific and Practical Conference/ March 26-28, 2025. Lisbon, Portugal. Pp.315-319. DOI: <https://doi10.70286/ISU-26.03.2025>

4. Khilov, V. S., Dyfort V.V., Pavlyshyna O.Y. Dynamic parameters determination of the hydro-mechanical system electric drive control object. . *Науковий Журнал Метінвест Політехніки. Серія: Технічні науки*. 2025. № 3. с. 102-108 DOI: <https://doi.org/10.32782/3041-2080/2025-3-13>

5. Khilov V.S., Dyfort V.V., Pavlbshin S.V., Pavlbshina O.Y. Drilling rig drive parameters indetefication. / *Науковий журнал Метінвест Політехніки. Серія: Технічні науки*, №3, 2025, p.133-119 DOI: <https://doi.org/10.32782/3041-2080/2025-3-13>

6. Дифорт В.В., Павлишин С.В., Павлишина О.Ю. Стан та шляхи вдосконалення приводних систем бурових верстатів для кар'єрів Кривбасу. *Start in Science/ Науково-технічна конференція*. Одеса, Олді+, 2025 С.152-155. URL: <https://metinvest.university/page/26563>.

Структура магістерської роботи включає аналіз теоретичних аспектів, дослідження об'єкта керування, математичне моделювання, розроблення технічних рішень, оцінку їх ефективності та розгляд заходів безпечної експлуатації. Це забезпечує комплексний підхід до вирішення поставленої задачі та практичну значимість отриманих результатів.

1 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК І РОБОТИ ІСНУЮЧОЇ ПРИВІДНОЇ СИСТЕМИ МЕХАНІЗМУ ПОДАЧІ БУРОВОГО ВЕРСТАТУ СБШ. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ З ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ПРИВОДУ ПОДАЧІ

1.1 Призначення та загальна будова механізму подачі бурового верстату

Бурові верстати типу СБШ-250 широко застосовуються на гірничо-збагачувальних комбінатах Криворізького басейну для буріння вертикальних і похилих свердловин діаметром 250–270 мм під вибухові роботи. Механізм подачі є однією з ключових систем у конструкції верстату, оскільки забезпечує створення осьового навантаження на долото, підтримання стабільного режиму руйнування породи та контроль глибини свердловини.

Основними функціями механізму подачі є [11–13]:

- переміщення бурового поставу вздовж щогли з регульованою швидкістю;
- створення необхідного осьового зусилля;
- забезпечення безпечного реверсу та витягування бурового інструменту;
- компенсація вібрацій і нерівномірності навантаження в процесі буріння.

У традиційній схемі для переміщення бурового поставу використовується канатно-поліспастиний механізм, у якому привід обертає барабан лебідки через редуктор. Такий тип механізму характеризується високою надійністю, проте має обмеження щодо точності регулювання подачі та енергоефективності.

У кінематичний зв'язок між приводним двигуном і буровим снарядом при поступальному переміщенні поставу входять гідронасос, гідродвигун з редуктором і канатно-поліспастиний механізм. У гідравлічній системі використовується нестислива рідина (мастило). Канати і трубопроводи піддаються пружним деформаціям. При цьому частота обертання валу двигуна і зведена до валу двигуна лінійна швидкість переміщення бурового снаряда у нестационарних режимах не дорівнюють одне одному. У приводній системі застосовується швидкодіючий електропривод зі смугою пропускання контуру частоти обертання до 200 рад/с. При цьому частота власних пружних коливань КПС і гідроприводу потрапляє у смугу пропускання контуру регулювання частоти обертання. Не врахування піддатливості трубопроводів, канатів при аналізі об'єкту керування і синтезі системи регулювання може призвести до розбіжності між очікуваною і дійсною якістю керування.

1.2 Конструкція та принцип дії існуючого механізму подачі СБШ-250

Система подачі бурового верстату СБШ-250 складається з таких основних вузлів [14]:

- 1) привід лебідки подачі – електродвигун змінного струму з редуктором;
- 2) лебідка з барабаном – виконує намотування та розмотування сталевго каната;
- 3) щогла верстату – напрямна для руху поставу;
- 4) поліспастьний механізм – забезпечує передаточне відношення та зменшення необхідної потужності приводу;
- 5) буровий постав – рухома частина з кронблоком і затискачами.

Принцип дії базується на тому, що електродвигун через редуктор приводить у рух барабан, який змінює довжину каната в поліспасті, створюючи вертикальне переміщення поставу.

Швидкість та сила подачі залежать від частоти обертання двигуна, конструкції редуктора та передаточного відношення поліспастьної схеми.

1.3 Технічні характеристики привідної системи механізму подачі

Таблиця 1.1 подає узагальнені дані для бурових верстатів серії СБШ-250 (значення можуть дещо відрізнятися залежно від модифікації) [15].

Таблиця 1.1. Технічні параметри привідної системи механізму подачі бурового верстату СБШ-250

Параметр	Значення
Номінальна потужність електродвигуна приводу подачі	45–55 кВт
Номінальна швидкість подачі	0,07–0,35 м/с
Максимальне осьове навантаження	250–300 кН
Передаточне число редуктора	20–25
Тип двигуна	Асинхронний з короткозамкненим ротором
ККД приводу	75–82 %
Спосіб керування	Пуск безпосередній або через пускачі

1.4 Аналіз режимів роботи та навантаження на привід подачі

Під час буріння привід подачі працює в умовах, де навантаження постійно змінюється у зв'язку з [16, 17]:

- зміною міцності та структурної неоднорідності порід;
- переходом через тріщинуваті та слабкі прошарки;
- вібраційними впливами від механізму обертання та компресора;

- необхідністю реверсивних режимів при піднятті інструменту.

Розрахунковий рух подачі характеризується чергуванням таких ділянок:

- 1) пуск і розгін – короткочасні максимальні струми;
- 2) стабільна подача – змінне навантаження від 30 до 100 %;
- 3) коригування швидкості – в залежності від міцності породи;
- 4) зворотній хід та підйом інструменту – підвищене навантаження;
- 5) робота у вібраційному режимі – вплив ударних навантажень.

Через відсутність сучасних систем регулювання частоти двигун часто працює не в оптимальних режимах, що спричиняє:

- підвищене споживання електроенергії;
- перегрівання обладнання;
- зношування канатів, редуктора та гальмівних систем;
- нестабільну подачу і зниження швидкості буріння.

1.5 Оцінка енергоефективності існуючої привідної системи

Енергоефективність приводу подачі визначається коефіцієнтом корисної дії та здатністю двигуна працювати в оптимальних режимах. У традиційній схемі з асинхронним двигуном без частотного регулювання втрачається до 20–30 % потенційної економії енергії через [18]:

- постійні пускові перенавантаження;
- надлишкову подачу при бурінні слабких порід;
- втрати в редукторі та поліспасти;
- нераціональне керування швидкістю та моментом.

Аналіз роботи верстатів на ГЗК Криворіжжя показує, що частка енерговитрат на привід подачі становить 8–12 % від загального споживання бурової установки. Це підтверджує необхідність модернізації для зниження операційних витрат.

1.6 Основні недоліки існуючої привідної системи подачі СБШ-250

У ході аналізу встановлено такі ключові недоліки [15, 18]:

- 1) нерегульований приводний двигун не дозволяє оптимізувати швидкість та силу подачі;
- 2) високі пускові струми призводять до перевантаження електромереж ГЗК;
- 3) нерівномірність руху поставу знижує ефективність руйнування порід;
- 4) підвищене механічне зношування канатів, барабана та редуктора;
- 5) обмежена точність керування при роботі у складних геологічних умовах;
- 6) низька енергоефективність, відсутність компенсації коливань навантаження;

7) неможливість адаптації до зміни міцності порід в автоматичному режимі.

Перелічені недоліки підтверджують доцільність модернізації системи подачі з переходом до регульованих електроприводів, що підвищує якість буріння, продуктивність і енергоефективність.

Ефективність та стабільність роботи бурових верстатів є одним із ключових факторів, що визначають продуктивність гірничих підприємств і собівартість видобутку корисних копалин. У сучасних умовах інтенсифікації бурових робіт, підвищення навантаженості обладнання та зростаючих вимог до енергоефективності особливої уваги потребує удосконалення привідних систем основних механізмів бурових установок.

Бурові верстати типу СБШ-250 широко експлуатуються на кар'єрах України та країн СНД і є основним обладнанням для формування буровибухових блоків. Значна частина таких машин працює понад 20–30 років, що зумовлює суттєве зниження їх технічного рівня, збільшення кількості відмов та високі енерговитрати. Найбільш уразливим елементом є привідна система механізму подачі, яка впливає на стабільність процесу буріння, силу натиску, швидкість проходки, рівномірність роботи бурового інструмента та загальну продуктивність верстата.

Застарілі приводи з низькою точністю регулювання, значними механічними втратами та обмеженою можливістю адаптивного керування призводять до перевитрат електроенергії, зниження ресурсу механічних елементів та підвищеної аварійності. У той же час сучасні технології електропривода, використання частотно-регульованих перетворювачів, електронних систем керування, цифрових алгоритмів стабілізації та моніторингу дозволяють суттєво підвищити ефективність роботи приводу подачі, що на пряму впливає на економічні показники гірничого підприємства.

Актуальність теми також визначається вимогами державної та корпоративної політики щодо впровадження енергоощадних технологій, цифровізації виробничих процесів і зниження екологічного навантаження від промислових підприємств. Модернізація привідної системи бурового верстату СБШ-250 відповідає стратегічним напрямкам розвитку гірничо-металургійного комплексу України, підвищуючи технічний рівень обладнання та забезпечуючи конкурентоспроможність виробництва.

1.7 Висновки до розділу

У результаті проведеного аналізу встановлено, що існуюча привідна система механізму подачі бурового верстату СБШ-250 є технічно застарілою та не відповідає сучасним вимогам енергоефективності й автоматизації. Основні недоліки пов'язані з нерегульованим електроприводом, низькою точністю керування, значними енергетичними втратами та підвищеним зношуванням механічних елементів.

Дослідження підтверджує необхідність модернізації системи шляхом впровадження частотно-регульованого електроприводу, удосконалення алгоритмів керування та підвищення надійності механізму подачі. Це створює потенціал для підвищення продуктивності бурових робіт, зниження енергоспоживання та продовження ресурсу обладнання в умовах ГЗК Криворіжжя.

У кінематичний зв'язок між приводним двигуном і буровим снарядом при поступальному переміщенні поставу входять гідронасос, ГД з редуктором і КПС. У гідравлічній системі використовується нестислива рідина (мастило). Канати і трубопроводи піддаються пружним деформаціям. При цьому частота обертання вала двигуна і зведена до вала двигуна лінійна швидкість переміщення бурового снаряда у нестационарних режимах не дорівнюють одне одному. У приводній системі застосовується швидкодійний електропривод зі смугою пропускання контуру частоти обертання до 200 рад/с. При цьому частота власних пружних коливань КПС і гідропривода потрапляє у смугу пропускання контуру регулювання частоти обертання. Не врахування піддатливості трубопроводів, канатів при аналізі об'єкту керування і синтезі системи регулювання може призвести до розбіжності поміж очікуваною і дійсною якістю керування.

2 АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОПРИВОДУ ПОДАЧІ ЯК ОБ'ЄКТУ КЕРУВАННЯ

До об'єкта керування приводу подачі входять: частотний перетворювач, асинхронний електродвигун із системою автоматичного регулювання, гідронасос, гідродвигун та канатно-поліспастильний механізм. Новими елементами в конструкції приводу подачі є гідронасос із гідродвигуном, а також привід, реалізований за схемою «частотний перетворювач – асинхронний двигун». Якщо передаточні функції електроприводу достатньо добре вивчені та описані, то передаточна функція гідроприводу у вигляді, необхідному для побудови системи керування, у доступній літературі практично не наводиться.

2.1 Гідропривод подачі

Отримаємо математичну модель гідроприводу подачі у вигляді передаточної функції, на основі якої можна виконати синтез системи автоматичного керування приводом подачі бурового постау. Робота гідронасоса та гідродвигуна визначається їх взаємним впливом, що виникає через пружні властивості гідравлічної рідини, яка циркулює у замкнутому трубопроводі. Тому під час математичного опису необхідно розглядати роботу гідронасоса у зв'язці з гідродвигуном.

Вхідними величинами досліджуваного об'єкта керування є частота обертання валу гідронасоса та момент опору його обертанню, який створюється електроприводом. Вихідними параметрами виступають крутний момент на валу гідромотора та частота його обертання.

Математичний опис гідроприводу подачі отримаємо за таких припущень [15, 19–22]:

- а) масу гідравлічної рідини, що циркулює в системі, не враховуємо через її незначну величину порівняно з іншими масами елементів приводу;
- б) змінами в'язкості масла внаслідок температурних коливань нехтуємо, тобто вважаємо процеси ізотермічними;
- в) витоки масла з гідросистеми пропорційні тиску в трубопроводах;
- г) ступінь стискання масла прямо пропорційна об'єму трубопроводу подачі та обернено пропорційна модулю об'ємної пружності робочої рідини.

Передаточна функція гідросистеми базується на двох фундаментальних співвідношеннях: балансі витрати гідравлічної рідини та рівнянні моментів на валу гідродвигуна. Масло, що витісняється з робочих камер гідронасоса, приводить у рух гідродвигун, частково витікає через зазори та одночасно піддається стисканню (баланс витрати рідини):

$$Q_{\pi} = Q_d + Q_y + Q_c, \quad (2.1)$$

де Q_{Π} – подача гідронасоса;
 Q_d – витрата масла через гідродвигун;
 Q_y – витрата масла, що припадає на витоки з гідросистеми;
 Q_c – витрата, зумовлена деформацією (стисненням) гідравлічної рідини.

Баланс подачі гідронасоса та витрата через гідродвигун визначаються з рівнянь [4]

$$\begin{aligned} Q_{\Pi} &= S_{\Pi} \cdot R_{\Pi} \cdot Z_{\Pi} \cdot \omega_{\Pi} = q_{\Pi} \cdot \omega_{\Pi}; \\ Q_d &= S_d \cdot R_d \cdot Z_d \cdot \omega_d = q_d \cdot \omega_d, \end{aligned}$$

де S_{Π} – площі поперечних перерізів циліндрів;
 R_{Π} – радіуси кіл, на яких розташовані центри циліндрів;
 Z_{Π}, Z_d – кількість поршнів;
 ω_{Π}, ω_d – частоти обертання валів;
 q_{Π}, q_d – сумарний робочий об'єм циліндрів, літраж (індекс «п» – насос, «д» – двигун).

Витрата мастила, що витікає з гідросистеми, є величиною, пропорційною тиску [4]

$$Q_y = K_y \cdot P,$$

де K_y – коефіцієнт витоку мастила, що залежить від стану гідросистеми [4];

P – тиск мастила.

Необхідна витрата олії на стиск його в гідросистемі, знаходиться відповідно до [5]

$$Q_c = \frac{dV}{dt},$$

де dV – елементарне зменшення об'єму мастила через її стискування під дією тиску;

t – поточний час.

При прийнятих припущеннях елементарний обсяг стисненої олії знаходиться [5]

$$dV = \frac{V}{E} \cdot dP$$

де V – об'єм гідроприводів подачі;

E – модуль об'ємної пружності олії [6].

За законом Гука, різниця тисків масла на вході та виході гідродвигуна з модулем об'ємної пружності пов'язані співвідношенням

$$dP = E \cdot \frac{dV}{V}.$$

Виходячи з балансу потужностей на валу гідродвигуна, знаходимо необхідний тиск у гідросистемі подачі

$$P \cdot Q_d = M_d \cdot \omega_d,$$

$$P = M_d \cdot \omega_d / Q_d = M_d / q_d.$$

Остаточно, баланс витрати олії в гідросистемі, відповідно до рівняння (2.1) набуває наступного вигляду

$$q_n \cdot \omega_n = q_d \cdot \omega_d + K_y \cdot P + \frac{V}{E} \cdot \frac{dP}{dt}$$

Або, з урахуванням того, що крутний момент гідродвигуна пропорційний тиску в трубопроводі подачі і загальному об'єму циліндрів гідронасоса ($M_d = P \cdot q_d$), отримаємо

$$q_n \cdot \omega_n = q_d \cdot \omega_d + K_y \cdot \frac{M_d}{q_d} + \frac{V}{E \cdot q_d} \cdot \frac{dM_d}{dt}. \quad (2.2)$$

Різниця між крутним моментом на валу двигуна і значенням статичного моменту визначає динамічний момент гідродвигуна, який врівноважується моментом інерції рухомих частин гідродвигуна

$$M_d - M_c = J \cdot \frac{d\omega_d}{dt} \quad (2.3)$$

де J – зведений момент інерції обертових частин гідродвигуна.

Для отримання класичної передаточної функції з області оригіналів виконаємо перехід у область зображень [6] за нульових початкових умов. Застосуємо перетворення Лапласа до рівнянь (2.2) та (2.3). Рівняння (2.2) розв'язуємо відносно крутного моменту гідродвигуна, а рівняння (2.3) - відносно частоти обертання його валу

$$\begin{cases} M_d(p) = \frac{q_n \cdot \omega_n(p) - q_d \cdot \omega_d(p)}{\frac{K_y}{q_d} + \frac{V}{E \cdot q_d} \cdot p}; \\ \omega_d(p) = \frac{M_d(p) - M_c(p)}{J \cdot p}, \end{cases}$$

де $\omega_n(p), \omega_d(p)$ - зображення частот обертань валів гідрогенератора та гідродвигуна;

$M_d(p), M_c(p)$ - зображення крутного і статичного моментів на валу гідродвигуна.

Останнім двом рівнянням в області зображень відповідає структурна схема всієї гідросистеми у вигляді зручному для синтезу автоматичної системи управління приводом подачі ставу. Ця структурна схема наведена на рисунку 2.1.

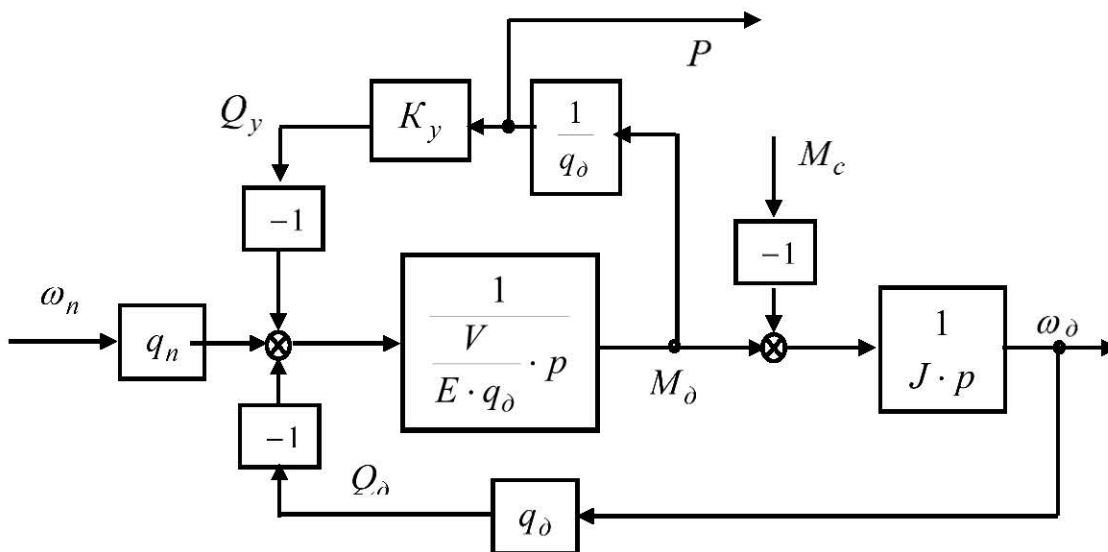


Рисунок 2.1 - Структурна схема гідросистеми приводу подачі

Структурно гідросистема складається з двох інтегруючих ланок, що охоплені двома негативними зворотними зв'язками: внутрішньою, яка враховує втрати масла через витоки в гідросистемі, та зовнішньою, що контролює витрату масла під час обертання вала гідродвигуна. Результуюча витрата, яка визначається як різниця між подачею гідронасоса та сумарною витратою на обертання гідродвигуна і витоки, визначає ступінь стиснення масла в трубопроводі подачі. Крутний момент гідродвигуна пропорційний витраті, спрямованій на стиснення масла, та обернено пропорційний об'єму гідросистеми, об'ємному модулю пружності та літражу гідродвигуна. Різниця між фактичним крутним моментом і статичним моментом прикладається до обертових елементів гідродвигуна, що призводить до його прискорення, якщо ця різниця додатна, або гальмування - у протилежному випадку.

У структурній схемі передбачено два накопичувачі енергії: один пов'язаний з механічною інерцією обертових частин гідродвигуна, інший – із пружними властивостями масла в гідросистемі. Наявність цих двох інерційних елементів, охоплених загальним негативним зворотним зв'язком, зумовлює складність і неоднозначність перехідних процесів у системі. Конкретний характер таких процесів визначається конструктивними параметрами гідросистеми, що можна оцінити за допомогою розробленої структурної схеми. Для цього необхідно визначити передатну функцію всієї системи керування

$$\frac{\omega_d(p)}{\omega_n(p)} = \frac{q_n}{q_d} \cdot \frac{1}{\frac{V \cdot J}{E \cdot q_d^2} p^2 + \frac{K_y J}{q_d^2} p + 1} = \frac{q_n}{q_d} \cdot \frac{1}{T_\Gamma^2 p^2 + 2 \cdot \xi_\Gamma \cdot T_\Gamma p + 1} \quad (2.4)$$

де T_Γ - постійна часу та гідросистеми;

ξ_Γ коефіцієнт демпфування гідросистеми, причому

$$T_\Gamma = \sqrt{\frac{V \cdot J}{E \cdot q_d^2}}; \xi_\Gamma = \frac{1}{2} \cdot \frac{K_y}{q_d} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot J}{V}}$$

Період коливань збільшується нелінійно зі зменшенням модуля об'ємної пружності та зі збільшенням об'єму гідросистеми і механічного моменту інерції гідродвигуна. Частота власних коливань прямо пропорційна сумарному об'єму циліндрів двигуна (його літражу).

Коефіцієнт демпфування змінюється нелінійно при зменшенні об'єму гідросистеми та зі збільшенням модуля об'ємної пружності й моменту інерції механічної частини гідродвигуна. Демпфування пропорційне коефіцієнту витоків та обернено пропорційне літражу гідродвигуна.

Характер перехідних процесів визначається, з одного боку, відношенням об'єму гідросистеми до квадрату літражу гідродвигуна, а з іншого - добутком моменту інерції обертових частин гідродвигуна, модуля об'ємної пружності масла та квадрата коефіцієнта витоків, що впливає з характеристичного рівняння для рівності (2.4).

Якщо виконується нерівність:

$$4 \cdot V \cdot q_d > E \cdot J \cdot K_y, \quad (2.5)$$

У разі виконання нерівності (2.5) корені характеристичного рівняння (2.4) будуть дійсними, різними та від'ємними, а перехідний процес описується сумою двох експонент (аперіодичний процес). У протилежному випадку, коли нерівність (2.5) не виконується, корені характеристичного рівняння (2.4) стають комплексно-сполученими, і крива перехідного процесу набуває коливального характеру, представленого синусоїдою, модульованою експонентою за амплітудою (коливальний перехідний процес). У разі, коли нерівність (2.5) перетворюється на рівність, корені характеристичного рівняння кратні, і перехідний процес стає граничним аперіодичним.

2.2 Аналітичний опис електро-гідромеханічної частини об'єкту управління приводу подачі

До кінематичного ланцюга між приводним двигуном і буровим снарядом при поступальному переміщенні штоку входять гідронасос, гідродвигун з редуктором та канатно-поліспадна система. У гідросистемі застосовується стислива рідина, а канати зазнають пружних деформацій.

Через це в нестаціонарних режимах частота обертання валу двигуна та лінійна швидкість переміщення бурового снаряда, приведена до валу двигуна, не збігаються. У приводній системі використовується швидкодіючий електропривід з частотною смугою пропускання до 100 рад/с. При цьому власні пружні коливання канатно-поліспавної системи та гідроприводу потрапляють у смугу пропускання контуру регулювання частоти обертання. Ігнорування стисливості рідини та пружних властивостей канатів під час аналізу об'єкта управління та синтезу системи регулювання може призвести до неточних результатів [22].

Розглянемо модель об'єкта управління механізму подачі. На рисунку 2.2 показана кінематична схема електро-гідромеханічної системи подачі штоку на вибій під час буріння та при спуско-підймальних операціях [15, 23].

Ротор приводного двигуна 1 з кутовою швидкістю обертає гідронасос 2, створюючи тиск та витрату масла в гідросистемі. Через трубопровід 3 масло надходить до гідродвигуна 4, який обертається з відповідною кутовою частотою. Редуктор 5 зменшує частоту обертання до необхідного значення. Два вихідні вали редуктора приводять у рух шків 6, які разом із шківом 7 та канатами 8 формують канатно-поліспапну систему, що забезпечує поступальне переміщення головки бурового снаряда 9 зі швидкістю, відповідною лінійному переміщенню бурового штоку 10 та шарошки.

Дослідження динамічних процесів здійснюємо при припущенні, що двигун і механізм мають зосереджені параметри [24]:

J_1 - сумарний момент інерції ротора двигуна 1 і обертових частин гідронасоса 2;

J_2 - сумарний момент інерції обертових частин гідродвигуна 4, редуктора 5, шківів 6, 7;

J_3 - сумарний момент інерції поступально переміщаються канатів 8, головки бурового снаряда 9, ставу 10 і шарошки 11.

На систему діють зовнішні моменти:

M - крутний момент двигуна;

M_c - активний момент опору, обумовлений вагою бурового снаряду.

На роботу механізму подачі впливають дисипативні сили, які виникають через тертя в підшипниках валів, внутрішнє тертя робочої рідини гідросистеми та пружні та деформаційні тертя каната під час його переміщення.

Далі розглядаємо схему, приведену до обертального руху ротора двигуна. Момент інерції поступально рухомих мас, коефіцієнти жорсткості та внутрішнього тертя перераховуються до вала двигуна через радіус приводного шківів та квадрат передавального числа редуктора.

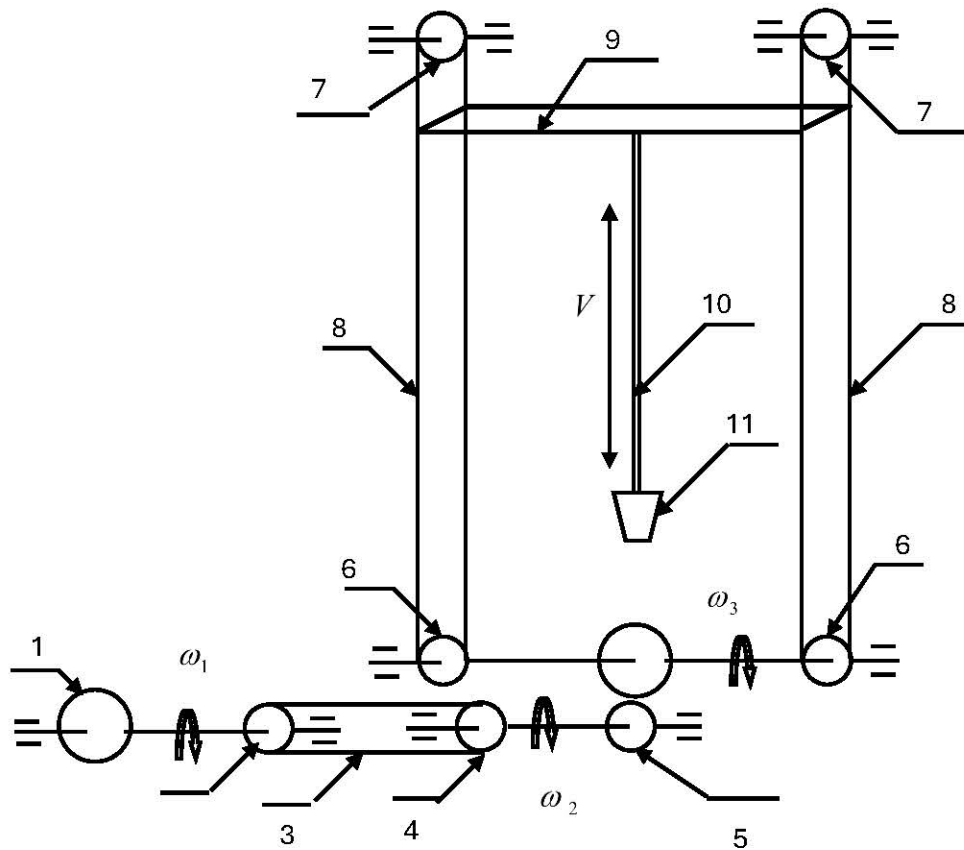


Рисунок 2.2 - Кінематична схема об'єкта керування приводу СПО і подачі поставу: 1 – ротор привідного двигуна; 2 – гідронасос; 3 – трубопровід; 4 – ГД; 5 – редуктор; 6 – привідні шків; 7 – напрямні шків; 8 – тягові канати; 9 – натискна траверса голівки бурового снаряда; 10 – буровий постав; 11 – шарошкове долото

Зазори в механічній передачі при цьому не враховуються. Для опису системи вводиться вектор стану, що включає такі компоненти:

x_1 - частота обертання валу приводного двигуна ω_1 ;

x_2 - момент, що розвивається гідросистемою, M_z ;

x_3 - частота обертання валу гідродвигуна ω_2 ;

x_4 - момент, що передається канатом, M_y ;

x_5 - частота обертання бурового снаряда ω_3 .

Складаємо вихідну систему диференціальних рівнянь у просторі станів вибраних змінних:

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_1 &= (M - x_2)/J_1; \\ \dot{x}_2 &= ((x_1 - x_3) \cdot K_r - \delta \cdot x_2)/T_r; \\ \dot{x}_3 &= (x_2 - x_4 - (x_3 - x_5) \cdot b)/J_2; \\ \dot{x}_4 &= (x_3 - x_5) \cdot c; \\ \dot{x}_5 &= (x_4 + b \cdot (x_3 - x_5) - M_c)/J_3; \end{aligned} \right\} \quad (5.1)$$

де M - крутний момент двигуна;

M_c - момент опору, обумовлений вагою бурового снаряда;

K_z, T_z - коефіцієнт передачі і постійна часу гідросистеми;

δ - коефіцієнт, що враховує демпфіруючі властивості гідросистеми;

c, b - коефіцієнти жорсткості канатної системи та внутрішнього тертя.

Системі рівнянь (5.1) відповідає структурна схема (рисунок 2.3).

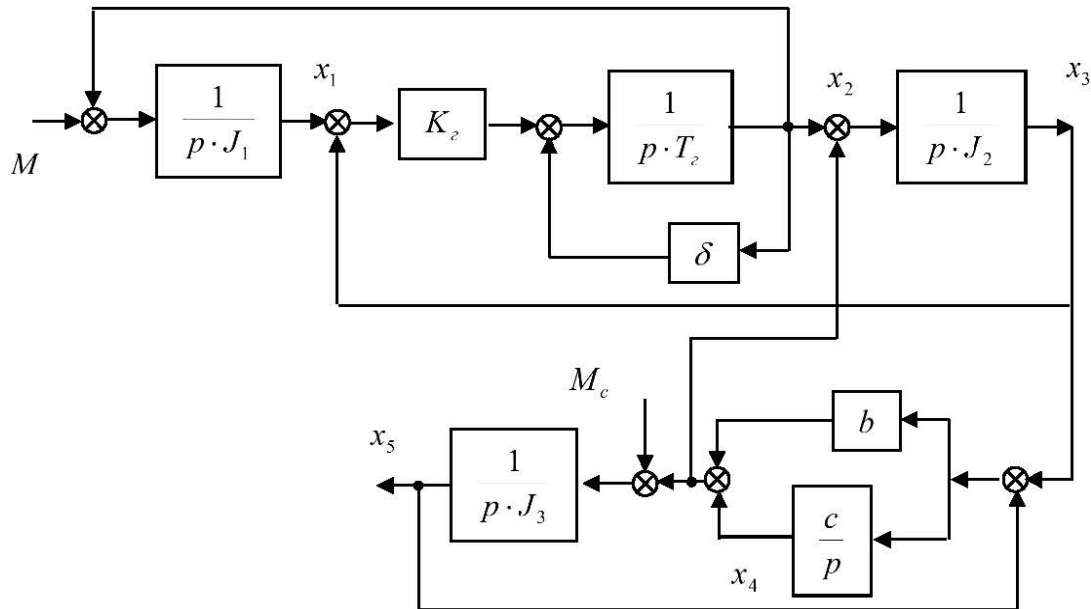


Рисунок 2.3 - Структурна схема об'єкта управління привода подачі

У векторно-матричній формі вихідна система рівнянь запишеться

$$\dot{X} = A \cdot X + B \cdot U$$

або на основі операторного перетворення Лапласа

$$p \cdot X = A \cdot X + B \cdot U,$$

де p - оператор диференціювання.

Шукане рішення для вектору стану.

Маємо:

$$(p \cdot I - A)^{-1} = F^{-1} = \frac{1}{\Delta} \cdot \begin{bmatrix} F_{11} & F_{21} & F_{31} & F_{41} & F_{51} \\ F_{12} & F_{22} & F_{32} & F_{42} & F_{52} \\ F_{13} & F_{23} & F_{33} & F_{43} & F_{53} \\ F_{14} & F_{24} & F_{34} & F_{44} & F_{54} \\ F_{15} & F_{25} & F_{35} & F_{45} & F_{55} \end{bmatrix},$$

де F_{ij} - алгебраїчні доповнення, одержувані з визначника системи Δ шляхом викреслення i -рядки і j -стовпця та множення отриманого мінору на множник $(-1)^{i+j}$.

В результаті для вектору стану X знаходимо

$$X = F^{-1} \cdot B \cdot U = \frac{1}{\Delta} \cdot \begin{bmatrix} F_{11} & F_{21} & F_{31} & F_{41} & F_{51} \\ F_{12} & F_{22} & F_{32} & F_{42} & F_{52} \\ F_{13} & F_{23} & F_{33} & F_{43} & F_{53} \\ F_{14} & F_{24} & F_{34} & F_{44} & F_{54} \\ F_{15} & F_{25} & F_{35} & F_{45} & F_{55} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \frac{M}{J_1} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -\frac{M_c}{J_3} \end{bmatrix}.$$

Для компонент вектора стану одержуємо наступні співвідношення:

$$\begin{aligned} x_1 &= \frac{1}{\Delta} \cdot \left(F_{11} \cdot \frac{M}{J_1} - F_{51} \cdot \frac{M_c}{J_3} \right); \\ x_2 &= \frac{1}{\Delta} \cdot \left(F_{12} \cdot \frac{M}{J_1} - F_{52} \cdot \frac{M_c}{J_3} \right); \\ x_3 &= \frac{1}{\Delta} \cdot \left(F_{13} \cdot \frac{M}{J_1} - F_{53} \cdot \frac{M_c}{J_3} \right); \\ x_4 &= \frac{1}{\Delta} \cdot \left(F_{14} \cdot \frac{M}{J_1} - F_{54} \cdot \frac{M_c}{J_3} \right); \\ x_5 &= \frac{1}{\Delta} \cdot \left(F_{15} \cdot \frac{M}{J_1} - F_{55} \cdot \frac{M_c}{J_3} \right). \end{aligned}$$

Елементи першого, що стоїть у дужках доданку визначають передаточну функцію, що зв'язує відповідну вихідну координату з крутним моментом двигуна (передаточна функція по управлінню), а елементи другого доданку - передаточну функцію по збуренню.

Знайдемо передавальні функції з управління частоти обертання двигуна $\omega_1(x_1)$, моменту гідросистеми $M_z(x_2)$, частоти обертання гідродвигуна $\omega_2(x_3)$, пружного моменту в канатній системі $M_y(x_4)$ та зведеної до валу двигуна частоти обертання бурового снаряду $\omega_3(x_5)$:

$$\begin{aligned} \frac{x_1}{M} &= \frac{\omega_1}{M} = \frac{1}{\Delta} \cdot \frac{F_{11}}{J_1}; \\ \frac{x_2}{M} &= \frac{M_z}{M} = \frac{F_{12}}{J_1}; \\ \frac{x_3}{\omega_1} &= \frac{\omega_1}{\omega_1} = \frac{F_{11}}{J_1}; \\ \frac{x_3}{M_z} &= \frac{M_z}{M_z} = \frac{F_{12}}{J_1}; \\ \frac{x_5}{\omega_3} &= \frac{\omega_3}{\omega_3} = \frac{F_{15}}{J_1}. \end{aligned}$$

Динамічна характеристика, що зв'язує крутний момент M і частоту обертання двигуна $x_1(\omega_1)$ визначається наступним чином:

$$\begin{aligned}
 F_{11} &= \begin{vmatrix} p + \frac{\delta}{T_r} & \frac{K_r}{T_r} & 0 & 0 \\ -\frac{1}{J_2} & p + \frac{b}{J_2} & \frac{1}{J_2} & -\frac{b}{J_2} \\ 0 & -c & p & c \\ 0 & -\frac{b}{J_3} & -\frac{1}{J_3} & p + \frac{b}{J_3} \end{vmatrix} = \\
 &= \frac{1}{T_r \cdot J_2 \cdot J_3} \cdot \left[p^4 \cdot T_r \cdot J_2 \cdot J_3 + \right. \\
 &\quad \left. + p^3 \cdot (\delta \cdot J_2 \cdot J_3 + b \cdot T_r \cdot J_3 + b \cdot T_r \cdot J_2) + \right. \\
 &\quad \left. + p^2 \cdot (c \cdot J_2 \cdot T_r + \delta \cdot b \cdot J_2 + c \cdot J_3 \cdot T_r + \right. \\
 &\quad \left. + \delta \cdot b \cdot J_3 + K_r \cdot J_3) + \right. \\
 &\quad \left. + p \cdot (\delta \cdot c \cdot J_2 + \delta \cdot c \cdot J_3 + K_r \cdot b) + \right. \\
 &\quad \left. + p^0 \cdot K_r \cdot c \right] \\
 \frac{x_1}{M} = \frac{\omega_1}{M} &= \frac{\frac{1}{p} \cdot \left[p^4 \cdot T_r \cdot J_2 \cdot J_3 + p^3 \cdot (\delta \cdot J_2 \cdot J_3 + b \cdot T_r \cdot J_3 + b \cdot T_r \cdot J_2) + \right. \\
 &\quad \left. + p^2 \cdot (c \cdot J_2 \cdot T_r + c \cdot J_3 \cdot T_r + \delta \cdot b \cdot J_2 + \delta \cdot b \cdot J_3 + K_r \cdot J_3) + \right. \\
 &\quad \left. + p \cdot (\delta \cdot c \cdot J_2 + \delta \cdot c \cdot J_3 + K_r \cdot b) + p^0 \cdot K_r \cdot c \right]}{\left[p^4 \cdot T_r \cdot J_1 \cdot J_2 \cdot J_3 + p^3 \cdot (J_1 \cdot J_3 \cdot T_r \cdot b + J_1 \cdot J_2 \cdot T_r \cdot b + \delta \cdot J_1 \cdot J_2 \cdot J_3) + \right. \\
 &\quad \left. + p^2 \cdot (K_r \cdot J_2 \cdot J_3 + K_r \cdot J_1 \cdot J_3 + c \cdot J_1 \cdot J_2 \cdot T_r + c \cdot J_1 \cdot J_3 \cdot T_r + \right. \\
 &\quad \left. + \delta \cdot b \cdot J_1 \cdot J_2 + \delta \cdot b \cdot J_1 \cdot J_3) + \right. \\
 &\quad \left. + p \cdot (\delta \cdot c \cdot J_1 \cdot J_2 + \delta \cdot c \cdot J_1 \cdot J_3 + K_r \cdot b \cdot J_2 + K_r \cdot b \cdot J_3 + K_r \cdot b \cdot J_1) + \right. \\
 &\quad \left. + p^0 \cdot (K_r \cdot c \cdot J_2 + K_r \cdot c \cdot J_3 + K_r \cdot c \cdot J_1) \right]} \\
 &= \\
 &= \frac{\left(p^4 \cdot T_r \cdot J_2 \cdot J_3 + p^3 \cdot (\delta \cdot J_2 \cdot J_3 + b \cdot T_r \cdot \gamma \cdot J_2) + \right. \\
 &\quad \left. + p^2 \cdot (c \cdot T_r \cdot \gamma \cdot J_2 + b \cdot \gamma \cdot \delta \cdot J_2 + K_r \cdot J_3) + \right. \\
 &\quad \left. + p \cdot (\delta \cdot \gamma \cdot c \cdot J_2 + K_r \cdot b) + K_r \cdot c \right)}{p \cdot \left[p^4 \cdot T_r \cdot J_1 \cdot J_2 \cdot J_3 + p^3 \cdot (J_1 \cdot T_r \cdot b \cdot \gamma \cdot J_2 + \delta \cdot J_1 \cdot J_2 \cdot J_3) + \right. \\
 &\quad \left. + p^2 \cdot (c \cdot J_1 \cdot T_r \cdot \gamma \cdot J_2 + \delta \cdot b \cdot J_1 \cdot \gamma \cdot J_2 + K_r \cdot J_2 \cdot J_3 + K_r \cdot J_1 \cdot J_3) + \right. \\
 &\quad \left. + p \cdot (\delta \cdot c \cdot \gamma \cdot J_2 + K_r \cdot b \cdot \gamma \cdot J_2 + K_r \cdot b \cdot J_1) + \right. \\
 &\quad \left. + p^0 \cdot (J_1 + J_2 + J_3) \cdot K_r \cdot c \right]} =
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& p^4 \cdot T_r \cdot J_2 \cdot J_3 + p^3 \cdot (\delta \cdot J_2 \cdot J_3 + b \cdot T_r \cdot \gamma \cdot J_2) + \\
& + p^2 \cdot \left(\frac{c \cdot T_r \cdot \gamma \cdot J_2 + b \cdot \delta \cdot \gamma \cdot J_2}{K_r \cdot J_3} \right) + \\
& = \frac{1}{J_1 \cdot \Gamma \cdot p} \cdot \frac{+ p \cdot (\delta \cdot c \cdot \gamma \cdot J_2 + K_r \cdot b) + K_r \cdot c}{p^4 \cdot \frac{J_2 \cdot J_3}{\Gamma} \cdot T_r + p^3 \cdot \frac{T_r \cdot b \cdot \gamma \cdot J_2 + \delta \cdot J_2 \cdot J_3}{\Gamma} +} = \\
& + p^2 \cdot \frac{c \cdot T_r \cdot \gamma \cdot J_2 + \delta \cdot b \cdot \gamma \cdot J_2 + K_r \cdot J_3 + K_r \cdot J_2 \cdot \frac{J_3}{J_1}}{\Gamma} + \\
& + p \cdot \frac{\delta \cdot c \cdot \gamma \cdot \frac{J_2}{J_1} + b \cdot K_r \cdot \gamma \cdot \frac{J_2}{J_1} + K_r \cdot b}{\Gamma} + K_r \cdot c \\
& = \frac{1}{J_1 \cdot \Gamma \cdot p} \cdot \frac{p^4 \cdot a_4 + p^3 \cdot a_3 + p^2 \cdot a_2 + p \cdot a_1 + a_0}{p^4 \cdot b_4 + p^3 \cdot b_3 + p^2 \cdot b_2 + p \cdot b_1 + b_0} = \frac{1}{J_1 \cdot \Gamma \cdot p} \cdot \frac{\sum_{m=0}^4 p^m \cdot a_m}{\sum_{n=0}^4 p^n \cdot b_n}
\end{aligned}$$

де використані коефіцієнти:

- інерції частковий $\gamma = (J_2 + J_3)/J_2$;
- інерції повний $\Gamma = (J_1 + J_2 + J_3)/J_1$;

- полінома чисельника $\begin{cases} a_0 = K_r \cdot c; a_1 = \delta \cdot \gamma \cdot c \cdot J_2 + K_r \cdot b; \\ a_2 = \delta \cdot \gamma \cdot c \cdot J_2 + K_r \cdot b; \\ a_3 = c \cdot T_r \cdot \gamma \cdot J_2 + b \cdot \gamma \cdot \delta \cdot J_2 + K_r \cdot J_3; \\ a_4 = \delta \cdot J_2 \cdot J_3 + b \cdot T_r \cdot \gamma \cdot J_2; \\ a_5 = T_r \cdot J_2 \cdot J_3; \end{cases}$
- полінома знаменника

$$\begin{cases} b_0 = K_r \cdot c; \\ b_1 = (\delta \cdot c \cdot \gamma \cdot J_2/J_1 + b \cdot K_r \cdot \gamma \cdot J_2/J_1 + K_r \cdot b)/\Gamma; \\ b_2 = (c \cdot T_r \cdot \gamma \cdot J_2 + \delta \cdot b \cdot \gamma \cdot J_2 + K_r \cdot J_3 + K_r \cdot J_2 \cdot J_3/J_1)/\Gamma; \\ b_3 = (T_r \cdot b \cdot \gamma \cdot J_2 + \delta \cdot J_2 \cdot J_3)/\Gamma; \\ b_4 = J_2 \cdot J_3 \cdot T_r/\Gamma \end{cases}$$

Знаходимо передатну функцію між частотою обертання двигуна $\omega_1(x_1)$ і крутним моментом двигуна гідросистеми $M_r(x_2)$

$$F_{12} = (-1) \cdot \begin{vmatrix} -\frac{K_r}{T_r} & \frac{K_r}{T_r} & 0 & 0 \\ 0 & p + \frac{b}{J_2} & \frac{1}{J_2} & -\frac{b}{J_2} \\ 0 & -c & p & c \\ 0 & -\frac{b}{J_3} & -\frac{1}{J_3} & p + \frac{b}{J_3} \end{vmatrix} =$$

$$\begin{aligned}
\frac{x_2}{x_1} &= \frac{M_e}{\omega_1} = \frac{K_r \cdot p}{T_r \cdot J_2 \cdot J_3} \cdot \left[p^2 \cdot J_2 \cdot J_3 + p \cdot (b \cdot J_3 + b \cdot J_2) + \right. \\
&\quad \left. + c \cdot J_2 + c \cdot J_3 \right] = \\
&= \frac{K_e \cdot p \left[p^2 \cdot J_2 \cdot J_3 + p \cdot (b \cdot J_3 + b \cdot J_2) + c \cdot J_2 + c \cdot J_3 \right]}{p^4 \cdot T_e \cdot J_2 \cdot J_3 + p^3 \cdot (\delta \cdot J_2 \cdot J_3 + b \cdot T_e \cdot J_3 + b \cdot T_e \cdot J_2) +} \\
&\quad + p^2 \cdot (c \cdot J_2 \cdot T_e + c \cdot J_3 \cdot T_e + \delta \cdot b \cdot J_2 + \delta \cdot b \cdot J_3 + K_e \cdot J_3) + \\
&\quad + p \cdot (\delta \cdot c \cdot J_2 + \delta \cdot c \cdot J_3 + K_e \cdot b) + K_e \cdot c \\
&= \frac{K_e}{T_e \cdot p + \delta} \cdot \frac{p \cdot \left[p^3 \cdot T_e \cdot J_2 \cdot J_3 + p^2 \cdot (T_e \cdot b \cdot \gamma \cdot J_2 + \delta \cdot J_2 \cdot J_3) + \right. \\
&\quad \left. + p \cdot (T_e \cdot c \cdot \gamma \cdot J_2 + \delta \cdot b \cdot \gamma \cdot J_2) + \delta \cdot c \cdot \gamma \cdot J_2 \right]}{p^4 \cdot T_e \cdot J_2 \cdot J_3 + p^3 \cdot (b \cdot T_e \cdot \gamma \cdot J_2 + \delta \cdot J_2 \cdot J_3) +} \\
&\quad + p^2 \cdot (c \cdot T_e \cdot \gamma \cdot J_2 + \delta \cdot b \cdot \gamma \cdot J_2 + K_e \cdot J_3) + p \cdot (K_e \cdot b + \delta \cdot c \cdot \gamma \cdot J_2) + K_e \cdot c \\
&= \frac{K_e}{T_e \cdot p + \delta} \cdot \frac{p \left[p^3 \cdot c_3 + p^2 \cdot c_2 + p \cdot c_1 + c_0 \right]}{p^4 \cdot d_4 + p^3 \cdot d_3 + p^2 \cdot d_2 + p \cdot d_1 + d_0} = \frac{K_e}{T_e \cdot p + \delta} \cdot \frac{p \cdot \sum_{k=0}^3 p^k \cdot c_k}{\sum_{l=0}^4 p^l \cdot d_l},
\end{aligned}$$

де ведені коефіцієнти:

$$\begin{aligned}
&\text{— поліному чисельника} \quad \begin{cases} c_0 = \delta \cdot c \cdot \gamma \cdot J_2; \\ c_1 = T_r \cdot c \cdot \gamma \cdot J_2 + \delta \cdot b \cdot \gamma \cdot J_2; \\ c_2 = T_r \cdot b \cdot \gamma \cdot J_2 + \delta \cdot J_2 \cdot J_3; \\ c_3 = T_r \cdot J_2 \cdot J_3; \end{cases} \\
&\text{— поліному знаменника} \quad \begin{cases} d_0 = K_r \cdot c; \\ d_1 = K_r \cdot b + \delta \cdot c \cdot \gamma \cdot J_2; \\ d_2 = c \cdot T_r \cdot \gamma \cdot J_2 + \delta \cdot b \cdot \gamma \cdot J_2 + K_r \cdot J_3; \\ d_3 = b \cdot T_r \cdot \gamma \cdot J_2 + \delta \cdot J_2 \cdot J_3; \\ d_4 = T_r \cdot J_2 \cdot J_3 \end{cases}
\end{aligned}$$

Визначаємо передатну функцію між моментом, що розвиває гідросистема $x_2(M_r)$ та частотою обертання гідродвигуна $x_3(\omega_2)$

$$\begin{aligned}
F_{13} &= \begin{vmatrix} -\frac{K_r}{T_r} & p + \frac{\gamma}{T_r} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{J_2} & \frac{1}{J_2} & -\frac{b}{J_2} \\ 0 & 0 & p & c \\ 0 & 0 & -\frac{1}{J_3} & p + \frac{1}{J_3} \end{vmatrix} = \frac{K_r}{T_r \cdot J_2 \cdot J_3} \cdot (p^2 \cdot J_3 + p \cdot b + c); \\
\frac{x_2}{x_3} &= \frac{M_r}{\omega_2} = \frac{p^2 \cdot J_3 + p \cdot b + c}{p \cdot [p^2 \cdot J_2 \cdot J_3 + p \cdot (b \cdot J_3 + b \cdot J_2) + c \cdot J_2 + c \cdot J_3]} = \\
&= \frac{1}{J_2 \cdot \gamma \cdot p} \cdot \frac{p^2 \cdot \frac{J_3}{c} + p \cdot \frac{b}{c} + 1}{p^2 \cdot \frac{J_3}{\gamma \cdot c} + p \cdot \frac{b}{c} + 1} = \frac{1}{J_2 \cdot \gamma \cdot p} \cdot \frac{T_y^2 \cdot \gamma \cdot p^2 + 2 \cdot \xi_y \cdot T_y \cdot p + 1}{T_y^2 \cdot p^2 + 2 \cdot \xi_y \cdot T_y \cdot p + 1},
\end{aligned}$$

де введені позначення:

– стала часу пружних коливань $T_y = \sqrt{J_3/c}$;

– коефіцієнт демпфування пружних коливань $\xi_y = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\frac{b^2 \cdot \gamma}{J_3 \cdot c}}$.

Пов'язуємо передатну функцією частоту обертання гідродвигуна $x_3(\omega_2)$ та зведену до обертового руху $x_5(\omega_3)$ лінійну швидкість пересування бурового снаряду:

$$F_{15} = \begin{vmatrix} -\frac{K_z}{T_z} & p + \frac{\gamma}{T_z} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{J_2} & \frac{1}{J_2} & -\frac{b}{J_2} \\ 0 & 0 & p & c \\ 0 & 0 & -\frac{1}{J_3} & p + \frac{1}{J_3} \end{vmatrix} = \frac{K_r}{T_r \cdot J_2 \cdot J_3} \cdot (b \cdot p + c);$$

$$\frac{x_5}{x_3} = \frac{\omega_3}{\omega_2} = \frac{b \cdot p + c}{p^2 \cdot J_3 + p \cdot b + c} = \frac{2 \cdot \xi_y \cdot T_y \cdot p + 1}{T_y^2 \cdot p^2 + 2 \cdot \xi_y \cdot T_y \cdot p + 1} =$$

$$= \frac{1}{J_3 \cdot p} \cdot \frac{T_y^2 \cdot \gamma \cdot p}{T_c} \cdot \frac{2 \cdot \xi_y \cdot T_y \cdot p + 1}{T_y^2 \cdot p^2 + 2 \cdot \xi_y \cdot T_y \cdot p + 1},$$

де позначено $T_c = 1/c$.

Отриманий математичний опис та структурну схему зручно використовувати для дослідження електро-гідромеханічної системи за допомогою комп'ютерного моделювання.

Для аналітичного дослідження об'єкта управління знайдемо передавальні функції:

- вхід перетворювача - активна складова струму статора двигуна;
- активна складова струму статора двигуна - частота обертання двигуна;
- частота обертання двигуна - крутний момент гідросистеми;
- крутний момент гідросистеми - частота обертання гідродвигуна;
- частота обертання гідродвигуна - лінійна швидкість переміщення става, наведена до частоти обертання двигуна.

Виділені передавальні функції дозволяють контролювати поведінку об'єкта управління за доступними для спостереження координатами і які можуть бути вимірювані датчиками частоти обертання валу двигуна, тиску робочої рідини в гідросистемі, частоти обертання гідродвигуна.

Після розв'язки схеми від перехресних зв'язків вона наводиться до виду, представленого на рисунку 2.4.

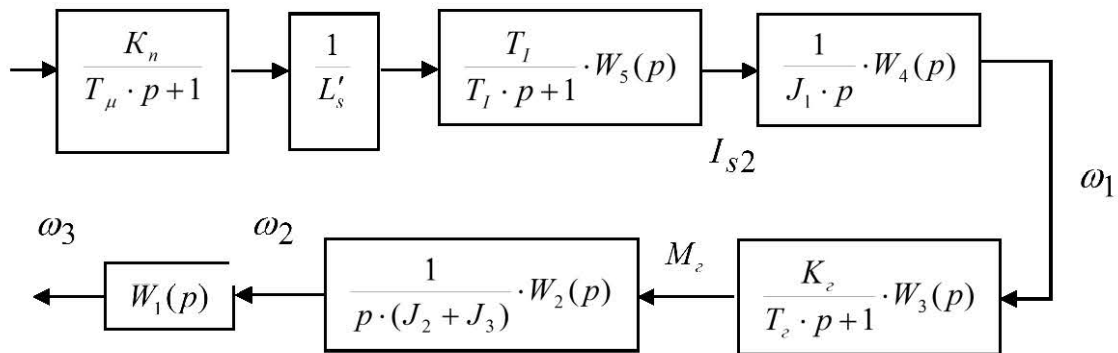


Рисунок 2.4 - Перетворена структурна схема приводу подачі

У перетвореній структурній схемі, рисунок 2.4, використані передавальні функції:

$$\left. \begin{aligned} W_1(p) &= \frac{b \cdot p + c}{p^2 \cdot J_3 + p \cdot b + c}; \\ W_2(p) &= \frac{p^2 \cdot J_3 + b \cdot p + c}{p^2 \cdot \frac{J_2 \cdot J_3}{J_2 + J_3} + b \cdot p + c}; \\ W_3(p) &= \frac{(p \cdot T_r + 1) \cdot (J_2 + J_3) \cdot p}{p \cdot (p \cdot T_r + 1) \cdot (J_2 + J_3) + K_r \cdot W_2(p)}; \\ W_4(p) &= \frac{p \cdot (p \cdot T_r + 1) \cdot (J_2 + J_3) + K_r \cdot W_2(p)}{p \cdot (p \cdot T_r + 1) \cdot (J_2 + J_3) + K_r \cdot W_2(p) + K_r \cdot \frac{J_2 + J_3}{J_1}}; \\ W_5(p) &= \frac{p \cdot J_1 \cdot (T_l \cdot p + 1) \cdot K_m \cdot \psi_r}{(T_l \cdot p + 1) \cdot J_1 \cdot p + a_{\omega i} \cdot \psi_r^2 \cdot T_l \cdot K_m \cdot W_4(p)}. \end{aligned} \right\}$$

2.3 Висновки до розділу

Аналізуючи отримані передавальні функції об'єкта управління приводу подачі ставу бурового верстата, можна зробити такі висновки:

1. Математична модель дозволяє відобразити динаміку гідроприводу подачі з урахуванням механічної інерції гідродвигуна та пружності масла.

2. Побудована структурна схема із двома інтегруючими ланками та зворотними зв'язками дає змогу передбачати аперіодичні та коливальні режими перехідних процесів.

3. Вплив конструктивних параметрів (об'єм гідросистеми, літраж гідродвигуна, модуль пружності, коефіцієнт витоків) на динаміку системи чітко простежується через передаточну функцію.

4. Розроблена модель є основою для синтезу системи автоматичного керування приводом подачі бурового верстату та підвищення його енергоефективності.

5. Наявність податливих ланок у трансмісії призводить до появи додаткових динамічних ланок у контурах регулювання активної складової струму статора ($W_5(p)$), частоти обертання двигуна ($W_4(p)$), тиску в гідросистемі ($W_3(p)$), частоти обертання гідродвигуна ($W_2(p)$) і лінійної швидкості переміщення ставу ($W_1(p)$).

6. Якщо характеристичні частоти власних коливань додаткових динамічних ланок попадають у смугу згасання контурів управління, то додаткові передатні функції не впливають на якісні показники роботи контуру. У протилежному випадку не врахування впливу додаткових динамічних ланок на показники роботи системи регулювання призведе до суттєвих розбіжностей між наявними перехідними процесами і очікуваними нормованими значеннями.

7. При виконанні співвідношень між моментами інерції $J_2 \ll J_3$ (тоді справедливе співвідношення

$$\frac{J_2 + J_3}{J_3} \approx 1$$

і

$$J_2 + J_3 \ll J_1$$

при цьому виконується умова

$$\frac{J_2 + J_3}{J_1} \approx 0,$$

передатні функції $W_2(p), W_3(p)$ при розрахунку відповідних контурів можна не враховувати. У всіх інших випадках не врахування додаткових динамічних ланок на динаміку роботи системи управління призведе до істотної відмінності перехідних процесів від нормованих значень.

3 СИНТЕЗ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ ПОДАЧІ ПОСТАВУ

Станки шарошкового буріння широко застосовуються у гірничодобувній промисловості для проходки шпурів та свердловин у породах різної міцності. Ефективність їх роботи значною мірою визначається точністю та стабільністю керування подачею бурового інструменту, оскільки саме цей параметр впливає на енергоефективність процесу руйнування породи, ресурс інструменту та якість виконання технологічних операцій. У більшості промислових конструкцій функції подачі реалізуються за допомогою гідравлічного приводу, який, незважаючи на високу енергоємність і надійну силову віддачу, характеризується суттєвими нелінійностями, динамічними затримками та чутливістю до змін навантаження [24–25].

Традиційні системи керування гідравлічним приводом подачі, як правило, використовують прості схеми регулювання, що забезпечують обмежені можливості щодо точного позиціонування виконавчого органу, особливо в умовах змінної твердості породи та коливань робочого тиску. У результаті системи втрачають точність, збільшуються перехідні процеси та виникають коливання, що знижує продуктивність буріння та збільшує знос вузлів приводу.

У зв'язку з цим актуальним є синтез сучасної позиційної системи управління гідравлічним приводом подачі, яка б забезпечувала стабільну роботу приводу, підвищену точність позиціонування та стійкість до зовнішніх збурень. Для вирішення цієї задачі необхідним є створення адекватної математичної моделі гідроприводу, аналіз його динамічних властивостей та розроблення ефективного закону керування з урахуванням нелінійностей та специфіки технологічного процесу буріння.

У розділі наведено результати синтезу позиційної системи управління гідравлічним приводом подачі станка шарошкового буріння, представлено математичну модель приводу, обґрунтовано вибір структури регулятора та продемонстровано ефективність запропонованого підходу за допомогою комп'ютерного моделювання.

Механізм подачі призначений для створення та регулювання осьового навантаження та швидкості долота при необхідному переміщенні бурового ставу на довжину штанги.

Регулювання в процесі буріння осьового зусилля та швидкості переміщення бурового інструменту на верстаті СБШС-250Н здійснюється гідравлічним приводом подачі за допомогою розподільних золотників та гідродроселів, встановлених у лініях нагнітання та зливу. Управління золотниками і гідродроселями проводиться від електромагнітних котушок, в яких реалізована пропорційна залежність зусилля, що штовхає, на штоку котушки від струму управління, що подається на котушку [2].

Гідромеханічний привід подачі з електричною системою регулювання поділяється на дві частини: об'єкт управління та пристрій, що

управляє. Під об'єктом управління маємо на увазі виконавче гідромеханічне пристрій з координатами, що спостерігаються: тиску в циліндрах, лінійної швидкості переміщення, шляхи переміщення ставу. Електричний керуючий пристрій контролює координати об'єкта керування. На вхід системи управління подаються вплив, що визначає необхідну величину переміщення. Керуючий пристрій, на підставі інформації про процеси в об'єкті регулювання, впливає на гідравлічний привід з метою перевести об'єкт управління з початкового стану в кінцевий, відповідно до обмежень, що накладаються технологічного процесу буріння.

Процес буріння характеризується малими лінійними швидкостями переміщення. При необхідності нарощування ставу на довжину чергової штанги каретка обертача піднімається вгору зі швидкістю, що перевищує швидкість буріння на три порядки.

Для вирішення задачі синтезу та аналізу системи управління побудуємо математичну модель гідромеханічного приводу, в який входять: підсилювачі сигналів управління $Ув$, $Ун$, електромагніти $Емв$, $Емн$, гідросистеми $ГСв$, $ГСн$ (де індекси "в" і "н" позначають верхні та нижні порожнини циліндрів), інерційні маски поршень ставу $Мс$, канатно-поліпадна система КП, рисунок 3.1.

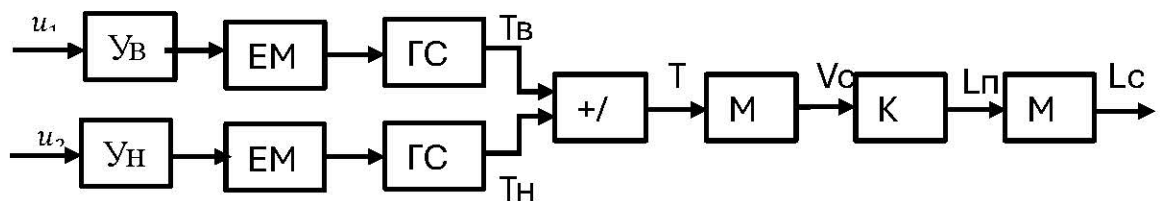


Рисунок 3.1 - Функціональна схема гідромеханічного приводу подачі.

На рисунку 3.1 позначено: $Tв$, $Tн$, T – тиску у верхній та нижній порожнинах циліндрів, сумарний тиск на поршень приводу; $Vп$, $Vс$ – лінійні швидкості поршня та ставу; $Lп$, $Lс$ – лінійні переміщення поршня та ставу.

На структурній схемі, рисунку 3.2, позначено: $Kув$, $Kун$, $Кемв$, $Кемн$, $Кгсв$, $Кгсн$ – коефіцієнти передачі підсилювачів, електромагнітів, гідросистем верхніх та нижніх порожнин циліндрів; $Tув$, $Tун$, $Темв$, $Темн$, $Tгсв$, $Tгсн$ – постійні часу підсилювачів, електромагнітів та гідросистем; $Mп$, $Мс$ – маси поршнів і ставу; C – коефіцієнт жорсткості каната; d , β – коефіцієнти, що визначають зусилля в'язкого тертя переміщення поршнів у циліндрі та гальмівного зусилля тертя в канаті; $Kс$ – коефіцієнт пропорційності, що руйнується породи бурінням; $Kп$ – коефіцієнт зв'язку між лінійною швидкістю та переміщенням поршня; S – замикаючий ключ; n – швидкість обертання ставу.

Вихідна схема, рисунку 3.1, відповідає математична модель об'єкта управління позиційної системи, рисунок 3.2.

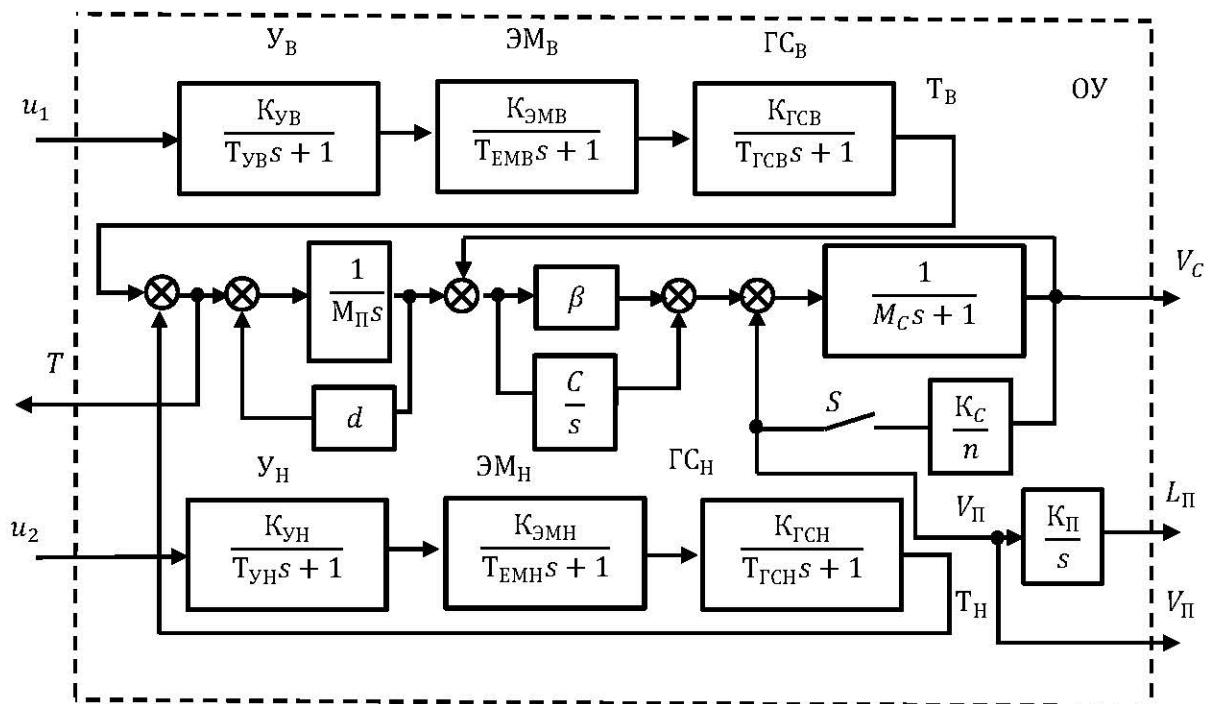


Рисунок 3.2 - Структурна схема об'єкта керування

У режимі буріння різниця зусиль у верхній та нижній областях циліндрів прикладається до інерційної маси поршнів, частина зусилля компенсується в'язким тертям при переміщенні поршнів усередині циліндрів гідросистеми. У структурній схемі канатно-поліпадна система врахована як ланка з кінцевою жорсткістю. Пружне зусилля в канаті пропорційно різниці лінійних швидкостей поршнів і ставу, прикладено до інерційної маси ставу. Пружне зусилля як буріння врівноважується зусиллям опору руйнації гірської породи [25].

При транспортуванні ставу зусилля опору руйнування гірської породи відсутнє. Ключ S у цьому режимі роботи розімкнуто.

Завданням системи управління є переміщення долота в гірському масиві з урахуванням обмежень, до яких належать: обмеження осьових зусиль на долото, обмеження швидкості транспортування става, обмеження шляху переміщення довжиною штанги.

В об'єкт управління входять три координати, що спостерігаються: різниця зусиль, прикладених до поршнів T, їх лінійна швидкість Vп, і пройдений шлях Lп. За кількістю контрольованих координат система управління повинна містити три контури регулювання: тиску, лінійної швидкості та переміщення.

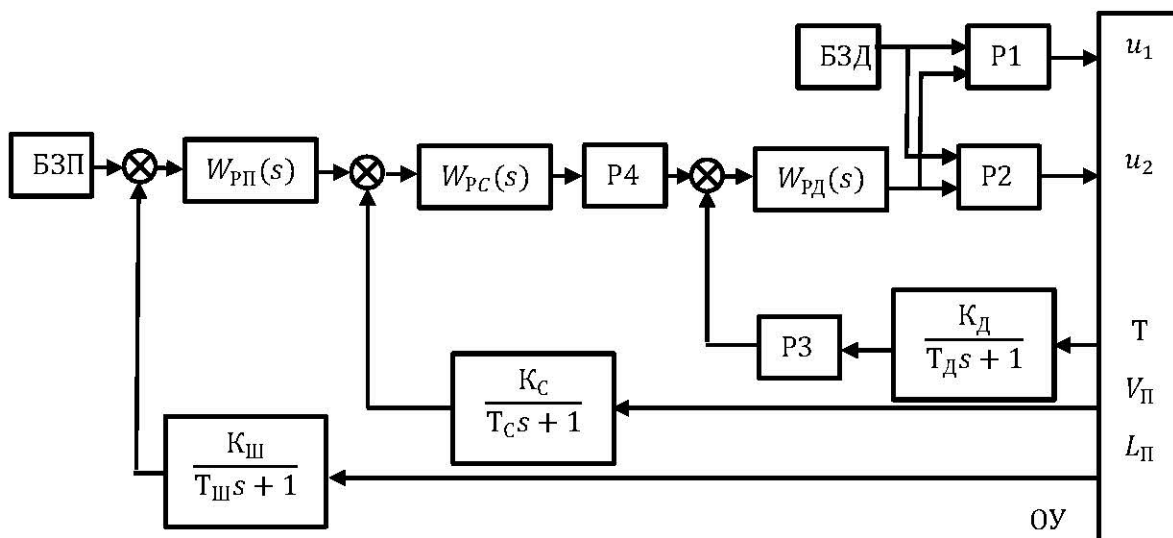


Рисунок 3.3 - Структурна схема системи керування

На рисунку 3.3 представлена три контурна система послідовної дії з активною корекцією динамічних характеристик об'єкта керування. На рисунку позначено: $W_{ПП}(p)$, $W_{PC}(p)$, $W_{PD}(p)$ – передавальні функції регуляторів положення, лінійної швидкості переміщення поршнів та тиску; K_D , K_C , K_{DP} - коефіцієнти передачі датчиків тиску (ДД), швидкості (ДС), положення (ДП); T_D , T_C , T_P - постійні часу фільтрів датчиків; БЗП, БЗД – блоки завдань. положення та тиску в нагнітальній магістралі гідросистеми; P1, P2, P3, P4 – релейні елементи, що інвертують

Необхідність запровадження релейних елементів пов'язані з особливостями роботи гідросистеми. Тиск на поршень утворюється як різниця тисків у верхньому та нижньому об'ємі гідроциліндрів. Один з об'ємів підключається до магістралі, що нагнітає, безпосередньо і тиск в ньому не регулюється, а тиск в іншому обсязі контролюється регулятором тиску. Останній об'єм гідроциліндра підключається до зливальної магістралі.

Кожен контур має окремий регулятор, що налаштовується відповідно до функції передачі об'єкта регулювання. У зв'язку з тим, що контури системи послідовно включені, постійні часу їх зростають від внутрішнього контуру до зовнішнього. На вхід кожного регулятора подаються сигнали заданого і дійсного значення контрольованого параметра, причому попередній регулятор виробляє сигнал завдання для наступного регулятора. При такому каскадному з'єднанні підсилювачів управляючих досить просто здійснюється обмеження контрольованих координат системи регулювання.

3.1 Контур регулювання активної складової струму статора асинхронного двигуна

Внутрішнім контуром управління приводної системи по каналу контролю крутного моменту двигуна є контур регулювання активної



Якщо не враховувати вплив пружних зв'язків і оборотної ЕРС, то

При цьому регулятор струму налаштовується на технічний оптимум



Наявність пружних зв'язків та оборотної ЕРС ускладнює налаштування системи управління.

Без урахування впливу оборотної ЕРС на динаміку управління контуром струму статора структурна схема об'єкта управління набуває вигляду, показаного на рисунку 3.6.

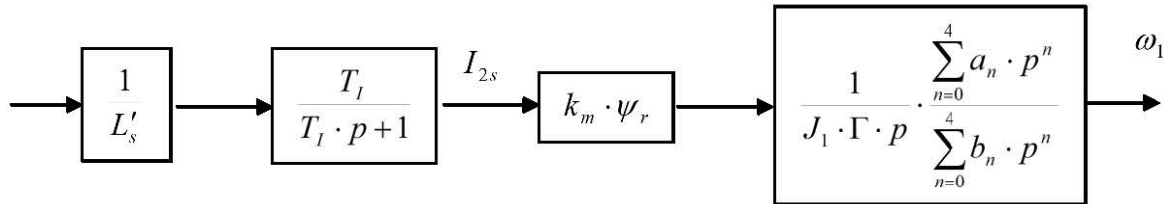


Рисунок 3.6 - Структурна схема об'єкта управління контуру частоти обертання без врахування впливу оборотної ЕРС на контур струму

У передавальній функції об'єкта управління введено позначення коефіцієнтів:

– чисельника

$$\begin{aligned} a_4 &= T_r \cdot J_2 \cdot J_3; \\ a_3 &= J_2 \cdot J_3 + b \cdot T_r \cdot J_2 \cdot \gamma; \\ a_2 &= c \cdot T_r \cdot J_2 \cdot \gamma + b \cdot J_2 \cdot \gamma + k_r \cdot J_3; \\ a_1 &= c \cdot J_2 \cdot \gamma + k_r \cdot b; \\ a_0 &= k_r \cdot c; \end{aligned}$$

– знаменника

$$\begin{aligned} b_4 &= T_r \cdot J_2 \cdot J_3 / \Gamma; \\ b_3 &= (T_r \cdot b \cdot J_2 \cdot \gamma + J_2 \cdot J_3) / \Gamma; \\ b_2 &= (c \cdot T_r \cdot J_2 \cdot \gamma + b \cdot J_2 \cdot \gamma + k_r \cdot J_3 + k_r \cdot J_2 \cdot J_3 / J_1) / \Gamma; \\ b_1 &= (c \cdot \gamma \cdot J_2 / J_1 + b \cdot k_r \cdot \gamma \cdot J_2 / J_1 + k_r \cdot b) / \Gamma; \\ b_0 &= k_r \cdot c. \end{aligned}$$

Без урахування впливу оборотної ЕРС на контур струму вплив пружного зв'язку враховується в об'єкті управління контуру частоти обертання у вигляді додаткової динамічної ланки

$$W(p) = \frac{\sum_{n=0}^4 a_n \cdot p^n}{\sum_{n=0}^4 b_n \cdot p^n}$$

Вплив оборотної ЕРС без урахування пружних зв'язків призводить до зміни передавальної функції контуру струму

$$W_{\text{кт}}(p) = \frac{T_l}{T_l \cdot p + 1} \cdot \frac{J_1 \cdot T_l \cdot p^2 + J_1 \cdot p}{J_1 \cdot T_l \cdot p^2 + J_1 \cdot p + T_l \cdot a_{\omega i} \cdot k_m \cdot \psi_r^2}.$$

Передатна функція додаткової динамічної ланки, обумовлена наявністю впливу оборотної ЕРС на контур струму, визначається співвідношенням

$$W_1(p) = \frac{J_1 \cdot T_I \cdot p^2 + J_1 \cdot p}{J_1 \cdot T_I \cdot p^2 + J_1 \cdot p + T_I \cdot a_{\omega i} \cdot k_m \cdot \psi_r^2}.$$

Частотні та фазові характеристики додаткової динамічної ланки $W_1(p)$ наведені на рисунку 3.7. Параметром сімейства характеристик прийнято коефіцієнт демпфування

$$\xi = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\frac{T_I \cdot a_{\omega i} \cdot k_m \cdot \psi_r^2}{J_1}}$$

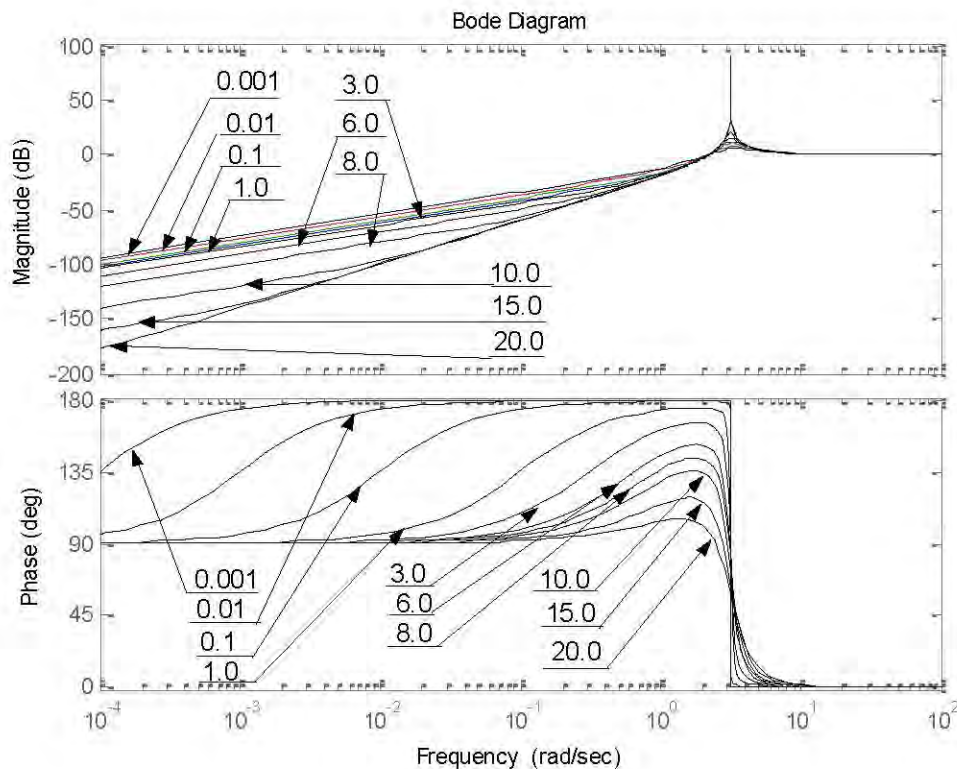


Рисунок 3.7 - Частотні та фазові характеристики динамічної ланки, обумовленої впливом оборотної проти-ЕРС двигуна на контур струму

Амплітудні та фазові характеристики ланки $W_1(p)$ призводять до появи статизму в контурі регулювання активного струму. У динамічних режимах роботи додаткова динамічна ланка $W_1(p)$ негативно позначиться на регульовальні характеристики контуру керування під час виконання умови:

$$\frac{J_1}{a_{\omega i} \cdot k_m \cdot \psi_r^2} \leq 4 \cdot T_I.$$

У цьому випадку корекція динамічних показників контуру провадиться:

- шляхом ускладнення алгоритму роботи регулятора активного струму статора;

- шляхом зміни налаштувань регулятора активної складової струму статора;

- шляхом введення позитивного зворотного зв'язку за частотою обертання двигуна: жорстким – на вхід напівпровідникового перетворювача або гнучким – на вхід регулятора активного струму.

Враховуємо вплив на об'єкт управління оборотною ЕРС разом із пружними зв'язками. І тут структурна схема наводиться до виду, наведеному на рисунку 3.8.

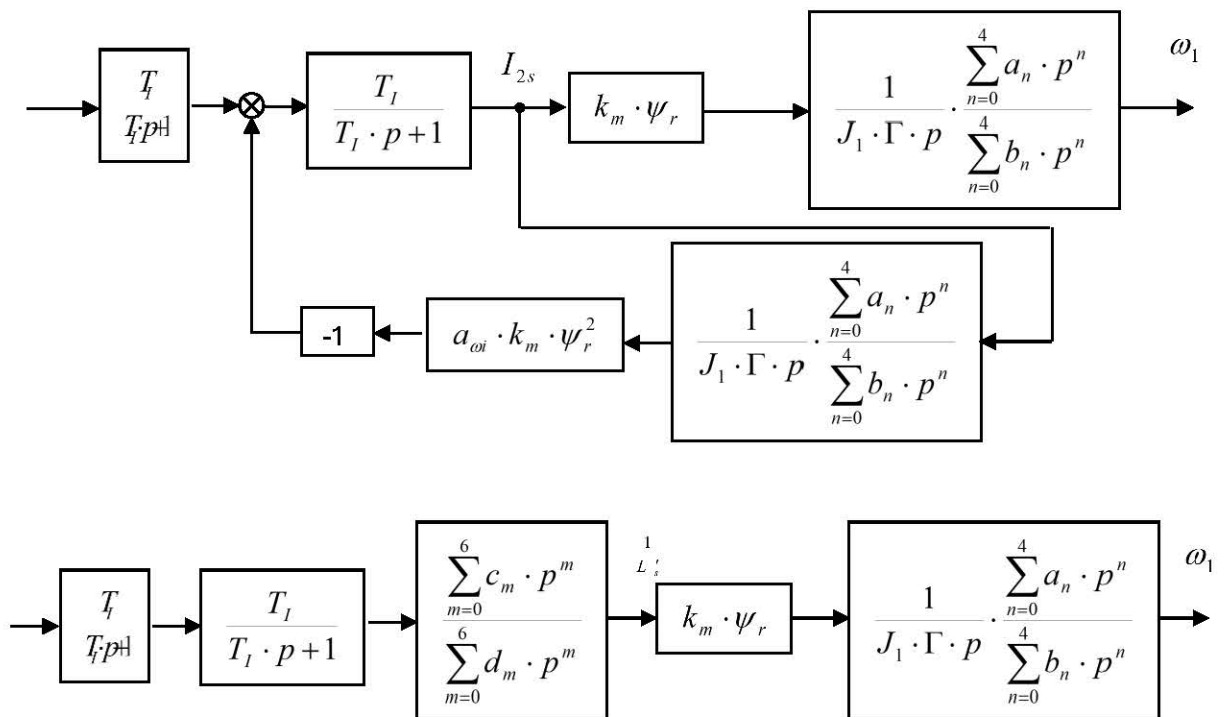


Рисунок 3.8 - Структурна схема об'єкта управління з урахуванням впливу оборотної ЕРС та пружних зв'язків

Причому коефіцієнти чисельника та знаменника додаткової динамічної ланки в об'єкті управління контуру струму обчислюються за вихідними даними об'єкта управління:

- коефіцієнти чисельника

$$\begin{aligned}
c_6 &= T_I \cdot J_1 \cdot J_2 \cdot J_3; \\
c_5 &= T_I \cdot J_1 \cdot (T_e \cdot J_2 \cdot \gamma \cdot b + J_2 \cdot J_3) + J_1 \cdot J_2 \cdot J_3; \\
c_4 &= J_1 \cdot T_I \cdot (T_e \cdot J_2 \cdot \gamma \cdot c + J_2 \cdot \gamma \cdot b + k_e \cdot J_3 + k_e \cdot J_2 \cdot J_3 / J_1) + J_1 \cdot (T_e \cdot b \cdot \gamma \cdot J_2 + J_2 \cdot J_3); \\
c_3 &= J_1 \cdot T_I \cdot (c \cdot \gamma \cdot J_2 / J_1 + b \cdot k_e \cdot \gamma \cdot J_2 / J_1 + k_e \cdot b) + J_1 \cdot (c \cdot T_e \cdot \gamma \cdot J_2 + k_e \cdot J_3 + k_e \cdot J_2 \cdot J_3 / J_1); \\
c_2 &= T_I \cdot J_1 \cdot \Gamma \cdot k_e \cdot c + J_1 \cdot (c \cdot \gamma \cdot J_2 / J_1 + b \cdot k_e \cdot \gamma \cdot J_2 / J_1 + k_e \cdot b); \\
c_1 &= k_e \cdot J_1 \cdot \Gamma \cdot c; \\
c_0 &= 0;
\end{aligned}$$

- коефіцієнти знаменника

$$\begin{aligned}
d_6 &= J_1 \cdot J_2 \cdot J_3 \cdot T_I; \\
d_5 &= T_I \cdot J_1 \cdot (T_e \cdot J_2 \cdot \gamma \cdot b + J_2 \cdot J_3) + J_1 \cdot J_2 \cdot J_3; \\
d_4 &= J_1 \cdot T_I \cdot (T_e \cdot J_2 \cdot \gamma \cdot c + J_2 \cdot \gamma \cdot b + k_e \cdot J_3 + k_e \cdot J_2 \cdot J_3 / J_1) + \\
&+ J_1 \cdot (T_e \cdot J_2 \cdot \gamma \cdot b + J_2 \cdot J_3) + T_e \cdot J_2 \cdot J_3 \cdot T_I \cdot a_{\alpha} \cdot k_m \cdot \psi_r^2; \\
d_3 &= J_1 \cdot T_I \cdot (J_2 \cdot \gamma \cdot c / J_1 + b \cdot k_e \cdot \gamma \cdot J_2 / J_1 + k_e \cdot b) + \\
&+ J_1 \cdot (T_e \cdot J_2 \cdot \gamma \cdot c + k_e \cdot J_3 + k_e \cdot J_2 \cdot J_3 / J_1) + \\
&+ (T_e \cdot J_2 \cdot \gamma \cdot b + J_2 \cdot J_3) \cdot T_I \cdot a_{\alpha} \cdot k_m \cdot \psi_r^2; \\
d_2 &= J_1 \cdot \Gamma \cdot T_I \cdot k_e \cdot c + J_1 \cdot (J_2 \cdot \gamma \cdot c / J_1 + b \cdot k_e \cdot \gamma \cdot J_2 / J_1 + k_e \cdot b) + \\
&+ (T_e \cdot J_2 \cdot \gamma \cdot c + J_2 \cdot \gamma \cdot b + k_e \cdot J_3) \cdot T_I \cdot a_{\alpha} \cdot k_m \cdot \psi_r^2; \\
d_1 &= (J_2 \cdot \gamma \cdot c + b \cdot k_e) \cdot T_I \cdot a_{\alpha} \cdot k_m \cdot \psi_r^2 + k_e \cdot J_1 \cdot \Gamma \cdot c; \\
d_0 &= k_e \cdot c \cdot T_I \cdot a_{\alpha} \cdot k_m \cdot \psi_r^2.
\end{aligned}$$

Таке уявлення динамічних ланок об'єкта управління моментоутворюючого струму статора уможливорює аналіз частотних властивостей контуру з урахуванням впливу як оборотної ЕРС, так і пружних зв'язків на контур струму.

Оцінимо вплив додаткової динамічної ланки $W_2(p)$ на налаштування контуру струму. Для дослідження передавальної функції $W_2(p)$ розраховуємо її коефіцієнти для приводу спускопідйомних операцій бурового верстата СБШ-250:

$$J_2 = 0,05 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; J_3 = 0,7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; c = 1,07 \cdot 10^7; b = 21,42; K_r = 1; T_r = 0,01 \text{ с}.$$

Результати розрахунку зведені у таблиці.3.2.

Таблиця 3.2 - Коефіцієнти передатної функції

Номер індексу чисельника (i), знаменника(j)	6	5	4	3	2	1	0
a_i	$2 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{-3}$	4.84	809	$1.31 \cdot 10^4$	$5.32 \cdot 10^4$	0
b_j	$2 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{-3}$	4.84	809	$1.35 \cdot 10^4$	$8.83 \cdot 10^4$	$2.93 \cdot 10^5$

З урахуванням значимості коефіцієнтів динамічної ланки $W_2(p)$ його передатна функція може бути редукована від динамічної ланки шостого порядку до динамічної ланки другого порядку

$$W'_2(p) = \frac{c_2 \cdot p^2 + c_1 \cdot p}{d_2 \cdot p^2 + d_1 \cdot p + d_0}$$

Для перевірки правильності апроксимації вихідної передавальної функції шостого порядку динамічною ланкою $W'_2(p)$ розраховані їх амплітудо-і фазо-частотні характеристики, які показані на Рисунок 3.9.

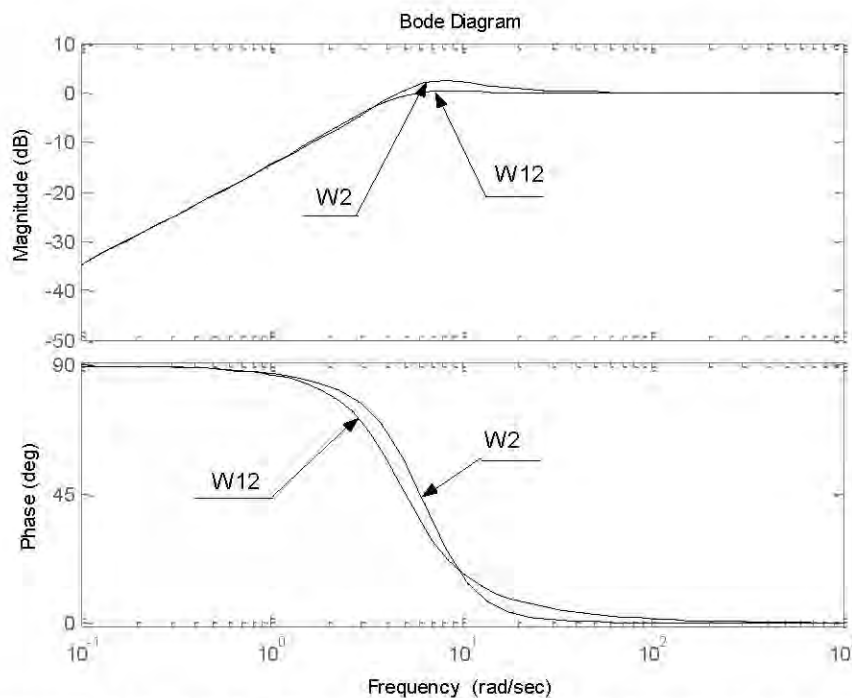


Рисунок 3.9 - Частотні характеристики динамічної ланки, обумовленої впливом пружних зв'язків та оборотної ЕРС на контур активної складової струму: – W_2 – графіки вихідної функції $W_2(p)$; – $W12$ – графіки редукованої передавальної функції $W'_2(p)$.

Зіставляючи динамічні характеристики ланок $W_2(p)$ і $W'_2(p)$ їх частотні функції збігаються у всьому діапазоні частот.

Знаючи сумарну передатну функцію контуру з урахуванням впливу пружних ланок та оборотної ЕРС, можна виділити в явному вигляді вплив пружних ланок на контур струму (рисунок 3.10).

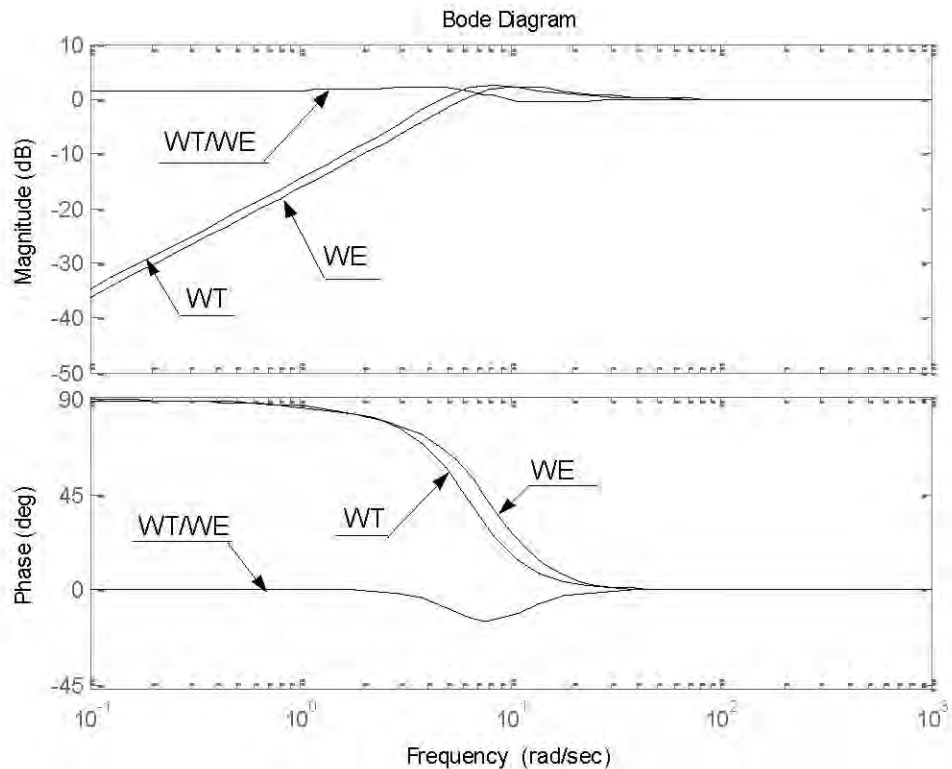


Рисунок 3.10 - Вплив пружних ланок на контур струму

Як випливає з наведених частотних показників на динамічні характеристики контуру струму в основному впливає оборотна ЕРС обертання і фактично не впливають пружні характеристики гідросистеми і канатно-поліспавної системи. Тому контур струму можна налаштовувати на модульний оптимум із компенсацією впливу на нього проти-ЕРС.

Пружні властивості трансмісії призводять до появи додаткових нулів і полюсів у замкненій передатній функції контуру струму, що негативно позначається на якості керування контуру, особливо на початку підйому повністю зібраного поставу. Традиційний полюс $P_1 = 1/T_I$ об'єкту керування контуру струму привода спуско-під'ємних операцій і подачі безпосередньо не проявляється, а входить як складова частина в інші полюси і нулі об'єкту керування.

Тому при налаштуванні контуру на технічний оптимум класична передатна функція регулятора струму повинна мати відповідний вигляд – це є досить складним регулятором у реалізації, тому що потрібно знаходження похідних високого порядку (до шостого включно) від сигналу неузгодженості. Крім того, регулятор через зміну жорсткості КПС і ваги поставу повинен мати властивості адаптації або робастності.

3.2 Контур регулювання частоти обертання двигуна

В об'єкт управління контуру частоти обертання двигуна потрапляє замкнутий оптимізований контур активної складової струму статора та

механічна ланка з урахуванням впливу пружних властивостей гідро- та канатно-поліспавної систем (рисунок 3.11).

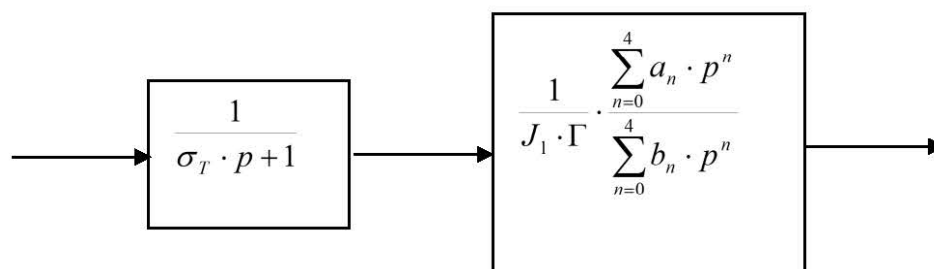


Рисунок 3.11- Об'єкт управління контуру частоти обертання

Досліджуємо вплив додаткової динамічної ланки $W_3(p)$ на динамічні властивості контуру регулювання. Для тих самих вихідних даних знаходимо коефіцієнти передавальної функції $W_3(p)$, значення яких вносимо в таблицю 3.3.

Таблиця 3.3. Коефіцієнти передатної функції

Номер індексу чисельника (i), знаменника(j)	4	3	2	1	0
a_i	$3.5 \cdot 10^{-5}$	0.0035	84	$8.4 \cdot 10^3$	$7 \cdot 10^4$
b_j	0.0029	0.0030	70.8	$1.105 \cdot 10^4$	$7 \cdot 10^4$

Відкидаючи незначні коефіцієнти у чисельнику та знаменнику, отримаємо редуковану передатну функцію додаткової динамічної ланки в об'єкті керування частотою обертання

$$W'_3(p) = \frac{a_1 \cdot p + a_0}{b_1 \cdot p + b_0}$$

На графіках, рисунок 3.12, наведено частотні характеристики вихідної передавальної функції та її редуковане значення.

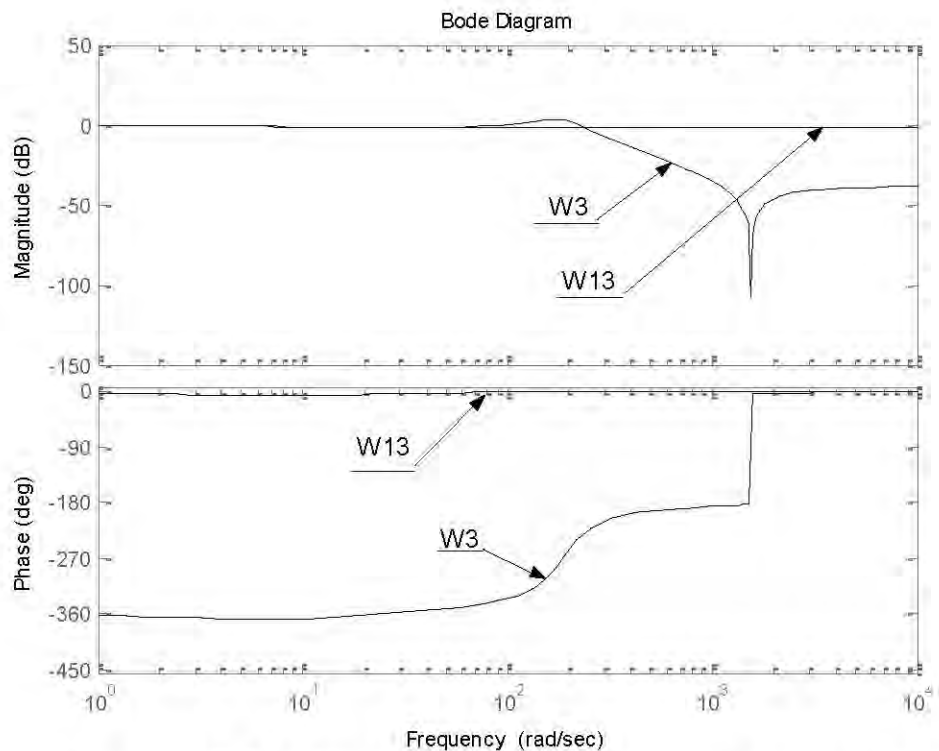


Рисунок 3.12 - Частотні характеристики вихідної передавальної функції та її редуковане значення

Як випливає з наведених частотних характеристик редуковане значення передавальної функції, обумовлене впливом на контур частоти обертання пружними ланками, несуттєво і їх можна знехтувати [15, 28].

Для привода спуско-під'ємних операцій і подачі верстата середнього типу СБШС-250Н характеристичні частоти коливань ДДЛ знаходяться при переміщенні трьох і менше штанг у поставі в області вище частоти зрізу контуру частоти обертання, тому на динамічні процеси контуру вони не впливають. Спостерігається тенденція, згідно якої збільшення ваги поставу призводить до переміщення власних частот коливань у смугу пропускання контуру частоти обертання. При переміщенні чотирьох штанг, що завод-виробник гарантує як штатний режим роботи бурового верстата, характеристичні частоти коливань попадають у середньочастотну область і істотно змінюють динаміку роботи замкненого контуру частоти обертання. Тому при такій кількості штанг необхідно коректувати не тільки динамічні процеси у контурі струму, ускладнюючи регулятор, але також і частоти обертання шляхом введення додатково до класичного регулятора коригувальної динамічної ланки.

3.3 Контур регулювання тиску в гідросистемі

Вплив гідро- та канатно-поліспавної систем у контурі регулювання тиску проявляється через пружні зв'язки та призводить до появи додаткової динамічної ланки $W_3(p)$. Передатна функція об'єкта керування контуру тиску, при цьому, набуває наступного вигляду:

$$\begin{aligned}
W_d(p) &= \frac{K_r}{T_r \cdot p + 1} \cdot \frac{(T_r \cdot p + 1) \cdot J_2 \cdot \gamma \cdot p}{(T_r \cdot p + 1) \cdot J_2 \cdot \gamma \cdot p + K_r \cdot \frac{J_3 \cdot p^2 + b \cdot p + c}{\gamma}} = \\
&= \frac{K_r}{T_r \cdot p + 1} \cdot \frac{\sum_{i=0}^4 c_i \cdot p^i}{\sum_{j=0}^4 d_j \cdot p^j} = \frac{K_r}{T_r \cdot p + 1} \cdot W_3(p),
\end{aligned}$$

де коефіцієнти поліномів чисельника (a_k) та знаменника (b_k) визначаються параметрами об'єкта управління:

$$\begin{aligned}
c_4 &= T_r \cdot J_2 \cdot J_3; \\
c_3 &= T_r \cdot J_2 \cdot \gamma \cdot b + J_2 \cdot J_3; \\
c_2 &= T_r \cdot J_2 \cdot \gamma \cdot c + J_2 \cdot \gamma \cdot b; \\
c_1 &= J_2 \cdot \gamma \cdot c; \\
c_0 &= 0; \\
d_4 &= T_r \cdot J_2 \cdot J_3; \\
d_3 &= T_r \cdot J_2 \cdot \gamma \cdot b + J_2 \cdot J_3; \\
d_2 &= T_r \cdot J_2 \cdot \gamma \cdot c + J_2 \cdot \gamma \cdot b + K_r \cdot J_3; \\
d_1 &= J_2 \cdot \gamma \cdot c + b \cdot K_r; \\
d_0 &= c \cdot K_r.
\end{aligned}$$

Частотна та фазова характеристики додаткової ланки $W_3(p)$ наведені на рисунку 3.13.

Як вихідні значення для побудови характеристик прийняті параметри електрогідromeханічної системи для спускопідйомних операцій бурового верстата СБШ-250:

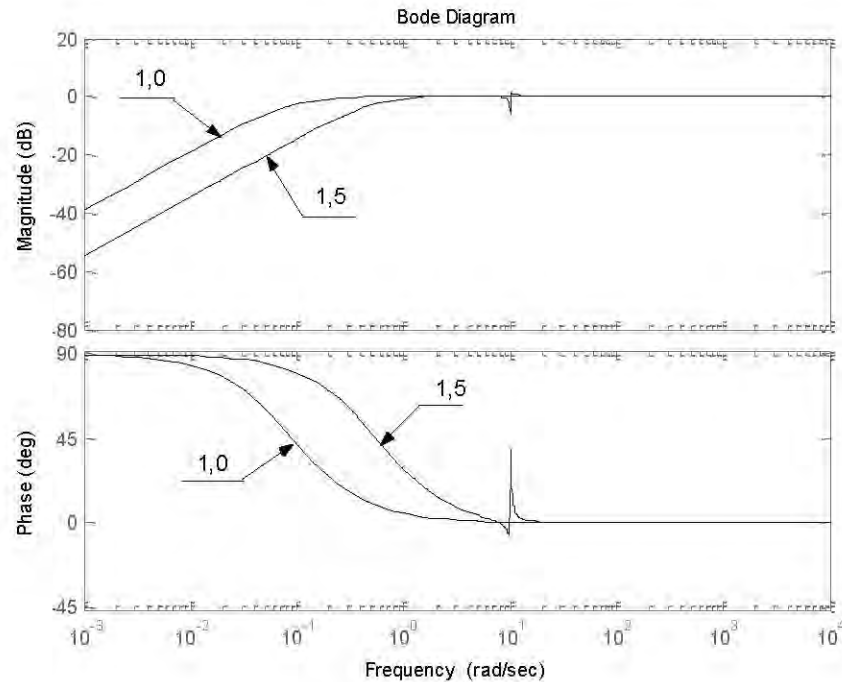
$$J_2 = 1,2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; J_3 = 0,7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; c = 1,07 \cdot 10^7; b = 21,42; K_r = 1; T_r = 0,1 \text{ с}.$$

Отримані частотні характеристики дозволяють апроксимувати додаткову функцію передавання, що містить поліноми чисельника і знаменника в четвертому ступені. У таблиці зведено розраховані за вихідними даними чисельні значення коефіцієнтів багаточленів чисельника та знаменника. Нехтуючи величинами другого порядку малості, передатна функція додаткової ланки може бути спрощена реальною ланкою, що диференціює

$$W_3'(p) \approx \frac{c_1 \cdot p}{d_1 \cdot p + d_0} = \frac{J_2 \cdot \gamma \cdot c \cdot p}{(J_2 \cdot \gamma \cdot c + b \cdot K_r) \cdot p + c \cdot K_r}.$$

Таблиця 3.4. Коефіцієнти передатної функції

Номер індексу чисельника (i), знаменника(j)	4	3	2	1	0
c_i	0,0840	0,8568	8,5683	84,0000	0,0000
d_j	0,0840	0,8568	9,2684	84,0884	44,2105

Рисунок 3.13 - Частотні характеристики додаткової динамічної ланки при співвідношенні коефіцієнта інерції $\gamma = 1,0$ та $\gamma = 1,5$

Отримані по повним поліном частотні характеристики (рисунок 3.11) підтверджують правильність апроксимації. Крім того, аналогічний результат можна отримати з вихідної передавальної функції додаткової ланки $W_3(p)$, нехтуючи впливом пружно-в'язких властивостей канатно-поліспавної системи на динамічні характеристики гідросистеми

$$\begin{aligned}
 W_3(p) &= \frac{(T_r \cdot p + 1) \cdot J_2 \cdot \gamma \cdot p \cdot \left(\frac{J_3}{\gamma} \cdot p^2 + b \cdot p + c \right)}{(T_r \cdot p + 1) \cdot J_2 \cdot \gamma \cdot p \cdot \left(\frac{J_3}{\gamma} \cdot p^2 + b \cdot p + c \right) + K_r \cdot (J_3 \cdot p^2 + b \cdot p + c)} \approx \\
 &\approx \frac{(T_r \cdot p + 1) \cdot J_2 \cdot \gamma \cdot p}{(T_r \cdot p + 1) \cdot J_2 \cdot \gamma \cdot p + K_r} = W_3''(p).
 \end{aligned}$$

Для оцінки коректності зроблених припущень прораховані частотні характеристики для вихідної передавальної функції додаткової ланки $W_3(p)$ та її апроксимацій $W_3'(p), W_3''(p)$. Результати розрахунків

зведені як частотних характеристик на рисунку 3.14. Як випливає з аналізу графіків зроблені припущення мало позначаються значення і форму фазо- і амплітудо-частотних показників об'єкта управління.

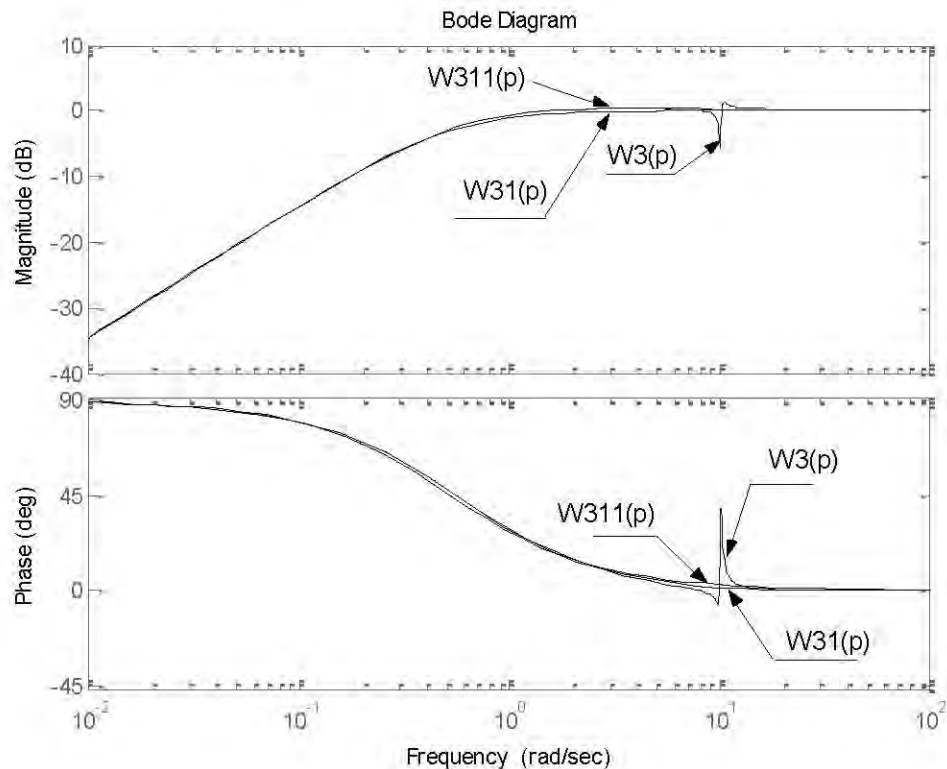


Рисунок 3.14 - Зіставлення частотних характеристик повної додаткової передавальної функції $W_3(p)$ (на графіку позначено $W3(p)$) та її апроксимації $W'_3(p)$ і $W''_3(p)$ (на графіках відповідно позначено $W31(p)$ і $W311(p)$)

Максимальне відхилення апроксимуючих передатних функцій від повної вихідної спостерігається в незначному діапазоні частот, що відповідають резонансній частоті канатно-поліспадної системи.

При налаштуванні регулятора тиску на модульний оптимум його передаточна функція визначиться:

- при використанні апроксимуючої передаточної функції $W'_3(p)$

$$W'_{pd}(p) = \frac{1}{p \cdot a_d \cdot \sigma_d \cdot W'_{ок}(p)} = \frac{[(J_2 \cdot \gamma \cdot c + b \cdot K_r) \cdot p + c \cdot K_r] \cdot (T_r \cdot p + 1)}{p^2 \cdot a_d \cdot \sigma_d \cdot J_2 \cdot \gamma \cdot c} =$$

$$= \frac{(J_2 \cdot \gamma \cdot c + b \cdot K_r) \cdot T_r}{a_d \cdot \sigma_d \cdot J_2 \cdot \gamma \cdot c} + \frac{1}{p} \cdot \frac{c \cdot K_r + J_2 \cdot \gamma \cdot c + b \cdot K_r}{a_d \cdot \sigma_d \cdot J_2 \cdot \gamma \cdot c} + \frac{1}{p^2} \cdot \frac{K_r}{a_d \cdot \sigma_d \cdot J_2 \cdot \gamma}$$

- при використанні апроксимуючої передавальної функції $W''_3(p)$

$$W_{pd}''(p) = \frac{1}{p \cdot a_d \cdot \sigma_d \cdot W_{ok}''(p)} = \frac{(T_r \cdot p + 1) \cdot J_2 \cdot \gamma \cdot p + K_r}{p^2 \cdot K_r \cdot J_2 \cdot \gamma} =$$

$$= \frac{T_r}{K_r} + \frac{1}{p} \cdot \frac{1}{K_r} + \frac{1}{p^2} \cdot \frac{1}{J_2 \cdot \gamma}.$$

При обох апроксимаціях передавальна функція регулятора тиску має пропорційно-інтегрально-в-квадрат (ПІІ²) динамічною характеристикою [15, 29].

Врахування усіх динамічних ланок об'єкту керування контуру тиску свідчить про те, що в області низьких частот контур має диференційні властивості, а в області високих частот – інтегруючі. Збільшення жорсткості канату сприятливо позначається на динамічних властивостях об'єкту керування.

При застосуванні ПІ регулятора тиску контур є статичним, тому що знаменник об'єкту керування має один нульовий корінь. Контур стійкий у розімкненому стані. Це означає, що полюси загальної передатної функції лежать у лівій комплексній напівплощині.

Без відокремлення внутрішнього зворотного від'ємного зв'язку у контурі тиску характеризується наявністю трьох резонансних частот (за відсутності дисипативних сил), тому що власна частота коливаль ланки $W_{osd}(p)$

$$\omega_{osd} = \sqrt{\frac{1}{T_r \cdot T_{M2} \cdot \gamma_{23}}}$$

у точності збігається з власною частотою ω_{33} і їхній вплив на динамічні процеси розглянутого контуру взаємно нівелюється. Об'єкт керування являє собою диференційну ланку з уповільненням, що помножено на чотири динамічних ланки, кожна другого порядку (дві знаходяться в чисельнику, дві – у знаменнику), характеристичні частоти коливаль яких відомі.

3.4 Контур для регулювання частоти обертання гідродвигуна

Зовнішнім контуром по відношенню до контуру тиску гідросистеми є контур регулювання частоти обертання гідродвигуна. Передатна функція об'єкта управління контуру регулювання частоти обертання гідродвигуна

$$W_{oygd}(p) = \frac{p^2 \cdot J_3 \cdot p \cdot b + c}{p \cdot [p^2 \cdot J_2 \cdot J_3 + p \cdot (J_3 + J_2) \cdot b + c \cdot (J_2 + J_3)]}$$

$$= \frac{1}{J_2 \cdot \gamma \cdot p} \cdot \frac{p^2 \cdot J_3 + p \cdot b + c}{p^2 \cdot \frac{J_3}{\gamma} + p \cdot b + c} =$$

$$= \frac{1}{J_2 \cdot \gamma \cdot p} \cdot \frac{T_y^2 \cdot \gamma \cdot p^2 + 2 \cdot \xi_y \cdot T_y \cdot p + 1}{T_y^2 \cdot p^2 + 2 \cdot \xi_y \cdot T_y \cdot p + 1},$$

де позначено T_y – постійна часу пружних коливань та b – коефіцієнт демпфування системи поліспасть

$$T_y = \sqrt{\frac{J_3}{c}}; \xi_y = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\frac{\gamma \cdot b^2}{c \cdot J_3}}.$$

Для аналізу впливу пружних зв'язків на контур регулювання частоти обертання гідродвигуна розраховуємо частотні характеристики об'єкта управління, рисунок 3.15.

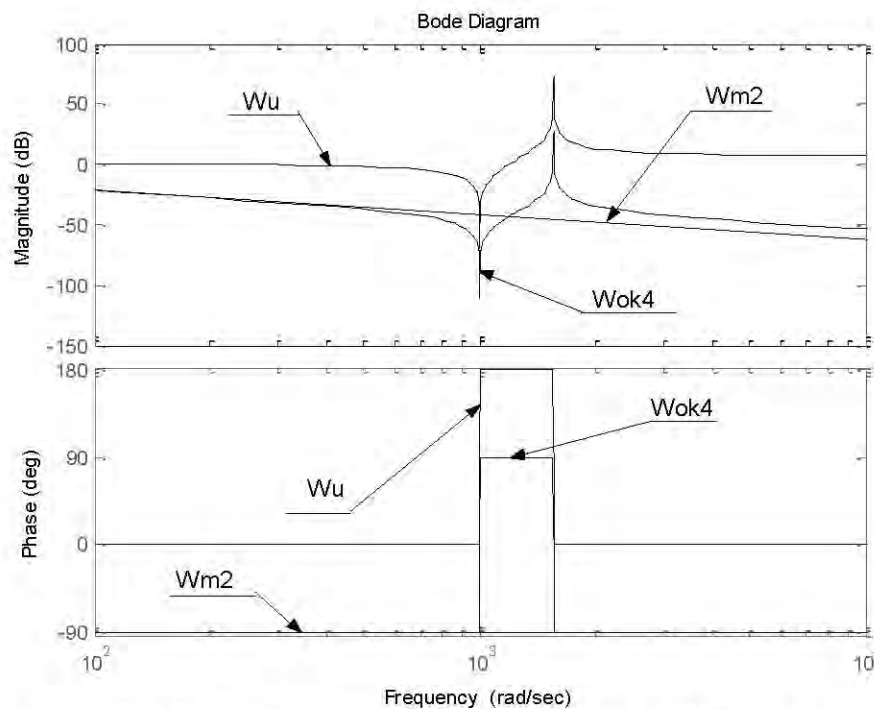


Рисунок 3.15 - Частотні характеристики об'єкта управління контуру регулювання частоти обертання гідродвигуна

Як впливає з характеру амплітудо-частотної характеристики об'єкта управління контуру регулювання частоти обертання гідродвигуна впливом пружних ланок на динаміку контуру можна знехтувати, якщо частота пружних коливань канатно-поліспадної системи знаходиться поблизу частоти зрізу контуру. При цьому регулятор частоти обертання гідродвигуна повинен мати пропорційну динамічну характеристику

$$W_{\text{рчвгд}}(p) = \frac{J_2 \cdot \gamma}{a_{\text{кчвгд}} \cdot \sigma_{\text{кчвгд}}}$$

де $a_{pчвгд}$ – коефіцієнт налаштування контуру регулювання частоти обертання гідродвигуна;

$\sigma_{кчвгд}$ – сумарна мала постійна часу контуру гідродвигуна.

Закономірність, що проявилася у контурах струму, частоти обертання валу двигуна, тиску у гідросистемі спостерігається й у контурі частоти обертання валу гідродвигуна: характеристичні частоти збуджуються пружними коливаннями канатно-поліспавної системи із частотою $1/T_y$.

Характеристична частота знаменника ω_{24} додаткової динамічної ланки контуру обертання валу гідродвигуна $W_4(p)$ в точності збігається з характеристичною частотою чисельника ω_{13} додаткової динамічної ланки тиску в гідросистемі.

3.5 Контур регулювання лінійної швидкості переміщення ставу

Передатна функція об'єкта управління контуру регулювання лінійної швидкості переміщення ставу пов'язує частоту обертання гідродвигуна та швидкість ставу

$$W_{\text{оулс}} = \frac{b \cdot p + c}{p^2 \cdot J_3 + b \cdot p + c} = \frac{1}{J_3 \cdot p} \cdot \frac{J_3 \cdot p \cdot \left(\frac{b}{c} \cdot p + 1\right)}{p^2 \cdot \frac{J_3}{c} + p \cdot \frac{b}{c} + 1}$$

$$= \frac{1}{J_3 \cdot p} \cdot \frac{\frac{T_y^2 \cdot \gamma}{T_c} \cdot p \cdot (2 \cdot \xi_y \cdot T_y \cdot p + 1)}{T_y^2 \cdot \gamma \cdot p^2 + 2 \cdot \xi_y \cdot T_y \cdot p + 1}$$

де $T_c = \frac{1}{c}$ – стала часу.

Для чисельного аналізу впливу пружних ланок на контур регулювання лінійної швидкості ставу розраховані та побудовані амплітудо- та фазо-частотні характеристики об'єкта управління, рисунок 3.16.

Як випливає з отриманих характеристик, пружні коливання канатно-поліспавної системи знаходяться у високочастотній області по відношенню до частоти зрізу контуру регулювання лінійної швидкості, тому регулятор лінійної швидкості повинен бути або з пропорційною динамічною характеристикою (при налаштуванні контуру на технічний оптимум) або з пропорційно-інтегральний (при налаштуванні на технічний оптимум).

Виділено характеристичні частоти додаткових динамічних ланок у контурах регулювання, що обумовлені пружними властивостями об'єкту керування. Це дозволило встановити закономірність, при якій у суміжних контурах характеристичні частоти повторюються. Єдина характеристична частота у контурі струму, що не залежить від змінних параметрів трансмісії, визначається характеристиками власне асинхронного двигуна. Характеристичні частоти контурів струму, частоти обертання вала

електродвигуна і тиску є бічними стосовно частоти $1/T_y$, що генеруються пружними коливаннями канатно-поліспавної системи із урахуванням впливу гідро-системи і нелінійно змінюються залежно від кількості приєднаних штанг у буровому поставі і довжини канатів.

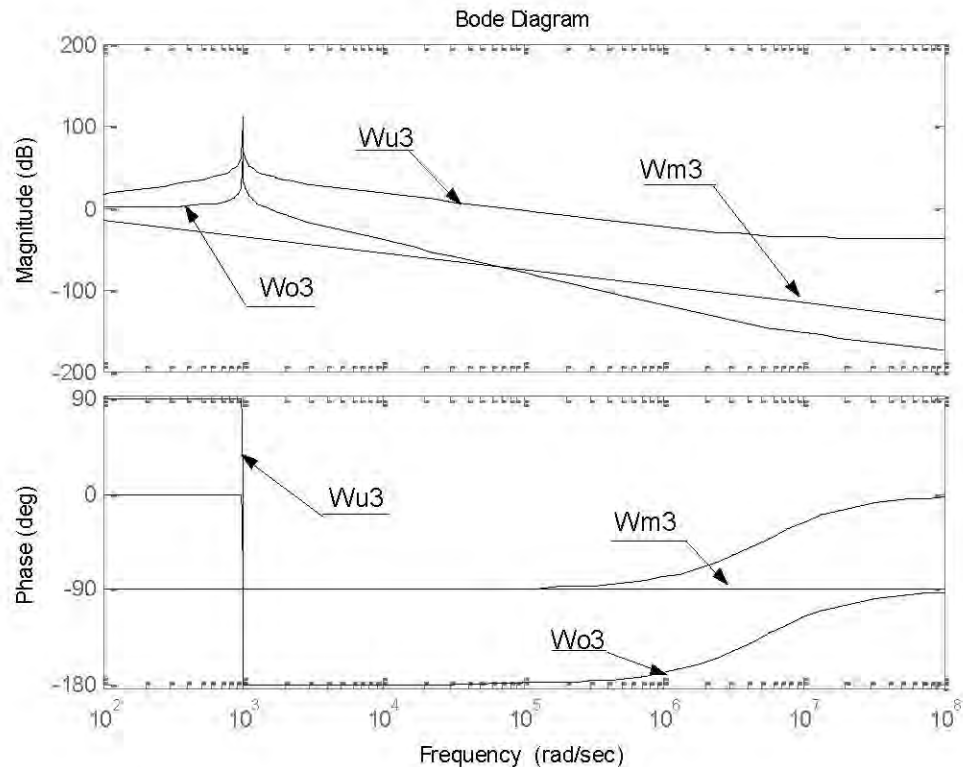


Рисунок 3.16 - Амплітудо- та фазо-частотні характеристики об'єкта управління контуру регулювання лінійної швидкості переміщення ставу

Встановлено співвідношення між параметрами об'єкту керування, за яких динамічні ланки, що обумовлені наявністю піддатливості у трансмісії, не будуть негативно впливати на динамічні навантаження у трансмісії. Для привода спусков-під'ємних операцій і подачі поставу бурового верстату середнього типу характеристичні частоти коливань додаткової динамічної ланки, при переміщенні трьох і менше штанг, лежать в області вище смуги пропускання контуру частоти обертання. Підтверджено тенденцію, згідно якій збільшення ваги поставу призводить до переміщення власних частот коливань у смугу пропускання контурів керування.

3.6 Параболічний регулятор положення

Зовнішнім контуром є контур положення поставу. В об'єкт керування входить замкнений оптимізований контур лінійної швидкості пересування ставу та передатний коефіцієнт датчика положення поставу.

Обираємо параболічний регулятор положення, який забезпечує високу точність позиціонування, відсутність статичної похибки, плавність перехідних процесів та обмеження динамічних навантажень на механічну

частину привода. Параболічний регулятор положення належить до класу регуляторів з підвищеним порядком астатизму та забезпечує нульову статичну похибку не лише за ступінчастого, але й за лінійно змінного задавального впливу. Це є суттєвою перевагою порівняно з пропорційними та пропорційно-інтегральними регуляторами, які не завжди гарантують необхідну точність при змінних режимах руху.

Параболічний регулятор забезпечує астатизм другого порядку і має передатну функцію вигляду:

$$W_p(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_1 s} + \frac{1}{T_2 s^2} \right)$$

де K_p — коефіцієнт підсилення регулятора; T_1, T_2 — постійні часу інтегруючих ланок.

Коефіцієнт передачі регулятора є нелінійною функцією від помилки регулювання положення:

$$K_{pp}(\phi) = \frac{k_{ш} \cdot \sqrt{\varepsilon_{\max}}}{k_{\phi} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta\phi}}$$

де $\varepsilon_{\max} = \frac{M_{\text{дмакс}}}{J}$ — максимальне прискорення при гальмуванні електроприводу;

$M_{\text{дмакс}}$ - максимальний динамічний момент.

Якщо Δu_{pp} - помилка на вході регулятора положення, то $u_{pp} = \Delta u_{pp} / K_{pp}$ і залежність для $K_{pp}(\phi)$ набуває вигляду:

$$K_{pp}(\phi) = \frac{k_{ш} \cdot \sqrt{\varepsilon_{\max}}}{\sqrt{2 \cdot k_{\phi} \cdot \Delta\phi}}$$

Для забезпечення стійкості системи при малих помилках регулювання коефіцієнт посилення може бути обмежений величиною, яка визначається виходячи з модульного критерію оптимізації контуру положення:

$$K_{ppm} = \frac{k_{ш}}{2 \cdot k_{\phi} \cdot T_{\mu ш}}$$

де T_c , - постійна часу замкнутого контуру швидкості.

Вихідна напруга регулятора: $U_{pp}(\phi) = \frac{k_{ш} \cdot \sqrt{\varepsilon_{\max}}}{\sqrt{2 \cdot k_{\phi}}} \cdot \sqrt{\Delta u_{\phi}}$.

3.7 Висновки до розділу

В результаті аналізу амплітудо- та фазо-частотних характеристик динамічних ланок об'єкта управління встановлено [15, 29, 30]:

- на динамічні властивості контуру струму основний вплив має оборотна ЕРС, яку необхідно компенсувати, і практично не впливають пружні властивості гідросистеми і канатно-поліспавної системи;
- зменшені значення передавальної функції контуру частоти обертання двигуна, обумовлене пружними ланками, несуть і їм можна знехтувати;
- порядок передавальної функції об'єкта управління контуру тиску можна знизити і передатна функція додаткової ланки може бути спрощена реальним диференціюючим ланкою;
- у контурі регулювання частоти обертання гідродвигуна впливом пружних ланок на динаміку контуру можна знехтувати, якщо частота пружних коливань канатно-поліспавної системи не знаходиться поблизу частоти зрізу контуру.
- пружні коливання канатно-поліспавної системи знаходяться у високочастотній області по відношенню до частоти зрізу контуру регулювання лінійної швидкості, тому регулятор лінійної швидкості повинен бути або з пропорційною динамічною характеристикою (при налаштуванні контуру на технічний оптимум) симетричний оптимум).

4 ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМНИХ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ НА МАТЕМАТИЧНІЙ МОДЕЛІ

4.1 Розрахунок контурних регуляторів

Внутрішній технологічний контур регулювання тиску має максимальну швидкодію при побудові системи управління за принципами активної послідовної корекції [31].

Регулятор тиску. Внутрішнім технологічним контуром регулювання в системі управління пересування поставу є контур контролю різниці тисків в гідроциліндрах, яка прикладається до поршнів циліндрів. Підключення регулятора на різницю тиску забезпечує контроль результуючого тиску. Передатна функція об'єкта керування контуром

$$W_{01}(p) = W_{к1}(p)W_{н1}(p) = K_y \frac{K_{ЕМ}}{T_{ЕМ}p + 1} \frac{K_{ГС}}{T_{ГС}p + 1} K_D \left(\frac{1}{T_y p + 1} \frac{1}{T_D p + 1} \right)$$

де $W_{к1}(p)$, $W_{н1}(p)$ – передавальні функції частини, що компенсується і не компенсується, об'єкта управління (не компенсована частина виділена в дужках). Індокси верхнього та нижнього об'ємів циліндрів, опущені.

Передатна функція регулятора тиску

$$W_{рД}(p) = \frac{1}{pT_{01}W_{к1}(p)} = \frac{p(T_{ЕМ} + T_{ГС}) + 1}{p a_D (T_y + T_D) K_y K_D K_{ЕМ} K_{ГС}}$$

де $T_{ГС}$ - постійна часу інтегрування контуру тиску;

a_D - коефіцієнт налаштування контуру ($a_D = 2$ при налаштування контуру на модульний оптимум).

Передатна функція замкнутого оптимізованого контуру тиску

$$W_{зД}(p) = \frac{1/K_D}{p a_D \sigma_D + 1},$$

де $\sigma_D = (T_y + T_D)$ - сума малих постійних контурів тиску.

Регулятор лінійної швидкості. Зовнішнім, стосовно контуру контролю різниці тисків в циліндрах, є контур регулювання лінійної швидкості поршнів. Передатна функція об'єкта керування контуру лінійної швидкості

$$W_{02}(p) = W_{к2}(p)W_{н2}(p) = \frac{1}{K_D} K_c \frac{K_{ЕМ}}{M_p p + d} \left(\frac{1}{p a_D \sigma_D + 1} \frac{1}{T_c p + 1} \right),$$

де $W_{к2}(p)$, $W_{н2}(p)$ – передавальні функції компенсованої і не компенсованої частин об'єкта управління.

В об'єкті управління не враховується вплив пружного зусилля у канатно-поліспасної системі.

Передатна функція регулятора швидкості

$$W_{PC}(p) = \frac{1}{pT_{02}W_{K2}(p)} = \frac{K_d d(1 + pM_{\Pi}p/d)}{a_c(a_d\sigma_d + T_c)K_c p}$$

де T_{02} - постійна часу інтегрування контуру швидкості;

a_c - коефіцієнт налаштування контуру ($a_c = 2$ при налаштуванні на модульний оптимум).

Передатна функція замкнутого оптимізованого контуру швидкості

$$W_{3c}(p) = \frac{1/K_c}{pa_c\sigma_c + 1},$$

де $\sigma_c = a_d\sigma_d$ - сумарна мала постійна часу контуру швидкості.

Для отримання знакозмінної характеристики $V\Pi(T)$ при позитивному значенні тисків у верхній і нижній областях гідроциліндрів в систему управління введені чотири релейні елементи Р1, Р2, Р3, Р4 перемикання яких проводиться у функції знака вихідної напруги регулятора швидкості. При позитивній вихідній напрузі релейні елементи передають керуючі сигнали з входу на вихід безпосередньо, а при зміні знака напруги на виході регулятора швидкості - лінійній швидкості поршня на вхід регулятора швидкості. Такий захід дозволив ефективно усунути вплив податливості каната на динаміку всього гідромеханічного приводу.

У кожному контурі керування від пружних коливань КПС збуджуються по дві частоти коливань, які є бічними коливаннями по відношенню до збудливої частоти коливань. Одна із частот бічних коливань знаходиться в області високочастотних коливань, а інша - у низькочастотній області стосовно до збудливої частоти коливань. Високочастотні коливання потрапляють у смугу загасання контуру керування, а низькочастотні коливання при повністю зібраному поставі потрапляють у смугу пропускання системи регулювання.

Регулятор струму привода СПО і подачі при налаштуванні на модульний оптимум із жорсткою трансмісією не подавляє жодного з полюсів контурного об'єкту керування при піддатливості в ГС і КПС. Налаштування регулятора струму (при піддатливості в ГС і КПС) на компенсацію мінімальної сталої часу коливальної ланки з одночасним веденням додаткового нуля в поліном знаменника передатної функції у досліджених варіантах побудови в області класичних регуляторів дозволяють одержати найбільш близьке наближення амплітудно- і фазочастотних характеристик контуру струму до оптимальної характеристики цього контуру, налаштованого на модульний оптимум жорсткої системи.

4.2 Модель електро- гідромеханічної системи пересування поставу

Працездатність електропривода змінного струму з векторною системою керування та технологічними контурами тиску, швидкості обертання гідродвигуна, лінійної швидкості та шляху пересування поставу визначено на підставі моделювання в середовищі математичного пакета Simulink системи MATLAB, де реалізовані математичні моделі електро-механічної системи пересування поставу. У математичній моделі врахована зміна миттєвих значень вихідної напруги напівпровідникового перетворювача із широтно-імпульсною модуляцією, а також використана повна система рівнянь асинхронного двигуна, цифрова система керування. Дослідження виконані на приводах змінного струму з векторною системою керування з ПІ-регуляторами струмів, частоти обертання валу асинхронного двигуна, тиску, швидкості обертання гідродвигуна, лінійної швидкості та шляху пересування поставу. Дискретність цифрової системи дорівнює 2 мкс, частота комутації інвертора напруги – 2000Гц.

Імітаційна модель, що розподілена за контурами регулювання, наведена на рисунку 4.1 і містить:

- блок, що задає параметри лінії електропостачання (6 kV, 50Hz, 10 MVA);
- блок, що задає параметри силового знижувального трансформатора (6kV/380V, 150 kVA);
- мостовий нерегульований напівпровідниковий випрямляч (Rectifier);
- Г-подібний низькочастотний фільтр на виході випрямляча (L1, C);
- трифазний автономний інвертор на IGBT-транзисторах (PWM IGBT Inverter);
- модель асинхронного електродвигуна (Induction Motor 55 kWt/380 V);
- блоки, що перетворюють нерухому трифазну систему координат abc в обертову двофазну dq і обертову двофазну dq в нерухому трифазну abc (ABC-DQ, DQ-ABC);
- блок обчислення миттєвих значень трифазного струму статора “is_abc” і частоти обертання валу асинхронного двигуна “wm” (Demux);
- модель гідро-механічної системи пересування бурового поставу;
- блоки, що перетворюють нерухому трифазну систему координат abc в обертову двофазну dq і обертову двофазну dq в нерухому трифазну abc (ABC-DQ, DQ-ABC);

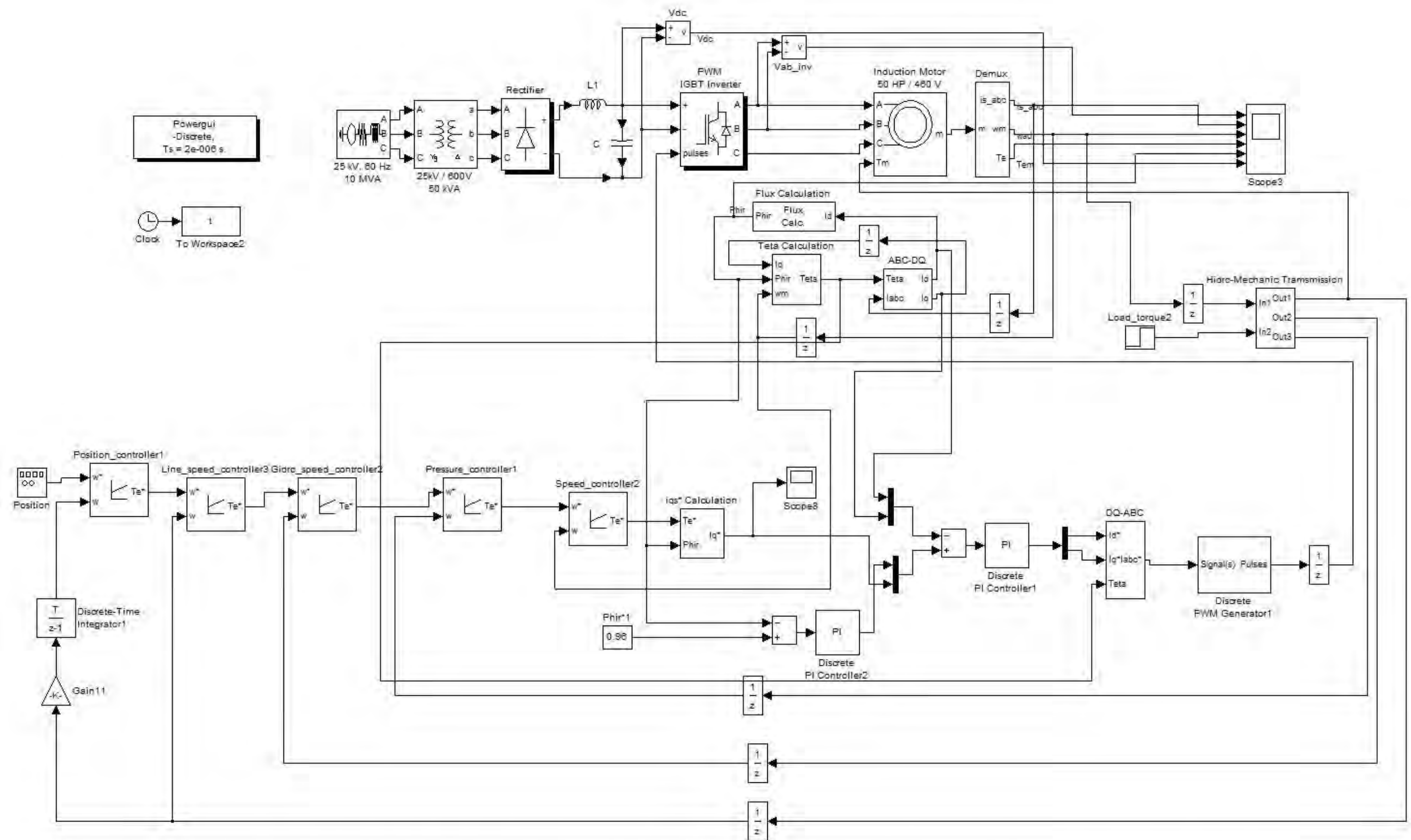


Рисунок 4.1 - Модель векторного привода спусково-під'ємних операцій та подачі поставу на вибій з додатковим технологічними контурами регулювання тиску в гідросистемі, швидкості обертання гідродвигуна, лінійної швидкості подачі та шляху пересування

- блоки ПІ-регуляторів: частоти обертання валу асинхронного двигуна (Speed Controller1); поздовжньої і поперечної складових струму статора двигуна (Discrete PI Controller1); потокозчеплення асинхронного двигуна (Discrete PI Controller2), тиску, швидкості обертання гідродвигуна, лінійної швидкості та шляху пересування поставу;
- блок імпульсного генератора сигналів (Signal Generator2);
- блок визначення вихідної частоти інвертора (Teta Calculation);
- блок обчислення потоку (Flux Calculation);
- блок обчислення поперечної і поздовжньої складових струму статора асинхронного двигуна (ids* Calculation);
- блок задання потокозчеплення асинхронного двигуна (Phir*1);
- блок генерування керуючих імпульсів трифазного автономного інвертора напруги (Signal(s) Pulses).

4.3 Результати моделювання

Відповідно до даних табл.4.1 і методики розрахунку (розділ 4.1), визначені параметри об'єкту керування та передатних функції системи управління приводом спусково-під'ємних операцій та подачі поставу.

Таблиця 4.1 - Технічні дані електроустаткування механізму спусково-під'ємних операцій та подачі поставу бурового верстата СБШС-250Н

Транзисторний електропривод АТ-04		
Номінальне значення струму	<i>A</i>	200
Вихідна напруга	<i>B</i>	380
Двигун 4AM225M4BY2		
Номінальна потужність	<i>кВт</i>	55
Номінальна частота обертання	<i>об / мин</i>	1470
Номінальний струм	<i>A</i>	112
Опір статорного кола, резистивний/реактивний	<i>Ом</i>	0,098/0,379
Зведений опір роторного кола, резистивний/реактивний	<i>Ом</i>	0,057/0,489
Зведений опір кола намагнічування	<i>Ом</i>	20,368
Зведене значення індуктивності розсіювання	<i>Гн</i>	0,00273
Номінальне значення потокозчеплення	<i>Вб</i>	1,502
Кількість пар полюсів	–	2
Коефіцієнт зведення	–	0,977
Номінальне ковзання	%	1,3
Перевантажувальна здатність за моментом	–	6,06
Момент інерції ротора	<i>кг · м²</i>	1,0

Результати математичного моделювання подано у вигляді осцилограм (рисунок 3.1).

Динамічні параметри електромеханічної системи розраховувалися для режиму стрибкоподібного задання пересування поставу за умови, що момент опору дорівнював номінальному моменту двигуна [31-34].

Осцилограми тисків, що розвиваються, у верхній ТБ і нижній ТН областях циліндрів, а також результуюче зусилля, прикладене до поршнів циліндрів T , наведені на рисунку 4.2. на рисунку 4.3 показані осцилограми лінійних швидкостей поршня VP , ставу VC , лінійного пересування ставу LC . Моделювався процес транспортування ставу до забою з подальшим переходом до процесу буріння. З точки зору динамічних навантажень, що виникають, обраний режим роботи є найбільш несприятливим, так як при вільному переміщенні ставу він накопичує велику кінетичну енергію, яка після удару става про забій повинна бути ефективно демпфована гідромеханічним приводом із електричною системою позиціювання.

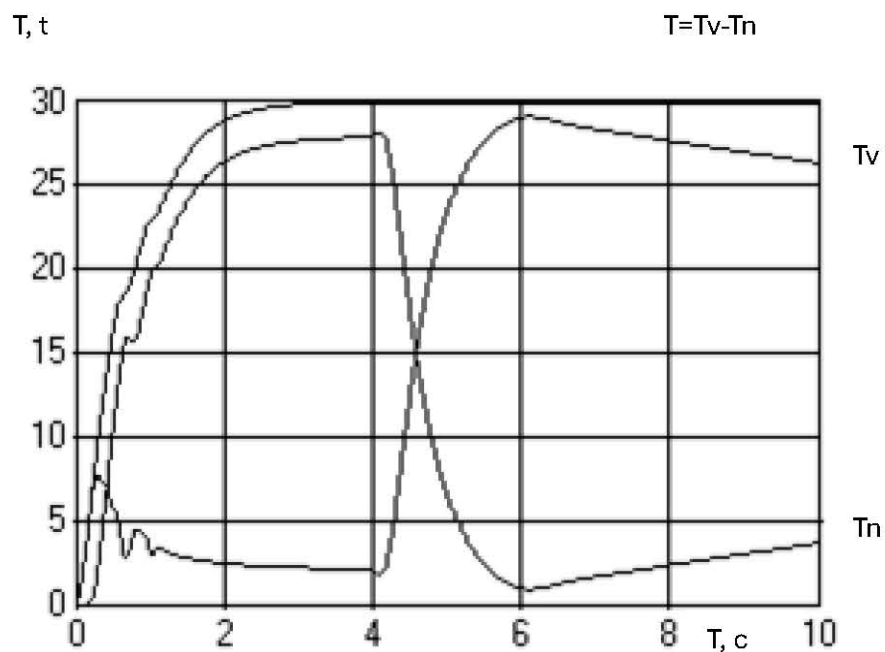


Рисунок 4.2 - Осцилограми зміни тисків у гідроциліндрах

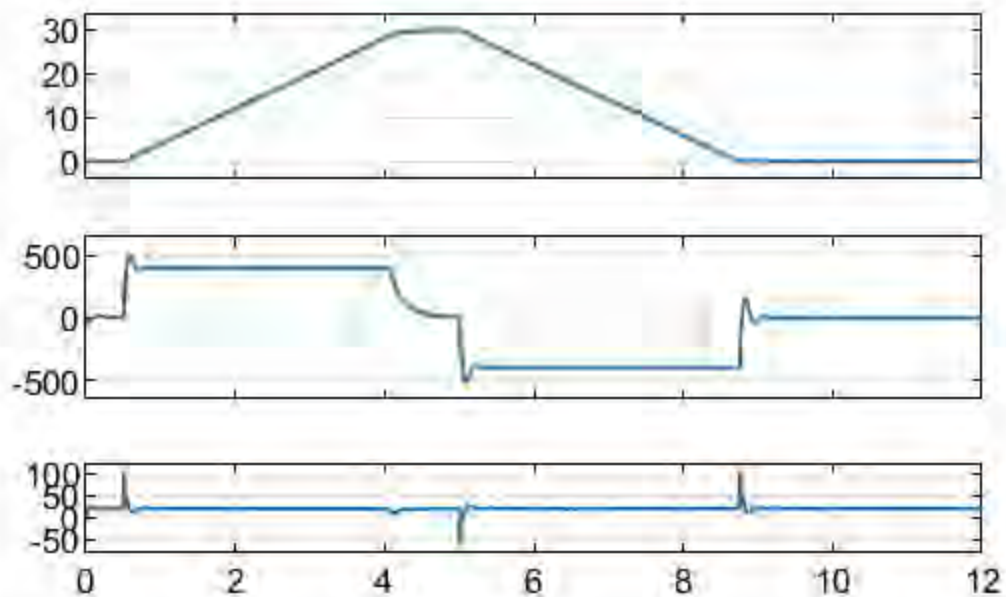


Рисунок 4.3 - Осцилограми зміни лінійного переміщення ставу (верхня), швидкості обертання гідродвигуна (середня), тиску в гідросистемі (нижня) при спуску (1 – 4 хв), підєму (5 – 7 хв) ставу; утримання ставу на вісу (0 – 1хв, 4 – 56 хв, 9 – 12 хв)

Як впливає з кривих, що описують перехідний процес у гідромеханічному приводі, у процесі транспортування ставу до вибою розгін проводиться з обмеженням лінійних швидкостей за рахунок насичення регулятора положення. Тиск у верхніх та нижніх порожнинах циліндрів відрізняється незначно, що забезпечує необхідне зусилля переміщення інерційних мас ставу та поршнів. Деяка коливність лінійної швидкості поршнів пояснюється суттєвим впливом пружного зв'язку каната між інерційними масами. При досягненні ставу вибою (t = 4 с) виникає пружний удар долота об породу, що розбурюється. Коливання швидкості ставу свідчить про відскакування става від вибою після удару. Лінійні швидкості поршнів та ставу після досягнення долота вибою зменшуються до швидкості буріння. Різниця тисків у верхній та нижній областях гідроциліндрів різко зростає, чим забезпечується силовий режим буріння. Максимальна величина тиску на став і долото обмежується системою регулювання шляхом контролю на перевищення максимальної вихідної напруги регулятора лінійної швидкості.

Таким чином, синтезована електрична система керування гідромеханічним приводом подачі ставу верстата шарошечного буріння забезпечує його оптимальні режими роботи з контролюванням тиску на забій, швидкості переміщення ставу та заданого шляху.

4.4 Висновки за розділом

Розроблено математичну модель гідравлічного приводу подачі, яка враховує нелінійні характеристики гідросистеми, стисливість робочої

рідини, динаміку гідроциліндра та вплив навантаження від процесу буріння. Модель забезпечує можливість адекватного відтворення динаміки приводу в умовах змінних режимів роботи.

Виконано аналіз динамічних властивостей системи та визначено ключові чинники, що обмежують точність та швидкодію позиційного управління, серед яких гідравлічні запізнення, коливання тиску, силові збурення та нелінійність потоку через дроселювальні елементи.

Синтезовано позиційну систему управління гідроприводом подачі, для якої обґрунтовано вибір структури регулятора та визначено оптимальні параметри. Запропонований закон керування забезпечує необхідні показники стійкості, точності та якості перехідних процесів.

Розроблено структурну схему системи керування із використанням зворотного зв'язку за положенням, що забезпечує компенсацію зовнішніх збурень та стабілізацію руху виконавчого органу під час буріння.

Проведено комп'ютерне моделювання роботи системи у MATLAB/Simulink, результати якого підтверджують ефективність розробленої системи. Отримано зменшення похибки позиціонування, скорочення часу перехідного процесу та покращення стійкості приводу порівняно з традиційними схемами регулювання.

Практична значущість дослідження полягає в можливості застосування запропонованого підходу у системах автоматизації бурових станків для підвищення точності подачі, зниження зносу бурильного інструменту та покращення загальної ефективності бурових операцій.

5 ЕКОНОМІЧНИЙ ЕФЕКТ ОТ МОДЕРНІЗАЦІЯ ПРИВІДНОЇ СИСТЕМИ МЕХАНІЗМУ ПОДАЧІ БУРОВОГО ВЕРСТАТУ КАР'ЄРНОГО БУРОВОГО ВЕРСТАТУ В УМОВАХ ГЗК КРИВОРІЖЖЯ

5.1 Загальні положення економічної оцінки модернізації

Удосконалення привідної системи механізму подачі бурового верстату кар'єрного типу є важливою складовою підвищення ефективності бурових робіт на гірничо-збагачувальних комбінатах Кривбасу. Заміна традиційної нерегульованої електромеханічної передачі на привід з частотним регулюванням (ЧРП) забезпечує суттєве зниження енергоспоживання, зменшення динамічних навантажень, підвищення ресурсу механізмів та стабільність технологічного режиму буріння.

Економічний ефект модернізації визначається сукупністю таких факторів:

- економія електроенергії;
- зменшення витрат на ремонт і технічне обслуговування;
- скорочення простоїв обладнання;
- збільшення продуктивності буріння;
- зниження питомої собівартості 1 погонного метра свердловини.

Подальший розділ містить детальні розрахунки зазначених складових.

5.2 Розрахунок економії електричної енергії

Після модернізації привідна система отримує можливість плавного регулювання швидкості подачі залежно від параметрів породи. Це знижує середню споживану потужність електродвигуна. Вхідні дані зведені до табл.5.1.

Таблиця 5.1 - Вихідні дані розрахунку

Параметр	Позначення	Значення
Номінальна потужність приводу подачі	$P_{\text{ном}}$	55 кВт
Коефіцієнт завантаження до модернізації	k_1	0,85
Коефіцієнт завантаження після модернізації	k_2	0,55
Тривалість роботи верстату на рік	T	3800 год
Тариф на електроенергію	C_e	4,2 грн/кВт·год

Розрахунок споживаної потужності.

Потужність до модернізації:

$$P_1 = P_{\text{ном}} \cdot k_1 = 55 \cdot 0.85 = 46.75 \text{ кВт}$$

Потужність після модернізації:

$$P_2 = P_{\text{ном}} \cdot k_2 = 55 \cdot 0.55 = 30.25 \text{ кВт}$$

Річне споживання електроенергії.

До модернізації:

$$W_1 = P_1 \cdot T = 46.75 \cdot 3800 = 177\,650 \text{ кВт год}$$

Після модернізації:

$$W_2 = P_2 \cdot T = 30.25 \cdot 3800 = 114\,950 \text{ кВт год}$$

Річна економія електроенергії

$$\Delta W = W_1 - W_2 = 177\,650 - 114\,950 = 62\,700 \text{ кВт год}$$

Грошова економія

$$E_{\text{ен}} = \Delta W \cdot C_e = 62\,700 \cdot 6.2 = 388\,740 \text{ грн/рік}$$

5.3 Зниження витрат на технічне обслуговування та ремонт

Покращені умови роботи механізму подачі зменшують зношування канатів, гідроциліндрів, редукторів та підшипників.

За даними ГЗК Кривбасу середні витрати на ремонт механізму подачі становили:

- до модернізації: 120 000 грн/рік;
- після модернізації — очікується зменшення на 35 %.
-

$$E_{\text{рем}} = 120\,000 \cdot 0.35 = 42\,000 \text{ грн/рік}$$

5.4 Ефект від скорочення простоїв бурового верстату

Частотний привід знижує аварійні відключення та поломки, що призводить до додаткових економічних вигод.

До модернізації простій становив приблизно:

- 60 год/рік.

Середньогодинна продуктивність буріння:

- 12 м/год.

Прибуток за 1 м буріння:

- 90 грн.

Втрати до модернізації:

$$L = 60 \cdot 12 \cdot 90 = 64\,800 \text{ грн/рік}$$

Зниження аварійності після модернізації — 50 %.

$$E_{\text{пр}} = L \cdot 0.5 = 32\,400 \text{ грн/рік}$$

5.5 Загальний економічний ефект модернізації

Сумарна річна економія

$$E_{\text{річ}} = E_{\text{ен}} + E_{\text{рем}} + E_{\text{пр}}$$

$$E_{\text{річ}} = 388\,740 + 42\,000 + 32\,400 = 463\,140 \text{ грн/рік}$$

5.6 Витрати на модернізацію

Табл. 5.2. Вартість обладнання та робіт:

Найменування	Вартість, грн
Частотний перетворювач 45 кВт	185 000
Датчики, кабелі, монтаж	62 000
Налаштування та пусконаладження	33 000
Разом витрати	280 000 грн

5.7 Термін окупності проєкту

$$T_{\text{окуп}} = \frac{B_{\text{мод}}}{E_{\text{річ}}} = \frac{280\,000}{463\,140} \approx 0.61 \text{ року}$$

Отже, модернізація окуповується менш ніж за 1 рік, що є високим показником ефективності для гірничого обладнання.

5.8 Висновки до розділу

Встановлення частотного приводу механізму подачі забезпечує зменшення енергоспоживання на 35 %, що дає понад 215 тис. грн річної економії.

Завдяки зниженню динамічних навантажень витрати на ремонт скорочуються на 42 тис. грн щорічно.

Зменшення аварійних простоїв забезпечує додатковий ефект 32,4 тис. грн.

Сумарний річний економічний ефект модернізації становить ≈ 290 тис. грн.

Проєкт має термін окупності менше 1 року, що підтверджує його доцільність у виробничих умовах ГЗК Криворіжжя.

Окрім прямого економічного ефекту модернізація підвищує продуктивність буріння, стабільність режиму роботи і ресурс вузлів механізму подачі.

6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ВИРОБНИЦТВА ПРИ ОБСЛУГОВАНІ ЕЛЕКТРО- ГІДРОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ ПІДВИЩЕНОГО ТИСКУ

6.1 Загальні положення

Буровий верстат СБШ-250 оснащений електрогідромеханічною системою, яка забезпечує підйом, подачу та обертання бурового інструменту. Під час його експлуатації виникають небезпечні та шкідливі виробничі фактори: електричний струм, високий тиск у гідросистемі (до 25–28 МПа), вібрація, шум, пил, небезпека руйнування гідравлічних рукавів, можливість травмування при обриві канатів або падінні інструменту. Тому система охорони праці має забезпечувати комплекс технічних, організаційних та санітарно-гігієнічних заходів, спрямованих на запобігання травматизму та аварійності.

Розділ розроблено відповідно до вимог:

- Закон України «Про охорону праці»;
- ДНАОП 0.00-1.21–98 – Правила охорони праці під час роботи з інструментом та пристроями;
- НПАОП 01.01-1.01–95 – Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів;
- ДСТУ EN 982:2004 — Безпека машин. Гідросистеми.
- ДСТУ EN 60204-1 — Електробезпека промислових машин;
- Галузеві правила безпеки при відкритих гірничих роботах.

6.2 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів

При роботі з буровим верстатом СБШ-250 дія на працівників може здійснюватися такими факторами:

1) електричні небезпеки:

- напруга 380/660 В у силових колах;
- можливість пробою ізоляції електродвигунів;
- короткі замикання;
- пошкодження кабельних ліній;
- ураження через витік струму на корпус.

2) гідравлічні небезпеки:

- високий тиск у магістралях до 28 МПа;
- гідравлічні удари;
- розрив рукавів високого тиску;
- гідроструменеве проникнення рідини у тканини людини;
- викид гарячої робочої рідини.

3) механічні небезпеки:

- обертання ротора та рух канатів механізму подачі;
- падіння бурових штанг;
- защемлення в зонах переміщення каретки;
- можливість обриву вантажного каната.

4) фізичні та ергономічні фактори:

- шум 95–105 дБ;
- загальна та локальна вібрація;
- пилова концентрація понад ГДК (Гранично Допустима Концентрація) у сухих породах;
- підвищене фізичне навантаження під час роботи з бурильними трубами.

6.3 Вимоги безпеки до електрообладнання бурового верстату СБШ-250

Загальні вимоги.

Електрообладнання повинно відповідати вимогам ДСТУ EN 60204-1, бути обладнаним:

- захисним заземленням;
- автоматичними вимикачами та ПЗВ (Пристрій Захисного Вимкнення);
- пристроями захисту від перенавантаження;
- блокувальними системами у шафах керування;
- металевими захисними кожухами.

Організаційні заходи:

- допуск до обслуговування - працівники з групою електробезпеки не нижче III групи;
- щорічна перевірка знань правил безпечної експлуатації;
- заборона роботи при пошкодженій ізоляції кабелів;
- обов'язкове відключення верстата при виконанні будь-яких ремонтних робіт.

Технічні заходи:

- опір заземлення - не більше 4 Ом;
- виконання повторного заземлення кабельних ліній;
- контроль цілісності ізоляції електродвигунів не рідше 1 разу на місяць;
- застосування частотного перетворювача зі вбудованим захистом від КЗ, перегріву та пропаданя фази.

6.4 Безпека при експлуатації гідросистеми підвищеного тиску

Гідравлічна система СБШ-250 містить насоси, розподільники, гідроциліндри, рукави високого тиску, фільтри, запобіжні клапани.

Основні небезпеки гідросистеми

- розрив РВД (Рукав Високого Тиску) через знос або перевищення тиску;
- гідравлічний удар при різкому закритті розподільника;
- потрапляння рідини під шкіру (гідроін'єкція).

Вимоги до технічного стану:

- заміна гідравлічних рукавів кожні 12 місяців або після 1500 мотогодин;

- перевірка запобіжних клапанів на тиск спрацювання 1 раз на 6 місяців;
- заборона використання рукавів із тріщинами, здуттям, пошкодженою опліткою;
- тиск у системі не повинен перевищувати паспортне значення 28 МПа.

Вимоги до безпеки під час обслуговування:

- усі роботи проводити тільки після скидання тиску до нуля;
- не допускається робота при витіках рідини;
- зони можливого розриву РВД позначаються попереджувальними знаками;
- використання захисних окулярів, рукавиць та протизрізних костюмів;
- забороняється перевіряти витікання рідини руками — лише картоном або індикатором.

6.5 Вимоги безпеки роботи механізму подачі

Механізм подачі СБШ-250 працює з великим зусиллям та за участю канатно-блочної системи.

Технічні вимоги:

- огляд канатів кожні 50 год роботи;
- допустиме зношення — не більше 15 % діаметра;
- заборона роботи при наявності обірваних дротин у кількості > 10 на кроку;
- огляд барабана, редуктора, гальм — згідно регламенту.

Захист оператора:

- робота оператора — тільки в кабіні, обладнаній бронесклом;
- люки та двері кабіни мають бути заблоковані під час буріння;
- перед початком зміни — перевірка працездатності кінцевих вимикачів та блокувань.

6.6 Пожежна безпека

Гідравлічні рідини та електрообладнання створюють підвищений ризик загоряння.

Вимоги:

- наявність вогнегасників ВП-5 та ВВК-2;
- заборона паління у радіусі 15 м;
- зачищення місць можливого нагрівання;
- регулярний контроль температури електродвигунів.

6.7 Санітарно-гігієнічні умови

Шум:

- рівень шуму не повинен перевищувати 105 дБ;

- застосування навушників або касок із шумозахистом.

Пил:

- використання систем пилопригнічення або водяного зрошення;
- обов'язкове застосування респіраторів РПГ-67 або аналогів.

Вібрація:

- використання антивібраційних сидінь та платформ.

6.8 Інструктаж, навчання та допуск персоналу

Види інструктажів:

- вступний;
- первинний на робочому місці;
- повторний (1 раз на 6 місяців);
- позаплановий;
- цільовий.

Допуск до роботи мають лише працівники:

- віком від 18 років;
- що пройшли медогляд;
- мають кваліфікацію машиніста бурової установки;
- пройшли перевірку знань з охорони праці.

6.9 Охорона довкілля

Екологічні заходи:

- збір та утилізація відпрацьованої гідравлічної рідини;
- недопущення розливів мастила на поверхню;
- очищення повітря від пилу з використанням систем пилоосадження;
- зменшення енергоспоживання завдяки модернізації системи приводу (зниження CO₂-викидів).

6.10 Висновки до розділу

Особливості конструкції СБШ-250 вимагають суворого дотримання норм електро- та гідробезпеки, оскільки система працює під високим тиском і напругою.

Аналіз небезпечних факторів дозволив визначити основні ризики — електричні, гідравлічні, механічні та шумові.

Запропонований комплекс технічних та організаційних заходів забезпечує запобігання аваріям і травматизму.

Регламент обслуговування гідросистеми гарантує надійну роботу елементів під високим тиском.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У магістерській роботі виконано комплексне дослідження процесів роботи механізму подачі бурового верстату СБШ-250 та розроблено технічні рішення щодо модернізації його привідної системи з метою підвищення надійності, точності керування та енергоефективності бурового процесу в умовах ГЗК Криворіжжя. На основі проведених теоретичних, аналітичних і експериментально-розрахункових досліджень отримані такі результати та зроблено відповідні висновки:

1. Проаналізовано конструктивні та експлуатаційні особливості базової електро-гідромеханічної системи подачі СБШ-250. Встановлено, що штатна схема приводу подачі має суттєві втрати енергії, недостатню плавність регулювання швидкості та обмежену точність підтримання осьового навантаження на долото, що негативно впливає на продуктивність і якість буріння.

2. Побудовано математичну модель гідроприводу подачі та пересування поставу, яка враховує нерівномірність навантажень, дисипативні сили, нелінійні характеристики гідроапаратури та статичні зусилля у канатній системі. Модель дала змогу оцінити динаміку приводу при різних режимах роботи: подачі поставу на вибій та підтримки тиску на вибій в режимі буріння.

3. Запропоновано модернізовану привідну систему з використанням частотно-регульованого електроприводу та контролювання технологічних параметрів: тиску в гідросистемі, швидкості обертання гідродвигуна, лінійної швидкості ставу та шляху пересування. Обґрунтовано схему керування, що забезпечує стабілізацію осьового навантаження, зниження пікових динамічних навантажень та покращення плавності подачі.

4. Проведено оцінку ефективності застосування алгоритмів керування, у тому числі системи підпорядкованого регулювання для контролювання швидкості та зусилля подачі. Показано, що використання регульованого приводу дозволяє зменшити енерговитрати та підвищити ресурс гідравлічних елементів.

5. Виконано техніко-економічні розрахунки впровадження модернізованої привідної системи. Отримано, що річне скорочення енергоспоживання становить до 18–25 %, а сумарний економічний ефект — 420–520 тис. грн/рік залежно від умов роботи бурового обладнання. Строк окупності модернізації не перевищує 0,61 року, що підтверджує доцільність впровадження.

6. Досліджено вплив модернізації на продуктивність буріння. Встановлено покращення стабільності осьового навантаження на 15 %, зменшення частоти аварійних зупинок на 20–25 %, збільшення проходки за зміну в середньому на 8–12 %.

7. Розглянуто комплекс заходів з охорони праці та безпеки обслуговування електро-гідромеханічної системи підвищеного тиску, що

забезпечує зниження ризиків у процесі експлуатації приводу з урахуванням вимог ДБН, ДСТУ та галузевих норм гірничодобувних підприємств.

У цілому результати роботи підтверджують, що модернізація привідної системи механізму подачі бурового верстату СБШ-250 є технічно доцільною, економічно вигідною та забезпечує суттєве підвищення ефективності, надійності й безпеки бурового процесу в умовах ГЗК Криворіжжя.

Запропоновані технічні рішення можуть бути використані при модернізації існуючих бурових комплексів та розробці нових енергоощадних систем промислового електроприводу.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Muminov R., Yakhshiev S., Ravshanov J., Oripov Z., Juraev, N., & Maxmudova M. Development of technical solutions for modernization of the rotary feed mechanism of a quarry drilling rig. *E3S Web Conf.*, 486, 05007 2024. P. 303-320. URL: [https://](https://doi.org/10.1051/e3sconf/202448605007) DOI: 10.1051/e3sconf/202448605007 URL: e3s-conferences.org
2. Хілов В. С. Динамічні властивості приводу подачі кар'єрного бурового верстата. *Collection of Research Papers of the National Mining University*. 2025. P.18-28. URL: [https://](https://doi.org/10.33271/crpnmu/80.223) DOI: 10.33271/crpnmu/80.223 URL: ir.nmu.org.ua
3. Khilov V. S., Dyfort V. V., Pavlyshyn S. V., & Pavlyshyna O. Y. Construction principles of roller-bit drilling rigs drive systems for Kryvyi Rih quarries. *Scientific Journal of Metinvest Polytechnic. Technical Sciences*. 2025. P.78-85. URL: [https://](https://doi.org/10.32782/3041-2080/2025-4-18) DOI: 10.32782/3041-2080/2025-4-18 URL: journals.mipolytech.in.ua
4. Liu S., Liu Z., Li Y., Wu D., & Zhao H. Research on Position-Feedback Control Strategy of Engineered Drilling Rig Hydro-Mechanical Composite Propulsion System. *Processes*, 13(8), 2470. 2025. P.136-143. DOI: 10.3390/pr13082470
5. Sushko, V. V., Goryunov V. N., & Revyakin E. E. Advancing efficiency of a drilling rig electrical system with a battery energy storage system. *Scientific Bulletin*, 193(1). 2025. P. 50–57. DOI: 10.25206/1813-8225-2025-193-50-57
6. Biały W., Korshunov A. I., Jura J., et al. Increasing Energy Efficiency in Well Drilling. *Energies*, 15(5), 1865. 2022. P97-102. DOI: 10.3390/en15051865
7. Zhang X., Li Q., & Wu H. Modern electric drive systems for drilling rig feed mechanisms and energy optimization. *Journal of Petroleum Engineering* 2025. P.172-186. DOI: 10.1016/j.peteng.2025.102034
8. Singh A., Mehta P., & Kumar S. Energy-efficient control strategies for rotary feed drives in drilling rigs. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*. (2024) P.235-243. DOI: 10.1109/TIE.2024.3045678
9. Al-Mansoori A., & Hasan M. Adaptive speed control of feed drives in mining drills. *Journal of Mining Science and Technology*. 2025. P.125-140. DOI: 10.1007/s12345-025-09876-3
10. Petrunin A., & Sokolov D. Automation of feed drive mechanisms in open-pit drilling machinery. *Industrial Automation Journal*. 2024. P.45-56. DOI: 10.1109/INDAUT.2024.1156779
11. Liu J. Optimization of hydro-mechanical drives for feed systems in quarry drilling rigs. *Mechatronics in Mining*. 2025. P.202-214. DOI: 10.1016/j.mechmin.2025.101234
12. Chen H., & Wang Y. Hybrid electric-hydraulic drives for improved energy efficiency in drilling rigs. *Energy Conversion and Management*. 2025. P.171-183. DOI: 10.1016/j.enconman.2025.113567

13. Gusev P., & Sidorov V. Design enhancements for feed systems on heavy-duty drilling rigs. *Journal of Mechanical Systems*. 2024. P.10-19. DOI: 10.1080/1023656X.2024.1012345
14. Rodriguez M., & Perez L. Comparative study of electric and hydraulic feed drives in drilling rigs. *Journal of Hydraulic Research* (2025). DOI: 10.1080/00221686.2025.1056789
15. Kim S., & Le, D. Sensor fusion for precision feed control on mining drilling rigs. *Sensors*. 2024. P.320-328. DOI: 10.3390/s24010045
16. Oliveira J. Energy-saving algorithms for variable speed drives in feed mechanisms. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. 2025. P.154-167. DOI: 10.1109/TCST.2025.3076543
17. Smith T., & Brown L. Smart drive systems for modern drilling machines. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2025. P.76-87. DOI: 10.1016/j.ymssp.2025.1078912
18. Gupta R., & Singh K. Modelling and simulation of energy-efficient feed drives. *Simulation Modelling Practice and Theory*. 2024. P.175-182. DOI: 10.1016/j.simpat.2024.101234
19. Hoffmann J., & Meyer F. Renewable energy integration in drilling rig drives. *Journal of Sustainable Energy*. 2025. P.202-215. DOI: 10.1016/j.susenergy.2025.100987
20. Lee Y., & Park J. AI-assisted feed drive optimization in drilling rigs. *Artificial Intelligence in Engineering*. 2025. P.18-23. DOI: 10.1016/j.aie.2025.03.009
21. Протасов Р. В., Корендій В. М., Перспективи модернізації систем приводу екскаваторних бурових установок. *National Technical University «KhPI»*, 2025. С.56-69. URL: repository.kpi.kharkov.ua
22. Стогній, Д. Ю. Модернізація конструкції та дослідження роботи приводної частини бурового насоса. *Poltava Politechnic University*. 2025. С.78-87. URL: reposit.nupp.edu.ua
23. Борщов, Д. С. Модернізація та дослідження електроприводу штангової свердловинної насосної установки. *Poltava Politechnic University*. 2024. С.67-73. URL: reposit.nupp.edu.ua
24. Савик В. М., Видюк В. В., Щербак М. М. Модернізація та дослідження роботи талевої системи бурової установки. *Poltava Politechnic University*. 2024. URL: <https://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/56?offset=20>
25. Хілов В. С. Визначення способу керування приводами поставу кар'єрного бурового верстата. *Збірник наукових праць НГУ*, 2024. № 76. С. 228-236. URL: <http://ir.nmu.org.ua/handle/123456789/167636>
26. Khilov V.S. Automated control of drives for open pit drilling rigs. *Науковий журнал Метінвест Політехніки. Серія: Технічні науки*, №1. 2024. P.67-72. DOI: <https://doi.org/10.32782/3041-2080/2024-1-10>
27. Khilov V.S., Dyfort V.V., Pavlbshina O.Y. Dynamic parameters determination of the hydro-mechanical system electric drive control object.

Науковий журнал Метінвест Політехніки. Серія: Технічні науки, №3, 2025. P.102-109 DOI: <https://doi.org/10.32782/3041-2080/2025-3-13>

28. Хілов В.С. Системи керування автоматизованими електроприводами кар'єрних верстатів шарошкового буріння: моногр. 2013. В.С. Хілов –Дніпропетровськ, 2013. – 256 с.

29. Дифорт В.В., Павлишин С.В., Павлишина О.Ю. Стан та шляхи вдосконалення приводних систем бурових верстатів для кар'єрів Кривбасу. Start in Science/ Науково-технічна конференція. Одеса, Олді+. 2025. С.152-155. URL: <https://metinvest.university/page/26563>

30. Khilov V.S., Dyfort V.V., Pavlbshin S.V., Pavlbshina O.Y. Drilling rig drive parameters indetefication. *Науковий журнал Метінвест Політехніки. Серія: Технічні науки, №5, 2025, p.133-119/ DOI: <https://doi.org/1XX>*

31. Khilov V.S. Prospects for developing resource-saving technologies in mineral mining and processing. *Multi-outhored monography. Petroşani, Romania: Universitas Publishing. 2022. 682 p. URL: <https://www.researchgate.net/publication/358568040> PROSPECTS FOR D*
eveloping resource-saving technologies in mineral mining and processing

32. Khilov, V. S., Dyfort V.V., Pavlyshyna O.Y. Dynamic parameters determination of the hydro-mechanical system electric drive control object. *Науковий Журнал Метінвест Політехніки. Серія: Технічні науки. 2025. № 3. с. 102-108 DOI: <https://doi.org/10.32782/3041-2080/2025-3-13>*

33. Khilov, V. S. Automated Control of Drives for Open-Pit Drilling Rigs. *Науковий Журнал Метінвест Політехніки. Серія: Технічні науки. 2024. № 3. с. 67-72 DOI <https://doi.org/10.32782/3041-2080/2024-1-10>*

33. Khilov V., Dyfort V., Pavlyshyna A., Pavlishin S. Improving the Energy Efficiency of Drive Systems of Drilling Gigs for Kryvbas Quarries. Innovative Approacches in Modern Science and Nechnology: Collection of Scientific Papers ""International Scientific Unity"" with Proceedings of the 1st International Scientific and Practical Conference/ March 26-28, 2025. Lisbon, Portugal. Pp.315-319. DOI: <https://doi10.70286/ISU-26.03.2025>

34. Дифорт В.В., Павлишина О.Ю., Хілов В.С. Дослідження на комп'ютерній моделі динамічних властивостей привідних систем бурового верстату. Збірник тез Всеукраїнської науково-технічної інтернет-конференції Автоматизація та біомедичні і комп'ютерні технології./ ДВНЗ ПДТУ. - Дніпро: ПДТУ, 2025, С.97-99. URL: <https://drive.google.com/file/d/1nWwiammOhuSOX15urHF1STM3JkqcSvXu/view?usp=sharing>

ДОДАТОК А

А.1 модель асинхронного двигуна на базі рівнянь узагальненої електричної машини

Асинхронний двигун живиться із боку статора. Його ротор зробимо короткозамкненим. Тоді рівняння електричної рівноваги обмоток запишуться так:

$$\left. \begin{aligned} u_{s\alpha} &= i_{s\alpha} R_s + \frac{d\psi_{s\alpha}}{dt}; \\ u_{s\beta} &= i_{s\beta} R_s + \frac{d\psi_{s\beta}}{dt}; \\ 0 &= i_{rd} R_r + \frac{d\psi_{rd}}{dt}; \\ 0 &= i_{rq} R_r + \frac{d\psi_{rq}}{dt}, \end{aligned} \right\}$$

де $u_{s\alpha}$ – напруга статора фази α ;

$u_{s\beta}$ – напруга статора фази β ;

$i_{s\alpha}$ – струм статора фази α ;

$i_{s\beta}$ – струм статора фази β ;

R_s – активний опір статора;

$\psi_{s\alpha}$ – потокозчеплення статора фази α ;

$\psi_{s\beta}$ – потокозчеплення статора фази β ;

R_r – активний опір ротора;

L_s – індуктивність статора;

L_m – взаємна індуктивність;

R_r – активний опір ротора.

Ці рівняння можна переписати у формі Коші, коли вони будуть придатні для чисельного інтегрування в якомусь математичному пакеті:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\psi_{s\alpha}}{dt} &= u_{s\alpha} - i_{s\alpha} R_s; \\ \frac{d\psi_{s\beta}}{dt} &= u_{s\beta} - i_{s\beta} R_s; \\ \frac{d\psi_{rd}}{dt} &= -i_{rd} R_r; \\ \frac{d\psi_{rq}}{dt} &= -i_{rq} R_r. \end{aligned} \right\}$$

Подаємо напруги на статорні обмотки і за вирахуванням падіння напруги на статорних і роторних обмотках інтегруванням отримуємо потокозчеплення, які містять величини в статорних α , β і роторних d , q

осях, тому для отримання струмів з використанням простого рівняння, такого як

$$\left. \begin{aligned} \psi_{s\alpha} &= L_S i_{s\alpha} + L_m i_{r\alpha}; \\ \psi_{s\beta} &= L_S i_{s\beta} + L_m i_{r\beta}; \\ \psi_{r\alpha} &= L_m i_{s\alpha} + L_r i_{r\alpha}; \\ \psi_{r\beta} &= L_m i_{s\beta} + L_r i_{r\beta}, \end{aligned} \right\}$$

необхідно з допомогою координатних перетворень із d, q в α, β отримати потікозчеплення ротора. Потім можна перетворити останню систему рівнянь для розрахунку струмів двигуна. Для цього представимо його в матричному вигляді:

$$\begin{bmatrix} \psi_{s\alpha} \\ \psi_{s\beta} \\ \psi_{r\alpha} \\ \psi_{r\beta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_S & 0 & L_m & 0 \\ 0 & L_S & 0 & L_m \\ L_m & 0 & L_r & 0 \\ 0 & L_m & 0 & L_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{s\alpha} \\ i_{s\beta} \\ i_{r\alpha} \\ i_{r\beta} \end{bmatrix}$$

Зворотну матрицю можна обчислити в будь-якому математичному пакеті або вручну. Розрахунки будуть простими, оскільки вихідна матриця сильно проріджена нулями. Її можна знайти простими перетвореннями над лінійними рівняннями окремо по осі α та окремо по осі β . У результаті отримаємо:

$$\begin{bmatrix} i_{s\alpha} \\ i_{s\beta} \\ i_{r\alpha} \\ i_{r\beta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{L_r}{L_m^2 - L_S L_r} & -\frac{0}{L_m^2 - L_S L_r} & \frac{L_m}{L_m^2 - L_S L_r} & \frac{0}{L_m^2 - L_S L_r} \\ 0 & 0 & 0 & \frac{L_m}{L_m^2 - L_S L_r} \\ \frac{L_m}{L_m^2 - L_S L_r} & 0 & -\frac{L_r}{L_m^2 - L_S L_r} & 0 \\ 0 & \frac{L_m}{L_m^2 - L_S L_r} & 0 & -\frac{L_r}{L_m^2 - L_S L_r} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \psi_{s\alpha} \\ \psi_{s\beta} \\ \psi_{r\alpha} \\ \psi_{r\beta} \end{bmatrix}$$

Отримані за допомогою зворотної матриці струми записані в нерухомих осях α, β , і щоб роторні струми можна було використовувати в рівняннях

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\psi_{s\alpha}}{dt} &= u_{s\alpha} - i_{s\alpha} R_S; \\ \frac{d\psi_{s\beta}}{dt} &= u_{s\beta} - i_{s\beta} R_S; \\ \frac{d\psi_{rd}}{dt} &= -i_{rd} R_r; \\ \frac{d\psi_{rq}}{dt} &= -i_{rq} R_r, \end{aligned} \right\}$$

необхідно виконати їх координатні перетворення із α, β , в d, q . Для розрахунку падінь напруги на опорах обмоток, які використовуються в останній системі рівняннях, вектор струмів слід помножити на діагональну матрицю опорів:

$$R = \begin{bmatrix} R_s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & R_s & 0 & 0 \\ 0 & 0 & R_r & 0 \\ 0 & 0 & 0 & R_r \end{bmatrix}$$

За формулою $M_{\text{ЗЕМ}} = \psi_{s\alpha} i_{s\beta} - \psi_{s\beta} i_{s\alpha}$, яка використовує наявні потокозчеплення статора та струми статора, можна розрахувати момент. Динамічний момент, що визначає темп зміни кутової частоти, розраховується як різницю між моментом, що розвивається двигуном, і моментом опору. Кутове положення ротора одержуємо шляхом інтегрування кутової частоти. Його значення використовується у координатних перетвореннях. Результуюча схема представлена на рисунку А.1.

Якщо на входи моделі подати синусоїдальну і косинусоїдальну напруги частотою 50 Гц і амплітудою 312 В ($220 \sqrt{2}$ В), то двигун поводитиметься як при живленні від мережі

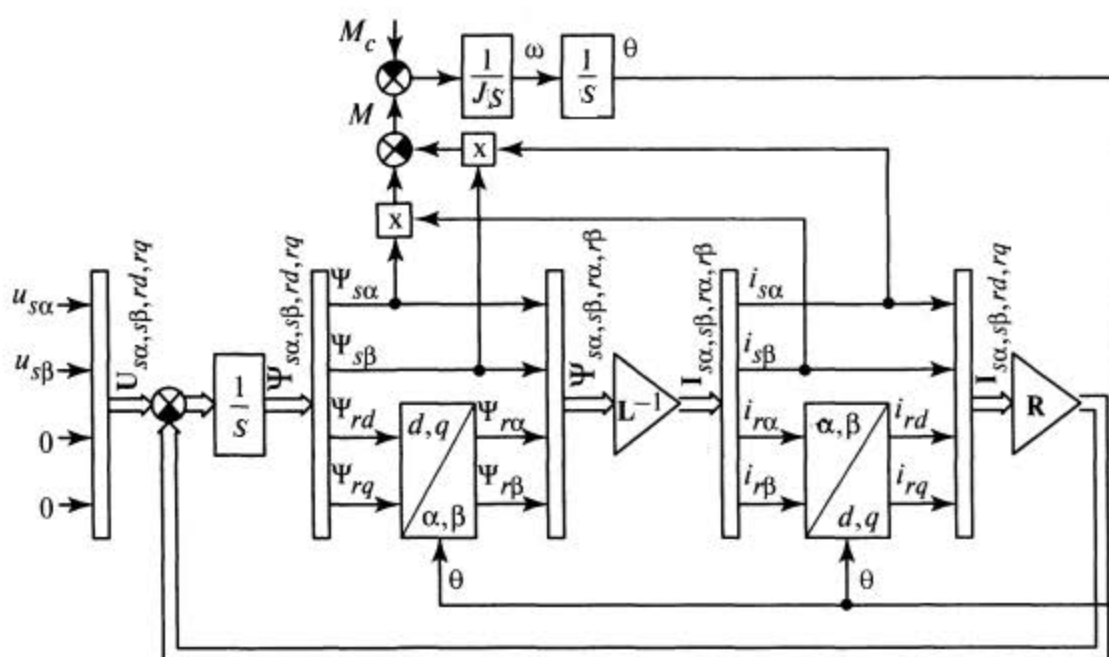


Рисунок А.1 - Функціональна модель асинхронного двигуна

А.2. Векторне керування швидкістю асинхронного двигуна

Існують системи скалярного та векторного керування асинхронним двигуном. Основний недолік скалярного управління полягає в малій

швидкодії як при регулюванні швидкості, так і при регулюванні моменту. Це пояснюється тим, що для переходу в певний режим потрібно завершити процеси розподілу моментоутворюючого струму і потокоутворювального струму, що у системах скалярного управління відбувається саме собою через деякий час. Саме цей час перехідних процесів і визначає незадовільну динаміку, яка притаманна електроприводу зі скалярним керуванням. Однак, якщо не пускати не контрольовані перехідні процеси в двигуні, можна уникнути перерозподіл струмів і пов'язаних з цим перехідних процесів і контролювати стан електричної машини в кожний момент часу, збільшивши швидкодію системи регулювання.

Так як потрібно регулювання двох ортогональних струмів, один з яких є потокоутворюючим, а інший моментоутворюючим, то система управління була названа векторною.

У розвитку теорії векторного управління більшу роль зіграла розробка фірмою Siemens системи «Трансвектор». Ця система побудована на прямому вимірі вектору потоку в повітряному зазорі датчиками Холла. З допомогою математичних перетворень, використовуючи виміряний потік і струми статора, обчислюється потокозчеплення ротора та його кутове положення. Контроль струму статора ведеться за двома складовими, одна з яких задає потокозчеплення, а інша - момент.

Під системами векторного управління прийнято мати на увазі системи, що працюють при сталості потокозчеплення ротора, хоча система управління може бути побудована і для сталості потокозчеплення статора або загального потоку машини.

Нехай вісь x спрямована за потокозчепленням ротора, тоді для асинхронного двигуна можна записати такі рівняння рівноваги:

$$\left. \begin{aligned} u_{sx} &= i_{sx}R_s + \frac{d\psi_{sx}}{dt} - \omega_k\psi_{sy}; \\ u_{sy} &= i_{sy}R_s + \frac{d\psi_{sy}}{dt} + \omega_k\psi_{sx}; \\ 0 &= i_{rx}R_r + \frac{d\psi_{rx}}{dt} - (\omega_k - \omega)\psi_{ry}; \\ 0 &= i_{ry}R_r + \frac{d\psi_{ry}}{dt} + (\omega_k - \omega)\psi_{rx} \end{aligned} \right\}$$

і потокозчеплень

$$\left. \begin{aligned} \psi_{sx} &= L_S i_{sx} + L_m i_{rx}; \\ \psi_{sy} &= L_S i_{sy} + L_m i_{ry}; \\ \psi_{rx} &= L_m i_{sx} + L_r i_{rx}; \\ \psi_{ry} &= L_m i_{sy} + L_r i_{ry}. \end{aligned} \right\}$$

де ω_k — кутова швидкість координатних осей;
 u_{sx} — напруга статора по осі x ;

u_{sy} – напруга статора по осі y ;
 i_{sx} – струм статора по осі x ; i_{sy} – струм статора по осі y ;
 R_s – активний опір статора;
 ψ_{sx} – потокозчеплення статора фази α ;
 ψ_{sy} – потокозчеплення статора фази β ;
 R_s – активний опір статора;
 L_s – індуктивність статора;
 L_m – взаємна індуктивність;
 R_r – активний опір ротора.

Якщо прийняти, що система управління буде підтримувати потокозчеплення ротора постійним, а орієнтація осей x , y завжди відповідатиме положенню в потокозчеплення ротора, то $\frac{d\psi_{rx}}{dt} = 0$, $\frac{d\psi_{ry}}{dt} = 0$, $\psi_{ry} = 0$ і рівняння для роторного кола можна спростити:

$$\left. \begin{aligned} 0 &= i_{rx}R_r; \\ 0 &= i_{ry}R_r + (\omega_k - \omega)\psi_{rx} \end{aligned} \right\}$$

З першого рівняння маємо $i_{rx} = 0$, тоді

$$\left. \begin{aligned} \psi_{rx} &= L_m i_{sx}, \\ L_m i_{sy} &= -L_r i_{ry} \end{aligned} \right\}$$

Щоб отримати рівняння механічної характеристики АД при сталості потокозчеплення ротора необхідно виразити струм ротора по осі y – i_{ry} другого виразу передостанньої системи і підставити його в рівняння моменту:

$$M = -\psi_{rx}i_{ry} + \psi_{ry}i_{rx} = -\psi_{rx}\left(-\frac{\psi_{rx}(\omega_k - \omega)}{R_r}\right) = \frac{\psi_{rx}^2}{R_r}(\omega_k - \omega)$$

Отримане рівняння механічної характеристики є прямою лінією. Сам собою результат цікавий тим, що рівняння не містить інерційностей і немає критичного моменту, тобто при управлінні АД із постійним потокозчепленням можна реалізовувати моменти більше критичного.

Тепер повернемося до рівняння моменту та перепишемо його через статорні струми, скориставшись передостанньою системою:

$$M = -\psi_{rx}i_{ry} = -\psi_{rx}\left(-\frac{L_m}{L_r}i_{sy}\right) = \frac{L_m}{L_r}\psi_{rx}i_{sy} = \frac{L_m}{L_r}L_m i_{sx}i_{sy} = \frac{L_m^2}{L_r}i_{sx}i_{sy}$$

Отриманий результат показує, що для регулювання потоку ротора треба регулювати струм статора по осі x , а для регулювання моменту – струм статора по осі y . Функціональна схема системи векторного управління АД показано на рисунку А.2.

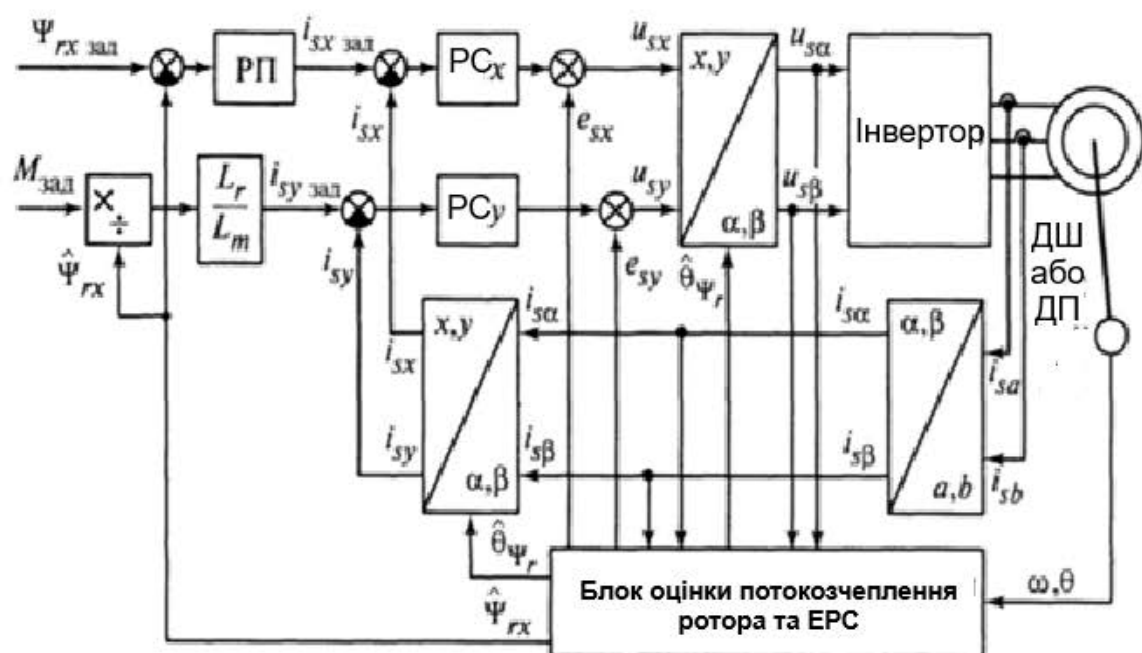


Рисунок А.2 - Функціональна схема системи векторного управління АД