

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра галузевого машинобудування

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

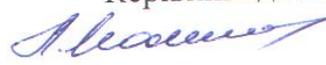
на тему:

Підйомно-транспортний пристрій газовидобувного обладнання.
Гальмівна система лебідки для бурової установки

Виконав: студент 2-го курсу, групи 1ГМ-24м
спеціальності 133 – Галузеве машинобудування
(шифр і назва напрямку підготовки)

 Дмитро КОВАЛЬСЬКИЙ
(прізвище та ініціали)

Керівник: д.т.н., професор каф. ГМ

 Леонід ПОЛІЩУК
(прізвище та ініціали)

« 11 » серпня 2025 р.

Опонент: д.т.н., професор кафедри АТМ

 Володимр МАКАРОВ
(прізвище та ініціали)

« 17 » серпня 2025 р.

Допущено до захисту

Завідувач кафедри ГМ

д.т.н., проф. Поліщук Л. К.

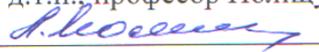
(прізвище та ініціали)

« 12 » серпня 2025 р.

Вінниця ВНТУ - 2025 рік

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра галузевого машинобудування
Рівень вищої освіти II-й (магістерський)
Галузь знань – 13 Механічна інженерія
Спеціальність – 133 Галузеве машинобудування
Освітньо-професійна програма – Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
завідувач кафедри ГМ
д.т.н., професор Поліщук Л.К.


«18» вересня 2025 р.

ЗАВДАННЯ НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Ковальському Дмитру Миколайовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської кваліфікаційної роботи: «Підйомно-транспортний пристрій газовидобувного обладнання. Гальмівна система лебідки для бурової установки», керівник магістерської кваліфікаційної роботи Поліщук Леонід Клавдійович д.т.н., професор

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від “24” вересня 2025 року № 313

2. Строк подання студентом магістерської кваліфікаційної роботи: 12.12.2025.
3. Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: 1.Максимальна сила, що діє на канат – 245кН; Мінімальна швидкість опускання колони труб – 3 м/с; Максимальна швидкість опускання колони труб – 15 м/с; Діаметр барабана – 800 мм; Довжина барабана – 1040 мм.
4. Зміст текстової частини: вступ; постановка задачі та техніко-економічне обґрунтування теми роботи; аналіз відомих технічних рішень; розрахунково-конструкторський розділ; математичне моделювання динамічних процесів в бурильних установках під час гальмування колони бурильних труб; економічний розділ; висновки.
5. Перелік графічної та ілюстративної частини (з точним зазначенням обов'язкових креслень):
 - 5.1. Конструкції відомих технічних рішень – 1 лист Ф. А1;
 - 5.2. Загальний вид бурової установки – 1 лист Ф. А1;
 - 5.3. Складальне креслення стрічкового гальма – 2 листа Ф. А1;
 - 5.4. Складальне креслення гідравлічного гальма – 2 листа Ф. А1;
 - 5.5. Розрахункова схема підйомної системи та бурової вишки з апроксимованими механічними характеристиками гальма – 1 лист Ф. А1;
 - 5.6. Математична модель гальмівних режимів роботи підйомної системи (ф. А1)
 - 5.7. Побудова алгоритму розрахунку динамічних процесів – 1 лист Ф. А1;
 - 5.8. Аналіз гальмівних режимів – 1 лист Ф. А1;

6. Консультанти розділів магістерської кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Спеціальна частина	Поліщук Леонід Клавдійович д.т.н., професор	08.09.2025 <i>Л. Поліщук</i>	08.12.2025 <i>Л. Поліщук</i>
Економічна частина	Ратушняк Ольга Георгіївна к.т.н., доцент	20.10.2025 <i>О. Ратушняк</i>	08.12.2025 <i>О. Ратушняк</i>

7. Дата видачі завдання 8.09.25 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назви етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів МКР	Пр
1.	Вибір та узгодження теми МКР. Огляд літературних джерел.	08.09.2025-11.09.2025	<i>bc</i>
2	Аналіз літературних джерел. Попередня розробка основних розділів	12.09.2025-19.09.2025	<i>bc</i>
3.	Затвердження теми. Розробка технічного завдання	24.09.2025-26.09.2025	<i>bc</i>
4.	Техніко-економічне обґрунтування теми роботи. Аналіз вирішення поставленої задачі.	29.09.2025-10.10.2025	<i>bc</i>
5.	Розрахунково-конструкторський розділ	14.10.2025-10.11.2025	<i>bc</i>
6	Теоретичні дослідження динамічних процесів в бурильних установках під час гальмування колони бурильних труб	21.10.2025-01.12.2025	<i>bc</i>
7.	Економічний розділ.	20.10.2025-08.12.2025	<i>bc</i>
8.	Оформлення пояснювальної записки та графічної частини роботи	05.12.2025	<i>bc</i>
9.	Нормоконтроль	08.12.2025	<i>bc</i>
10.	Попередній захист МКР, доопрацювання, рецензування МКР	12.12.2025	<i>bc</i>
11.	Захист МКР на ДЕК	19.12.2025, 23.12.2025	<i>bc</i>

Студент *Л. Ковальський*
(підпис)

Ковальський Д.М.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи *Л. Поліщук*
(підпис)

Поліщук Л.К.
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

УДК641.5.06:643(075)

Ковальський Д.М. Підйомно-транспортний пристрій газовидобувного обладнання. Гальмівна система лебідки для бурової установки. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 133 – галузеве машинобудування, освітня програма - галузеве машинобудування. Вінниця: ВНТУ, 2025. 130 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 24 назв; рис.: 15; табл. 22.

У магістерській кваліфікаційній роботі розглянуті основні тенденції конструювання бурових установок і її основних складових вузлів та встановлено важливе значення гальмівної системи для оптимізації динамічних режимів, що виникають в буровій вишці та її складових під час опускання колон в свердловину.

Проведений аналіз відомих конструкцій гальмівних пристроїв показав необхідність застосування основного та допоміжного гальмування, яке може бути здійснене гідравлічним та стрічковим.

Виконано розрахунок основних параметрів та конструктивних розмірів головного гальма, сил, що діють у важільному механізмі для визначення характеристик важільної та пневматичної систем гальма та тепловий розрахунок.

Розроблена математична модель, що дозволяє дослідити динамічні процеси, які виникають в бурових установках під час гальмування.

Проведено розрахунки з визначення економічної ефективності застосування розробленої системи гальмування.

Графічна частина складається з 5 креслень, ілюстративна – з 6 плакатів.

Ключові слова: бурова установка, гальмівні пристрої, пневматична система, тепловий розрахунок.

ABSTRACT

Kovalsky D.M. Lifting and transporting device of gas production equipment. Brake system of a winch for a drilling rig. Master's qualification work in specialty 133 - branch mechanical engineering, educational program - branch mechanical engineering. Vinnytsia: VNTU, 2025. 130 p.

In Ukrainian. Bibliography: 24 titles; fig.: 15; table. 22.

The master's qualification work considers the main trends in the design of drilling rigs and their main components and establishes the important importance of the brake system for optimizing the dynamic modes that arise in the drilling rig and its components during the lowering of columns into the well.

The analysis of known designs of brake devices showed the need to use the main and auxiliary braking, which can be carried out hydraulically and by belt.

The calculation of the main parameters and structural dimensions of the main brake, the forces acting in the lever mechanism to determine the characteristics of the lever and pneumatic brake systems and thermal calculation was performed.

A mathematical model was developed that allows you to study the dynamic processes that occur in drilling rigs during braking.

Calculations were made to determine the economic efficiency of using the developed braking system.

The graphic part consists of 5 drawings, the illustrative part consists of 6 posters.

Keywords: drilling rig, braking devices, pneumatic system, thermal calculation.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
1 ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ.....	11
1.1 Суть технічної проблеми.....	11
1.2 Аналіз техніко-економічних показників конструкцій	11
1.3 Порівняння технічних показників аналога та нової конструкції	14
2 АНАЛІЗ ВІДОМИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ.....	16
2.1 Основні тенденції конструювання бурових установок.....	16
2.2 Гальмівні пристрої підйомно-транспортних машин.....	21
2.3 Кінематична схема лебідки бурової установки.....	23
2.4 Висновки до розділу 2.....	28
3 РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....	29
3.1 Розробка конструкції гідравлічного гальма.....	29
3.2 Розробка конструкції стрічкового гальма	32
3.3 Розрахунок головного гальма	34
3.4 Визначення сил, що діють в важільному механізмі гальма	37
3.5 Тепловий розрахунок головного гальма	39
3.6 Допоміжні регулюючі гальма бурових лебідок.....	43
3.7 Розрахунок основних розмірів гідравлічного гальма.....	45
3.8 Висновки до розділу 3.....	48
4 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В БУРИЛЬНИХ УСТАНОВКАХ ПІД ЧАС ГАЛЬМУВАННЯ КОЛОНИ БУРИЛЬНИХ ТРУБ	49
4.1 Апроксимація механічних характеристик гальмівних пристроїв	49
4.2 Математична модель гальмівних режимів роботи підйомальної системи бурових установок	60
4.3. Побудова алгоритму розрахунку динамічних процесів.....	70

4.4 Висновки до розділу 4.....	79
5 ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	80
5.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки	80
5.2 Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної роботи	86
5.3 Розрахунок економічної ефективності науково-технічної розробки.....	93
5.4 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності.....	95
5.5 Висновки до економічного розділу	97
ВИСНОВКИ.....	98
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	100
Додаток А (обов'язковий). Технічне завдання.....	104
Додаток Б (обов'язковий). Графічна частина.....	109
Додаток В (обов'язковий). Специфікації	115
Додаток Г (обов'язковий). Ілюстративна частина.....	120
Додаток Д (обов'язковий). Протокол перевірки кваліфікаційної роботи на наявність текстових запозичень.....	129

ВСТУП

Важливою народногосподарською проблемою є забезпечення України сировинними і паливно-енергетичними ресурсами. Розв'язання цієї проблеми потребує суттєвого розширення обсягів бурових робіт на родовищах нафти та газу. Ефективність експлуатації нафто-газових суттєво залежить від поліпшення технічно-економічних показників бурової техніки, зокрема, збільшення продуктивності буріння, особливо глибоких і надглибоких свердловин.

Важливим чинником підвищення показників надійності бурових установок є вдосконалення не лише методів розрахунку, а також їх конструювання. В умовах інтенсифікації технологічних процесів і неперервного зростання глибини буріння істотного значення набуває забезпечення ефективності гальмівних режимів у приводах висотних споруд бурових установок.

Однією з найголовніших причин виникнення позаштатних ситуацій в процесі буріння є багаторазові пуски і зупинки приводної системи під час виконання спуско-підіймальних операцій. Особливо суттєвими стають динамічні навантаження в елементах конструкції під час гальмування колони бурильних або обсадних труб, що опускається у свердловину. Навіть на технологічні операції щодо необхідності періодичної заміни бурового інструменту витрачається до 40% загального часу розробки свердловини. А виконання ремонтних робіт через не належне функціонування гальмівної системи витрати часу є ще більшими, що знижує продуктивність проведення бурових робіт.

Отже, ефективне функціонування гальмівної системи колони бурильних труб за рахунок вибору раціональних конструктивних параметрів гальмівних пристроїв дозволяє обмежити динамічні зусилля в елементах установки і скоротити спуско-підіймальні операції. Тобто, важливим компонентом, що

сприяє досягненню цієї мети, є конструкція гальмівної системи, від вибору схеми та параметрів якої суттєво залежать техніко-економічні показники механізму.

Тому, тема магістерської кваліфікаційної роботи, що пов'язана із створенням конструкції гальмівної системи механізму підйому та опускання колони бурильних труб і теоретичні дослідження з визначення динамічних навантажень під час її роботи, є актуальною і результати її можна використати під час проектування таких пристроїв.

Метою роботи є підвищення техніко-економічних показників, зокрема, продуктивності роботи під час буріння свердловин, за рахунок застосування ефективної гальмівної системи лебідки бурової установки, що дозволяє знизити динамічні навантаження і скоротити спуско-підіймальні операції.

Для досягнення поставлені мети необхідно вирішити такі основні **задачі**:

- виконати техніко-економічне обґрунтування теми магістерської кваліфікаційної роботи;
- провести аналітичні дослідження щодо пошуку технічного рішення раціональної схеми гальмівної системи;
- виконати проєктні та перевірочні розрахунки основних вузлів гальмівної системи приводу та розробити складальні креслення конструкцій;
- виконати необхідні економічні дослідження та розрахунки для підтвердження доцільності розроблення та впровадження у виробництво гальмівної системи лебідки бурової установки;

Об'єкт дослідження – технологічний процес буріння свердловин нафто-газових родовищ.

Предмет дослідження – гальмівна система приводу лебідки бурової установки.

Методи дослідження: порівняльний аналіз кінематичних схем та елементів конструкцій, економічних показників гальмівної системи та застосування методів математичного моделювання для виконання теоретичних досліджень.

Новизна одержаних результатів:

- обґрунтовано напрямки створення та технічні рішення удосконалених конструкцій гальмівної системи лебідки бурової установки;
- удосконалено математичну модель динамічних процесів гальмівної системи.

Публікації – тези доповіді на тему «Гальмівна система лебідки бурової установки» на Всеукраїнську науково-практичну інтернет-конференцію студентів, аспірантів та молодих науковців «Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи» (МН-2026 р.).

1 ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕМИ РОБОТИ

1.1 Суть технічної проблеми

При розробці нових родовищ покладів нафти та газу широко використовуються бурові установки, які виконують підйомно-спускні роботи під час свердління свердловин. Основним механізмом, що використовується в цих пристроях є лебідка, яка оснащується гальмівним пристроєм через велику інерційність та швидкість рухомих мас. Стандартний ряд лебідок розрахований на свердловини глибиною 1000, 1600, 3000, 5000, 8000, 10000 та 15000 м. Постала потреба розробити гальмівний пристрій для приводу механізму підйому бурової установки, призначеної для свердловин глибиною 5400...6000 м під час проведення робіт в Прикарпатському нафтоносному родовищі. Тому використання лебідки із стандартного ряду на проведення бурових робіт на 8000 м для розробки свердловин глибиною 5400...6000 з погляду щодо пониження показників метало- та енергомісткості є економічно недоцільним. Тому на базі приводу лебідки У2-5-5 було розроблено гальмівну систему для забезпечення проведення ефективних і безаварійних бурових робіт на заданих глибинах.

1.2 Аналіз техніко-економічних показників конструкцій

В підйомально-транспортному машинобудуванні широко використовуються дисково-колодкові гальма з гідравлічним, пневматичним та електромагнітним приводами. Такі гальма відзначаються підвищеною надійністю за рахунок зниження температури нагрівання фрикційних колодок. Крім того, вони зручні в експлуатації та в їх конструкціях порівняно просто вирішується питання автоматичного підтримування розміру встановленого

зазору між елементами фрикційної пари на заданому рівні (автоматичне компенсування зношування фрикційних накладок).

До недоліків таких гальм можна віднести обмежене їх використання за підвищених швидкостей переміщення вантажу, що може викликати інтенсивне зношування фрикційних накладок і виходу з ладу гальмівного пристрою. Крім того, у таких гальм не достатньо високі значення гальмівного моменту, тому в подібних випадках необхідно встановлювати декілька пристроїв.

Усунути зазначені недоліки чи суттєво їх зменшити можна за рахунок використання гальмівної системи, яка складається із гідродинамічного гальма, що виконує основне гальмування колони бурових чи обсадних труб, та стрічкового гальма, що виконує допоміжні функції на завершальній стадії гальмування підйімальної системи.

Найпростішими гальмівними пристроями є храпові та роликові зупини.

Роликові фрикційні зупини на відміну від храпових забезпечують плавну і надійну зупинку пристрою і відрізняються безшумною роботою, але складніші у виготовленні. Їх застосовують у легко навантажених підйомно-транспортних пристроях.

Найбільше поширення в підйомно-транспортному машинобудуванні отримали колодкові гальма, які відрізняються простотою конструкції і підвищеною надійністю. Ці гальма призначені для експлуатації за горизонтального положення осі гальмівного шківів. Регулювання зазору між фрикційними накладками і поверхнею тертя шківів через зношування накладок в колодкових гальмах здійснюється переважно вручну. Автоматизація регулювання гальма досягається застосуванням автоматичного компенсатора зношування накладок. Штовхач компенсатора через гребінчастий фіксатор зв'язаний з приводним важелем гальма. Під час розімкнення і вмикання гальма штовхач повертається разом з приводним важелем і діє вільним кінцем на корпус роликової муфти. За наявності зношування накладок муфта повертається і обертає гайку, яка стягує кінці верхньої тяги гальма. Кінці тяги мають різьбу

різного напрямку і під час обертання гайки зближуються, відновлюючи попередній зазор між елементами фрикційної пари гальма.

Стрічкові гальма відрізняються можливістю розвивати гальмівні моменти значної величини, але є менш надійними в експлуатації. Особливо надійність знижується під час великих швидкостей переміщення вантажу, за якими кількість тепла, що виділяється між поверхнями тертя може викликати пошкодження поверхні стрічки і вихід її з ладу.

Останнім часом в підйомно-транспортному машинобудуванні знаходять широке застосування дисково-колодкові гальма з гідравлічним, пневматичним та електромагнітним приводами.

Гальмо з гідравлічним приводом відрізняється підвищеною надійністю внаслідок зниження нагрівання фрикційних колодок і зручне в експлуатації. До того ж досить легко вирішується питання автоматичного регулювання розміру встановленого зазору між елементами фрикційної пари (автоматична компенсація зношування фрикційних накладок).

Аналіз наведених конструкцій показав, що для привода лебідки, яка призначена для спуско-підймальних робіт колон бурової установки, через великі швидкість переміщення та вагу вантажу жоден з наведених пристроїв не може бути ефективно використаним. Їх застосування обмежене величиною потужності, що розвивається під час підйому, температурою, яка виникає на поверхнях тертя і можливістю відведення теплоти, що виділяється цими гальмами. Межове значення температури поверхонь тертя зазвичай обмежується 500 °С. За більш високих температур різко погіршуються фрикційні якості гальмівних колодок і міцність поверхні шківа. Опускання важких колон з великою швидкістю і різким гальмуванням призводить до того, що локальна температура на поверхні тертя досягає 1000 °С і більше.

Тому в приводі лебідки необхідно застосувати два види гальм: головне гальмо (зупин) та допоміжне гальмо, що регулює швидкість опускання і

поглинає частину енергії, яка під час цього виділяється, а також спеціальний механізм для регулювання швидкості подачі долота під час буріння.

1.3 Порівняння технічних показників аналога та нової конструкції

За базовий варіант модернізації було вибрано лебідку У2-5-5.

Технічні показники аналогу і нового виробу (для порівняння подано у вигляді таблиці 1.1).

Таблиця 1.1 – Порівняння техніко-економічних показників конструкцій

Показники (параметри)	Одиниці вимірювання	Нова розробка	Аналог (Дисково-колодкове гальмо гідравлічним керуванням)	Відношення параметрів нової розробки до параметрів аналога
Активний діаметр ротора	мм	1000	1000	1
Кількість роторів	шт.	2	2	1
Максимальна частота обертання ротора, хв^{-1}	об/хв	500	500	1
Кількість комплектів	шт.	1	2	0,5
Гальмівний момент: при 250 хв^{-1}	кН·м	2050	$12 \times 2 = 24$	2,1
Маса гальма	кг	3306	3870	0,85
Габарити гальма: висота ширина довжина	мм	1590 – 1435	1310 870 2330	1,2 – 0,61
Регулювання наповненням	-	Ступеневе	Автоматичне	-
Корисний об'єм регулятора рівня води	м^3	0,4	-	-
Маса регулятора	кг	245	280	0,86
Габарити регулятора висота ширина	мм	1950 478	1240 770	1,6 0,6

Порівнюючи наші показники приходимо до висновку про доцільність розробки конструкції гідродинамічного гальмівного пристрою. Вказані переваги свідчать про доцільність проведення проектувальних робіт та про актуальність теми дипломного проекту.

2 АНАЛІЗ ВІДОМИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ

2.1 Основні тенденції конструювання бурових установок

Сучасна бурова установка – це складний комплекс обладнання та споруд, до складу якого входять просторові металоконструкції основ, висотні споруди, розгалужені привідні системи, бурильна колона значної довжини, насосні агрегати тощо. Типова структура бурової установки та її компоновка наведені на рис. 2.1.

Бурові установки можна поділити на дві основні групи [1]: установки для буріння глибоких експлуатаційних і розвідувальних свердловин та установки для буріння неглибоких структурних та пошукових свердловин.

Основні характеристики бурових установок цих двох груп подано у табл. 2.1.

Таблиця 2.1 - Основні технічні характеристики бурових установок різного призначення

Параметри	Установки для буріння	
	експлуатаційного та глибокого розвідувального	структурного та пошукового
Глибина буріння, м	1000–15000	25–3000
Потужність приводу, кВт	440–4000	15–400
Максимальне допустиме навантаження на крюк, МН	1,2–8,0	0,01–0,80
Діаметр свердловини, м	0,14–0,9	0,076–0,17
Діаметр бурильних труб, мм	89–140	43–89

Згідно з ГОСТ 16293-82 (СТ СЭВ 2446-80) [1, 2], бурові установки для експлуатаційного та глибокого розвідувального буріння поділяються на 11 класів в залежності від допустимого навантаження на крйок та умовного діапазону глибин буріння. Основні параметри бурових установок, регламентовані ГОСТ 16293-82 (СТ СЭВ 2446-80).

З часу зародження нафтогазовидобувної промисловості в нашій країні до сьогодняшнього часу конструкції бурових установок суттєво змінилися і ускладнилися [3, 4, 5, 6]. Перші вітчизняні бурові установки для буріння свердловин глибиною до 1200 метрів були розроблені на основі зарубіжних верстатів і мали невисоку продуктивність та низьку надійність.

Важливий етап розвитку техніки буріння припадає на післявоєнний період. Саме в цей період було створено бурові установки Уралмаш 1 і Уралмаш 2 із зубчастою коробкою передач приводу лебідки і ротора та з гідравлічним керуванням головною фрикційною муфтою і гальмом лебідки. Бурові установки Уралмаш 2 стали прототипом для більш досконалих бурових Уралмаш 3Д та Уралмаш 4Э. Серед найбільш важливих розробок цього періоду, що використовуються і в наш час, слід відмітити груповий привід на базі дизелів типу В2, радіальні шино-пневматичні муфти, систему пневматичного керування гальмом лебідки. Буровий насос У8-3, розроблений в 1952 році мав потужність 260 кВт і розвивав тиск до 15 МПа.

В 50-х роках минулого століття почалося серійне виготовлення бурових установок з дизельним приводом на базі комплекту бурового обладнання Уралмаш 5Д та Уралмаш 3Д, а також з електричним приводом на базі бурового обладнання Уралмаш 6Э та Уралмаш 4Э. На цьому завершився перший етап робіт над створенням бурових установок з номінальним навантаженням на крйок 1300 та 2000 кН для буріння свердловин глибиною відповідно до 3000 та 5000 м.

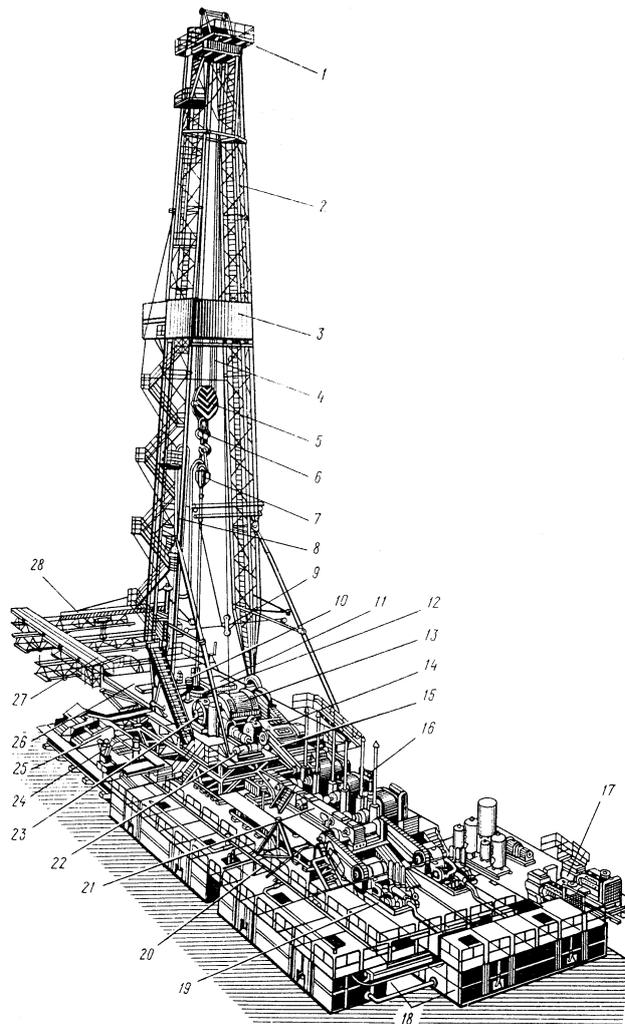


Рисунок 2.1 – Склад та компоновка бурової установки:

1 – кронблок; 2 – вишка; 3 – площадки; 4 – талевий канат; 5 – талевий блок; 6 – крюк; 7 – вертлюг; 8 – буровий рукав; 9 – заспокоювач талевого каната; 10 – автоматичний буровий ключ; 11 – підсвічник; 12 – ротор; 13 – лебідка; 14 – коробка швидкостей; 15 – похила передача; 16 – силові агрегати; 17 – компресорна станція; 18 – циркуляційна система; 19 – буровий насос; 20 – маніфольд; 21 – сумуючий редуктор силових агрегатів; 22 – регулятор подачі долота; 23 – гідродинамічне гальмо; 24 – гідроциклони; 25 – віброрито; 26 – основа блока лебідки; 27 – приймальні мостки та стелажі; 28 – консольно-поворотний кран.

Важливим кроком став новий напрямок в проектуванні бурових установок, початок якому було покладено створенням установки БУ-40. На відміну від інших, бурова установка БУ-40 була запроектована та виготовлена комплектною і мала в своєму складі всі основні та допоміжні машини, агрегати і споруди, зокрема, основу, вишку, обладнання для виготовлення і очищення промивального розчину, резервуари для зберігання палива та масел, котельно-опалювальну систему, збірно-розбірні укриття. Вперше було використано вишку трисекційної конструкції з відкритою передньою гранню.

Для буріння свердловин глибиною до 800 м виготовляли установки типу БА-40, змонтовані на двох гусеничних шасі.

В 60-х роках розпочалося серійне виготовлення комплектних бурових установок БУ 75Бр з електричним та дизельним приводами, а також бурових установок в комплекті з А-подібними вишками, основами, обладнанням для механізації та часткової автоматизації спуско-підймальних операцій. А в 70-х роках розпочато виготовлення бурових установок універсальної монтажоздатності (БУ 2500ДГУ, БУ 4000ДГУ, БУ 4000ЭУ та інших).

Помітний розвиток отримали конструкції бурових споруд та методи монтажу і транспортування бурових установок. Вишка БМВБ-41-20 завдяки раціональній конструктивній схемі та оптимальним площам перерізу її несучих елементів виявилася легшою ніж конструкції, що виготовлялися раніше. В 1951–62 роках було розроблено металеву вишку В1-300-53 вантажністю 300 т і висотою 53 м. Широке розповсюдження отримали вишки щоглового типу (щогли), що відрізнялися малою матеріаломісткістю, легкістю монтажу та транспортування. Індустріальні методи будівництва бурових установок дозволили значно скоротити строки введення свердловин в експлуатацію і мали велике значення для освоєння багатьох нафтових родовищ.

Велике значення для розвитку нафтогазовидобувної галузі мало створення регульованого приводу бурових установок. Для бурової установки БУ 75БрД серійно виготовлялися дизель-гідравлічні агрегати САТ-4 на базі дизеля

1Д12Б потужністю 310 кВт та комплексного турботрансформатора ТТК-1. Крім цього, було виготовлено дослідну дизель-електричну бурову установку Уралмаш 11ДЭ з приводом постійного струму. В цій установці подача бурових насосів змінювалася регулюванням числа ходів, а двигуни лебідки при спуску колони труб використовувалися і як гальмівні пристрої.

В силових трансмісіях з'явилися ланцюгові передачі з приводними роликівими ланцюгами підвищеної міцності. Талеві механізми стали оснащуватися канатами модернізованих конструкцій, що дозволило значно скоротити розхід канатів при бурінні та прості бурових установок, пов'язані з їх заміною. Надійність та довговічність стрічкових гальм бурових лебідок значно зросли за рахунок використання фрикційних накладок з ретинаксу. На зміну буровим насосам У8-3 прийшли насоси У8-4 потужністю 330 кВт.

Важливими напрямками удосконалення бурових установок стали розроблення і впровадження засобів механізації та автоматизації важких та трудомістких процесів. До них відносяться вбудовані в ротор пневматичні клини для захвату і утримування труб, напідлоговий автоматичний ключ для згвинчування та розгвинчування труб, регулятор подачі долота, гідродинамічні гальма та ін.

Слід відмітити бурові установки БУ 3000ЭУК, БУ 3000ЭУК-1 (з ешелонним розташуванням лебідкового та насосного блоків і допустимим навантаженням на крюку 1700 кН), БУ 3000 ЭУК-1М (з допустимим навантаженням на крюку 2000 кН), які у свій час дозволили отримати рекордні в світовому масштабі швидкості буріння свердловин.

Великим досягненням стало створення бурової установки Уралмаш 15000, за допомогою котрої досягнуто рекордну глибину буріння розвідувальної свердловини.

Цікавою в конструктивному відношенні була бурова установка "Ленинградец БА-25", під час створення якої за мету було поставлено задачу автоматизації основних процесів проходження свердловин. Конструктивні

принципи цієї установки лягли в основу створення сучасної установки Уралмаш 4000А для буріння свердловин глибиною 4000 м.

Важливим досягненням у галузі бурової техніки стало введення в експлуатацію дослідно-промислової бурової установки з двоциліндровим гідропідійомником, яка послужила прототипом для установки Уралмаш 4000ЭГУ. На основі об'ємного гідроприводу створено бурову установку Уралмаш 4000НГ з неперервним процесом спуско-підймальних операцій.

Основні зміни в техніці буріння за останні десятиріччя характеризуються наступними показниками: допустиме навантаження на крюк підймальних механізмів бурових установок зросло від 1300 до 4000 кН; глибина буріння збільшена від 3000 до 15000 м; потужність приводу бурових установок зростає від 450 до 4000 кВт; потужність бурових насосів – від 220 до 950 кВт; тиск бурових насосів – від 10 до 40 МПа.

Серед чинників, що посприяли покращанню показників буріння, слід відмітити удосконалення інструмента, підвищення міцності бурильних та обсадних труб, створення обладнання для виготовлення та очищення промивального розчину, розроблення противикидового обладнання свердловин, удосконалення гальмівної системи та ін.

Для пошуку удосконаленого технічного рішення гальмівної системи необхідно виконати аналіз існуючих конструкцій гальмівних пристроїв, що використовуються в підйомно-транспортному обладнанні.

2.2 Гальмівні пристрої підйомно-транспортних машин

За правилами Госгортехнадзора механізми підйому вантажів з машинним приводом обов'язково повинні оснащуватись гальмівними пристроями автоматичного типу та керованими. Для різних типів приводів та режимів їх роботи згідно ГОСТ25335-83 встановлені коефіцієнти запасу гальмування, який необхідно враховувати під час розрахунку гальмівних пристроїв.

Найпростішими гальмівними пристроями є храпові та роликові зупини.

Роликові фрикційні зупини на відміну від храпових забезпечують плавну і надійну зупинку пристрою і відрізняються безшумною роботою, але складніші у виготовленні. Їх застосовують у легко навантажених підйомно-транспортних пристроях.

Найбільше поширення в підйомно-транспортному машинобудуванні отримали колодкові гальма, які відрізняються простотою конструкції і підвищеною надійністю (рис. 2.2). Ці гальма призначені для експлуатації за горизонтального положення осі гальмівного шківів. Регулювання зазору між фрикційними накладками і поверхнею тертя шківів через зношування накладок в колодкових гальмах здійснюється переважно вручну. Автоматизація регулювання гальма досягається застосуванням автоматичного компенсатора зношування накладок. Штовхач компенсатора через гребінчастий фіксатор зв'язаний з приводним важелем гальма. Під час розімкнення і вмикання гальма штовхач повертається разом з приводним важелем і діє вільним кінцем на корпус роликової муфти. За наявності зношування накладок муфта повертається і обертає гайку, яка стягує кінці верхньої тяги гальма. Кінці тяги мають різьбу різного напрямку і під час обертання гайки зближуються, відновлюючи попередній зазор між елементами фрикційної пари гальма.

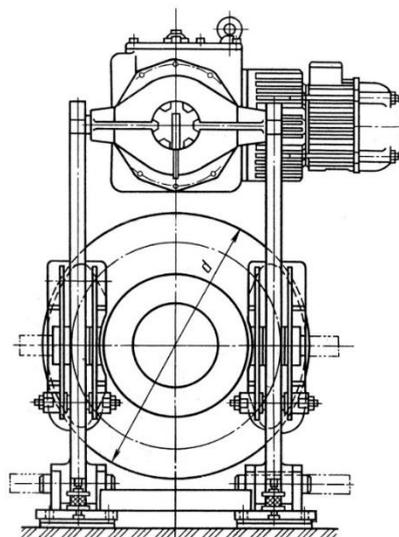


Рисунок 2.2 – Конструктивна схема колодкового гальма

Стрічкові гальма (рис. 2.3) відрізняються можливістю розвивати гальмівні моменти значної величини, але є менш надійними в експлуатації. Особливо надійність понижується під час великих швидкостей переміщення вантажу, за якими кількість тепла, що виділяється між поверхнями тертя може викликати пошкодження поверхні стрічки і вихід її з ладу.

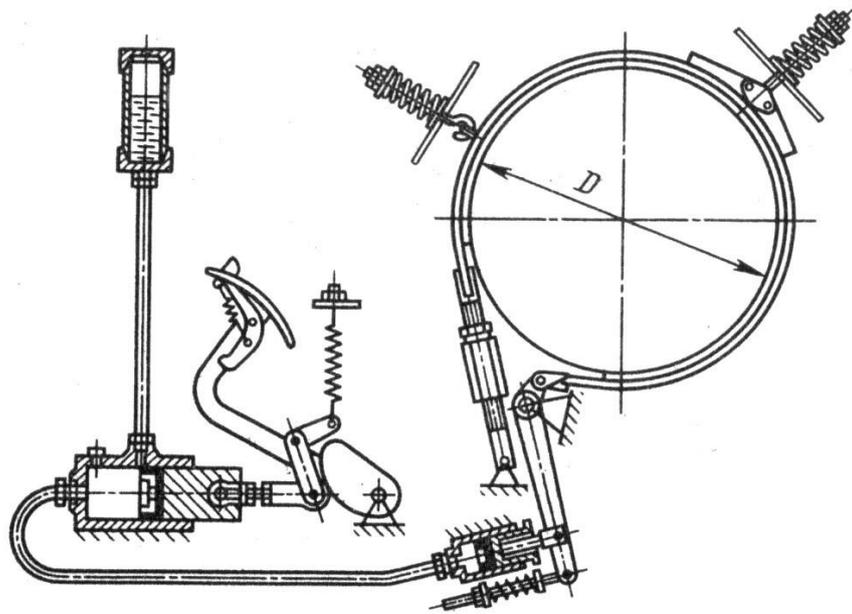


Рисунок 2.3 – Конструктивна схема стрічкового гальма

Останнім часом в підйомно-транспортному машинобудуванні знаходять широке застосування дисково-колодкові гальма з гідравлічним, пневматичним та електромагнітним приводами.

На рис. 2.4 наведена конструкція такого гальмівного пристрою з гідравлічним приводом. Гальмо містить гальмівний шків, який зв'язаний з робочим валом привода. Шків контактує з гальмівними колодками, керування якими здійснюється від гідравлічного привода високого тиску. Гідравлічний привод складено із стандартних виробів (двигун, клапан, дроселі, насос). Особливістю такого привода є те, що його можна встановлювати в зручному місці на будь-якій відстані від гальма.

Таке гальмо відрізняється підвищеною надійністю внаслідок зниження нагрівання фрикційних колодок і зручне в експлуатації. До того ж досить легко вирішується питання автоматичного регулювання розміру встановленого зазору між елементами фрикційної пари (автоматична компенсація зношування фрикційних накладок).

Аналіз наведених конструкцій показав, що для привода лебідки, яка призначена для спуско-підймальних робіт колон бурової установки, через великі швидкість переміщення та вагу вантажу жоден з наведених пристроїв не може бути ефективно використаним. Їх застосування обмежене величиною потужності, що розвивається під час підйому, температурою, яка виникає на поверхнях тертя і можливістю відведення теплоти, що виділяється цими гальмами. Межове значення температури поверхонь тертя зазвичай обмежується 500 °С. За більш високих температур різко погіршуються фрикційні якості гальмівних колодок і міцність поверхні шківів. Опускання важких колон з великою швидкістю і різким гальмуванням призводить до того, що локальна температура на поверхні тертя досягає 1000 °С і більше.

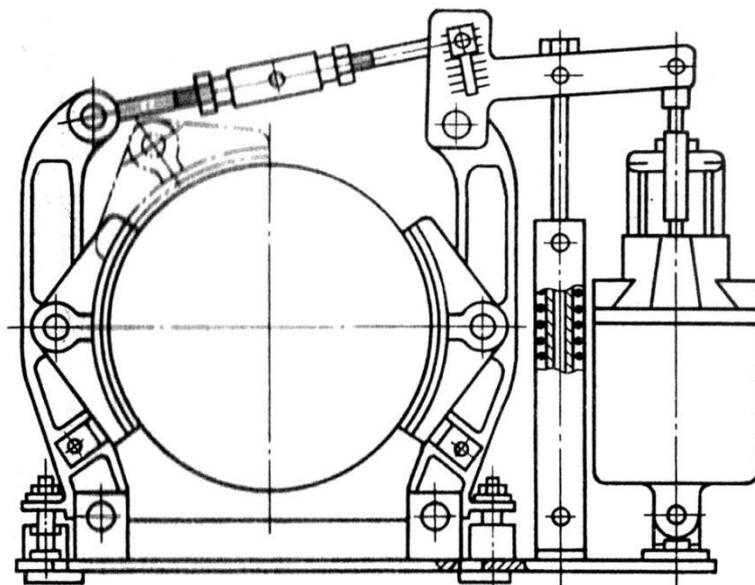


Рисунок 2.4 – Конструктивна схема колодкового гальма з гідравлічним приводом

Тому в приводі лебідки необхідно застосувати два види гальм: головне гальмо (зупин) та допоміжне гальмо, що регулює швидкість опускання і поглинає частину енергії, яка під час цього виділяється, а також спеціальний механізм для регулювання швидкості подачі долота під час буріння.

2.3 Кінематична схема лебідки бурової установки

Розробка кінематичної схеми - одна з початкових стадій проектування лебідки бурової установки. Як правило, розробляють декілька варіантів кінематичних схем, які всебічно вивчаються і з'ясовуються їх переваги та недоліки за комплексними показниками. На вибір кінематичної схеми впливають технологічні можливості заводу-виробника, уніфікація та використання готових механізмів. На підставі аналізу всіх даних створюють кінематичну схему, яка найбільш повно задовольняє всім вимогам.

Кінематична схема повинна відповідати таким загальним вимогам:

1. забезпечення відповідного діапазону регулювання і зміни швидкостей руху ротора, підйомного комплексу і насосів;
2. забезпечення регулювання швидкості підйому і спуску колони бурильних труб за найменших затрат часу.

Ступінь складності кінематичної схеми оцінюється співставленням, при чому критеріями можуть бути вибрані такі показники:

1. Число елементів, що входять в кінематичну схему установки (вали, клинопасові, ланцюгові і зубчасті передачі, підшипники, зчіпні муфти, блоки талевої системи), число шарів намотки каната на барабан лебідки, число трубопроводів, розподільчих органів пневмосистеми керування, число органів керування;
2. Число порівняно складних у виготовленні чи складанні елементів (редуктори, коробки передач, фрикційні муфти);

3. Розташування валів – перевагу надають такому розташуванню за якого осі паралельні і знаходяться по можливості в одній площині або з невеликими кутами нахилу передач, слід уникати вертикального розташування ланцюгових та клинопасових передач, допускається також взаємно перпендикулярне розташування валів з конічними зубчастими передачами.

Керуючись цими принципами та враховуючи рекомендації щодо вибору гальмівної системи, розроблено кінематичну схему лебідки бурової установки, яка навалена на рис. 2.5.

У лебідки для передачі потужності на барабан і трансмісію ротора застосований зубчатий редуктор. Передача потужності на редуктор лебідки і ланцюгову трансмісію для приводу котушкового валу і отримання п'ятої швидкості здійснюється карданними валами.

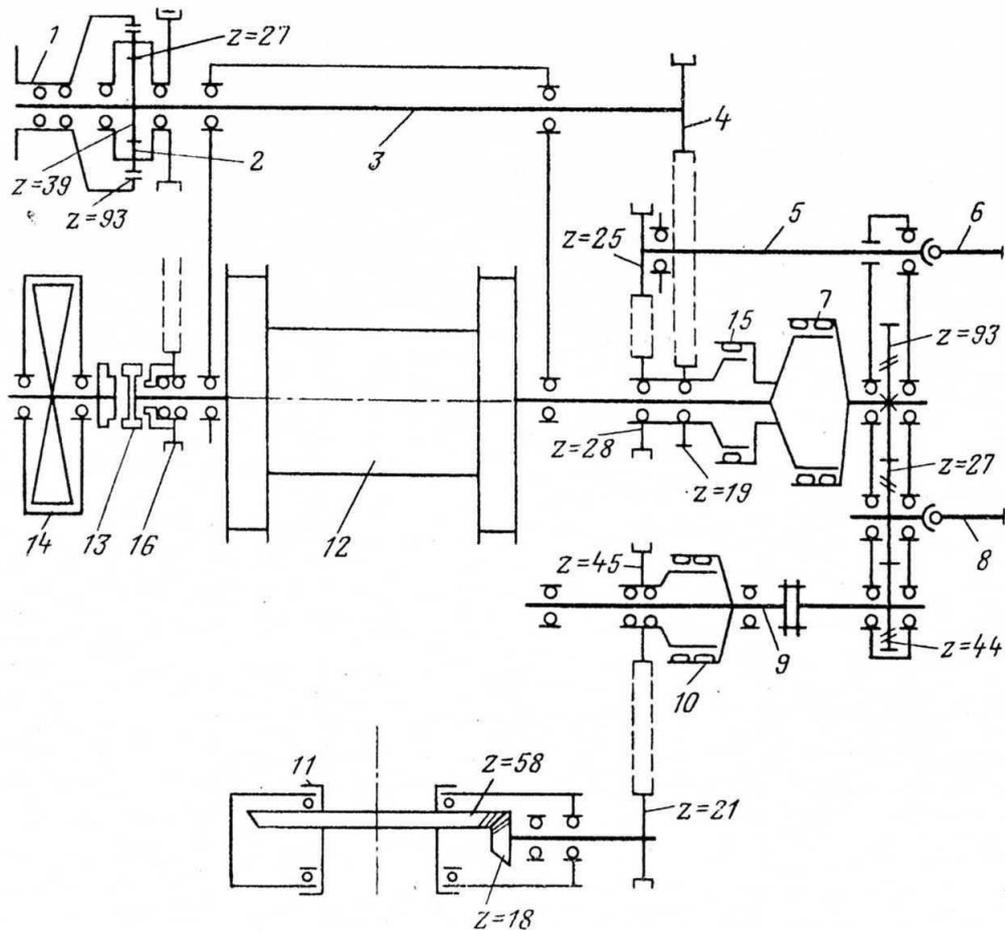


Рисунок - 2.5 Кінематична схема лебідки бурової установки

Особливість цієї лебідки полягає в тому, що її робота неможлива без коробки швидкостей, яка змінює частоту обертання барабана (перемикання швидкостей), а в бурових установках з дизельним приводом - ще і напрям обертання барабана.

Перемикання швидкостей і включення прямого і зворотного ходів при роботі з дизельним приводом зосереджені безпосередньо в коробці швидкостей.

Перші чотири «тихі» швидкості від коробки швидкостей приводу передаються через карданний вал 8, вал-шестерню 2-27, зубчате колесо 2 = 93 редуктори лебідки і спарені шинно-пневматичні муфти 7 на барабан лебідки 12. Одночасно через карданний вал 6, трансмісію 5, зірочки ланцюгової передачі 2 = 25 і 2=28 і шинно-пневматичну муфту 15 на барабан лебідки 12 передається швидка швидкість. Ланцюговою передачею зірочками 2=19 і 2 = 35 4 передається постійне обертання катушковому валу 3, на якому встановлена фрикційна катушка, що має планетарну передачу 2.

Від приводного валу через шестерні 2 = 27 і 2=44 редуктора лебідки потужність передається на трансмісію ротора 9. З трансмісії потужність через здвоєну шинно-пневматичну муфту 10, зірочки 2=45 і 2 = 21 ланцюгової передачі і конічну зубчату передачу 2=18 і 2=58 передається на стіл ротора. На валу барабана встановлені на підшипниках ланцюгове колесо 16 для підключення механізму автоматичної подачі долота на забій і двостороння кулачкова муфта 13.

Муфта 13 під час опус кально-підіймальних операцій сполучає вал барабана з гідравлічним гальмом 14, а під час буріння - з ланцюговим колесом механізму автоматичної подачі долота на забій. При необхідності муфта може бути зафіксована в нейтральному положенні. Вмиканням муфти 10 на ротор передають чотири «тихі» швидкості. Перемикання швидкостей зосереджене безпосередньо в коробці швидкостей, а вмикання шинно-пневматичних муфт, кулачкової муфти і фрикційної катушки - на пульті бурильника.

2.4 Висновки до розділу 2

1. Розглянуті основні тенденції конструювання бурових установок і її основних складових вузлів та встановлено важливе значення гальмівної системи для оптимізації динамічних режимів, що виникають в буровій вищці та її складових під час опускання колон в свердловину.

2. Проведений аналіз відомих конструкцій гальмівних пристроїв показав, що існуючі технічні рішення для гальмівної системи лебідки механізму підйому та опускання бурових труб не можуть бути успішно використані так як через особливості процесу опускання необхідно застосувати основне та допоміжне гальмування.

3. Встановлено, що основне гальмування повинне бути здійснене пристроєм з великим поглинанням значної кількості механічної енергії, яким може бути пристрій із застосуванням гідродинамічного ефекту, а допоміжне – механічним пристроєм, що може бути реалізовано стрічковим гальмом.

3 РОЗРАХУНКОВО – КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Розробка конструкції гідравлічного гальма

В бурових лебідках застосовують дві гальмівні системи – основну і допоміжну.

Основна – для гальмування барабана лебідки під час виконання спуску бурової і обсадної колони.

Допоміжна – для оперативного гальмування, для фіксації барабана в необхідному положенні, а також для гальмування барабана в аварійних ситуаціях.

Гідравлічне гальмо виконує функції основної системи, яке під час спуску бурильної чи обсадної колони виконує основне гальмування, забезпечуючи поверхні шківів стрічкового гальма від пошкоджень і навіть розриву його обода.

Гідравлічне гальмо (рис. 3.1) містить корпус 1, що улаштований на стойках 2, вала 3 з посадженим на ньому через шпонкове з'єднання ротора 4, бокових кришок 5 та 6, стакана 7 з кришками для підшипників і текстолітових шайб 8, які сприймають осьові навантаження і забезпечують кришки від зношування. На шліцах вала 3 розташована кулачкова напівмуфта, що з'єднується під час вмикання гідравлічного гальма з кулачковою напівмуфтою вала лебідки. Кулачки напівмуфт мають скоси, що гарантують надійність їх з'єднання. Середня частина корпусу та бокові кришки утворюють статор гідравлічного гальма. На бокових поверхнях ротора і обернених до них поверхнях статора знаходяться лопатки, що встановлені з певним нахилом. Під час обертання вала гідрогальма вода, що заповнює гальмо, під впливом відцентрової сили намагається рухатись від центра до периферії. Переміщуючись округленнями в зовнішній частині міжлопаткових каналів ротора, вода направляється на нерухомі лопатки статора, під час удару об які здійснюється поглинання значної частини енергії, що підводиться до

гідрогальма. Далі вода переміщується в міжлопаткових каналах статора до його центру і знову попадає на лопатки ротора. Завдяки високим швидкостям циркуляції води в міжлопаткових каналах гідрогальма створюється значний гальмівний момент. При цьому його значення прямопропорційне квадрату частоти обертання ротора. Під час опускання колони труб частота обертання підйомного вала лебідки зростає до тих пір, поки опір гідрогальма не зрівноважить колону і її рух стане рівномірним. За правильного вибору кількості води у баку і гідрогальмі та за частоти обертання вала 250-350 об/хв. швидкість опускання стає постійною (опускання колони на довжину свічки 24 м здійснюється приблизно за 15...20 с).

Під час опускання колони лопатки статора і ротора направлені на зустріч одна одній. Під час підймання, тобто зворотному обертанні ротора, опір обертанню гальма різко падає. Енергія вантажу, що опускається перетворюється в гідрогальмі в теплову, яка нагріває воду.

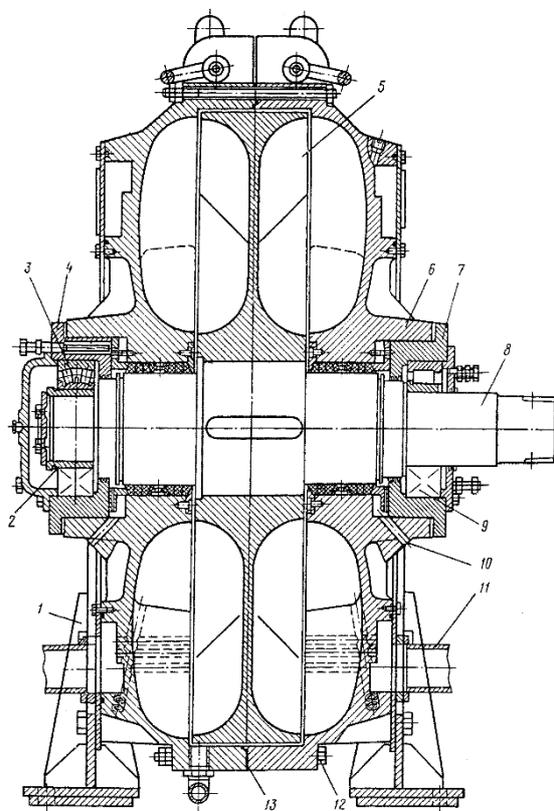


Рисунок 3.1 – Конструктивна схема гідралічного гальма

Якщо вода в гідрогальмі нагрівається до 100 °С, то пара, що утворилась при цьому, витісняє воду з робочого простору і гальмівний момент різко знижується.

Для уникнення перегріву води в гальмі передбачена друга циркуляційна система. Під час обертання ротора рідина з його порожнини частково витікає в кільцеві щілини між статором і ротором. В верхній частині гальма ця щілина вузька, так як стакани посаджені в ексцентричних розточках бокових кришок.

Явище «заклинювання» рідини, що захоплюється в вузьку частину щілини через щеплення з поверхнею ротора і особливо завдяки захопленню її заглибленнями, створює в верхній частині зароторного простору тиск, і вода направляєється звідси трубою 9 в холодильник 10. На її місце трубою 11 в гальмо надходить охолоджена вода. Вона підіймається в порожнини через отвори з нахилом і в між лопаткові порожнини статора.

Постійна зміна води в гальмі перешкоджає перегріву. Під час тривалого спуску важкої колони і високої температури повітря холодильник може не створювати необхідних умов тепловіддачі і температура води в системі буде недопустимо підвищуватись. Тоді через вентиль 12 в холодильник подають холодну воду. Надлишок нагрітої води з повного холодильника виливається трубою 13. Для спостереження за рівнем води в гальмівній системі на холодильнику встановлено пробні крани 14. Чим вище початковий рівень води в системі, тим більший об'єм її буде циркулювати в міжлопаткових порожнинах і тим вище буде гальмівний момент.

Опори вала гальма, які змащуються консистентним мастилом через маслянки 15, захищені від попадання води з гальма трьома ущільнюючими манжетами 16. Волога, що просочується через поверхні контакту стікає на зовні через дренажні канали 17. Для змащування манжет через маслянку нагнітають ручним насосом консистентне мастило.

3.2 Розробка конструкції стрічкового гальма

За конструктивним виконанням і кінематичними схемами керування стрічкові гальма бурових лебідок мають різноманітне виконання, хоча принципово пристрій гальм різних конструкцій мало чим відрізняється одне від одного. На рис. 3.2 наведено кінематичну схему стрічкового гальма, яке використовується в лебідці, що призначена для проведення бурових робіт глибиною від 6000 м до 7000 м.

Гальмо складається з двох шківів, які змонтовані на барабані, котрі охоплюються стрічками, оснащеними колодками. Гальмівні стрічки з'єднані одним кінцем з балансиrom, який призначений для рівномірного розподілення гальмівного зусилля між обома стрічками; іншим – з колінчатим валом. На колінчатому валу з однієї сторони знаходиться гальмівний важіль керування, а одне з його колін з'єднано з пневматичним циліндром, який збільшує гальмівне зусилля. Нерухомі кінці стрічок закріплені на балансири, а рухомі – прикріплені до шийок колінчатого вала. Під час повороту останнього стрічки переміщуються, охоплюючи шківви і притискають до них стрічку з колодками, здійснюючи при цьому гальмування. Керування гальмом виконують гальмівним важелем, який зв'язаний з рухомими кінцями стрічок системою важелів і колінчатим валом. Цей вал повертають або важелем, або поршнем пневматичного циліндра. Керування пневматичним гальмуванням здійснюється рукояткою, що знаходиться на гальмівному важелі чи пульті оператора буріння.

Гальмівний важіль повинен мати кут повороту не більше 90° , так як за довжини важеля 1,2-1,6 м робочий не зможе переміщувати його на великий кут.

На конструктивній схемі (рис. 3.3) вказані елементи зазначені тими ж позиціями. Балансир насаджений на вісь 14, що встановлена в стояку 13, який болтами М42 кріпиться до рами лебідки. Стальні гальмівні стрічки 4 з'єднані осями з вушками болтів 11. Гайки цих болтів своєю шаровою заточкою опираються на шарові гнізда в отворах балансира. За нерівномірного зношування

гальмівних колодок, що закріплені на стрічках, балансир в момент гальмування дещо відхиляється від горизонтального положення і вирівнює навантаження на гальмівні стрічки, забезпечуючи рівномірне і одночасне затискання гальмівних шківів. Завдяки шаровим шарнірам передача навантажень від стрічки до балансиру при цьому не порушується.

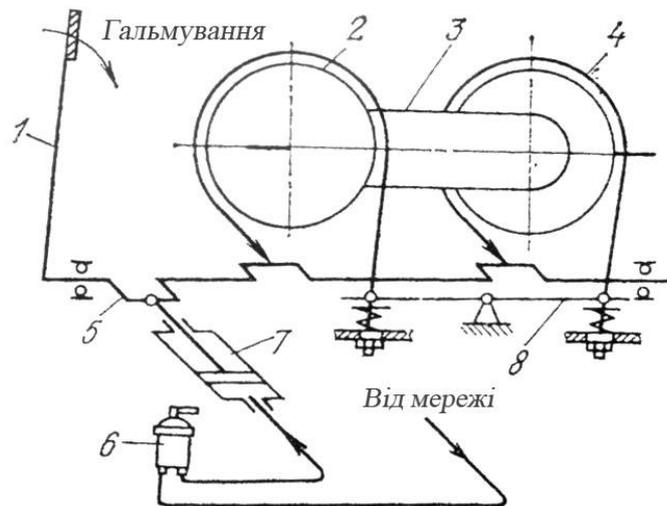


Рисунок 3.2 – Схема стрічкового гальма бурової лебідки:

- 1 – гальмівний важіль, 2 – гальмівний шків, 3 – барабан лебідки,
4 – стрічка гальма, 5 – колінчатий вал, 6 – кран керування пневмоциліндром,
7 – пневмоциліндр, 8 – балансир

Пружини утримують гайки притиснутими до опорної поверхні під час звільнених від навантажень стрічок. На хвостовиках болтів 11, що проходять в отворі верхнього листа рами 18 на відстані аварійного зазору a від нижньої площини листа нагвинчені гайки 10. За обриву однієї з гальмівних стрічок, болт 11 другої стрічки підіймає на величину a , що знаходиться в межах 15...20 мм і передавши навантаження безпосередньо на лист рами дозволяє тимчасово продовжити аварійне гальмування на одній стрічці. Зазор між колодками стрічок і гальмівним шківом регулюють поворотом гайок. При цьому необхідно слідкувати, щоб балансир зберігав горизонтальне положення і аварійні зазори a

не змінювались.

На сталевих гальмівних стрічках 4 закріплені гальмівні колодки із ретинаксу. Гальмівні колодки мають виступаючі металеві полоси, які входять у вирізи на стрічці і огинаються. Така конструкція забезпечує надійне кріплення і легку зміну колодок.

На гальмівному важелі 1 встановлено ковпачок керування гальмівним краном оператора. За допомогою крана оператора керують пневмоциліндром 6, шток якого з'єднаний із сектором гальмівного важеля, фіксація якої здійснюється вантажним стопорним пристроєм 19.

3.3 Розрахунок головного гальма

Першим етапом проектування головного гальма лебідки є визначення необхідного гальмівного моменту M_T та розмірів гальма: кількість та діаметр гальмівних шківів D_T та його ширини B .

В скважину опускають колони різної ваги з різними швидкостями. Швидкості опускання забезпечують допоміжним та головним гальмами. Гальмування під час зупинки здійснює лише головне гальмо, яке поглинає під час цього колони, що рухається та пов'язаних з нею частин.

Навантаження на гаку та підсилення у ведучій струні каната під час зупинки залежить від часу і шляху гальмування, а також динамічних навантажень, що під час цього виникають. Оскільки час гальмування не обмежений і залежить лише від оператора, щоб уникнути виникнення надлишкових динамічних навантажень, які можуть стати причиною обриву каната, зусилля на гальмівних шківах повинні завжди створювати натяг канату менший його загального розривного зусилля R_d (Н), тобто повинна забезпечуватись умова

$$R_{\dot{A}} \geq k_T F D_T z / D_e \eta_{\dot{e}} = P_{\dot{A}i \dot{A}\ddot{o}} \quad (3.1)$$

де k_T – коефіцієнт запасу гальмування (правилами госгортехнагляду встановлений 1,5-2,0 за найбільшого навантаження на гаку); F – загальна тангенціальна сила тертя на ободах гальмівних шківів за нерухомої колони, Н; D_T – діаметр гальмівного шківа, м; $z=2$ – кількість гальмівних стрічок; D_e – найбільший діаметр намотки, що визначається за формулою (3.1), м; $\eta_{\dot{e}}=0,85-0,95$ – ККД лебідки; $P_{\dot{v} \max}$ – розрахункове максимальне зусилля в ведучій струні каната, Н.

Гальмівне зусилля на одному шківі визначається з формули (3.1)

$$F_1 = \frac{P_{\dot{v} \max} D_e \eta_{\dot{e}}}{z D_T} \quad (3.2)$$

Діаметр гальмівних шківів (в м.) вибирають в межах $D_T=(1,65\dots 2,75) D_{\dot{b}}$, де $D_{\dot{b}}$ – діаметр барабана лебідки, м.

Чим менший діаметр барабана $D_{\dot{b}}$, тим більше повинне бути відношення $D_T/ D_{\dot{b}}$. Ширина гальмівної шайби (м) $B=(0,15\dots 0,3)$.

Під час проектування та наближених розрахунках гальмо лебідки може розглядатися як просте стрічкове гальмо (рис.3.3 а), в якому гнучка стрічка з фрикційною накладкою натискає на гальмівний шків. В цьому випадку для попереднього визначення тангенціальної сили $F=S_H-S_C$ на шківу гальма можна користуватися залежністю Ейлера

$$S_H= S_C e^{\mu\alpha}. \quad (3.3)$$

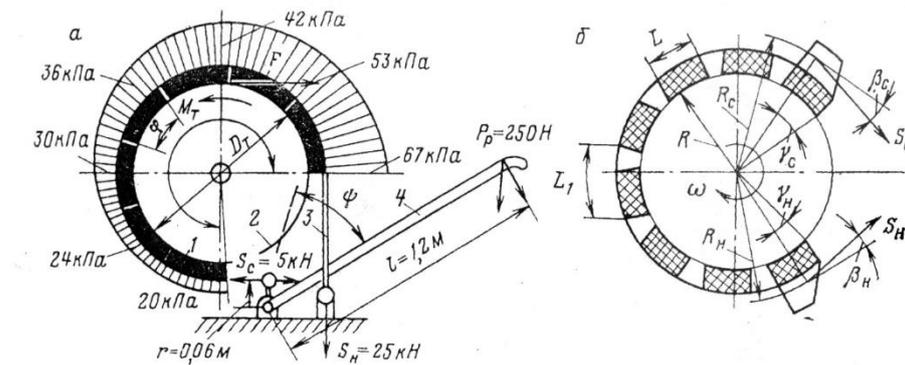


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема гальма:

а – просте стрічкове; б – стрічково-колодкове; 1 – колодка, 2 – шків, 3 – стрічка, 4 – важіль, 1 – довжина важеля; α – кут обхвату, r – радіус кривошипа, ψ – кут повороту гальмівного важеля, φ – кут обхвату однієї колодки, β_c та β_n – кут між збігаючою та набігаючою кінцями стрічки та тангенціальною лінією, γ_c та γ_n – кут прикладення тангенціальної сили на збігаючій та набігаючій колодках, R_0 , R_n , R_c – радіуси зовнішніх поверхонь барабана, колодок та стрічкою набігаючою та збігаючою

Натяг набігаючого кінця стрічки

$$S_H = \frac{F e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (3.4)$$

Натяг збігаючого кінця стрічки

$$S_C = \frac{F}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (3.5)$$

де $\alpha = \pi\varphi$ – кут обхвату шківа стрічкою (див рис. 3.3 а), рад; μ – коефіцієнт тертя гальмівних колодок і шківа (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Коефіцієнти тертя

Пара тертя	Коефіцієнт тертя μ сухих поверхонь
Сталь-чавун	0,25-0,45 (менше 0,5)
Сталь або чавун – феррадо або райбест	0,35-0,45
Сталь – ретинакс ФК-24А	0,35-0,65
Чавун – порошкові металеві колодки	0,35-0,55

Збільшення кута α дозволяє реалізувати необхідний гальмівний момент за менших габаритів гальма, але збільшення кута обхвату пов'язане з ускладненням конструкції системи керування. Найбільш простою вона є за кута $\alpha < 285^\circ$ (біля 5 рад). В цьому випадку можливе безпосереднє з'єднання збігаючі віток гальмівних стрічок з колінчастим валом системи керування. За більшого кута обхвату необхідним є застосування шатунів між колінчастим валом і збігаючі ми вітками стрічок та роликоопор, що забезпечують рівномірність зазору між накладками стрічок і шківими за розгальмуванні по всій дузі контакту. У зв'язку з цим лише четверта частина лебідок закордонного виробництва має кут обхвату $320-330^\circ$ і лише 10% їх складають лебідки з $345^\circ < \alpha < 350^\circ$.

Необхідно враховувати, що коефіцієнт тертя μ – величина змінна, що залежить від багатьох факторів: швидкості ковзання, питомого навантаження, температури, змащування, матеріалів шківа і колодки, розмірів поверхонь контакту і т. д.

Сила тертя F на гальмівному шківу врівноважується різницею натягів набігаючою S_H та збігаючою S_C кінців стрічки.

$$F = S_H - S_C. \quad (3.6)$$

3.4 Визначення сил, що діють в важільному механізмі гальма

В стрічкових гальмах бурових лебідок набігаючий кінець стрічки

необхідно закріплювати до балансиру лебідки, а рухомий до колінчатого вала, на який діє лише сила натягу збігаю чого кінця стрічки, що створює на ньому момент. Цей момент врівноважується моментом M_p , що створений силою прикладеною до гальмівного важеля, і моментом M_{Π} , що створюється силою P_{Π} , прикладеною до кривошипу колінчатого валу штоком пневмоциліндр, тобто

$$2M_T = M_p + M_{\Pi} = 2S_C r \cos \psi \quad (3.7)$$

де $r \approx 0,04-0,06$ – радіус кривошипа від нерухомого шарніра до точки кріплення до рухомого кінця стрічки, м; ψ – кут повороту колінчатого валу, °.

Рухомий кінець стрічки в момент повного гальмування повинен бути розташований під кутом до осі кривошипа близьким до 90° .

Зусилля на гальмівній рукояті при $M_{\Pi}=0$.

$$P_p = \frac{2rS_C \sin \beta_2}{\eta l \cos \beta_1} \quad (3.8)$$

де l – довжина гальмівного важеля, м (для ручного гальма зазвичай $l=1,2-1,6$ м); $\eta=0,9-0,05$ – ККД важільної систем; β_1 – кут між збігаючим кінцем стрічки і віссю кривошипа; β_2 – кут між віссю важеля і стрічкою (змінюється від 80° перед початком гальмування до $10-15^\circ$ в кінці гальмування).

Під час ручного гальмуванні зусилля робочого на гальмівній рукояті повинне бути до 250 Н. Максимальний момент, який повинна розвивати пневматична система гальмування, $M_{\Pi} \geq 1,6M_T$.

Гальмо бурових лебідок необхідно розраховувати так, щоб шлях який проходить гак під час гальмування за спуску, не перевищував величини h_k , яка визначається за залежністю $h_k = v_{kc}^2 / 3$, де v_{kc} – швидкість спуску в початковий момент гальмування (в м/с). Шлях гальмування (в м.) на ободі шківів гальма

$$h_0 = \frac{u_T h_k D_T}{D_i} \quad (3.9)$$

Для наближених розрахунків може бути використаний прямолінійний закон зміни швидкості під час гальмування, тоді час гальмування (в с.)

$$t_T = 2h_k / v_{kc} \quad (3.10)$$

Оскільки момент, який розвивається гальмом, залежить від зусилля прикладеного до гальмівного важеля і пневмопідсилювача, на які діє оператор, час гальмування може змінюватися в значних межах. Під час різкого гальмування підйомної системи можуть створюватись значні динамічні навантаження, тому в бурових лебідках, розрахованих на канати певного діаметра, не можна застосовувати канат меншого або більшого діаметра. В першому випадку канат може бути обірваний під час різкого гальмуванні навіть при вірному виборі його навантаження за статичним навантаженням. В другому випадку - збільшиться шлях гальмування через недостатній гальмівний момент, хоча міцність каната буде відповідати розрахунковому навантаженню.

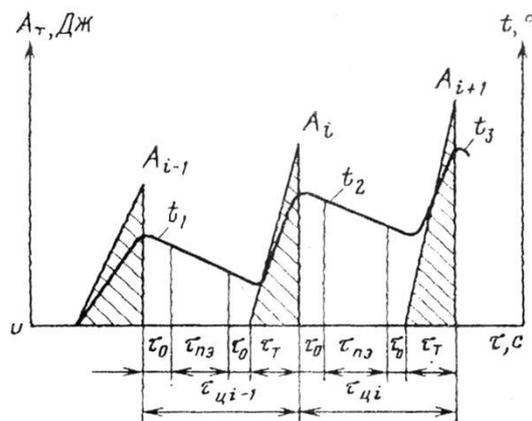
3.5 Тепловий розрахунок головного гальма

Під час опускання бурильної колони виділяється значна кількість енергії, яка повинна поглинатись гальмівною системою бурової лебідки. Під час гальмування ця енергія перетворюється в теплову, яка викликає сильне нагрівання гальмівних колодок і шківів і призводить до їх швидкого зношування. Одночасно з підвищенням температури гальмівних шківів і колодок зменшується коефіцієнт тертя, що спонукає бурильника збільшувати зусилля на гальмівному важелі і тим самим підвищувати навантаження на колодки, що прискорює їх зношування.

При експлуатації бурових лебідок без регулюючого гальма гальмівні колодки деколи спрацьовуються протягом одного двох спусків бурильної колони.

В процесі спуску відбувається постійне чередування періодів гальмування і спусків колони і періодів підйому ненавантаженого елеватора та періодів пауз, при чому вага колони, що спускається за кожен цикл збільшується на вагу однієї свічки.

На рис. 3.4 наведено схематичний графік роботи гальма бурової лебідки при опусканні колон. Час циклу $\tau_{\text{ц}}$ дорівнює сумі часу гальмування τ_{T} під час спуску, часу пауз τ_0 (обробка свічок) та часу підйому ненавантаженого елеватора $t_{\text{пе}}$. Заштриховані площі трикутників A_{i-1} , A_i , ... A_{i+1} відповідають роботі гальмування за кожен цикл (Дж).



A_{T} — робота гальмування; t — температура; τ — час; τ_0 — час зупинки; $t_{\text{пе}}$ — час підйому ненавантаженого елеватора; τ_{T} — час гальмування; $\tau_{\text{ц}}$ — час циклу опускання свічки

Рисунок 3.4 – Графік роботи та нагрівання гальма під час опускання колони:

Головні гальма розраховують на нагрівання за кількістю теплоти, що виділяється під час опускання на довжину свічки колони найбільшої ваги (площа

A_{i+1} на рис. 3.4). Меншу вагу бурильної колони в попередній момент опускання в розрахунку не враховують.

Кількість роботи, яку повинна поглинути гальмівна система під час опускання колони на довжину однієї стрічки (Дж), $A = P_{\text{вус}} l_c$, де $P_{\text{вус}}$ – натяг ведучої струни під час опускання, Н; l_c – довжина стрічки в м.

Оскільки величини коефіцієнтів тепловіддачі зведені до одиниці часу 1 с, то умовно можна приймати, що кількість тепла, яка виділяється в гальмі за одну годину буде (кВт/год)

$$Q_\varepsilon = Az3,6 \quad (3.11)$$

де z – кількість свічок, що опускають за одну годину.

За усталеного теплового стану вся теплота, що виділяється під час гальмування віддається в оточуюче середовище і воду, яка подається для охолодження, тобто повинно бути

$$Q_\varepsilon = Q_{\text{от}} \quad (3.12)$$

$$\text{Де } Q_{\text{от}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5$$

Кількість випромінюваної теплоти (кВт/год)

$$Q_1 = (c_1 \Pi_1 + c_2 \Pi_2) \left[\left(\frac{273 + t_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + t_2}{100} \right)^4 \right], \quad (3.13)$$

де $c_1 = 2-3$ Вт/(м²К) – коефіцієнт випромінювання від полірованої поверхні гальмівного шківа площею Π_1 ; $c_2 = 8 \dots 12$ Вт/(м²К) – коефіцієнт випромінювання від шорстких поверхонь площею Π_2 ; Π_1 і Π_2 – площі поверхонь шківа, які випромінюють теплоту, м²; t_1 – температура нагрівання шківа, °С; t_2 –

температура оточуючого середовища, °С.

Кількість теплоти, що відводиться конвекцією повітря за нерухомого шківа (кВт/год)

$$Q_2 = c_3 \Pi_3 (t_1 - t_3) (1 - ПВ) \cdot 3,6, \quad (3.14)$$

Де

$c_3 = 12-25$ Вт/(м²К) – коефіцієнт тепловіддачі від нерухомого шківа повітря; Π_3 – площа поверхні шківа, яка відводить теплоту конвекцією, м²; $ПВ=0,4-0,6$ – відносний час вмикання.

Кількість теплоти, що відводиться конвекцією повітря, при шківах, що обертаються кВт/год

$$Q_3 = (t_1 - t_2) ВП \Sigma f_i c_{4i} \cdot 3,6, \quad (3.15)$$

де Σf_i – площа бокових кільцевих поверхонь шківів, м²; $c_{4i} = 15 v_i^{0,8}$ Вт/(м²К) – коефіцієнт тепловіддачі кільцевих поверхонь гальмівних шківів, що обертаються; v_i – швидкості відповідних кільцевих поверхонь, м/с.

Кількість теплоти, що відводиться водою охолодження (кВт/год),

$$Q_4 = c_5 (t_1 - t_3) \Pi_4 \cdot 3,6, \quad (3.16)$$

де c_5 – коефіцієнт тепловіддачі від гальмівних шківів до води ($c_5 < 4,6$ кВт/(м²К)) при швидкості течії води більше 0,15 м/с; $c_5 = 1,1 \dots 2,3$ Вт/(м²К) при швидкості течії води менше 0,15 м/с); $t_3 = 60-85$ °С – температура води, що відводиться; Π_4 – площа поверхні шківа, яка омивається водою, м².

Кількість води для охолодження гальмівних шківів (л/год)

$$q = \frac{Q_4}{c_p (t_3 - t_4)} \quad (3.17)$$

де $c_p = 4,185 \text{ кДж/(кгК)}$ – теплоємність води; $t_4 = 15 \dots 20 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура води, що підводиться.

Головне гальмо розраховують на поглинання всієї теплоти, що виділяється під час опускання колон, але для зменшення зношування механічних гальм лебідки обладнують допоміжним гальмом, який розраховують на поглинання 75-85% всієї теплоти Q_e , що виділяється, тобто $Q_5 = (0,75 \dots 0,85)Q_e$. Ця теплота Q_5 повинна розсіюватися його поверхнею, а також відводиться водою, що охолоджує.

3.6 Допоміжні регулюючі гальма бурових лебідок

При розробці спускопідймального комплексу необхідно передбачити обладнання лебідки регулюючим гальмом, що служить для сповільнення обертання лебідки, зменшення швидкості опускання бурильних та обсадних колон і поглинання частини енергії, що виділяється під час цього.

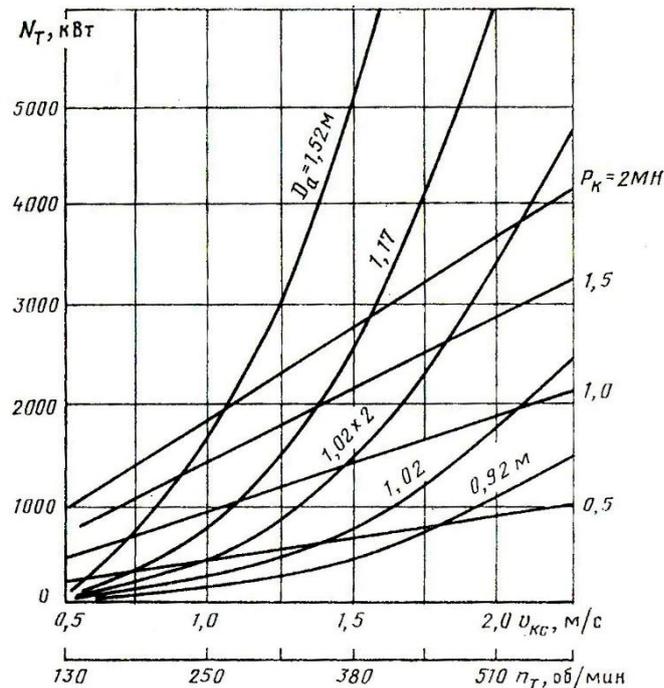
Регулюючі гальма зазвичай з'єднують з валом лебідки муфтою і вмикають під час опускання колони лише при досягненні глибини 200-300 м. Під час підйому ненавантаженого елеватора при опускання колон гальмо не повинне гальмувати барабан, тому воно повинно бути вимкнене або мати одностороннє гальмування, в цьому випадку ротор гальма повинен мати невеликий динамічний момент інерції. На вмиканні вимикання регулюючого гальма при опусканні кожної свічки повинен витратитись мінімальний час.

При підйомі бурильної колони регулюючі гальма необхідно зовсім відмикати від вала барабана лебідки для зменшення зношування полегшення опускання ненавантаженого елеватора.

Регулююче гальмо повинне бути досить потужним, оскільки під час опускання виділяється короткочасно велика потужність (2-5 МВт і більше). В якості таких гальм використовують гідродинамічні і електричні гальма ротаційного типу. На рис. 3.5 наведено графік гальмівних моментів, які

розвиваються допоміжними гальмами різних типів. Графік побудований для гальмівних систем приблизно однакових габаритів під час роботи в однакових режимах нагріву.

За характеристикою електричні гальма найбільш підходять до характеру зміни моменту колони, що вільно опускають в скважені.



1 – гідродинамічне, 2 – електромагнітне, 3 – електродинамічне, 4 – електромагнітне порошкове, 5 – електродинамічне водонаповнене, M_T – крутний момент, n – частота обертання

Рисунок 3.5 – Характеристики допоміжних регулюючих гальм:

Не залежно від типу регулюючого гальма для поглинання енергії, що виділяється при опусканні можна використовувати воду або іншу рідину. Намагання перетворити енергію спуску в електричну і повертати її в мережу досі невдалі. Кожен із вказаних типів гальм має переваги і недоліки, тому, проектуючи бурову установку, необхідно вирішити питання, якою із типів

регулюючих гальм застосовувати в кожному окремому випадку.

3.7 Розрахунок основних розмірів гідравлічного гальма

Момент, що розвивається гідравлічним гальмом

$$M_T = M_{Ц} + M_{ТР} + M_{МЕХ}, \quad (3.18)$$

де $M_{Ц}$ – момент створений циркулюючою в гальмі рідиною, $M_{Ц} = Q\rho g D_a / 2$,
 Q – маса рідини, кг; ρ – густина рідини кг/м³; D_a – активний діаметр, м; $M_{ТР}$ –
 момент тертя води об поверхню ротора гальма (МН)

$$M_{ТР} = 12 D_a^5 n_T^2;$$

$M_{МЕХ}$ – момент створений механічними втратами (в наближених розрахунках ним можна знехтувати, оскільки має невелике значення).

Потужність гальмування (кВт)

$$N_T = M_T \omega, \quad (3.19)$$

де ω – кутова швидкість об/с.

Для гідравлічного гальма рівняння, що пов'язує розміри активного діаметра з потужністю, може бути знайдене з відомої формули подібності

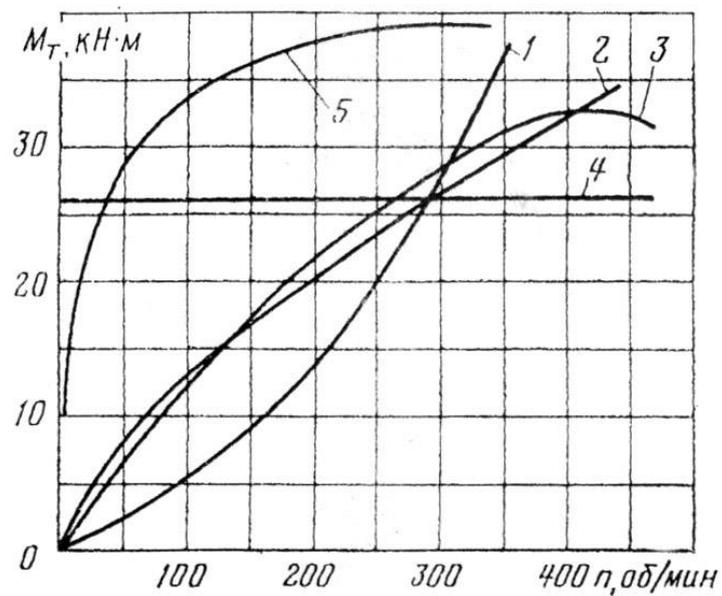
$$N_T = \alpha \left(\frac{n_T}{100} \right)^3 (D_a^5 - D_B^5), \quad (3.20)$$

де D_a – найбільший активний діаметр гальма, м; D_B – діаметр, до якого доходить вода при обертанні, м; α – коефіцієнт потужності (залежить від типу

гальма); n_{Ti} – частота обертання ротора, об/хв.

Величина коефіцієнта α може дещо змінюватись в залежності від наповнення гальма водою, від величини втрат і частоти обертання ротора та інше. За низьких частот обертання значення цього коефіцієнта дещо більше, за великих – навпаки.

Коефіцієнт потужності за прямого обертання одного ротора з плоскими косо поставленими лопатями за повного заповнення водою знаходиться в межах $\alpha=20-30$.



n_T та діаметра D_a ротора гальма: P_k – навантаження на гак; N_T – потужність гальмування; v_{kc} – швидкість опускання гака (в м/с) за $D_6=0,61$ м. та кратності оснащення $u_T=8$

Рисунок 3.6 – Залежність потужності гідрогоальма від частоти обертання

Частота обертання ротора гальма дорівнює швидкості обертання барабана лебідки (об/хв)

$$n_{\dot{e}} = n_T = \frac{60v_{kc}u_T}{D_a\pi} \quad (3.21)$$

де v_{kc} – найбільша швидкість опускання колони, що визначається технологією буріння. Для розрахунку гальм, регулюючих швидкість опускання приймають $v_{kc} = 1-1,5$ м/с.

Знаючи допустиму частоту обертання ротора, можна знайти його діаметр (м)

$$D_a = \sqrt[5]{\frac{N_T}{\alpha} \left(\frac{100}{n_T}\right)^3}. \quad (3.22)$$

За зворотного обертання ротора гідравлічного гальма з великим кутом нахилу лопаток поглинається потужність в багато раз менша, ніж за прямого обертання. Це дає можливість вести спускопідіймальні операції без відмикання гальма при підйомах ненавантаженого елеватора.

За декількох роторів в гідравлічному гальмі його гальмівний момент можна приймати пропорційним числу роторів. Недоліком гідравлічного гальма є нездатність створювати великий момент гальмування за малих частот обертання.

На рис. 3.6 наведено графік зміни потужності гідрогальм різних діаметрів в залежності від швидкості опускання і частот обертання.

За наведеними методиками проведено розрахунки основних конструктивних параметрів стрічкового та гідравлічного гальм.

Вихідними даними для розрахунку були такі параметри: $T_{max}=98$ кНм; $\omega_{min}=71,76$ об/с; $\omega_{max}=358,28$ об/с; $D_6=800$ мм; $L_6=1040$ мм.

За розрахунками отримано: діаметри гальмівних шківів $D_{шк}=1450$ мм; ширина стрічки $B=235$ мм; від стась між центрами шківів $L=1320$ мм.

Для гідродинамічного гальма отримано наступні проектні величини: кількість лопаток в кришці – 20; подача охолоджувальної рідини, л/год. – 4000; діаметр ротора – $D_p=1260$ мм.

3.8 Висновки до розділу 3

1. На підставі аналізу експлуатаційних умов роботи та діючих навантажень розроблена конструктивна схема гідравлічного гальма, що виконує функції головного гальмівного пристрою вала лебідки під час опускання колони бурильних чи обсадних труб.

2. Розроблена конструктивна схема стрічкового гальма, що виконує функції допоміжного пристрою гальмівної системи. Здійснено вибір важільної системи, що забезпечує зрівноважувальний момент, який прикладений до гальмівного важеля і момент, що прикладений до кривошипу колінчатого валу від штоку пневмоциліндр.

3. Виконано розрахунок основних параметрів та конструктивних розмірів головного гальма, сил, що діють у важільному механізмі для визначення характеристик важільної та пневматичної систем гальма.

4. Проведено тепловий розрахунок головного гальма, що дозволило встановити необхідні параметри охолоджуючої системи.

5. Встановлено заходи для вибору допоміжних регулювальних гальм бурових лебідок.

4. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В БУРИЛЬНИХ УСТАНОВКАХ ПІД ЧАС ГАЛЬМУВАННЯ КОЛОНИ БУРИЛЬНИХ ТРУБ

4.1. Апроксимація механічних характеристик гальмівних пристроїв

Оскільки в конструкціях бурових установок як основний гальмівний пристрій переважно використовується стрічкове гальмо, розглянемо його механічну характеристику. Під час гальмування лебідки ручний та пневматичний приводи цього гальма працюють одночасно. Тому на час наростання та на максимальне значення гальмівного моменту суттєво впливають особливості роботи оператора бурової установки. Характер зміни гальмівного моменту може бути відмінним не лише при різних значеннях ваги колони бурильних труб, а й при повторних спусках колони однієї ваги. У зв'язку з цим, будемо розглядати найнесприятливіший випадок швидкого наростання гальмівного моменту від нуля до максимального значення, після чого цей момент залишається постійним. Залежність гальмівного моменту стрічкового гальма M_1 від часу t у найнесприятливішому режимі роботи бурової установки зображено на рис. 4.1, де M_{1max} і t_{1m} – максимальне значення та час наростання моменту; t_{10} – час початку вмикання гальмівного пристрою.

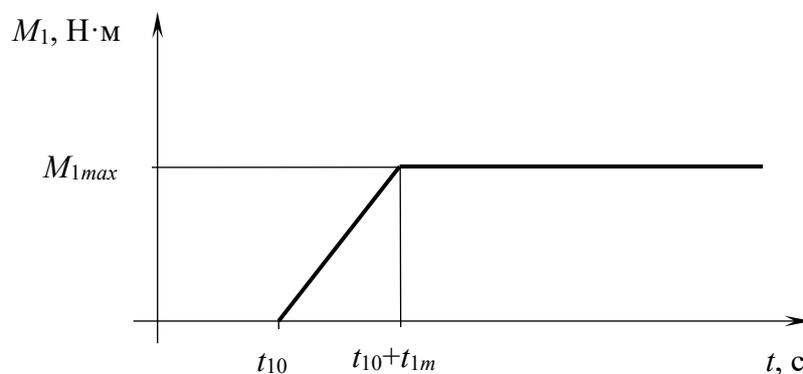


Рисунок 4.1 - Графік зміни гальмівного моменту стрічкового гальма в часі

Аналітично момент стрічкового гальма можна задати у вигляді

$$\begin{aligned} M_1 &= \alpha_m t, \quad \text{якщо } t_{10} \leq t \leq t_{10} + t_{1m}; \\ M_1 &= M_{1max}, \quad \text{якщо } t > t_{10} + t_{1m}, \end{aligned} \quad (4.1)$$

де $\alpha_m = M_{1max} / t_m$ – сталий коефіцієнт.

Як показують експериментальні дослідження [73, 74], наростання гальмівного моменту триває невеликий проміжок часу t_{1m} , який здебільшого становить 0,1–0,5 с. Тому у наближених розрахунках можна припускати, що момент стрічкового гальмівного пристрою наростає миттєво від нуля до максимального значення. Тоді залежність гальмівного моменту M_1 від часу набуває вигляду

$$M_1 = M_{1max}. \quad (4.2)$$

Найбільш розповсюдженим додатковим гальмівним пристроєм, котрий служить для сповільнення руху колони бурильних або обсадних труб, є гідродинамічне гальмо. Розглянемо його механічну характеристику, тобто, залежність гальмівного моменту M_2 від частоти обертання ротора n та від рівня робочої рідини в порожнині гальма H . Для проведення досліджень динамічних процесів залежність гальмівного моменту від частоти обертання ротора подаємо, згідно з (4.2), у вигляді

$$M_2 = an^b, \quad \text{якщо } n \geq 0. \quad (4.3)$$

Коефіцієнт a і показник степеня b , що входять до вказаної залежності, є функціями рівня робочої рідини H . Слід відмітити, що в конструкціях гідродинамічних гальм передбачається ступеневий або безступеневий способи

регулювання рівня робочої рідини. Безступеневий спосіб є більш раціональним, однак для розрахунку гальмівних режимів роботи бурових установок в умовах безступеневої зміни рівня робочої рідини необхідно мати єдиний вираз для гальмівного моменту як функції частоти обертання ротора і рівня рідини. Для прикладу виконаємо апроксимацію залежності (4.3), використовуючи результати експериментальних досліджень гідродинамічного гальма УТГ-1000, наведені у табл. 4.5.

Дискретні значення параметрів a і b в системах координат H, a та H, b зображаємо (рис. 4.2) відповідними точками. Можна помітити, що зі збільшенням рівня робочої рідини H у межах від 0 до 1000 мм значення a і b змінюються за законами, близькими до лінійних. Для $H \geq 1000$ мм вказані параметри зберігають майже сталі значення.

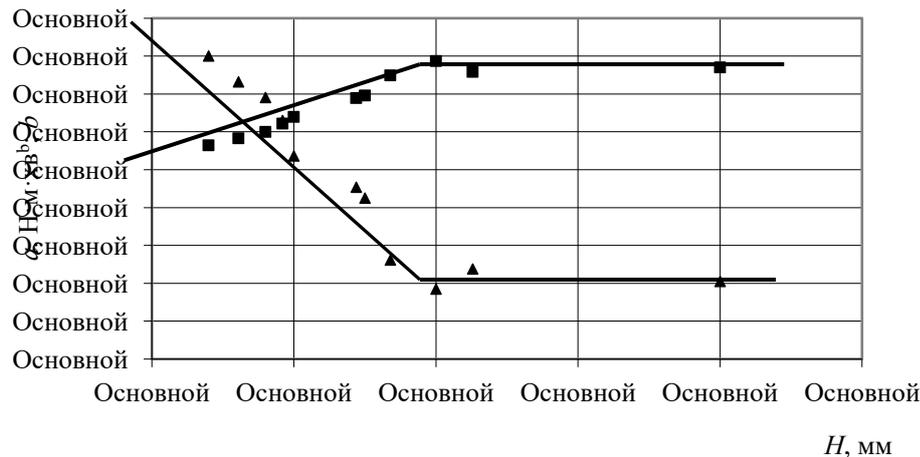


Рисунок 4.2 – Графік зміни величин a і b в залежності від рівня рідини H

Використовуючи метод найменших квадратів [103], апроксимуємо залежність a від рівня рідини H на ділянці $0 \leq H \leq 1000$ мм прямою лінією. Апроксимуючу функцію приймаємо у вигляді

$$a = \beta_1 + \beta_2 H, \quad (4.4)$$

де β_1 та β_2 – сталі величини, котрі вибираємо так, щоб сума квадратів різниць дійсних значень функції і відповідних значень апроксимуючої прямої у деякій множині точок була найменшою. Отже, критерієм вибору параметрів β_1 і β_2 апроксимуючої функції є таке співвідношення:

$$R = \sum_{i=1}^n [(\beta_1 + \beta_2 H_i) - a_i]^2 \Rightarrow \min, \quad (4.5)$$

де n – кількість точок апроксимації; H_i та a_i – дискретні дійсні значення величин H та a відповідно.

Диференціюючи вираз (4.5) за змінними β_1 та β_2 і прирівнюючи до нуля одержані результати, знаходимо значення вказаних величин, що відповідають мінімуму функції R . Рівняння для визначення β_1 і β_2 подаємо у вигляді

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n (\beta_1 + \beta_2 H_i - a_i) = 0; \\ \sum_{i=1}^n (\beta_1 + \beta_2 H_i - a_i) H_i = 0. \end{cases} \quad (4.6)$$

Розв'язавши систему рівнянь (4.6), отримуємо

$$\beta_1 = \frac{\sum_{i=1}^n H_i \sum_{i=1}^n H_i a_i - \sum_{i=1}^n H_i^2 \sum_{i=1}^n a_i}{\left(\sum_{i=1}^n H_i\right)^2 - n \sum_{i=1}^n H_i^2}, \quad (4.7)$$

$$\beta_2 = \frac{\sum_{i=1}^n H_i \sum_{i=1}^n a_i - n \sum_{i=1}^n H_i a_i}{\left(\sum_{i=1}^n H_i\right)^2 - n \sum_{i=1}^n H_i^2}. \quad (4.8)$$

Апроксимуючу функцію для визначення залежності величини b від рівня рідини H подаємо як

$$b = \delta_1 + \delta_2 H, \quad (4.9)$$

де δ_1 і δ_2 – сталі коефіцієнти.

Аналогічно співвідношенням (4.7), (4.8) записуємо вирази для обчислення δ_1 та δ_2 :

$$\delta_1 = \frac{\sum_{i=1}^m H_i \sum_{i=1}^m H_i b_i - \sum_{i=1}^m H_i^2 \sum_{i=1}^m b_i}{\left(\sum_{i=1}^m H_i\right)^2 - m \sum_{i=1}^m H_i^2}, \quad (4.10)$$

$$\delta_2 = \frac{\sum_{i=1}^m H_i \sum_{i=1}^m b_i - m \sum_{i=1}^m H_i b_i}{\left(\sum_{i=1}^m H_i\right)^2 - m \sum_{i=1}^m H_i^2}. \quad (4.11)$$

З використанням залежностей (4.4), (4.7)–(4.11) складаємо алгоритм для обчислення значень β_1 , β_2 , δ_1 , δ_2 та розрахунку параметрів a і b зовнішньої характеристики гальма за допомогою комп'ютера. Програма розрахунку та опис вихідних даних і результатів розв'язування задачі наведені у додатку А.

Провівши необхідні обчислення, знаходимо для гальма УТГ-1000 такі значення коефіцієнтів апроксимації: $\beta_1=19,76$ Н·м·хв^b; $\beta_2=-0,01567$ Н·м·хв^b/мм; $\delta_1=0,9890$; $\delta_2=0,0005706$ мм⁻¹. З урахуванням одержаних результатів записуємо вирази для величин a і b :

$$a = 19,48 - 0,01567H, \text{ якщо } H < 1000 \text{ мм;}$$

$$a = 3,81, \text{ якщо } H \geq 1000 \text{ мм;}$$

$$b = 0,9890 + 0,0005706H, \text{ якщо } H < 1000 \text{ мм};$$

$$b = 1,5596, \text{ якщо } H \geq 1000 \text{ мм.} \quad (4.12)$$

Таким чином, залежності $a(H)$ і $b(H)$ апроксимуємо відрізками прямих, зображеними на рис. 4.2. Згадані графіки побудовано з використанням співвідношень (4.12). Дискретні значення коефіцієнта a та показника степеня b , обчислені за допомогою вказаних залежностей, а також відхилення цих значень від відповідних експериментальних наведено у табл. 4.1. Для найбільш характерних значень рівня рідини H у табл. 4.2 наведено залежності теоретичного (одержаного на основі результатів апроксимації параметрів a і b) та експериментального значень гальмівного моменту гідродинамічного гальма УТГ-1000 від частоти обертання ротора.

Як видно з табл. 4.1, найбільша похибка апроксимації показника степеня b (Δb) не перевищує 3,91 %, а похибка апроксимації коефіцієнта a (Δa) для більшості значень рівня рідини H не перевищує 9,60 %, лише при $H=800$ мм та $H=1130$ мм ця похибка досягає 20,80 % та 19,96 % відповідно. Незважаючи на це, похибка апроксимації гальмівного моменту M_2 (ΔM_2) для $H \geq 500$ мм не перевищує 5,93 % (табл. 4.2). Найбільша похибка апроксимації моменту (12,54 %) одержана для $H=100$ мм, тобто, для випадку малих навантажень підіймальної системи. Тому ця похибка не буде суттєво впливати на точність розрахунків на міцність.

Визначимо механічну характеристику гідродинамічного гальма УТГ-1450 за допомогою експериментально одержаних графічних залежностей, поданих на рис. 4.2. Залежність гальмівного моменту від частоти обертання ротора, як і в попередньому випадку, відшукуємо у вигляді (4.3).

З аналізу формули (4.3) випливає, що характер залежності $a(H)$ суттєво залежить від прийнятих одиниць виміру частоти обертання ротора. Як показали дослідження, для апроксимації механічної характеристики гальма УТГ-1450

доцільно перейти від частоти обертання ротора n в хв^{-1} до кутової швидкості ω в рад/с. Тоді вираз гальмівного моменту запишеться як

$$M_2 = a\omega^b, \text{ якщо } \omega \geq 0. \quad (4.13)$$

Таблиця 4.1 - Апроксимовані залежності коефіцієнта a та показника степеня b від рівня рідини H в робочій порожнині гідродинамічного гальма УТГ-1000

$H, \text{ мм}$	$a,$ $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{хв}^b$	$\Delta a, \%$	b	$\Delta b, \%$
200	16,35	2,19	1,103	2,22
305	14,70	0,48	1,163	0,17
400	13,21	4,34	1,217	1,50
460	12,27	2,54	1,251	0,64
500	11,65	8,68	1,274	3,91
720	8,199	9,60	1,400	1,67
750	7,729	9,07	1,417	1,80
840	6,318	20,80	1,468	1,94
1000	3,811	3,28	1,560	0,89
1130	3,81	19,96	1,5596	2,88
2000	3,81	7,07	1,5596	1,34

Для знаходження коефіцієнта a та показника степеня b , як функцій рівня рідини H записуємо систему рівнянь, аналогічну (1.4):

$$\begin{cases} \lg M_{21} = \lg a + b \lg \omega_1; \\ \lg M_{22} = \lg a + b \lg \omega_2, \end{cases} \quad (4.14)$$

де M_{21} і M_{22} – значення гальмівного моменту, що відповідають кутовим швидкостям ω_1 і ω_2 .

Координати точок ω_1 , M_{21} і ω_2 , M_{22} для фіксованих значень H вибираємо із зовнішніх характеристик гальма УТГ-1450, що подані на рис. 4.4, і заносимо їх до табл. 4.3.

З рівнянь (4.14) визначаємо параметр b :

$$b = \frac{\lg \frac{M_{22}}{M_{21}}}{\lg \frac{\omega_2}{\omega_1}}. \quad (4.15)$$

Коефіцієнт a знаходимо за допомогою співвідношень (2.14) у вигляді

Таблиця 4.2 – Залежності гальмівного моменту гідродинамічного гальма УТГ-1000 від частоти обертання ротора

H , мм	n , хв ⁻¹	M_2 , кН·м		ΔM , %
		значення, одержане на основі апроксимованої характеристики	експериментальне значення	
100	100	2,6267	2,8848	8,95
	200	5,6422	6,3050	10,51
	300	8,8242	9,9612	11,41
	400	12,1195	13,7798	12,05
	500	15,5016	17,7239	12,54

продовження таблиці 4.2

500	100	4,1185	3,8743	5,93
	200	9,9619	9,4018	5,62
	300	16,7007	15,7918	5,44
	400	24,0960	22,8155	5,31
	500	32,0211	30,3513	5,21
750	100	5,2716	5,1691	1,94
	200	14,0761	13,5660	3,62
	300	25,0032	23,8546	4,59
	400	37,5861	35,6030	5,28
	500	51,5638	48,5719	5,80
1000	100	5,0133	5,1883	3,49
	200	14,7778	15,4471	4,53
	300	27,8127	29,2425	5,14
	400	43,5610	45,9906	5,58
	500	61,6934	65,3439	5,92
2000	100	5,0133	4,9066	2,13
	200	14,7778	14,2583	3,52
	300	27,8127	26,6117	4,32
	400	43,5610	41,4337	4,88
	500	61,6934	58,4115	5,32

$$a = \frac{M_{21}}{\omega_1^b} = \frac{M_{22}}{\omega_2^b}. \quad (4.16)$$

Таблиця 4.3 – Значення гальмівного моменту і частоти обертання ротора для вибраних точок зовнішніх характеристик гальма УТГ-1450

H , мм	ω_1 , рад/с	M_{21} , кН·м	ω_2 , рад/с	M_{22} , кН·м
370	12,56	3,2	41,867	15,9
450	8,373	3,4	41,867	38
600	6,280	3,7	41,867	88
910	5,233	5,2	26,167	78
1700	5,233	10	14,653	67

Підставляючи в формули (4.15) і (4.16) відповідні числові дані табл. 4.3, отримуємо значення параметрів механічної характеристики гальма, що занесені до табл. 4.4.

Аналізуючи числові значення, наведені у табл. 4.4, можна помітити, що залежність $a(H)$, а також залежність $b(H)$ не можна з достатньою точністю апроксимувати двома прямими лініями, як у попередньому випадку. Тому виконаємо кусково-лінійну апроксимацію згаданих функцій, розбиваючи їх область визначення на чотири відрізки.

Обчисливши коефіцієнти апроксимації β_1 , β_2 , δ_1 , та δ_2 для достатньо вузьких діапазонів зміни рівня робочої рідини H , запишемо вирази параметрів a і b :

$$a = -0,03004 + 0,0003788H ,$$

$$b = 0,555 + 0,0021H , \text{ якщо } 0 \leq H \leq 450 \text{ мм};$$

$$a = 0,0459 + 0,00021H ,$$

$$b = 0,99 + 0,001133H, \text{ якщо } 450 \leq H \leq 600 \text{ мм};$$

$$a = -0,1169 + 0,0004813H,$$

$$b = 1,645 + 0,00004194H, \text{ якщо } 600 \leq H \leq 910 \text{ мм};$$

$$a = 0,1495 + 0,0001886H,$$

$$b = 1,494 + 0,0002076H, \text{ якщо } 910 \leq H \leq 1700 \text{ мм.} \quad (4.17)$$

Таблиця 4.4 – Залежність коефіцієнта a та показника степеня b від рівня робочої рідини H для гальма УТГ-1450

H , мм	a , кН·м·с ^{b}	b
370	0,1101	1,332
450	0,1404	1,500
600	0,1719	1,670
910	0,3211	1,683
1700	0,4701	1,810

Коефіцієнти апроксимації для відрізка $H < 370$ мм приймаємо рівними коефіцієнтам апроксимації для $370 \text{ мм} \leq H \leq 450 \text{ мм}$.

Залежності (4.13), (4.17) дають можливість визначати гальмівний момент гідродинамічного гальма УТГ-1450 як функцію рівня робочої рідини і кутової швидкості обертання ротора.

Виконана апроксимація механічних характеристик гідродинамічних гальм дає можливість проводити динамічні розрахунки гальмівних режимів роботи бурових установок як при ступеневому, так і при безступеневому способах регулювання рівня робочої рідини.

У загальному випадку, коли спуско-підймальні операції супроводжуються роботою гідродинамічного і стрічкового гальм, сумарний гальмівний момент визначається залежністю

$$M = M_1 + M_2, \quad (4.18)$$

де M_1 – момент стрічкового гальма, що обчислюється за формулою (4.1); M_2 – момент гідродинамічного гальма, що для будь-якого моменту часу в процесі опускання колони визначається за співвідношеннями (4.3) або (4.13).

Формули (4.1), (4.3), (4.13), (4.18) та одержані співвідношення (4.12), (4.17) дають можливість визначати гальмівний момент, що діє на барабан бурової лебідки в процесі гальмування підйальної системи. Зазначені залежності використовуємо для дослідження гальмівних режимів роботи бурових установок.

4.2. Математична модель гальмівних режимів роботи підйальної системи бурових установок

Побудуємо математичну модель динамічних явищ, що виникають в підймальній системі під час гальмування, на основі застосування континуально-дискретної розрахункової моделі та урахування зовнішніх механічних характеристик гальмівних пристроїв. Як і в праці [8], колону розглядаємо як прямолінійний стержень кусково-сталого поперечного перерізу. Враховуючи важливість вивчення гальмівних режимів роботи підйальної системи, зведену

масу вишки визначаємо з урахуванням податливості та інерційних властивостей як висотної металоконструкції, так і її основи. Вплив довжини каната на жорсткість талевої системи враховуємо згідно з [9]. Додатково приймаємо до уваги податливість пристрою для закріплення нерухомої вітки каната. Визначення початкових умов інтегрування рівнянь руху, а також числову реалізацію математичної моделі гальмівних режимів виконуємо по аналогії з методикою розрахунку процесів пуску підйимальної системи, опрацьованою у [9]. Процеси гальмування досліджуємо з урахуванням нелінійних аналітичних залежностей для визначення гальмівних моментів, одержаних в підрозділі 4.1 даної роботи.

Розрахункова схема механічної системи зображена на рис. 4.3, де J – момент інерції барабана лебідки; m_1 – зведена маса вишки, визначена з урахуванням маси кронблока m_k , маси металоконструкції вишки m_b , маси основи m_o і податливостей вишки і основи; m_2, m_3 – маси крюкоблока з підвісним обладнанням і обважненої нижньої частини бурильної колони; c_b, c_k і c_n – жорсткості вишки, талевого каната і механізму для кріплення нерухомої струни талевого каната; v_b, v_k і v_n – коефіцієнти, що характеризують розсіяння енергії у відповідних ланках, причому, v_k за фізичною суттю є силою лінійного опору деформування каната, що відповідає одиничній швидкості відносної деформації.

Бурильну колону (рис. 4.3) розглядаємо як однорідний прямолінійний стержень зі ступінчастою зміною поперечного перерізу. Довжини та площі поперечних перерізів ділянок колони, в межах котрих пружно-інерційні характеристики стержня сталі, позначаємо як l_i, A_i ($i = 1, 2, \dots, n$). Координати руху дискретних елементів системи позначаємо як γ, y_1, y_2 . Поступальні переміщення перерізів колони визначаються функціями u_i , що залежать від часу і поздовжніх координат x_i з початками у верхніх крайніх перерізах ділянок. Під час гальмування підйимальної системи на барабан бурової лебідки діє гальмівний момент M , що в загальному випадку визначається залежністю (4.18).

Інерційні властивості висотної споруди бурової установки залежать від маси кронблока, маси металоконструкції вишки, маси основи і податливостей вишки і основи. Оскільки споруда має велику жорсткість в осьовому напрямі, її власні частоти поздовжніх коливань є значно вищими у порівнянні з частотами вимушених коливань, зумовлених перехідними процесами у підймальній системі. Тому природнім є припущення про те, що основна форма поздовжніх коливань висотної споруди приблизно повторює форму статичних деформацій, викликаних осьовим навантаженням. Отже, застосовуючи метод Релея, можна звести масу висотної споруди з податливою основою до кронблока.

Розглянемо розрахункову схему бурової вишки, зображену на рис. 4.4, де m_o , m_e і m_k – маси основи, металоконструкції вишки і кронблока; l – висота вишки; c_o , c_e – жорсткісні коефіцієнти основи і вишки.

Переміщення основи, кронблока і довільних перерізів металоконструкції вишки подаємо відповідно як

$$y_o = F\lambda_o; \quad y_k = F(\lambda_o + \lambda_e); \quad y(x) = y_o + \frac{y_k - y_o}{l} x, \quad (4.19)$$

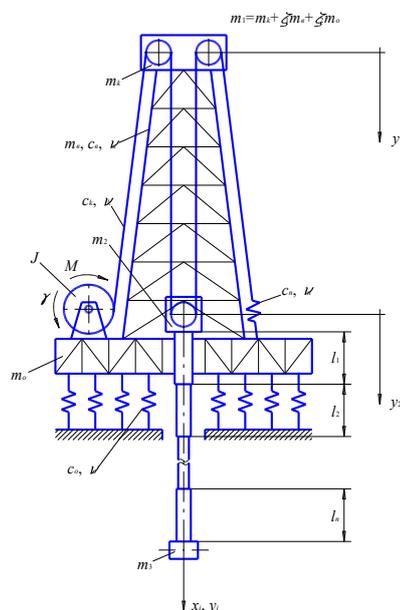


Рисунок. 4.3 – Розрахункова схема підймальній системи

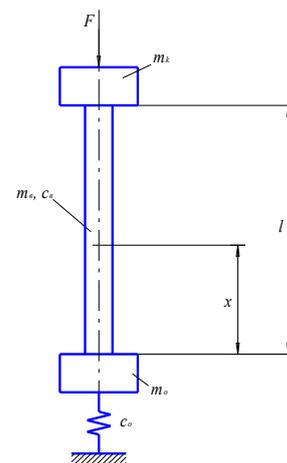


Рисунок 4.4 – Розрахункова схема бурової вишки

де $\lambda_o = 1/c_o$ – податливість основи; $\lambda_b = 1/c_b$ – податливість вишки.

Співвідношення (2.19) дають можливість виразити переміщення y_o і $y(x)$ через переміщення y_k :

$$y_o = \frac{\lambda_o}{\lambda_o + \lambda_b} y_k;$$

$$y(x) = \left(\frac{\lambda_b}{\lambda_o + \lambda_b} \frac{x}{l} + \frac{\lambda_o}{\lambda_o + \lambda_b} \right) y_k. \quad (4.20)$$

Кінетична енергія зведеної маси m_1 споруди визначається як

$$T = \frac{m_1 \dot{y}_k^2}{2}. \quad (4.21)$$

Кінетичну енергію споруди з урахуванням співвідношень (4.20) подаємо у вигляді

$$T = \frac{m_o}{2} \left(\frac{\lambda_o}{\lambda_o + \lambda_b} \right)^2 \dot{y}_k^2 + \frac{m_k \dot{y}_k^2}{2} +$$

$$+ \frac{1}{2} A \rho \dot{y}_k^2 \int_0^l \left(\frac{\lambda_b}{\lambda_o + \lambda_b} \frac{x}{l} + \frac{\lambda_o}{\lambda_o + \lambda_b} \right)^2 dx, \quad (4.22)$$

де A і ρ – площа поперечного перерізу і густина матеріалу металокопструкції бурової вишки.

Обчислюючи інтеграл у співвідношенні (2.22) та прирівнюючи даний вираз до величини (2.21), одержуємо зведену до кронблока масу висотної споруди

$$m_1 = m_k + \zeta_1 m_\epsilon + \zeta_2 m_o, \quad (4.23)$$

де

$$\zeta_1 = \frac{3\lambda_o^2 + 3\lambda_o\lambda_\epsilon + \lambda_\epsilon^2}{3(\lambda_o + \lambda_\epsilon)^2}; \quad \zeta_2 = \frac{\lambda_o^2}{(\lambda_o + \lambda_\epsilon)^2}. \quad (4.24)$$

Залежність (4.23) дає можливість визначати зведену масу висотної споруди з урахуванням податливості та інерційних властивостей основи. Зауважимо, що коли основа є абсолютно жорсткою, із співвідношень (4.23) і (4.24) як частковий випадок одержується відома формула [10] для визначення зведеної маси стержня, один кінець якого зацемлений, а інший – жорстко зв'язаний з твердим тілом:

$$m_1 = m_k + \frac{1}{3} m_\epsilon. \quad (4.25)$$

Пружно-дисипативні характеристики елементів підіймальної системи визначаємо за залежностями

$$c_c = \frac{c_o c_\epsilon}{c_o + c_\epsilon}; \quad v_c = \frac{v_o v_\epsilon}{v_o + v_\epsilon};$$

$$c_s = \frac{c_k c_n}{c_k + c_n}; \quad v_s = \frac{v_k v_n}{v_k + v_n}, \quad (4.26)$$

де c_c і v_c – жорсткість і коефіцієнт дисипації механічної системи, утвореної буровою вишкою і податливою основою, c_s і v_s – жорсткість і коефіцієнт дисипації талевого каната, визначені з урахуванням податливості пристрою для закріплення його вільної вітки.

Момент інерції барабана лебідки і довжину каната вважаємо лінійними функціями кута повороту барабана,

$$J = J_0 - \alpha\gamma; \quad l_k = l_{k0} + r_t\gamma, \quad (4.27)$$

де J_0 – початкове значення моменту інерції; α – сталий коефіцієнт; l_{k0} – початкове значення довжини каната; r_t – радіус намотування каната на барабан.

Рівняння руху елементів підйимального механізму, одержані за схемою рівнянь Лагранжа другого роду, записуємо у вигляді

$$J \frac{d\omega}{dt} - \frac{\alpha}{2} \omega^2 - r_t c_s \delta \left(1 + \frac{c_s \delta}{2c_k l_k} \right) - r_t v_s \xi = -M;$$

$$m_1 \frac{dv_1}{dt} - (k+2)c_s \delta + c_c y_1 - (k+2)v_s \xi + v_c v_1 = m_1 g;$$

$$m_2 \frac{dv_2}{dt} + k c_s \delta + k v_s \xi - N_1(0, t) = m_2 g;$$

$$\frac{d\gamma}{dt} = \omega; \quad \frac{dy_1}{dt} = v_1; \quad \frac{dy_2}{dt} = v_2, \quad (4.28)$$

де k – кратність поліспасти; g – прискорення вільного падіння; δ , ξ – абсолютна деформація і швидкість відносної деформації каната; $N_1(0, t)$ – поздовжня сила у початковому поперечному перерізі першої ділянки колони; ω , v_1 , v_2 – швидкості руху відповідних ланок.

У частковому випадку, коли нерухома вітка талевого канату закріплена жорстко до основи, виконуються рівності $c_s = c_k$; $v_s = v_k$. Тоді рівняння руху (4.28) дещо спрощуються.

Жорсткість і абсолютну деформацію каната для будь-якого моменту часу знаходимо як

$$c_k = E_k A_k / l_k; \quad \delta = -r_i \gamma - (k + 2)y_1 + ky_2, \quad (4.29)$$

де A_k і E_k – площа поперечного перерізу і модуль пружності каната.

Швидкість відносної деформації каната без урахування податливості вузла кріплення нерухомої вітки визначається залежністю

$$\xi = (\eta l_k - r_i \delta \omega) / l_k^2, \quad (4.30)$$

де η – швидкість абсолютної деформації каната,

$$\eta = -r_i \omega - (k + 2)v_1 + kv_2. \quad (4.31)$$

Рівняння руху ділянок колони в поздовжньому напрямі записуємо у вигляді

$$a_i^2 \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i^2} - 2b_i \frac{\partial u_i}{\partial t} - \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} = -g_i \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (4.32)$$

де a_i – швидкість поширення хвилі пружних деформацій; b_i – коефіцієнт лінійного опору рухові колони у свердловині; g_i – функція, за допомогою якої враховується розподілене навантаження.

Значення a_i^2 , $2b_i$, g_i визначаються співвідношеннями

$$a_i^2 = \frac{E_i}{\rho_i}; \quad 2b_i = \frac{\kappa_i}{A_i \rho_i};$$

$$g_i = g \left(1 - \frac{\rho}{\rho_i} \sin^2 \alpha_0 \right) \cos \alpha_0 - \frac{a_i^2 f}{\rho_0} \operatorname{abs} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \operatorname{sign} \frac{\partial u_i}{\partial t}, \quad (4.33)$$

причому E_i , ρ_i – модуль пружності першого роду і густина матеріалу бурильних труб; ρ – густина промивальної рідини; κ_i – коефіцієнт, чисельно рівний силі, що діє на ділянку одиничної довжини під час її руху з одиничною швидкістю; α_0 – усереднений кут нахилу осі колони до вертикалі; f – коефіцієнт сухого тертя колони об стінку свердловини; ρ_0 – усереднений радіус кривизни свердловини.

Крайові умови інтегрування рівнянь (2.32) такі. Для верхнього кінця колони (якщо $x_1 = 0$) повинні задовольнятися третє і шосте співвідношення (4.28), причому

$$y_2 = u_1(0, t); \quad v_2 = \frac{\partial u_1(0, t)}{\partial t}. \quad (4.34)$$

На межах сусідніх ділянок та на нижньому кінці колони бурильних труб крайові умови мають вигляд

$$E_i A_i \frac{\partial u_i}{\partial x_i} - E_{i+1} A_{i+1} \frac{\partial u_{i+1}}{\partial x_{i+1}} = F_i, \quad u_i = u_{i+1} \quad (4.35)$$

$$(i = 1, 2, \dots, n-1), \quad \text{якщо } x_i = l_i, \quad x_{i+1} = 0;$$

$$E_n A_n \frac{\partial u_n}{\partial x_n} + m_3 \frac{\partial^2 u_n}{\partial t^2} = F_n + m_3 g, \quad \text{якщо } x_n = l_n, \quad (4.36)$$

де F_i – зосереджені сили взаємодії колони з промивальною рідиною.

Початкові умови, яким повинні задовольняти розв'язки рівнянь (4.28), (4.32), отримуємо, розглядаючи механічну систему у рівновазі,

$$y_1(0) = \frac{m_1 g k + [N_1(0,0) + m_2 g](k+2)}{c_c k};$$

$$y_2(0) = \frac{m_1 g c_s k(k+2) + [N_1(0,0) + m_2 g][c_c + c_s(k+2)^2]}{c_s c_c k^2};$$

$$\omega(0) = \omega_0; \quad v_1(0) = v_{10}; \quad v_2(0) = v_{20};$$

$$u_i(x_i, 0) = \frac{N_i(0,0)}{E_i A_i} x_i - \frac{g_i}{2a_i^2} x_i^2 + u_i(0,0);$$

$$\left(\frac{\partial u_i}{\partial t} \right)_{t=0} = v_{30} \quad (i=1, 2, \dots, n), \quad (4.37)$$

де $\omega_0, v_{10}, v_{20}, v_{30}$ – початкові значення швидкостей елементів системи; $N_i(0,0)$ і $u_i(0,0)$ – поздовжні сили і переміщення верхніх крайніх перерізів ділянок колони,

$$N_i(0,0) = \sum_{j=i}^n (A_j l_j \rho_j g_j + F_j) + m_3 g \quad (i=1, 2, \dots, n);$$

$$u_1(0,0) = y_2(0);$$

$$u_i(0, 0) = y_2(0) + \sum_{j=1}^{i-1} \left[\frac{N_j(0, 0)l_j}{E_j A_j} - \frac{l_j^2 g_j}{2a_j^2} \right] \quad (i = 2, 3, \dots, n).$$

Поздовжня сила в поперечному перерізі колони визначається залежністю

$$N_i(x_i, t) = E_i A_i \frac{\partial u(x_i, t)}{\partial x_i} \quad (i = 1, 2, \dots, n). \quad (4.38)$$

Сили в канаті і в металокопструкції висотної споруди обчислюємо за формулами

$$F_s = c_s \delta + v_s (\eta l_k - \delta r_i \omega) / l_k^2; \quad F_c = c_c y_1 + v_c v_1. \quad (4.39)$$

У загальному випадку гальмівний момент, що діє на барабан лебідки під час опускання бурильної (або обсадної) колони у свердловину, визначаємо у вигляді (4.18). Значення гальмівного моменту стрічкового гальма M_1 та гідродинамічного гальма M_2 , що входять до вказаної залежності визначаємо згідно (4.1) та (4.3) відповідно. Для бурових установок невеликої потужності, обладнаних одним гальмівним пристроєм, момент M_2 приймаємо рівним нулю.

Таким чином, розрахунок процесу гальмування підйимальної системи зводиться до числового інтегрування рівнянь (4.28) і (4.32) з урахуванням крайових умов (4.35), (4.36), початкових умов (4.37) і алгебричних залежностей (4.1), (4.3), (4.18), (4.26), (4.27), (4.29)–(4.31), (4.33). Розв'язування задачі виконуємо із застосуванням скінченно-різницевої або скінченно-елементної дискретизації рівняння (4.32). Навантаження в бурильних трубах, канаті і в металокопструкції вишки на кожному кроці інтегрування рівнянь руху обчислюємо за формулами (4.38), (4.39).

4.3. Побудова алгоритму розрахунку динамічних процесів

Зупинимося на особливостях побудови алгоритму аналізу динамічних явищ у підймальній системі бурових установок під час гальмування. На основні характеристики перехідних процесів можуть суттєво впливати такі фактори, як характер зміни гальмівного моменту в часі, інерційні властивості елементів гальмівного пристрою і жорстко зв'язаних з ним обертових частин приводу, податливість талевого каната, пружно-інерційні параметри висотної споруди і колони бурильних труб тощо. Широкий діапазон парціальних частот окремих елементів розрахункової моделі обумовлює підвищені вимоги до числових методів аналізу динамічних явищ. Алгоритм розрахунку процесів гальмування побудуємо на основі застосування скінченно-різницевої апроксимації рівнянь руху.

Рух барабана лебідки і кронблока описується першим, другим, четвертим і п'ятим співвідношеннями (4.28). Для побудови скінченно-різницевої схеми вказаних диференціальних рівнянь перепишемо їх у вигляді

$$\frac{d\omega}{dt} = \Omega_1; \quad \frac{dv_1}{dt} = \Omega_2;$$

$$\frac{d\gamma}{dt} = \omega; \quad \frac{dy_1}{dt} = v_1, \quad (4.40)$$

де

$$\Omega_1 = \frac{1}{J} \left[\frac{\alpha}{2} \omega^2 + r_t c_s \delta \left(1 - \frac{c_s \delta}{2c_k l_k} \right) + r_t v_s \xi - M \right];$$

$$\Omega_2 = \frac{1}{m} [(k+2)c_s \delta - c_c y_1 + (k+2)v_s \xi + v_c v_1] + g. \quad (4.41)$$

Скінченно-різницеву схему рівнянь (4.40) будемо, застосовуючи метод Ейлера-Коші [11]. За першим наближенням невідомі переміщення і швидкості знаходимо у вигляді

$$\omega^*(t + \Delta t) = \omega(t) + \Delta t \Omega_1(t);$$

$$v_1^*(t + \Delta t) = v_1(t) + \Delta t \Omega_2(t);$$

$$\gamma^*(t + \Delta t) = \gamma(t) + \Delta t \omega(t);$$

$$y_1^*(t + \Delta t) = y_1(t) + \Delta t v_1(t). \quad (4.42)$$

Функції $\Omega_1(t)$ і $\Omega_2(t)$, що фігурують у залежностях (4.41), обчислюємо з урахуванням (4.26), (4.29) – (4.31) за значеннями координат $\gamma(t)$, $y_1(t)$ і швидкостей $\omega(t)$, $v_1(t)$, тобто,

$$\Omega_1(t) = \frac{1}{J(t)} \left[\frac{\alpha}{2} (\omega(t))^2 + r_t c_s(t) \delta(t) \left(1 + \frac{c_s(t) \delta(t)}{2c_k(t) l_k(t)} \right) + r_t v_s \xi(t) - M(t) \right];$$

$$\Omega_2(t) = \frac{1}{m} [(k+2)c_s(t)\delta(t) - c_c y_1(t) + (k+2)v_s \xi(t) + v_c v_1(t)] + g, \quad (4.43)$$

причому

$$J(t) = J_0 - \alpha \gamma(t);$$

$$l_k(t) = l_{k0} + r_t \gamma(t);$$

$$c_k(t) = E_k A_k / l_k(t);$$

$$\delta(t) = -r_t \gamma(t) - (k+2)y_1(t) + ky_2(t);$$

$$\xi(t) = (\eta(t)l_k(t) - r_t \delta(t)\omega(t)) / l_k^2(t);$$

$$\eta(t) = -r_t \omega(t) - (k+2)v_1(t) + kv_2(t). \quad (4.44)$$

Друге (остаточне) наближення невідомих функцій, що входять до рівнянь (4.40), знаходимо як

$$\omega(t + \Delta t) = \omega(t) + \frac{\Delta t}{2} [\Omega_1(t) + \Omega_1^*(t + \Delta t)];$$

$$v_1(t + \Delta t) = v_1(t) + \frac{\Delta t}{2} [\Omega_1(t) + \Omega_1^*(t + \Delta t)];$$

$$\gamma(t + \Delta t) = \gamma(t) + \frac{\Delta t}{2} [\omega(t) + \omega^*(t + \Delta t)];$$

$$y_1(t + \Delta t) = y_1(t) + \frac{\Delta t}{2} [v_1(t) + v_1^*(t + \Delta t)]. \quad (4.45)$$

Тут $\Omega_1^*(t + \Delta t)$ і $\Omega_2^*(t + \Delta t)$ – значення функцій Ω_1 і Ω_2 , обчислені для моменту часу $t + \Delta t$ з урахуванням залежностей (4.26), (4.29)–(4.31), (4.41) за переміщеннями і швидкостями першого наближення,

$$\Omega_1^*(t + \Delta t) = \frac{1}{J^*(t + \Delta t)} \times$$

$$\times \left[\frac{\alpha}{2} (\omega^*(t + \Delta t))^2 + r_i c_s^*(t + \Delta t) \delta^*(t + \Delta t) \left(1 - \frac{\delta^*(t + \Delta t)}{2l_k^*(t + \Delta t)} \right) + r_i v_s \xi^*(t + \Delta t) - M \right];$$

$$\Omega_2^*(t + \Delta t) = \frac{1}{m} [(k + 2)c_s^*(t + \Delta t)\delta^*(t + \Delta t) - c_c y_1^*(t + \Delta t) + (k + 2)v_s \xi^*(t + \Delta t) + v_c v_1^*(t + \Delta t)] + g, \quad (4.46)$$

де

$$J^*(t + \Delta t) = J_0 - \alpha \gamma^*(t + \Delta t);$$

$$l_k^*(t + \Delta t) = l_{k0} + r_l \gamma^*(t + \Delta t);$$

$$c_k^*(t + \Delta t) = E_k A_k / l_k^*(t + \Delta t);$$

$$\delta^*(t + \Delta t) = -r_i \gamma^*(t + \Delta t) - (k + 2)y_1^*(t + \Delta t) + k y_2^*(t + \Delta t);$$

$$\xi^*(t + \Delta t) = (\eta^*(t + \Delta t) l_k^*(t + \Delta t) - r_l \delta^*(t + \Delta t) \omega^*(t + \Delta t)) / (l_k^*(t + \Delta t))^2;$$

$$\eta^*(t + \Delta t) = -r_i \omega^*(t + \Delta t) - (k + 2)v_1^*(t + \Delta t) + k v_2^*(t + \Delta t). \quad (4.47)$$

Формули (2.42)–(2.47) дають можливість здійснювати числове інтегрування рівнянь руху барабана лебідки й кронблока, забезпечуючи другий порядок точності обчислювального процесу.

Рівняння руху ділянок колони в поздовжньому напрямі мають вигляд (4.32). Крайову умову інтегрування відповідного рівняння з частковими похідними для верхнього кінця колони записуємо з урахуванням третьої та шостої рівностей (4.28) і залежностей (4.34) у вигляді

$$m_2 \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} - E_1 A_1 \frac{\partial u_1}{\partial x_1} = m_2 g - F, \text{ якщо } x_1 = 0, \quad (4.48)$$

де m_2 – маса талевого блоку з елеватором; F – зусилля, що діє з боку талевої системи на крюкоблок. Для перерізів сусідніх ділянок колони крайові умови визначаються виразами (4.35). Крайову умову для нижнього кінця колони визначаємо згідно з (4.36).

Початкові умови інтегрування рівнянь руху ділянок в поздовжньому напрямі подаємо як

$$u_i(x_i, 0) = f_{1i}(x_i); \quad \frac{\partial u_i(x_i, t)}{\partial t} = f_{2i}(x_i), \quad \text{якщо } t = 0. \quad (4.49)$$

Тут $f_{1i}(x_i)$, $f_{2i}(x_i)$ – функції, за допомогою котрих задаємо початкові переміщення і швидкості руху поперечних перерізів колони.

Для дослідження гальмівних режимів роботи бурових установок скористаємося дискретною формою рівнянь руху колони бурильних труб, одержаною в дослідженнях процесів пуску підйимальної системи [12].

Явну скінченно-різницеву схему рівнянь руху (4.32) з урахуванням позначень (4.33) запишемо у вигляді

$$u_i(x_i, t + \Delta t) = c_{1i}u_i(x_i, t - \Delta t) + c_{2i}u_i(x_i - \Delta l, t) + c_{3i}u_i(x_i, t) + c_{4i}u_i(x_i + \Delta l, t) + c_{0i}g_{li} \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (4.50)$$

де Δl і Δt – значення кроків інтегрування за просторовою і часовою координатами відповідно; c_{0i} , c_{1i} , ..., c_{4i} – коефіцієнти апроксимації,

$$c_{0i} = \frac{(\Delta t)^2}{b_i \Delta t + 1}, \quad c_{1i} = \frac{b_i \Delta t - 1}{b_i \Delta t + 1}, \quad c_{2i} = \frac{(\Delta t)^2 (a_i^2 + g_{2i} \Delta l)}{(\Delta l)^2 (b_i \Delta t + 1)},$$

$$c_{3i} = \frac{2(a_i^2 (\Delta t)^2 + (\Delta l)^2)}{(\Delta l)^2 (b_i \Delta t + 1)}, \quad c_{4i} = \frac{(\Delta t)^2 (a_i^2 - g_{2i} \Delta l)}{(\Delta l)^2 (b_i \Delta t + 1)};$$

g_{1i}, g_{2i} – функції, що характеризують навантаження,

$$g_{1i} = g \left(1 - \frac{\rho}{\rho_i} \sin^2 \alpha_0 \right) \cos \alpha_0, \quad g_{2i} = \frac{a_i^2 f}{2\rho_0} \operatorname{sign} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \operatorname{sign} \frac{\partial u_i}{\partial t}.$$

В процесі числової реалізації виразу (2.50) необхідно притримуватися умови Куранта

$$\Delta t < \frac{\Delta l}{a},$$

в протилежному випадку слід користуватися більш складною – неявною скінченно-різницевою схемою, що має абсолютну стійкість.

Виконуючи скінченно-різницеву апроксимацію рівності (4.48) і приймаючи до уваги (4.50), отримуємо дискретний вираз крайової умови для верхнього кінця колони

$$u_1(0, t + \Delta t) = q_{10} u_1(0, t - \Delta t) + q_{20} u_1(0, t) + q_{30} u_1(\Delta l, t) + q_{40}, \quad (4.51)$$

де

$$q_{10} = \frac{s_{10}}{s_{00}}; \quad q_{20} = \frac{s_{20}}{s_{00}}; \quad q_{30} = \frac{s_{30}}{s_{00}}; \quad q_{40} = \frac{s_{40}}{s_{00}},$$

причому

$$s_{00} = E_1 A_1 (\Delta t)^2 + 2(m_0 + m_2) c_{21} \Delta l;$$

$$s_{10} = E_1 A_1 c_{11} (\Delta t)^2 - 2(m_0 + m_2) c_{21} \Delta l;$$

$$s_{20} = E_1 A_1 c_{31} (\Delta t)^2 + 4(m_0 + m_2) c_{21} \Delta l; \quad s_{30} = E_1 A_1 (c_{21} + c_{41}) (\Delta t)^2;$$

$$s_{40} = E_1 A_1 c_{01} g_{11} (\Delta t)^2 + 2[(m_0 + m_2)g - F_2] c_{21} (\Delta t)^2 \Delta l.$$

Аналогічно перетворюємо крайову умову (2.36) для нижнього кінця КОЛОНИ

$$u_n(l_n, t + \Delta t) = q_{1n} u_n(l_n, t - \Delta t) + q_{2n} u_n(l_n, t) + q_{3n} u_n(l_n - \Delta l, t) + q_{4n}, \quad (4.52)$$

де

$$q_{1n} = \frac{s_{1n}}{s_{0n}}; \quad q_{2n} = \frac{s_{2n}}{s_{0n}}; \quad q_{3n} = \frac{s_{3n}}{s_{0n}}; \quad q_{4n} = \frac{s_{4n}}{s_{0n}}.$$

Тут

$$s_{0n} = E_n A_n (\Delta t)^2 + 2m_3 c_{4n} \Delta l; \quad s_{1n} = E_n A_n c_{1n} (\Delta t)^2 - 2m_3 c_{4n} \Delta l;$$

$$s_{2n} = E_n A_n c_{3n} (\Delta t)^2 + 4m_3 c_{4n} \Delta l; \quad s_{3n} = E_n A_n (c_{2n} + c_{4n}) (\Delta t)^2;$$

$$s_{4n} = E_n A_n c_{0n} g_{1n} (\Delta t)^2 + 2(m_3 g + F_n - P_3) c_{4n} (\Delta t)^2 \Delta l.$$

Виконуючи скінченно-різницеву апроксимацію першої з граничних умов (4.35) і приймаючи до уваги друге співвідношення (4.35), а також рівність (4.50), отримуємо наступні співвідношення для перерізів стику ділянок колони:

$$u_i(l_i, t + \Delta t) = u_{i+1}(0, t + \Delta t) = q_{1i} u_i(l_i, t - \Delta t) + q_{2i} u_i(l_i - \Delta l, t) + q_{3i} u_i(l_i, t) + q_{4i} u_{i+1}(\Delta l, t) + q_{5i} \quad (i = 1, 2, \dots, n-1), \quad (4.53)$$

де

$$q_{1i} = \frac{s_{1i}}{s_{0i}}; \quad q_{2i} = \frac{s_{2i}}{s_{0i}}; \quad q_{3i} = \frac{s_{3i}}{s_{0i}}; \quad q_{4i} = \frac{s_{4i}}{s_{0i}}; \quad q_{5i} = \frac{s_{5i}}{s_{0i}},$$

причому

$$s_{0i} = E_i A_i c_{2,i+1} + E_{i+1} A_{i+1} c_{4i};$$

$$s_{1i} = E_i A_i c_{1i} c_{2,i+1} + E_{i+1} A_{i+1} c_{1,i+1} c_{4i}; \quad s_{2i} = E_i A_i c_{2,i+1} (c_{2i} + c_{4i});$$

$$s_{3i} = E_i A_i c_{2,i+1} c_{3i} + E_{i+1} A_{i+1} c_{3,i+1} c_{4i}; \quad s_{4i} = E_{i+1} A_{i+1} c_{4i} (c_{2,i+1} + c_{4,i+1});$$

$$s_{5i} = E_i A_i c_{0i} c_{2,i+1} g_{1i} + E_{i+1} A_{i+1} c_{0,i+1} c_{4i} g_{1,i+1} + 2c_{2,i+1} c_{4i} F_i h.$$

Для виконання кожного наступного кроку інтегрування рівнянь (4.33) за формулами (4.50)–(4.53) необхідно мати значення невідомих функцій на двох попередніх шарах. В момент часу $t=0$ невідомі задані першим співвідношенням (4.49) лише на одному шарі. Перетворимо скінченно-різницеву схему (4.50) з урахуванням початкових умов (4.49) до вигляду, що дозволить виконувати перший крок інтегрування:

$$u_i(x_i, \Delta t) = d_{2i} f_{1i}(x_i - \Delta l) + d_{3i} f_{1i}(x_i) + d_{4i} f_{1i}(x_i + \Delta l) + \\ + d_{5i} f_{2i}(x_i) + d_{0i} g_{1i} \quad (i=1, 2, \dots, n), \quad (4.54)$$

де

$$d_{0i} = \frac{(\Delta t)^2}{2}; \quad d_{2i} = \frac{(\Delta t)^2 (a_i^2 + g_{2i} \Delta l)}{2(\Delta l)^2}; \quad d_{3i} = \frac{a_i (\Delta t)^2 + (\Delta l)^2}{(\Delta l)^2};$$

$$d_{4i} = \frac{(\Delta t)^2 (a_i^2 - g_{2i} \Delta l)}{2(\Delta l)^2}; \quad d_{5i} = -\Delta t (b_i \Delta t + 1).$$

З урахуванням (4.49), (4.51)–(4.53) записуємо формули для визначення невідомих функцій на першому кроці інтегрування в крайніх перерізах ступінчастого стержня

$$u_1(0, \Delta t) = p_{20} f_{11}(0) + p_{30} f_{11}(\Delta l) + p_{40};$$

$$u_n(l_n, \Delta t) = p_{2n} f_{1n}(l_n) + p_{3n} f_{1n}(l_n - \Delta l) + p_{4n};$$

$$u_i(l_i, \Delta t) = u_{i+1}(0, \Delta t) = p_{2i} f_{1i}(l_i - \Delta l) + p_{3i} f_{1i}(l_i) + p_{4i} f_{1,i+1}(h) + p_{5i} \\ (i = 1, 2, \dots, n-1), \quad (4.55)$$

де

$$p_{20} = r_0 s_{20}, \quad p_{30} = r_0 s_{30}, \quad p_{40} = r_0 [s_{40} - 2s_{00} \Delta t f_{21}(0)];$$

$$p_{2n} = r_n s_{2n}, \quad p_{3n} = r_n s_{3n}, \quad p_{4n} = r_n [s_{4n} - 2s_{0n} \Delta t f_{2n}(l_n)];$$

$$p_{2i} = r_i s_{2i}, \quad p_{3i} = r_i s_{3i}, \quad p_{4i} = r_i s_{4i}, \quad p_{5i} = r_i [s_{5i} - 2s_{0i} \Delta t f_{2i}(l_i)];$$

тут

$$r_1 = (b_1 \Delta t + 1) \Delta l / [2E_1 A_1 (\Delta t)^2 \Delta l + 4(m_0 + m_2)(a_1^2 + g_{21} \Delta l)(\Delta t)^2];$$

$$r_2 = (b_n \Delta t + 1) \Delta l / [2E_n A_n (\Delta t)^2 \Delta l + 4m_3(a_n^2 - g_{2n} \Delta l)(\Delta t)^2];$$

$$r_i = (b_i \Delta t + 1)(b_{i+1} \Delta t + 1)(\Delta l)^2 / [2E_i A_i (a_{i+1}^2 + g_{2,i+1} \Delta l)(\Delta t)^2 + \\ + 2E_{i+1} A_{i+1} (a_i^2 - g_{2,i} \Delta l)(\Delta t)^2]$$

Для виконання розрахунку нестационарного процесу гальмування колони бурильних труб рівняння руху барабана лебідки і кронблока (4.40) інтегруємо за формулами (4.45), а рівняння руху колони – за формулами (4.50)–(4.55). Зусилля взаємодії барабана, кронблока і талевого блока через талевий канат обчислюємо за значеннями переміщень і швидкостей руху відповідних елементів. Зусилля в колоні бурильних труб визначаємо згідно з залежністю (4.38).

4.4. Висновки до розділу 4

1. З використанням відомих з літературних джерел результатів експериментальних досліджень проведено апроксимацію механічних характеристик фрикційних та гідродинамічних гальмівних пристроїв. Механічна характеристика фрикційного гальма подається у вигляді лінійної функції часу з кусково-сталими коефіцієнтами. Для гідродинамічних гальм УТГ-1000 та УТГ-1450 отримано нелінійні математичні залежності гальмівного моменту від швидкості обертання ротора та рівня рідини у робочій порожнині. Показано, що максимальна похибка апроксимації механічних характеристик гідродинамічних гальм для режимів, коли ступінь заповнення порожнини гальма робочою рідиною є не меншим, ніж 10 %, не перевищує 6 %.

2. З урахуванням механічних характеристик гальмівних пристроїв побудовано математичну модель динамічних процесів, що виникають в бурових установках під час гальмування колони бурильних труб, на основі застосування континуально-дискретної розрахункової схеми. Із застосуванням скінченно-різницевої дискретизації рівнянь руху елементів підйимального механізму та ділянок колони бурильних труб розроблено алгоритм динамічних процесів.

5. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

5.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки

Головною ціллю проведення комерційного та технологічного аудиту є покращення результативності та продуктивності процесу бурових робіт.

Для проведення технологічного аудиту було залучено 3-х незалежних експертів Вінницького національного технічного університету, кафедри галузевого машинобудування: професор Обертюх Роман Романович, доцент Слабкий Андрій Валентинович, доцент Шенфельд Валерій Йосипович.

Для проведення технологічного аудиту було використано таблицю 5.1 [1] в якій за п'ятибальною шкалою використовуючи 12 критеріїв здійснено оцінку комерційного потенціалу.

Таблиця 5.1 – Рекомендовані критерії оцінювання комерційного потенціалу розробки та їх можлива бальна оцінка

Критерії оцінювання та бали (за 5-ти бальною шкалою)					
Крит	0	1	2	3	4
Технічна здійсненність концепції:					
1	Достовірність концепції не підтверджена	Концепція підтверджена експертними висновками	Концепція підтверджена розрахунками	Концепція перевірена на практиці	Перевірено роботоздатність продукту в реальних умовах
Ринкові переваги (недоліки):					
2	Багато аналогів на малому ринку	Мало аналогів на малому ринку	Кілька аналогів на великому ринку	Один аналог на великому ринку	Продукт не має аналогів на великому ринку
3	Ціна продукту значно вища за ціни аналогів	Ціна продукту дещо вища за ціни аналогів	Ціна продукту приблизно дорівнює цінам аналогів	Ціна продукту дещо нижче за ціни аналогів	Ціна продукту значно нижче за ціни аналогів
4	Технічні та споживчі властивості продукту значно гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту на рівні аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи кращі, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту значно кращі, ніж в аналогів
5	Експлуатаційні витрати значно вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати дещо вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати на рівні експлуатаційних витрат аналогів	Експлуатаційні витрати трохи нижчі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати значно нижчі, ніж в аналогів
Ринкові перспективи					

продовження табл. 5.1

6	Ринок малий і не має позитивної динаміки	Ринок малий, але має позитивну динаміку	Середній ринок з позитивною динамікою	Великий стабільний ринок	Великий ринок з позитивною динамікою
7	Активна конкуренція великих компаній на ринку	Активна конкуренція	Помірна конкуренція	Незначна конкуренція	Конкурентів немає
Практична здійсненність					
8	Відсутні фахівці як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї	Необхідно наймати фахівців або витратити значні кошти та час на навчання наявних фахівців	Необхідне незначне навчання фахівців та збільшення їх штату	Необхідне незначне навчання фахівців	Є фахівці з питань як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї
9	Потрібні значні фінансові ресурси, які відсутні. Джерела фінансування ідеї відсутні	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування відсутні	Потрібні значні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Не потребує додаткового фінансування
10	Необхідна розробка нових матеріалів	Потрібні матеріали, що використовуються у військово-промисловому комплексі	Потрібні дорогі матеріали	Потрібні досяжні та дешеві матеріали	Всі матеріали для реалізації ідеї відомі та давно використовуються у виробництві
11	Термін реалізації ідеї більший за 10 років	Термін реалізації ідеї більший за 5 років. Термін окупності інвестицій більше 10-ти років	Термін реалізації ідеї від 3-х до 5-ти років. Термін окупності інвестицій більше 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій від 3-х до 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій менше 3-х років
12	Необхідна розробка регламентних документів та отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту	Необхідно отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту, що вимагає значних коштів та часу	Процедура отримання дозвільних документів для виробництва та реалізації продукту вимагає незначних коштів та часу	Необхідно тільки повідомлення відповідним органам про виробництво та реалізацію продукту	Відсутні будь-які регламентні обмеження на виробництво та реалізацію продукту

Таблиця 5.2 – Рівні комерційного потенціалу розробки

Середньоарифметична сума балів СБ, розрахована на основі висновків експертів	Рівень комерційного потенціалу розробки
0-10	Низький
11-20	Нижче середнього
21-30	Середній
31-40	Вище середнього
41-48	Високий

В таблиці 5.3 наведено результати оцінювання експертами комерційного потенціалу розробки.

Таблиця 5.3 – Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки

Критерії	Прізвище, ініціали, посада експерта		
	Обертюх Р. Р.	Слабкий А. В.	Шенфельд В. Й.
	Бали, виставлені експертами:		
1	2	2	2
2	4	3	3
3	1	2	1
4	4	4	4
5	2	1	2
6	3	3	4
7	1	0	1
8	3	3	4
9	3	3	3
10	4	4	3
11	4	4	4
12	2	3	3
Сума балів	СБ ₁ =31	СБ ₂ =34	СБ ₃ =34
Середньоарифметична сума балів $\overline{СБ}$	$\overline{СБ} = \frac{\sum_1^3 СБ_i}{3} = \frac{33 + 32 + 34}{3} = 33$		

Середньоарифметична оцінка, отримана на основі експертних висновків, становить 33 бали, і згідно з таблицею 4.2, це вказує на рівень вище середнього комерційного потенціалу результатів проведених досліджень.

Результатами магістерської кваліфікаційної роботи є зменшення динамічних навантажень на елементи конструкцій бурильної колони та зменшення тривалості спуско-підіймальних операцій.

Результатами роботи можуть користуватися: науковці, науково-дослідні установи та виробничники, робота яких пов'язана з розробкою, дослідженням чи експлуатацією пристроїв газовидобувного обладнання.

Проведемо оцінку якості і конкурентоспроможності нової розробки порівняно з аналогом.

В якості аналога для розробки було обрано лебідку У2-5-5. Основними недоліками аналога є проблеми, що пов'язані з його конструктивними особливостями та експлуатації. У розробці дана проблема вирішується за рахунок застосування двох видів гальм: головне гальмо та допоміжне гальмо, що регулює швидкість опускання і поглинає частину енергії, яка під час цього виділяється, а також спеціальний механізм для регулювання швидкості подачі долота під час буріння. Також система випереджає аналог за такими параметрами як зменшена маса гальма у 2,3 рази при збереженні продуктивності роботи. 5

В таблиці .4 наведені основні техніко-економічні показники аналога і нової розробки.

Проведемо оцінку якості продукції, яка є найефективнішим засобом забезпечення вимог споживачів та порівняємо її з аналогом.

Таблиця 5.4 – Основні параметри нової розробки та товару-конкурента

Показник	Варіанти		Відносний показник якості	Коефіцієнт вагомості параметра
	Базовий (товар-конкурент)	Новий (інноваційне рішення)		
1	2	3	4	5
Кількість комплектів, шт	2	1	2	30%
Гальмівний момент: при 250 хв ¹	24	20	1,2	25%
Маса гальма, кг	3870	3306	1,17	20%
Габарити гальма, мм: висота	1310	1590	1,21	15%
Маса регулятора, кг	280	245	1,14	10%

Визначимо відносні одиничні показники якості по кожному параметру за формулами (5.1) та (5.2) і занесемо їх у відповідну колонку табл. 5.5.

$$q_i = \frac{P_{Hi}}{P_{Bi}} \quad (5.1)$$

або

$$q_i = \frac{P_{Bi}}{P_{Hi}} \quad (5.2)$$

де P_{Hi} , P_{Bi} – числові значення i -го параметру відповідно нового і базового виробів.

$$q_1 = \frac{2}{1} = 2;$$

$$q_2 = \frac{24}{20} = 1,2;$$

$$q_3 = \frac{3870}{3306} = 1,17;$$

$$q_4 = \frac{1590}{1310} = 1,21;$$

$$q_5 = \frac{280}{245} = 1,25.$$

Відносний рівень якості нової розробки визначаємо за формулою:

$$K_{\text{я.в.}} = \sum_{i=1}^n q_i \cdot \alpha_i, \quad (5.3)$$

$$K_{\text{я.в.}} = 1,2 \cdot 0,3 + 1,2 \cdot 0,25 + 1,17 \cdot 0,2 + 1,21 \cdot 0,15 + 1,14 \cdot 0,1 = 1,19$$

Відносний коефіцієнт показника якості нової розробки більший одиниці, отже нова розробка якісніший базового товару-конкурента.

Наступним кроком є визначення конкурентоспроможності товару. Конкурентоспроможність товару є головною умовою конкурентоспроможності підприємства на ринку і важливою основою прибутковості його діяльності.

Однією із умов вибору товару споживачем є збіг основних ринкових характеристик виробу з умовними характеристиками конкретної потреби покупця. Такими характеристиками найчастіше вважають нормативні та технічні параметри, а також ціну придбання та вартість споживання товару.

В табл. 5.5 наведено технічні та економічні показники для розрахунку конкурентоспроможності нової розробки відносно товару-аналога, технічні дані взяті з попередніх розрахунків.

Таблиця 5.5 – Нормативні, технічні та економічні параметри нової розробки і товару-виробника

Показники	Варіанти	
	Базовий (товар- конкурент)	Новий (інноваційне рішення)
1	2	3
<i>1. Нормативно-технічні показники</i>		
Кількість комплектів, шт	2	1
Гальмівний момент: при 250 хв ¹	24	20
Маса гальма, кг	3870	3306
Габарити гальма, мм: висота	1310	1590
Маса регулятора, кг	280	245
<i>2. Економічні показники</i>		
Ціна придбання, грн	44584	38087

Загальний показник конкурентоспроможності інноваційного рішення (К) з урахуванням вищезазначених груп показників можна визначити за формулою:

$$K = \frac{I_{m.n.}}{I_{e.n.}}, \quad (5.4)$$

де $I_{m.n.}$ – індекс технічних параметрів; $I_{e.n.}$ – індекс економічних параметрів.

Індекс технічних параметрів є відносним рівнем якості інноваційного рішення. Індекс економічних параметрів визначається за формулою (5.5)

$$I_{e.n.} = \frac{\sum_{i=1}^n P_{Hei}}{\sum_{i=1}^n P_{Bei}}, \quad (5.5)$$

де P_{Hei} , P_{Bei} – економічні параметри (ціна придбання та споживання товару) відповідно нового та базового товарів.

$$I_{e.n.} = \frac{38087}{44584} = 0,85;$$

$$K = \frac{1,19}{0,85} = 1,4.$$

Зважаючи на розрахунки, можна зробити висновок, що нова розробка буде конкурентоспроможніше, ніж конкурентний товар.

5.2 Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної роботи

Витрати, пов'язані з проведенням науково-дослідної роботи групуються за такими статтями: витрати на оплату праці, витрати на соціальні заходи, матеріали, паливо та енергія для науково-виробничих цілей, витрати на службові

відрядження, програмне забезпечення для наукових робіт, інші витрати, накладні витрати.

1. Основна заробітна плата кожного із дослідників Z_0 , якщо вони працюють в наукових установах бюджетної сфери визначається за формулою:

$$Z_0 = \frac{M}{T_p} * t \text{ (грн)} \quad (5.6)$$

де M – місячний посадовий оклад конкретного розробника (інженера, дослідника, науковця тощо), грн.;

T_p – число робочих днів в місяці; приблизно $T_p \approx 21...23$ дні;

t – число робочих днів роботи дослідника.

Зведемо сумарні розрахунки до таблиця 5.6.

Таблиця 5.6 – Заробітна плата дослідника в науковій установі бюджетної сфери

Найменування посади	Місячний посадовий оклад, грн.	Оплата за робочий день, грн.	Число днів роботи	Витрати на заробітну плату грн.
Керівник	20000	952,4	5	4762
Інженер	10000	476,2	45	21429
Всього				26190

2. Витрати на основну заробітну плату робітників (Z_p) за відповідними найменуваннями робіт розраховують за формулою:

3.

$$Z_p = \sum_{i=1}^n C_i \cdot t_i, \quad (5.7)$$

де C_i – погодинна тарифна ставка робітника відповідного розряду, за виконану відповідну роботу, грн/год;

t_i – час роботи робітника на виконання певної роботи, год.

Погодинну тарифну ставку робітника відповідного розряду C_i можна визначити за формулою:

$$C_i = \frac{M_M \cdot K_i \cdot K_c}{T_p \cdot t_{зм}}, \quad (5.8)$$

де M_M – розмір прожиткового мінімуму працездатної особи або мінімальної місячної заробітної плати (залежно від діючого законодавства), грн;

K_i – коефіцієнт міжкваліфікаційного співвідношення для встановлення тарифної ставки робітнику відповідного розряду;

K_c – мінімальний коефіцієнт співвідношень місячних тарифних ставок робітників першого розряду з нормальними умовами праці виробничих об'єднань і підприємств до законодавчо встановленого розміру мінімальної заробітної плати.

T_p – середня кількість робочих днів в місяці, приблизно $T_p = 21 \dots 23$ дні;

$t_{зм}$ – тривалість зміни, год.

Таблиця 5.7 – Величина витрат на основну заробітну плату робітників

Найменування робіт	Тривалість роботи, год	Розряд роботи	Погодинна тарифна ставка, грн	Величина оплати на робітника, грн
1. Підготовчі	3	1	47,6	142,9
2. Монтажні	5	3	64,3	321,4
3. Інтеграційні	4	5	81,0	323,8
4. Налагоджувальні	5	2	52,4	261,9
5. Випробувальні	4	4	71,4	285,7
Всього				1335,7

4. Розрахунок додаткової заробітної плати робітників

Додаткова заробітна плата Z_d всіх розробників та робітників, які приймали участь в розробці нового технічного рішення розраховується як 10 - 12 % від основної заробітної плати робітників.

На даному підприємстві додаткова заробітна плата начисляється в розмірі 11% від основної заробітної плати.

$$Z_d = (Z_o + Z_p) * \frac{H_{\text{дод}}}{100\%} \quad (5.9)$$

$$Z_d = 0,11 * (26190 + 1335,7) = 3027,88 \text{ (грн)}$$

4. Нарахування на заробітну плату $H_{\text{ЗП}}$ дослідників та робітників, які брали участь у виконанні даного етапу роботи, розраховуються за формулою (4.10):

$$H_{\text{ЗП}} = (Z_o + Z_p + Z_d) * \frac{\beta}{100} \text{ (грн)} \quad (5.10)$$

де Z_o – основна заробітна плата розробників, грн.;

Z_d – додаткова заробітна плата всіх розробників та робітників, грн.;

Z_p – основну заробітну плату робітників, грн.;

β – ставка єдиного внеску на загальнообов'язкове державне соціальне страхування, % .

Дана діяльність відноситься до бюджетної сфери, тому ставка єдиного внеску на загальнообов'язкове державне соціальне страхування буде складати 22%, тоді:

$$H_{\text{ЗП}} = (26190 + 1335,7 + 3027,88) * \frac{22}{100} = 6721,89 \text{ (грн)}$$

5. Розрахунок витрат на комплектуючі

Витрати на комплектуючі вироби (K_e), які використовують при дослідженні нового технічного рішення, розраховуються, згідно з їхньою номенклатурою, за формулою:

$$K_e = \sum_{j=1}^n H_j \cdot C_j \cdot K_j \quad (5.11)$$

де H_j – кількість комплектуючих j -го виду, шт.;

C_j – покупна ціна комплектуючих j -го виду, грн;

K_j – коефіцієнт транспортних витрат, ($K_j = 1,1 \dots 1,15$).

Проведені розрахунки бажано звести до таблиці 4.8.

Таблиця 5.8 – Витрати на комплектуючі

Найменування комплектуючих	Кількість, шт.	Ціна за штуку, грн	Сума, грн
Гідромотор	1	30000	30000
Додатковий гідромоор	1	25000	25000
Розподільник	1	5500	5500
Гідронасос	1	4000	4000
Трубопровід	4	1500	6000
Всього з врахуванням транспортних витрат			77550,00

6. Амортизація обладнання, програмних засобів та приміщень

В спрощеному вигляді амортизаційні відрахування по кожному виду обладнання, приміщень та програмному забезпеченню тощо, можуть бути розраховані з використанням прямолінійного методу амортизації за формулою:

$$A_{обл} = \frac{C_{обл}}{T_e} \cdot \frac{t_{вук}}{12}, \quad (5.12)$$

де C_b – балансова вартість обладнання, програмних засобів, приміщень тощо, які використовувались для проведення досліджень, грн;

$t_{вик}$ – термін використання обладнання, програмних засобів, приміщень під час досліджень, місяців;

T_e – строк корисного використання обладнання, програмних засобів, приміщень тощо, років.

Проведені розрахунки необхідно звести до таблиці 5.9.

Таблиця 5.9 – Амортизаційні відрахування по кожному виду обладнання

Найменування обладнання	Балансова вартість, грн	Строк корисного використання, років	Термін використання обладнання, місяців	Амортизаційні відрахування, грн
Персональний комп'ютер	40000	2	2	3333,33
Всього				3333,3

7. До статті «Паливо та енергія для науково-виробничих цілей» відносяться витрати на всі види палива й енергії, що безпосередньо використовуються з технологічною метою на проведення досліджень.

$$B_e = \sum_{i=1}^n \frac{W_{yt} \cdot t_i \cdot C_e \cdot K_{впi}}{\eta_i} \quad (5.13)$$

де W_{yt} – встановлена потужність обладнання на певному етапі розробки, кВт;

t_i – тривалість роботи обладнання на етапі дослідження, год;

C_e – вартість 1 кВт-години електроенергії, грн;

$K_{впi}$ – коефіцієнт, що враховує використання потужності, $K_{впi} < 1$;

η_i – коефіцієнт корисної дії обладнання, $\eta_i < 1$.

Для написання магістерської роботи використовується персональний комп'ютер для якого розраховуємо витрати на електроенергію.

$$V_e = \frac{0,9 \cdot 220 \cdot 12,69 \cdot 0,5}{0,8} = 1395,90$$

8. Службові відрядження.

Витрати за статтею «Службові відрядження» розраховуються як 20...25% від суми основної заробітної плати дослідників та робітників за формулою:

$$V_{CB} = (Z_o + Z_p) * \frac{N_{CB}}{100\%}, \quad (5.14)$$

де N_{CB} – норма нарахування за статтею «Службові відрядження».

$$V_{CB} = 0,2 * (26190 + 1335,7) = 5505,24$$

9. Накладні (загальновиробничі) витрати $V_{HЗВ}$ охоплюють: витрати на управління організацією, оплата службових відряджень, витрати на утримання, ремонт та експлуатацію основних засобів, витрати на опалення, освітлення, водопостачання, охорону праці тощо. Накладні (загальновиробничі) витрати $V_{HЗВ}$ можна прийняти як (100...150)% від суми основної заробітної плати розробників та робітників, які виконували дану МКНР, тобто:

$$V_{HЗВ} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{N_{HЗВ}}{100\%}, \quad (5.15)$$

де $N_{HЗВ}$ – норма нарахування за статтею «Інші витрати».

$$V_{HЗВ} = (26190 + 1335,7) \cdot \frac{100}{100\%} = 27526,19 \text{ грн}$$

Сума всіх попередніх статей витрат дає витрати, які безпосередньо стосуються даного розділу МКР

$$B=26190+1335,7+3027,88+6721,89+77550,00+3333,3+1395,90+5505,24+27526,19= 152586,63\text{грн}$$

Прогнозування загальних витрат ЗВ на виконання та впровадження результатів виконаної МКНР здійснюється за формулою:

$$ЗВ = \frac{B}{\eta}, \quad (5.16)$$

де η – коефіцієнт, який характеризує стадію виконання даної НДР.

Оскільки, робота знаходиться на стадії науково-дослідних робіт, то коефіцієнт $\beta = 0,7$.

Звідси:

$$ЗВ = \frac{152586,63}{0,7} = 217980,89 \text{ грн.}$$

5.3 Розрахунок економічної ефективності науково-технічної розробки

У даному підрозділі кількісно спрогнозуємо, яку вигоду, зиск можна отримати у майбутньому від впровадження результатів виконаної наукової роботи. Розрахуємо збільшення чистого прибутку підприємства $\Delta\Pi_i$, для кожного із років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від впровадження розробки, за формулою

$$\Delta\Pi_i = \sum_1^n (\Delta C_o \cdot N + C_o \cdot \Delta N)_i \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \left(1 - \frac{\nu}{100}\right) \quad (5.17)$$

де $\Delta Ц_0$ – покращення основного оціночного показника від впровадження результатів розробки у даному році.

N – основний кількісний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році до впровадження результатів наукової розробки;

ΔN – покращення основного кількісного показника діяльності підприємства від впровадження результатів розробки:

$Ц_0$ – основний оціночний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році після впровадження результатів наукової розробки;

n – кількість років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від впровадження розробки:

l – коефіцієнт, який враховує сплату податку на додану вартість. Ставка податку на додану вартість дорівнює 20%, а коефіцієнт $l = 0,8333$.

p – коефіцієнт, який враховує рентабельність продукту. $p = 0,25$;

x – ставка податку на прибуток. У 2025 році – 18%.

Припустимо, що ціна зросте на 1000 грн. Кількість одиниць реалізованої продукції також збільшиться: протягом першого року на 30 шт., протягом другого року – на 40 шт., протягом третього року на 50 шт. Реалізація продукції до впровадження розробки складала 1 шт., а її ціна до 38087 грн. Розрахуємо прибуток, яке отримає підприємство протягом трьох років.

$$\begin{aligned} \Delta П_1 &= [1000 \cdot 1 + (38087 + 1000) \cdot 30] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) \\ &= 200483,69 \text{ грн.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta П_2 &= [1000 \cdot 1 + (38087 + 1000) \cdot (30 + 40)] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) \\ &= 463396,68 \text{ грн.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta П_3 &= [1000 \cdot 1 + (38087 + 1000) \cdot (30 + 40 + 50)] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) \\ &= 802251,45 \text{ грн.} \end{aligned}$$

5.4 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності

Розрахуємо основні показники, які визначають доцільність фінансування наукової розробки певним інвестором, є абсолютна і відносна ефективність вкладених інвестицій та термін їх окупності.

Розрахуємо величину початкових інвестицій PV , які потенційний інвестор має вкласти для впровадження і комерціалізації науково-технічної розробки.

$$PV = k_{\text{інв}} \cdot 3B, \quad (5.18)$$

$k_{\text{інв}}$ – коефіцієнт, що враховує витрати інвестора на впровадження науково-технічної розробки та її комерціалізацію. Це можуть бути витрати на підготовку приміщень, розробку технологій, навчання персоналу, маркетингові заходи тощо ($k_{\text{інв}} = 2 \dots 5$).

$$PV = 2 \cdot 217980,89 = 435961,79$$

Розрахуємо абсолютну ефективність вкладених інвестицій $E_{\text{абс}}$ згідно наступної формули:

$$E_{\text{абс}} = (ПП - PV) \quad (5.19)$$

де $ПП$ – приведена вартість всіх чистих прибутків, що їх отримає підприємство від реалізації результатів наукової розробки, грн.;

$$ПП = \sum_1^T \frac{\Delta\Pi_i}{(1 + \tau)^t}, \quad (5.20)$$

де $\Delta\Pi_i$ – збільшення чистого прибутку у кожному із років, протягом яких виявляються результати виконаної та впровадженої НДДКР, грн.;

T – період часу, протягом якого виявляються результати впровадженої НДДКР, роки;

τ – ставка дисконтування, за яку можна взяти щорічний прогнозований рівень інфляції в країні; для України цей показник знаходиться на рівні 0,2;

t – період часу (в роках).

$$\text{ПП} = \frac{200483,69}{(1 + 0,2)^1} + \frac{463396,68}{(1 + 0,2)^2} + \frac{802251,45}{(1 + 0,2)^3} = 958770,47 \text{ грн.}$$

$$E_{abc} = (958770,47 - 435961,79) = 522808,68 \text{ грн.}$$

Оскільки $E_{abc} > 0$ то вкладання коштів на виконання та впровадження результатів НДДКР може бути доцільним.

Розрахуємо відносну (щорічну) ефективність вкладених в наукову розробку інвестицій E_e . Для цього користуються формулою:

$$E_e = \sqrt[T_{жс}]{1 + \frac{E_{abc}}{PV}} - 1, \quad (5.21)$$

$T_{жс}$ – життєвий цикл наукової розробки, роки.

$$E_e = \sqrt[3]{1 + \frac{522808,68}{435961,79}} - 1 = 0,5 = 50\%$$

Визначимо мінімальну ставку дисконтування, яка у загальному вигляді визначається за формулою:

$$\tau = d + f, \quad (5.22)$$

де d – середньозважена ставка за депозитними операціями в комерційних банках; в 2025 році в Україні $d = (0,14 \dots 0,2)$;

f – показник, що характеризує ризикованість вкладень; зазвичай, величина $f = (0,05 \dots 0,1)$.

$$\tau_{\min} = 0,18 + 0,05 = 0,23$$

Так як $E_g > \tau_{\min}$ то інвестор може бути зацікавлений у фінансуванні даної наукової розробки.

Розрахуємо термін окупності вкладених у реалізацію наукового проекту інвестицій за формулою:

$$T_{ок} = \frac{1}{E_g} \quad (5.23)$$

$$T_{ок} = \frac{1}{0,5} = 2 \text{ роки}$$

Так як $T_{ок} \leq 3 \dots 5$ -ти років, то фінансування даної наукової розробки в принципі є доцільним.

5.5 Висновки до економічного розділу

Результати здійсненого технологічного аудиту вказують на рівень вище середнього комерційного потенціалу. У порівнянні з аналогічним виробом виявлено, що нова розробка вищої якості і більш конкурентоспроможна, як з технічних, так і економічних позначень.

Вкладені інвестиції в даний проект окупляться через 2 роки. Загальні витрати складають 217980,89 грн. Прибуток за три роки складає 958770,47 грн.

ВИСНОВКИ

1. Розглянуті основні тенденції конструювання бурових установок і її основних складових вузлів та встановлено важливе значення гальмівної системи для оптимізації динамічних режимів, що виникають в буровій вищці та її складових під час опускання колон в свердловину.

2. Проведений аналіз відомих конструкцій гальмівних пристроїв показав необхідність застосування основного та допоміжного гальмування, яке може бути здійснене гідравлічним та стрічковим гальмом.

3. На підставі аналізу експлуатаційних умов роботи та діючих навантажень розроблена конструктивна схема гідравлічного гальма, що виконує функції головного гальмівного пристрою вала лебідки під час опускання колони бурильних чи обсадних труб та конструктивна схема стрічкового гальма, що виконує функції допоміжного пристрою гальмівної системи. Здійснено вибір важільної системи, що забезпечує зрівноважувальний момент на відповідних ланках.

4. Виконано розрахунок основних параметрів та конструктивних розмірів головного гальма, сил, що діють у важільному механізмі для визначення характеристик важільної та пневматичної систем гальма.

5. Проведено тепловий розрахунок головного гальма, що дозволило встановити необхідні параметри охолоджуючої системи.

6. Встановлено заходи для вибору допоміжних регульовальних гальм бурових лебідок.

7. Проведено апроксимацію механічних характеристик фрикційних та гідродинамічних гальмівних пристроїв. Механічна характеристика фрикційного гальма подається у вигляді лінійної функції часу з кусково-сталими коефіцієнтами. Отримано нелінійні математичні залежності гальмівного моменту від швидкості обертання ротора та рівня рідини у робочій порожнині.

8. З урахуванням механічних характеристик гальмівних пристроїв побудовано математичну модель динамічних процесів, що виникають в бурових установках під час гальмування колони бурильних труб, на основі застосування континуально-дискретної розрахункової схеми. Із застосуванням скінченно-різницевої дискретизації рівнянь руху елементів підйимального механізму та ділянок колони бурильних труб розроблено алгоритм розрахунку динамічних процесів.

9. Проведено розрахунки з визначення економічної ефективності застосування розробленої системи гальмування, розроблено заходи з безпеки життєдіяльності та цивільної оборони.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Білецький В. С. Основи нафтогазової інженерії / В. С. Білецький, В. М. Орловський, В. Г. Вітрик. – Полтава: ТОВ «АСМІ», 2018. – 415 с.
2. Білецький В. С. Основи нафтогазової справи [Друге видання виправлене і доповнене] / В. С. Білецький, В. М. Орловський, В. І. Дмитренко, А. М. Похилко. – Львів: Новий Світ-2000, 2018. – 312 с.
3. Войтенко В. С. Технологія і техніка буріння: узагальнювальна довідкова книга / В. С. Войтенко, В. Г. Вітрик, Р. С. Яремійчук. – Львів: Центр Європи, 2012. – 708 с.
4. Загальна та нафтогазова геологія: навчальний посібник / В. Г. Суярко, О. О. Сердюкова, В. В. Сухов. – Х.: ХНУ імені В. Н. Каразіна, 2013. – 212 с.
5. Методичні вказівки до виконання економічної частини магістерських кваліфікаційних робіт / Уклад. : В. О. Козловський, О. Й. Лесько, В. В. Кавецький. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 42 с.
6. Довідник з нафтогазової справи / ред. В. С. Бойко, Р. М. Кондрат, Р. С. Яремійчук. – Львів, 1996. – 620 с.
7. Кондрат Р. М. Нафтогазова галузь України: поступ і особливості. Видобування нафти і газу / Р. М. Кондрат, Л. М. Середницький. URL: <http://www.logos.biz.ua/proj/naftogaz/pdf/0031-0038.pdf>
8. Методичні вказівки до виконання практичних робіт «Аналіз кінематичних схем, та вибір двигуна до приводу» з дисциплін «Деталі машин» та «Основи конструювання» для студентів усіх спеціальностей / уклад. Г. Г. Кулик, Д. Ю. Бородин, В. В. Семенова-Куліш – Харків : НТУ «ХП», 2021.– 27 с.
9. Пасові та ланцюгові передачі в машинобудуванні: Навч. посібник/. М.Є.Іванов, В.С.Павленко, Б.Ф. Ліщинський. - К.: НМК ВО, 1991-160 с.
10. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин/. В. Т. Павлице. – Львів : Афіша, 2003. – 560 с.

11. Чернілевський Д. В. Технічна механіка. кн. 4. Деталі машин : підручник / Чернілевський Д. В., Павленко В. С., Любін М. В. ; за ред. Д. В. Чернілевського. – К. : НМК ВО, 1992. – 360 с. 10.
12. Мархель І. І. Деталі машин : навч. посібник / І. І. Мархель – К. : Алерта, 2005. – 368 с
13. Динаміка машин : навчальний посібник / В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич. - К. : ЦП "Компринт", 2013. - 227 с.
14. Бабій А.В., Довбуш Т.А., Бабій М.В., Ткаченко О.І., Сташків М.Я. Динаміка машин. Навчальний посібник для студентів денної та заочної форм навчання спеціальностей 133 «Галузеве машинобудування» та 208 «Агроінженерія» для здобуття освітнього ступеня «Магістр». Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя. 2023. 246 с.
15. Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин /В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, М.Г. Діктерук, С.І. Пастушенко – К.–Миколаїв: РВВ МДАУ, 2004. – 286 с.
16. Haddad Y. M. Viscoelasticity of engineering materials / Yehia M. Haddad.–London Chapman & Hall, 1995. – 378 p.
17. Ловейкін В.С. Теорія технічних систем / В.С. Ловейкін, І.І. Назаренко, О.Г. Онищенко. – К. - Полтава: ІЗМН-ПДТУ, 1998. –175 с.
18. Поліщук Л. К. Динаміка вмонтованого гідроприводу мобільних машин: монографія / Л. К. Поліщук. – Вінниця: ВНТУ, 2018. – 240 с.
19. Кубрак А. І. Комп'ютерне моделювання та ідентифікація автоматичних систем / А. І. Кубрак, А. І. Жученко, М. З. Кваско. – К. : Політехніка, 2004. – 424 с.
20. Козловський В.О. Техніко-економічні обґрунтування та економічні розрахунки в дипломних проектах та роботах. Навчальний посібник. – Вінниця : ВДТУ, 2003. – 75с.

21. Кавецький В. В. Економічне обґрунтування інноваційних рішень в машинобудуванні: навчальний посібник / В. В. Кавецький, В. О. Козловський. – Вінниця : ВНТУ, 2016. – 100 с.

22. Положення про кваліфікаційну роботу у Вінницькому національному технічному університеті / Уклад. О. М. Васілевський, Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий, Т. О. Савчук, Л. П. Громова – Вінниця : ВНТУ, 2019 – 32 с.

22. Положення про кваліфікаційні роботи / Уклад. А.О. Семенов – Вінниця : ВНТУ, 2021 – 80 с.

ДОДАТКИ

Додаток А
(Обов'язковий)

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

**ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИЙ ПРИСТРІЙ ГАЗОВИДОБУВНОГО
ОБЛАДНАННЯ. ГАЛЬМІВНА СИСТЕМА ЛЕБІДКИ ДЛЯ БУРОВОЇ
УСТАНОВКИ**

Затверджую
Завідувач кафедри ГМ
д.т.н., проф. Л. К. Поліщук
«16» _____ 10 _____ 2025р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ
на магістерську кваліфікаційну роботу
ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИЙ ПРИСТРІЙ ГАЗОВИДОБУВНОГО
ОБЛАДНАННЯ. ГАЛЬМІВНА СИСТЕМА ЛЕБІДКИ ДЛЯ БУРОВОЇ
УСТАНОВКИ
08-62.МКР.005.00.000 ПЗ

Керівник роботи:
д.т.н., професор
Поліщук Л.К.
Розробив: ст. гр. 1ГМ-24м
Ковальський Д.М.

м. Вінниця 2025 р.

1. Найменування і область застосування

Гальмівна система, що складається з основної гідравлічної та допоміжної у вигляді стрічкового гальма, призначена для спуско-підіймальної системи бурової вишки, яка призначена для проведення геологорозвідувальних робіт.

2. Підстави для розробки

Індивідуальне завдання на МКР, затверджене наказом по ВНТУ № 313 від «_24_» __вересня__ 2025 р.

3. Мета та призначення розробки

Застосування гальмівної системи дозволяє підвищити ефективність проведення бурових робіт, а розроблені методи розрахунку динамічних процесів під час гальмування – зменшити динамічні навантаження на елементи конструкцій бурильної колони та зменшити тривалість спуско-підіймальних операцій.

4. Джерела розробки

Розробка виконується на основі вивчення патентних та науково-технічних матеріалів відомих конструкцій. Відомі конструкції гальмівних пристроїв та теоретичні дослідження динамічних процесів в бурових установках наведені в роботах:

1. Білецький В. С. Основи нафтогазової інженерії / В. С. Білецький, В. М. Орловський, В. Г. Вітрик. – Полтава: ТОВ «АСМІ», 2018. – 415 с.

2. Білецький В. С. Основи нафтогазової справи [Друге видання виправлене і доповнене] / В. С. Білецький, В. М. Орловський, В. І. Дмитренко, А. М. Похилко. – Львів: Новий Світ-2000, 2018. – 312 с.

3. Войтенко В. С. Технологія і техніка буріння: узагальнювальна довідкова книга / В. С. Войтенко, В. Г. Вітрик, Р. С. Яремійчук. – Львів: Центр Європи, 2012. – 708 с.

4. Загальна та нафтогазова геологія: навчальний посібник / В. Г. Суярко, О. О. Сердюкова, В. В. Сухов. – Х.: ХНУ імені В. Н. Каразіна, 2013. – 212 с.

5. Довідник з нафтогазової справи / ред. В. С. Бойко, Р. М. Кондрат, Р. С. Яремійчук. – Львів, 1996. – 620 с.

6. Кондрат Р. М. Нафтогазова галузь України: поступ і особливості. Видобування нафти і газу / Р. М. Кондрат, Л. М. Середницький. URL: <http://www.logos.biz.ua/proj/naftogaz/pdf/0031-0038.pdf>

5. Технічні вимоги

5.1 Показники гальмівного пристрою:

- гальмівний момент основного пристрою, Нм – 98 кНм
- гальмівний момент допоміжного пристрою, Нм – 20 кНм

5.2 Вимоги до конструкції та експлуатації розробки:

– діаметр барабана – 800 мм; довжина барабана – 1040 мм; габаритні розміри гальмівних пристроїв: основного – не більше 2700x2500x1000; допоміжного – не більше 1800x1500x1300.

5.3 Вимоги до надійності:

- довговічність – 5000 год;
- напрацювання на відмову – 1500 год.
- ресурс, роки – 2

5.4. Вимоги до рівня уніфікації та стандартизації.

При розробці гальмівного пристрою необхідно по можливості максимально використовувати стандартні вироби та уніфіковані деталі для різних вузлів.

6. Економічні показники

Очікуваний економічний ефект при впровадженні преса у виробництво складає 25559 грн. Це дасть змогу окупити вкладені на розробку кошти за 2,0 роки, що менше нормативного терміну окупності, який складає 4 ... 5 років.

7. Стадії і етапи розробки проекту

- 1) техніко-економічне обґрунтування проекту;
- 2) аналіз відомих технічних рішень;
- 3) виконання розрахунково-конструкторського розділу;
- 4) теоретичні дослідження динамічних процесів під час гальмування;
- 5) розробка економічної частини проекту;

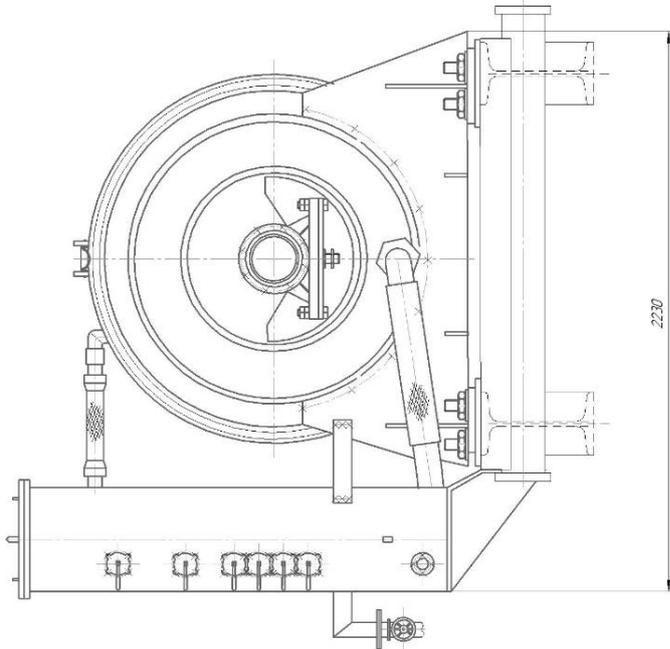
8. Порядок контролю та прийому

Порядок контролю та прийому дипломного проекту визначається графіком консультацій, попереднього захисту проекту, який затверджується кафедрою ГМ та остаточного захисту перед ДЕК. Корегування стадій та етапів виконання проекту може проводитись при узгодженні з керівником проекту.

Додаток Б
(Обов'язковий)

ГРАФІЧНА ЧАСТИНА

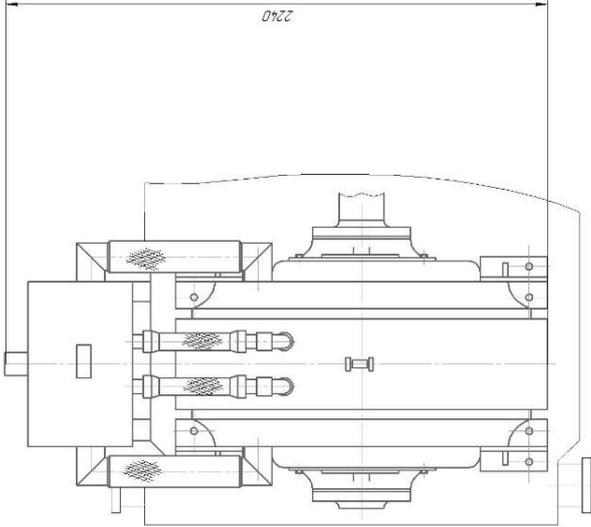
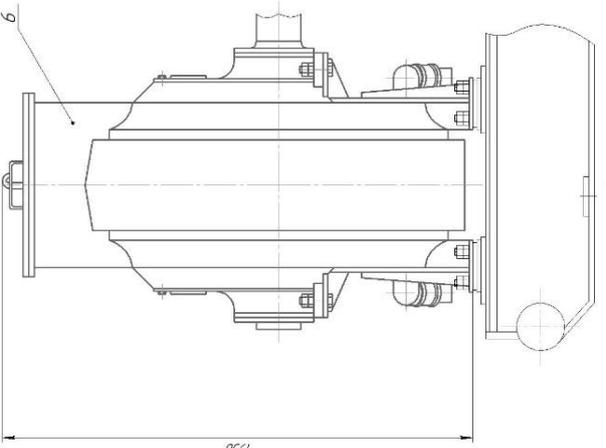
**ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИЙ ПРИСТРІЙ ГАЗОВИДОБУВНОГО
ОБЛАДНАННЯ. ГАЛЬМІВНА СИСТЕМА ЛЕБІДКИ ДЛЯ БУРОВОЇ
УСТАНОВКИ**



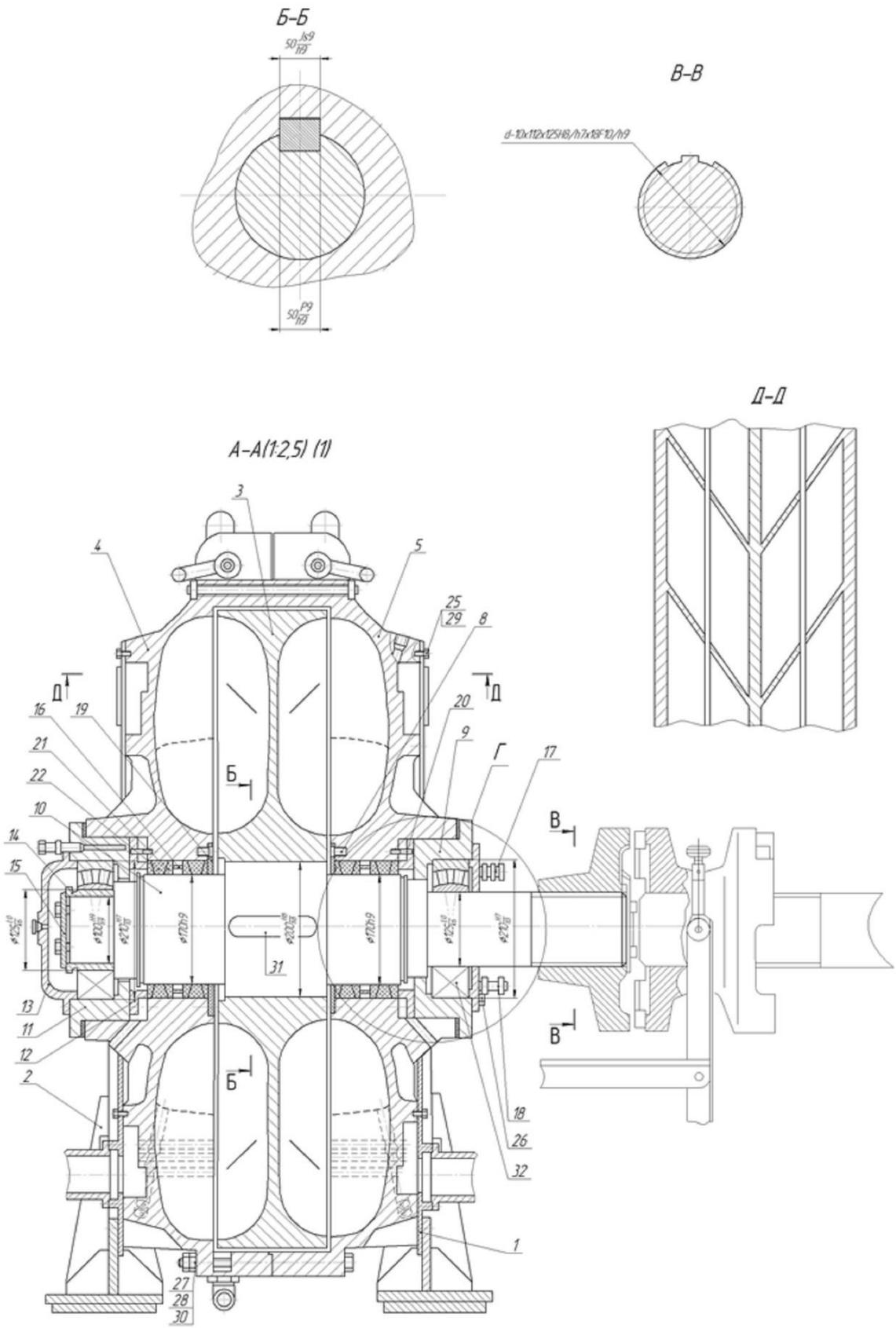
- 98 1. Гольміди, мочит на вода, кНм
- 3 2. Мінімальна швидкість, опускання палтасу, м/с
- 35 3. Максимальна швидкість опускання палтасу, м/с
- вода 4. Отождуєча рідина
- 80 5. Максимально допустима температура охолоджувача, °C

08-62 МКР.005.01000 СК		Лист	1	Всього	1
Гольміди		Лист	1	Всього	1
здобуєча		Лист	1	Всього	1
Складові вузли		Лист	1	Всього	1
ВНТУ, зр. ПУ-24ч		Лист	1	Всього	1

08-62 МКР.005.01000 СК



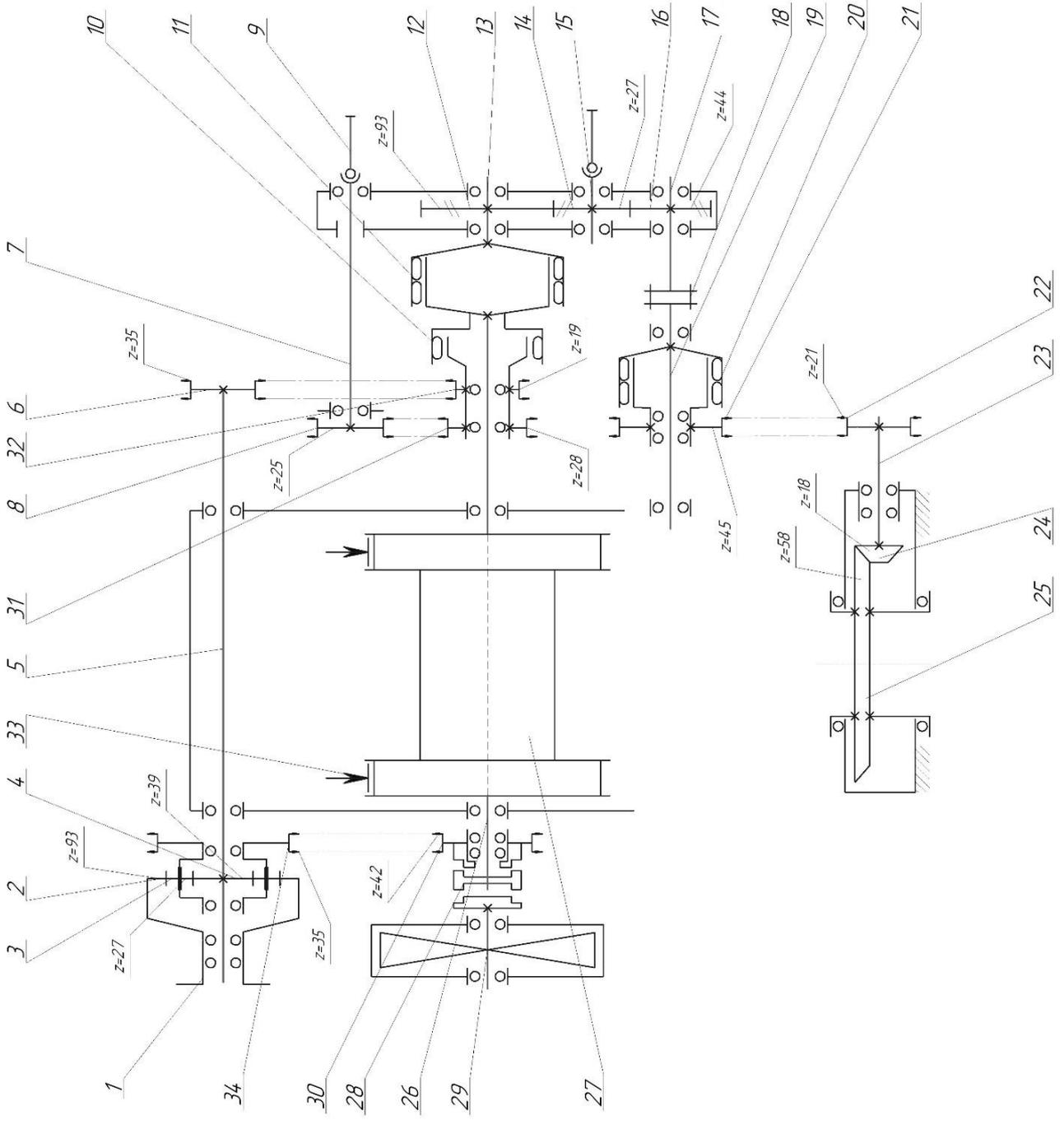
08-62.MKP.005.01.000 СК



Исполн. М.П. Швецова
 Проверил М.П. Швецова
 Утвердил М.П. Швецова

Изм.	Лист	№ докум.	Изд.	Дата	08-62.MKP.005.01.000 СК	А1
					Корпусовый	Формат

08-62.МКР.005.00.000 КЗ



Позиция	Наименование	Мат.	Примеч.
1	Фрикционная катушка	1	
2	Зубчатое колесо выжимного сцепления	1	z=93
3	Сателлит	1	z=27
4	Шестерня	1	z=39
5	Вал	1	
6	Звезда	1	z=35
7	Вал	1	
8	Звезда	1	z=25
9	Вал карданый	1	
10	Муфта фрикционно-пневматична	1	
11	Муфта фрикционно-пневматична заднего	1	
12	Зубчатое колесо	1	z=93
13	Вал	1	
14	Шестерня	1	z=27
15	Вал	1	
16	Зубчатое колесо	1	z=44
17	Вал	1	
18	Муфта зубчатая заднего	1	
19	Вал	1	
20	Муфта фрикционно-пневматична заднего	1	
21	Звезда	1	z=45
22	Звезда	1	z=21
23	Вал	1	
24	Шестерня конична	1	z=18
25	Колесо зубчатое коничное	1	z=58
26	Вал	1	
27	Барабан	1	
28	Муфта зубчатая заднего	1	
29	Гильза гидравлическая	1	z=42
30	Звезда	1	z=42
31	Звезда	1	z=28
32	Звезда	1	z=19
33	Гильза ступицы	2	
34	Звезда	1	z=35

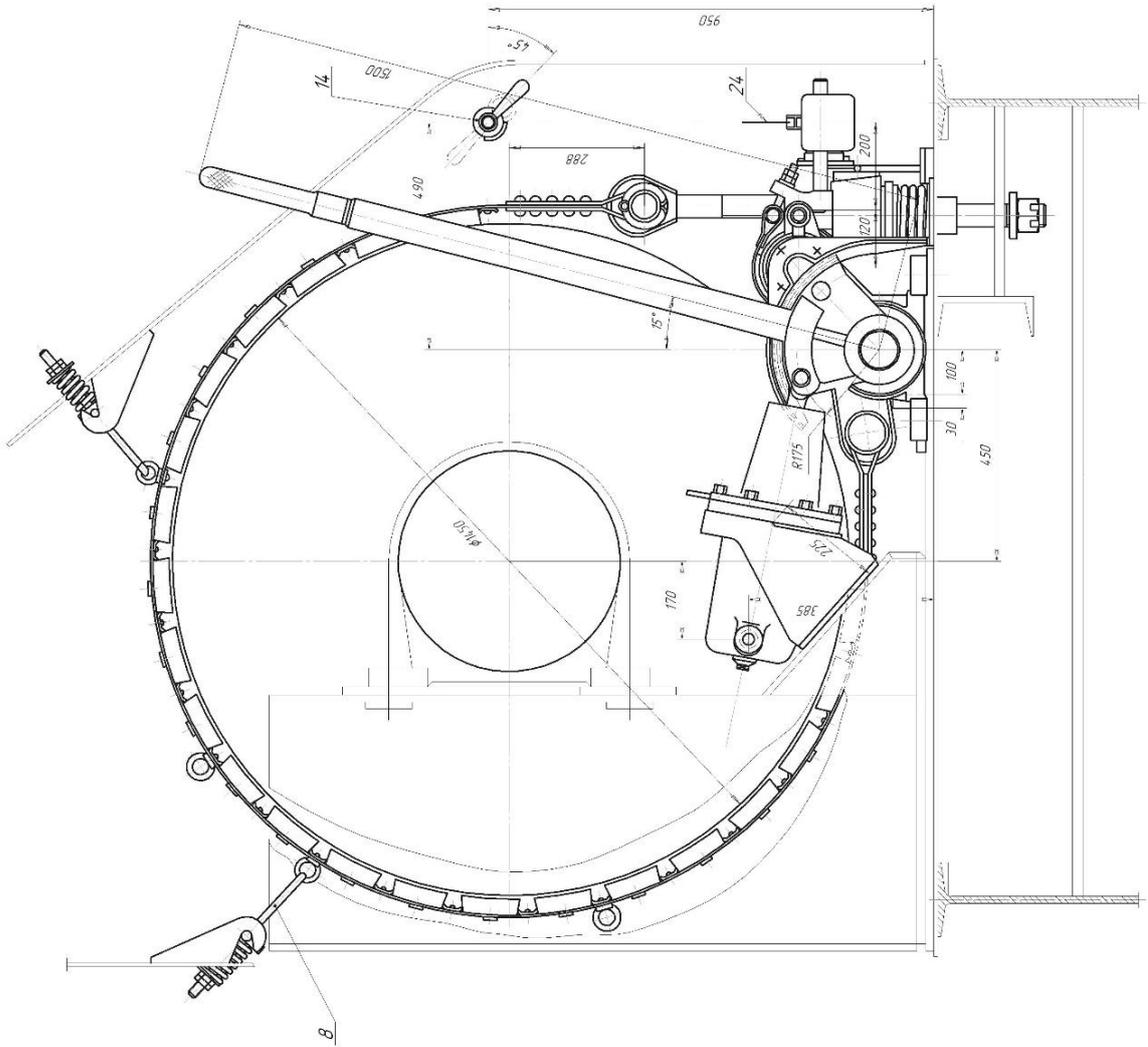
08-62.МКР.005.00.000 КЗ

Привод дурового лебёдки
Семейный завод

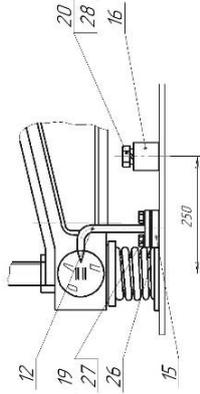
ВНТУ-ПТМ-24ч
Формат: А1

Лист № 001, 002, 003, 004, 005, 006, 007, 008, 009, 010, 011, 012, 013, 014, 015, 016, 017, 018, 019, 020, 021, 022, 023, 024, 025, 026, 027, 028, 029, 030, 031, 032, 033, 034, 035, 036, 037, 038, 039, 040, 041, 042, 043, 044, 045, 046, 047, 048, 049, 050, 051, 052, 053, 054, 055, 056, 057, 058, 059, 060, 061, 062, 063, 064, 065, 066, 067, 068, 069, 070, 071, 072, 073, 074, 075, 076, 077, 078, 079, 080, 081, 082, 083, 084, 085, 086, 087, 088, 089, 090, 091, 092, 093, 094, 095, 096, 097, 098, 099, 100

08-62.МКР.005.02.000СК



в (2)



1. За горизонтального положення валівсера, поз. 5, зварю між листом рачи і шаром, поз. 11, повинні бути в неких 3-7 мм.
2. Під час встановлення кількісного дозу необхідно забезпечити згор З не менше 4 мм. Після відбору кількісного дозу відвернути упор у підшипник вала.
3. Рукава статора гальна, поз. 30, після установки приварити до кривини на кожну.
4. Після установки і відруки пневмоциліндра, поз. 3, приварити кронштейн до рачи ледки шов 10х10, за наявності приклад перера шва відвідати збільшити.
5. Зварю виконувати у відвідності з 19 ДС-2. Електроди 3-42 ГОСТ 9467-60.
6. Після складання стрічкового гальна виконати його регулювання таким чином:
 - а) Неодмінно пружини відтяжок, поз. 13, відставити так, щоб за гального положення рукоятки (П) колодки не торкались гальнички швед варабана.
 - б) Викрутити обидва болта, поз. 32, до довжиня головок з двох сторін.
 - в) Відкрутити ліду стрічку, загальнувати барабан подчево сталевого підтрива.
 - г) Пневмоциліндр під тиском 0,4-0,6 МПа.
 - д) Шляком приварити сталеки шарни, забезпечити розмір h=165 мм від верху рукоятки до листа рачи.
 - е) Відставити ліду стрічку і аналогічно відрегулювати праву стрічку.
 - ж) Після регулювання болти, поз. 32, закрутити до упору.
7. Під час регулювання стрічкового гальна болт з бусиком, поз. 14, повинен
8. Бути відкручений в сталеки шарнира на відстані не менше 55 мм.
9. Після регулювання за відгального положення стрічкового гальна встановити сталю-показчик, поз. 22, таким чином, щоб кінць стрічки знаходився на нульовій позначці.
10. На нафтопродуктах в процесі роботи стрічкового гальна необхідно регулювати стрічки і регулювати підтримку стрічки. При цьому показники стрічки регулювати регулювати і пружини відтяжок. Ліду час підтримки стрічки необхідно регулювати і пружини відтяжок. Ліду час підтримки стрічки необхідно регулювати і пружини відтяжок.
11. Літери П, Л, О, на балонісі покрива атмасферостійке фарбо червоний кольору, риски на діаметрі приварювати біля атмасферостійкого фарбо.

08-62.МКР.005.02.000СК	
Стрічкова гальна	СКЛАДОВАНЕ КРЕСЛЕННЯ
Лист 1 з 1	Листів 1
ВНТУ, од. ПМ-24М	

Додаток В
(Обов'язковий)

СПЕЦИФІКАЦІЇ

**ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИЙ ПРИСТРІЙ ГАЗОВИДОБУВНОГО
ОБЛАДНАННЯ. ГАЛЬМІВНА СИСТЕМА ЛЕБІДКИ ДЛЯ БУРОВОЇ
УСТАНОВКИ**

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<i>Документація</i>						
A1			08-62.МКР.005.01.000СК	Складальне креслення		
<i>Складальні одиниці</i>						
	1		08-62.МКР.005.01.100	Корпус	1	
	2		08-62.МКР.005.01.200	Стояк	1	
	3		08-62.МКР.005.01.300	Ротор	1	
	4		08-62.МКР.005.01.400	Кришка	1	
	5		08-62.МКР.005.01.500	Кришка	1	
	6		08-62.МКР.005.01.600	Холодильник з арматурою	1	
<i>Деталі</i>						
	9		08-62.МКР.005.01.001	Стакан	1	
	10		08-62.МКР.005.01.002	Вал	1	
	11		08-62.МКР.005.01.003	Стакан	1	
	12		08-62.МКР.005.01.004	Кільце	2	
	13		08-62.МКР.005.01.005	Кришка	2	
	14		08-62.МКР.005.01.006	Втулка	1	
	15		08-62.МКР.005.01.007	Кільце	1	
	16		08-62.МКР.005.01.008	Кільце розпірне	2	
	17		08-62.МКР.005.01.009	Штуцер	4	
	18		08-62.МКР.005.01.010	Штуцер	2	
	19		08-62.МКР.005.01.011	Шайба	2	
			08-62.МКР.005.01.000			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
Разраб.		Ковальський Д.М.			Лит.	Лист
Проб.		Поліщук Л. К.				Листов
Консульт.					ВНТУ, гр. 1ГМ-24М	
Н.контр.		Поліщук Л. К.				
Утв.		Поліщук Л. К.				
Гальмо						
гідравлічне						

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<i>Документація</i>						
A1			08-62.МКР.005.02.000СК	Складальне креслення		
<i>Складальні одиниці</i>						
	1		08-62.МКР.005.02.100	Циліндр пневматичний	1	
<i>Деталі</i>						
	4		08-62.МКР.005.02.001	Рукоять керування стрічковим гальмом	1	
	5		08-62.МКР.005.02.002	Стрічка гальмівна	2	
	6		08-62.МКР.005.02.003	Балансир	1	
	7		08-62.МКР.005.02.004	Стійка	1	
	8		08-62.МКР.005.02.005	Відтяжка	4	
	9		08-62.МКР.005.02.006	Болт з вушком	2	
	10		08-62.МКР.005.02.007	Стійка шарнірна	2	
	11		08-62.МКР.005.02.008	Пружина	2	
	12		08-62.МКР.005.02.009	Показчик	1	
	13		08-62.МКР.005.02.010	Ключ-замкачка	2	
	14		08-62.МКР.005.02.011	Рукоятка стопорного гальма	1	
	15		08-62.МКР.005.02.012	Прокладка	1	
	16		08-62.МКР.005.02.013	Проставка	2	
08-62.МКР.005.02.000						
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
Разраб.		Кобальський Д.М.			Лист	Листов
Проб.		Поліщук Л. К.				
Консульт.						
Н.контр.		Поліщук Л. К.			ВНТУ, гр. 1ГМ-24М	
Утв.		Поліщук Л. К.				
Гальмо стрічкове						

Додаток Г
(Обов'язковий)

ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

**ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИЙ ПРИСТРІЙ ГАЗОВИДОБУВНОГО
ОБЛАДНАННЯ. ГАЛЬМІВНА СИСТЕМА ЛЕБІДКИ ДЛЯ БУРОВОЇ
УСТАНОВКИ**

Аналіз відомих технічних рішень

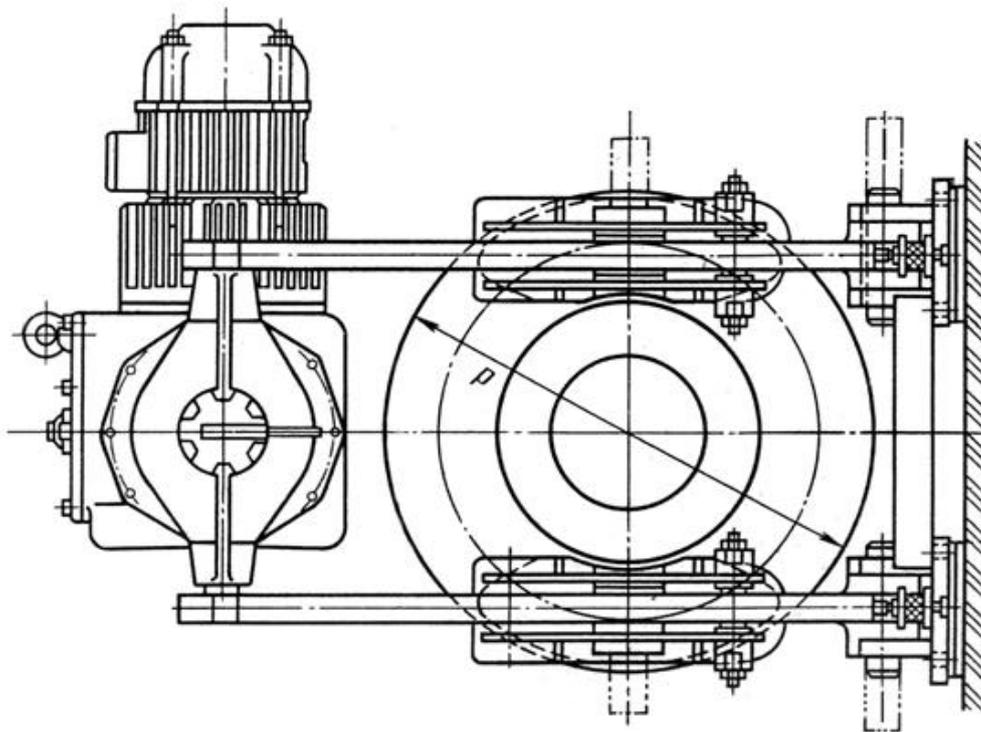


Рисунок 1 - Конструктивна схема колодкового гальма

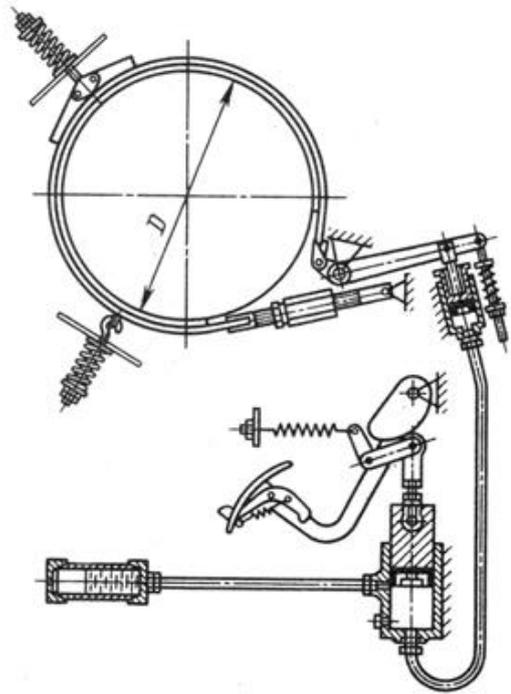


Рисунок 2 - Конструктивна схема стрічкового гальма

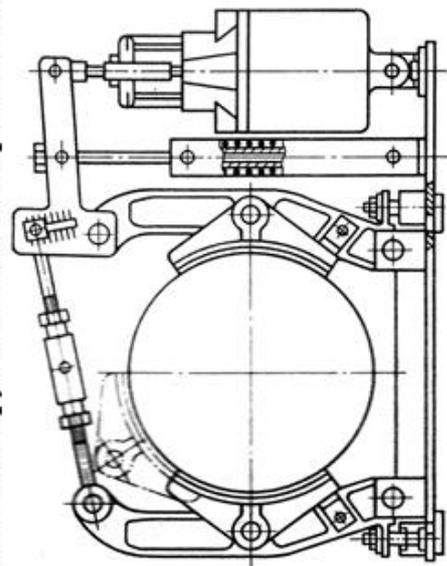


Рисунок 3 - Конструктивна схема колодкового гальма з гідравлічним приводом

Розрахункова схема підіймальної системи та бурової вишки з апроксимованими механічними характеристиками гальма



Рисунок 1 - Розрахункова схема підіймальної системи

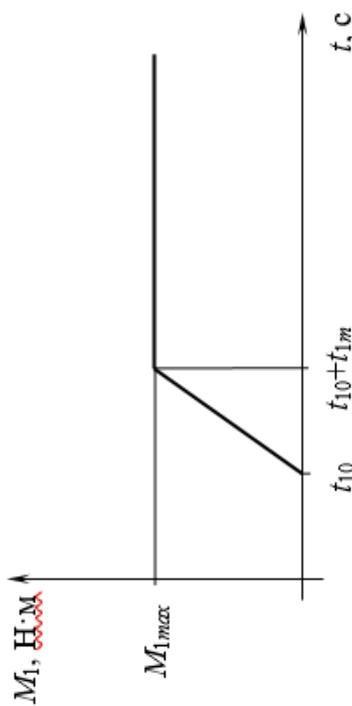


Рисунок 3 - Графік зміни гальмівного моменту стрічкового гальма в часі

Рисунок 2 - Розрахункова схема бурової вишки

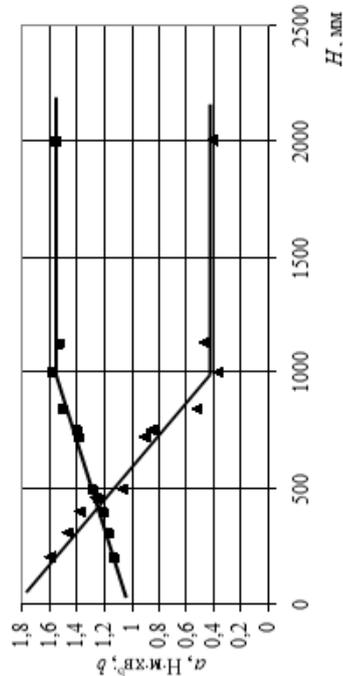


Рисунок 4 -Графік зміни величин a і b в залежності від рівня рідини H

Математична модель гальмівних режимів роботи підйомальної системи

Рівняння руху елементів підйомального механізму

$$\begin{aligned}
 J \frac{d\omega}{dt} - \frac{\alpha}{2} \omega^2 - r_i c_s \delta \left(1 + \frac{c_s \delta}{2c_k l_k} \right) - r_i v_s \xi &= -M; \\
 m_1 \frac{dv_1}{dt} - (k+2)c_s \delta + c_c y_1 - (k+2)v_s \xi + v_c v_1 &= m_1 g; \\
 m_2 \frac{dv_2}{dt} + k c_s \delta + k v_s \xi - N_1(0, t) &= m_2 g; \\
 \frac{d\gamma}{dt} = \omega; \quad \frac{dy_1}{dt} = v_1; \quad \frac{dy_2}{dt} = v_2, &
 \end{aligned} \tag{1}$$

Жорсткість і абсолютну деформацію каната за $c_k = E_k A_k / l_k$; $v_k = v_k$

$$c_k = E_k A_k / l_k; \quad \delta = -r_i \gamma - (k+2)y_1 + k y_2, \tag{2}$$

Швидкість відносної деформації каната без урахування податливості вузла кріплення нерухомої вітки

$$\xi = (\eta l_k - r_i \delta \omega) / l_k^2, \tag{3}$$

Рівняння руху ділянок колони в поздовжньому напрямі

$$\alpha_i^2 \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i^2} - 2b_i \frac{\partial u_i}{\partial t} - \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} = -g_i \quad (i = 1, 2, \dots, n), \tag{4}$$

Значення α_i^2 , $2b_i$, g_i визначаються співвідношеннями

$$\begin{aligned}
 \alpha_i^2 &= \frac{E_i}{\rho_i}; \quad 2b_i = \frac{\kappa_i}{A_i \rho_i}; \\
 g_i &= g \left(1 - \frac{\rho}{\rho_i} \sin^2 \alpha_0 \right) \cos \alpha_0 - \frac{\alpha_i^2 f}{\rho_0} \operatorname{abs} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \operatorname{sign} \frac{\partial u_i}{\partial t},
 \end{aligned} \tag{5}$$

Крайові умови інтегрування рівнянь (4)

$$y_2 = u_1(0, t); \quad v_2 = \frac{\partial u_1(0, t)}{\partial t}. \tag{5}$$

Крайові умови на межах сусідніх ділянок та на нижньому кінці колони бурильних труб

$$E_i A_i \frac{\partial u_i}{\partial x_i} - E_{i+1} A_{i+1} \frac{\partial u_{i+1}}{\partial x_{i+1}} = F_i, \quad u_i = u_{i+1} \tag{6}$$

$$(i=1, 2, \dots, n-1), \text{ якщо } x_i = l_i, \quad x_{i+1} = 0;$$

$$E_n A_n \frac{\partial u_n}{\partial x_n} + m_3 \frac{\partial^2 u_n}{\partial t^2} = F_n + m_3 g, \quad \text{якщо } x_n = l_n, \quad (7)$$

Початкові умови, яким повинні задовольняти розв'язки рівнянь (1), (4)

$$y_1(0) = \frac{m_1 g k + [N_1(0,0) + m_2 g](k+2)}{c_c k};$$

$$y_2(0) = \frac{m_1 g c_c k(k+2) + [N_1(0,0) + m_2 g][c_c + c_s(k+2)^2]}{c_c c_s k^2};$$

$$\omega(0) = \omega_0; \quad v_1(0) = v_{10}; \quad v_2(0) = v_{20};$$

$$u_i(x_i, 0) = \frac{N_i(0,0)}{E_i A_i} x_i - \frac{g_i}{2a_i^2} x_i^2 + u_i(0,0);$$

$$\left(\frac{\partial u_i}{\partial t} \right)_{t=0} = v_{30} \quad (i=1, 2, \dots, n), \quad (8)$$

Поздовжні сили і переміщення верхніх крайніх перерізів ділянок колони

$$N_i(0,0) = \sum_{j=i}^n (A_j l_j \rho_j g_j + F_j) + m_3 g \quad (i=1, 2, \dots, n);$$

$$u_1(0,0) = y_2(0); \quad u_i(0,0) = y_2(0) + \sum_{j=i}^{i-1} \left[\frac{N_j(0,0) y_j}{E_j A_j} - \frac{l_j^2 g_j}{2a_j^2} \right] \quad (i=2, 3, \dots, n).$$

Поздовжня сила в поперечному перерізі колони визначається залежністю

$$N_i(x_i, t) = E_i A_i \frac{\partial u(x_i, t)}{\partial x_i} \quad (i=1, 2, \dots, n) \quad (9)$$

Сили в канаті і в металоконструкції висотної споруди обчислюємо за формулами

$$F_s = c_s \delta + v_s (\eta l_k - \delta r_l \omega) / l_k^2; \quad F_c = c_c y_1 + v_c v_1. \quad (10)$$

Побудова алгоритму розрахунку динамічних процесів

Рух барабана лебідки і кронблоку

$$\begin{aligned} \frac{d\omega}{dt} &= \Omega_1; & \frac{dv_1}{dt} &= \Omega_2; \\ \frac{d\gamma}{dt} &= \omega; & \frac{dy_1}{dt} &= v_1, \end{aligned} \quad (1)$$

де

$$\begin{aligned} \Omega_1 &= \frac{1}{J} \left[\frac{\alpha}{2} \omega^2 + r_1 c_s \delta \left(1 - \frac{c_s \delta}{2c_k I_k} \right) + r_1 v_s \xi - M \right]; \\ \Omega_2 &= \frac{1}{m} [(k+2)c_s \delta - c_s y_1 + (k+2)v_s \xi + v_s v_1] + g. \end{aligned} \quad (2)$$

Скінченно-різницева схема рівнянь (1) за методом Ейлера-Коші

$$\begin{aligned} \omega^*(t + \Delta t) &= \omega(t) + \Delta t \Omega_1(t); \\ v_1^*(t + \Delta t) &= v_1(t) + \Delta t \Omega_2(t); \\ \gamma^*(t + \Delta t) &= \gamma(t) + \Delta t \omega(t); \\ y_1^*(t + \Delta t) &= y_1(t) + \Delta t v_1(t). \end{aligned} \quad (3)$$

Функції $\Omega_1(t)$ і $\Omega_2(t)$ обчислюємо, як

$$\begin{aligned} \Omega_1(t) &= \frac{1}{J(t)} \left[\frac{\alpha}{2} (\omega(t))^2 + r_1 c_s(t) \delta(t) \left(1 + \frac{c_s(t) \delta(t)}{2c_k(t) I_k(t)} \right) + r_1 v_s \xi(t) - M(t) \right]; \\ \Omega_2(t) &= \frac{1}{m} [(k+2)c_s(t) \delta(t) - c_s y_1(t) + (k+2)v_s \xi(t) + v_s v_1(t)] + g, \end{aligned} \quad (4)$$

причому

$$\begin{aligned} J(t) &= J_0 - \alpha \gamma(t); \\ I_k(t) &= I_{k0} + r_1 \gamma(t); \\ c_k(t) &= E_k A_k / I_k(t); \\ \delta(t) &= -r_1 \gamma(t) - (k+2)y_1(t) + k y_2(t); \\ \xi(t) &= (\eta(t) v_s(t) - r_1 \delta(t) \omega(t)) / I_k^2(t); \\ \eta(t) &= -r_1 \omega(t) - (k+2)v_1(t) + k v_2(t). \end{aligned} \quad (5)$$

Друге (остаточне) наближення невідомих функцій, що входять до рівнянь (1), знаходимо як

$$\begin{aligned} \omega(t + \Delta t) &= \omega(t) + \frac{\Delta t}{2} [\Omega_1(t) + \Omega_1^*(t + \Delta t)]; \\ v_1(t + \Delta t) &= v_1(t) + \frac{\Delta t}{2} [\Omega_2(t) + \Omega_2^*(t + \Delta t)]; \\ \gamma(t + \Delta t) &= \gamma(t) + \frac{\Delta t}{2} [\omega(t) + \omega^*(t + \Delta t)]; \\ y_1(t + \Delta t) &= y_1(t) + \frac{\Delta t}{2} [v_1(t) + v_1^*(t + \Delta t)]. \end{aligned} \quad (6)$$

Значення функцій Ω_1 і Ω_2 , за переміщеннями і швидкостями першого наближення,

$$\Omega_1^*(t + \Delta t) = \frac{1}{J^*(t + \Delta t)} \times$$

$$\times \left[\frac{\alpha}{2} (\omega^*(t + \Delta t))^2 + r_1 c_s^*(t + \Delta t) \delta^*(t + \Delta t) \left(1 - \frac{\delta^*(t + \Delta t)}{2I_k^*(t + \Delta t)} \right) + r_1 v_s \xi^*(t + \Delta t) - M \right];$$

$$\Omega_2^*(t + \Delta t) = \frac{1}{m} [(k + 2)c_s^*(t + \Delta t) \delta^*(t + \Delta t) - c_c y_1^*(t + \Delta t) +$$

$$+ (k + 2)v_s \xi^*(t + \Delta t) + v_c v_1^*(t + \Delta t)] + g, \quad (7)$$

де

$$J^*(t + \Delta t) = J_0 - \alpha \gamma^*(t + \Delta t);$$

$$I_k^*(t + \Delta t) = I_{k0} + r_1 \gamma^*(t + \Delta t);$$

$$c_k^*(t + \Delta t) = E_k A_k / I_k^*(t + \Delta t);$$

$$\delta^*(t + \Delta t) = -r_1 \gamma^*(t + \Delta t) - (k + 2)y_1^*(t + \Delta t) + k y_2^*(t + \Delta t);$$

$$\xi^*(t + \Delta t) = (\eta^*(t + \Delta t) y_k^*(t + \Delta t) - r_1 \delta^*(t + \Delta t) \omega^*(t + \Delta t)) / (I_k^*(t + \Delta t))^2;$$

$$\eta^*(t + \Delta t) = -r_1 \omega^*(t + \Delta t) - (k + 2)y_1^*(t + \Delta t) + k y_2^*(t + \Delta t). \quad (8)$$

Крайова умова інтегрування відповідного рівняння з частковими похідними для верхнього кінця колони

$$m_2 \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} - E_1 A_1 \frac{\partial u_1}{\partial x_1} = m_2 g - F, \text{ якщо } x_1 = 0, \quad (9)$$

Початкові умови інтегрування рівнянь руху ділянок в поздовжньому напрямі подаємо як

$$u_i(x_i, 0) = f_{1i}(x_i); \quad \frac{\partial u_i(x_i, t)}{\partial t} = f_{2i}(x_i), \text{ якщо } t = 0. \quad (10)$$

Явна скінченно-різницева схема рівнянь руху

$$u_i(x_i, t + \Delta t) = c_{0i} u_i(x_i, t - \Delta t) + c_{2i} u_i(x_i - \Delta l, t) + c_{3i} u_i(x_i, t) +$$

$$+ c_{4i} u_i(x_i + \Delta l, t) + c_{0i} g_{1i} \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (11)$$

$$c_{0i} = \frac{(\Delta t)^2}{b_i \Delta t + 1}, \quad c_{1i} = \frac{b_i \Delta t - 1}{b_i \Delta t + 1}, \quad c_{2i} = \frac{(\Delta t)^2 (\alpha_i^2 + g_{2i} \Delta l)}{(\Delta l)^2 (b_i \Delta t + 1)},$$

$$c_{3i} = \frac{2(\alpha_i^2 (\Delta t)^2 + (\Delta l)^2)}{(\Delta l)^2 (b_i \Delta t + 1)}, \quad c_{4i} = \frac{(\Delta t)^2 (\alpha_i^2 - g_{2i} \Delta l)}{(\Delta l)^2 (b_i \Delta t + 1)};$$

$$g_{1i} = g \left(1 - \frac{\rho}{\rho_i} \sin^2 \alpha_{0i} \right) \cos \alpha_{0i}, \quad g_{2i} = \frac{\alpha_i^2 f}{2\rho_i} \operatorname{sign} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \operatorname{sign} \frac{\partial u_i}{\partial t}.$$

Умова Куранта

$$\Delta t < \frac{\Delta l}{a},$$

Дискретний вираз крайової умови для верхнього кінця колони

$$u_1(0, t + \Delta t) = q_{10} u_1(0, t - \Delta t) + q_{20} u_1(0, t) + q_{30} u_1(\Delta l, t) + q_{40}, \quad (12)$$

де

$$q_{10} = \frac{s_{10}}{s_{00}}; \quad q_{20} = \frac{s_{20}}{s_{00}}; \quad q_{30} = \frac{s_{30}}{s_{00}}; \quad q_{40} = \frac{s_{40}}{s_{00}},$$

причому

$$\begin{aligned} s_{00} &= E_1 A_1 (\Delta t)^2 + 2(m_0 + m_2) e_{21} \Delta l; \\ s_{10} &= E_1 A_1 e_{11} (\Delta t)^2 - 2(m_0 + m_2) e_{21} \Delta l; \\ s_{20} &= E_1 A_1 e_{31} (\Delta t)^2 + 4(m_0 + m_2) e_{21} \Delta l; \quad s_{30} = E_1 A_1 (e_{21} + e_{41}) (\Delta t)^2; \\ s_{40} &= E_1 A_1 e_{01} g_{11} (\Delta t)^2 + 2[(m_0 + m_2) g - F_2] e_{21} (\Delta t)^2 \Delta l. \end{aligned}$$

Крайова умова для нижнього кінця колонни

$$u_n(l_n, t + \Delta t) = q_{1n} u_n(l_n, t - \Delta t) + q_{2n} u_n(l_n, t) + q_{3n} u_n(l_n - \Delta l, t) + q_{4n}, \quad (13)$$

де

$$q_{1n} = \frac{s_{1n}}{s_{0n}}; \quad q_{2n} = \frac{s_{2n}}{s_{0n}}; \quad q_{3n} = \frac{s_{3n}}{s_{0n}}; \quad q_{4n} = \frac{s_{4n}}{s_{0n}}.$$

Тут

$$\begin{aligned} s_{0n} &= E_n A_n (\Delta t)^2 + 2m_3 e_{4n} \Delta l; \quad s_{1n} = E_n A_n e_{1n} (\Delta t)^2 - 2m_3 e_{4n} \Delta l; \\ s_{2n} &= E_n A_n e_{3n} (\Delta t)^2 + 4m_3 e_{4n} \Delta l; \quad s_{3n} = E_n A_n (e_{2n} + e_{4n}) (\Delta t)^2; \\ s_{4n} &= E_n A_n e_{0n} g_{1n} (\Delta t)^2 + 2(m_3 g + F_n - P_3) e_{4n} (\Delta t)^2 \Delta l. \end{aligned}$$

Співвідношення для перерізів стику ділянок колонни:

$$\begin{aligned} u_i(l_i, t + \Delta t) = u_{i+1}(0, t + \Delta t) = q_{0i} u_i(l_i, t - \Delta t) + q_{1i} u_i(l_i - \Delta l, t) + \\ + q_{2i} u_i(l_i, t) + q_{3i} u_{i+1}(\Delta l, t) + q_{5i} \quad (i=1, 2, \dots, n-1), \end{aligned} \quad (14)$$

де

$$q_{0i} = \frac{s_{1i}}{s_{0i}}; \quad q_{1i} = \frac{s_{2i}}{s_{0i}}; \quad q_{2i} = \frac{s_{3i}}{s_{0i}}; \quad q_{3i} = \frac{s_{4i}}{s_{0i}}; \quad q_{5i} = \frac{s_{5i}}{s_{0i}},$$

причому

$$\begin{aligned} s_{0i} &= E_i A_i e_{2,i+1} + E_{i+1} A_{i+1} e_{4i}; \\ s_{1i} &= E_i A_i e_{1i} e_{2,i+1} + E_{i+1} A_{i+1} e_{1,i+1} e_{4i}; \quad s_{2i} = E_i A_i e_{2,i+1} (e_{2i} + e_{4i}); \\ s_{3i} &= E_i A_i e_{2,i+1} e_{3i} + E_{i+1} A_{i+1} e_{3,i+1} e_{4i}; \quad s_{4i} = E_{i+1} A_{i+1} e_{4i} (e_{2,i+1} + e_{4,i+1}); \\ s_{5i} &= E_i A_i e_{0i} e_{2,i+1} g_{1i} + E_{i+1} A_{i+1} e_{0,i+1} e_{4i} g_{1,i+1} + 2e_{2,i+1} e_{4i} F_i h \end{aligned}$$

Скінченно-різницева схема з урахуванням початкових

$$\begin{aligned} u_i(x_i, \Delta t) = d_{2i} f_{1i}(x_i - \Delta l) + d_{3i} f_{1i}(x_i) + d_{4i} f_{1i}(x_i + \Delta l) + \\ + d_{5i} f_{2i}(x_i) + d_{6i} g_{1i} \quad (i=1, 2, \dots, n), \end{aligned} \quad (15)$$

де

$$\begin{aligned} d_{0i} &= \frac{(\Delta t)^2}{2}; \quad d_{2i} = \frac{(\Delta t)^2 (a_i^2 + g_{2i} \Delta l)}{2(\Delta l)^2}; \quad d_{3i} = \frac{a_i (\Delta t)^2 + (\Delta l)^2}{(\Delta l)^2}; \\ d_{4i} &= \frac{(\Delta t)^2 (a_i^2 - g_{2i} \Delta l)}{2(\Delta l)^2}; \quad d_{5i} = -\Delta t (b_i \Delta t + 1). \end{aligned}$$

Визначення невідомих функцій на першому кроці інтегрування в крайніх перерізах ступінчастого стержня

$$\begin{aligned}
 u_1(0, \Delta t) &= p_{20}f_{11}(0) + p_{30}f_{11}(\Delta l) + p_{40}; \\
 u_n(l_n, \Delta t) &= p_{2n}f_{1n}(l_n) + p_{3n}f_{1n}(l_n - \Delta l) + p_{4n}; \\
 u_i(l_i, \Delta t) &= u_{i+1}(0, \Delta t) = p_{2i}f_{1i}(l_i - \Delta l) + p_{3i}f_{1i}(l_i) + p_{4i}f_{1,i+1}(h) + p_{5i} \\
 &\quad (i=1, 2, \dots, n-1)
 \end{aligned} \tag{16}$$

де

$$\begin{aligned}
 p_{20} &= r_0 s_{20}, & p_{30} &= r_0 s_{30}, & p_{40} &= r_0 [s_{40} - 2s_{00} \Delta t f_{21}(0)]; \\
 p_{2n} &= r_n s_{2n}, & p_{3n} &= r_n s_{3n}, & p_{4n} &= r_n [s_{4n} - 2s_{0n} \Delta t f_{2n}(l_n)]; \\
 p_{2i} &= r_i s_{2i}, & p_{3i} &= r_i s_{3i}, & p_{4i} &= r_i s_{4i}, & p_{5i} &= r_i [s_{5i} - 2s_{0i} \Delta t f_{2i}(l_i)].
 \end{aligned}$$

тут

$$\begin{aligned}
 r_1 &= (b_1 \Delta t + 1) \Delta l / [2E_1 A_1 (\Delta t)^2 \Delta l + 4(m_0 + m_2)(\alpha_1^2 + g_{21} \Delta l)(\Delta t)^2]; \\
 r_2 &= (b_n \Delta t + 1) \Delta l / [2E_n A_n (\Delta t)^2 \Delta l + 4m_3(\alpha_n^2 - g_{2n} \Delta l)(\Delta t)^2]; \\
 r_i &= (b_i \Delta t + 1)(b_{i+1} \Delta t + 1)(\Delta l)^2 / [2E_i A_i (\alpha_{i+1}^2 + g_{2,i+1} \Delta l)(\Delta t)^2 + \\
 &\quad + 2E_{i+1} A_{i+1} (\alpha_i^2 - g_{2,i} \Delta l)(\Delta t)^2]
 \end{aligned}$$

Додаток Д
(Обов'язковий)

**ПРОТОКОЛ
ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ**

**ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИЙ ПРИСТРІЙ ГАЗОВИДОБУВНОГО
ОБЛАДНАННЯ. ГАЛЬМІВНА СИСТЕМА ЛЕБІДКИ ДЛЯ БУРОВОЇ
УСТАНОВКИ**

ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Назва роботи: Підйомно-транспортний пристрій газовидобувного обладнання.
Гальмівна система лебідки для бурової установки

Тип роботи: магістерська кваліфікаційна робота

Підрозділ: кафедра галузевого машинобудування, ФМТ, гр. 1ГМ-24м
(кафедра, факультет, навчальна група)

Коефіцієнт подібності текстових запозичень, виявлених у роботі
системою StrikePlagiarism 7,33 %

Висновок щодо перевірки кваліфікаційної роботи (відмітити потрібне)

Запозичення, виявлені у роботі, є законними і не містять ознак плагіату, фабрикації, фальсифікації. Роботу прийняти до захисту

У роботі не виявлено ознак плагіату, фабрикації, фальсифікації, але надмірна кількість текстових запозичень та/або наявність типових розрахунків не дозволяють прийняти рішення про оригінальність та самостійність її виконання. Роботу направити на доопрацювання.

У роботі виявлено ознаки плагіату та/або текстових маніпуляцій як спроб укриття плагіату, фабрикації, фальсифікації, що суперечить вимогам законодавства та нормам академічної доброчесності. Робота до захисту не приймається.

Експертна комісія:

Поліщук Л.К., зав. кафедри ГМ
(прізвище, ініціали, посада)

Л. Косяк
(підпис)

Шенфельд В.Й., доцент кафедри ГМ
(прізвище, ініціали, посада)

Шенфельд В.Й.
(підпис)

Особа, відповідальна за перевірку Шенфельд В.Й.
(підпис)

Шенфельд В.Й.
(прізвище, ініціали)

З висновком експертної комісії ознайомлений(-на)

Керівник Л. Косяк Поліщук Л.К., зав. кафедри ГМ
(підпис) (прізвище, ініціали, посада)

Здобувач Ковальський Д.М.
(підпис)

Ковальський Д.М.
(прізвище, ініціали)