

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра галузевого машинобудування

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему:

Підйомно-транспортний пристрій газовидобувного обладнання. Привід лебідки підвищеної вантажопідймальності

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

 Максим КЕРНИЧНИЙ
(прізвище та ініціали)

Керівник: д.т.н., професор, зав. каф. ГМ

 Леонід ПОЛІЩУК
(прізвище та ініціали)

« » 2025 р.

Опонент: д.т.н., професор кафедри АТМ

 Володимр МАКАРОВ
(прізвище та ініціали)

«17.12» грудень 2025 р.

Допущено до захисту

Завідувач кафедри ГМ

д.т.н., проф. Поліщук Л. К.

(прізвище та ініціали)

«12» грудень 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.



«8» вересня 2025 р.

ЗАВДАННЯ НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Керничному Максиму Максимовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської кваліфікаційної роботи: «Підйомно-транспортний пристрій газовидобувного обладнання. Привід лебідки підвищеної вантажопідймальності», 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: 12.12.2025р.

3. Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: 1. Схема бурової установки; 2. Швидкість руху каната: робоча, м/с – 3; допоміжна, м/с – 15; 3. Максимальна сила на канаті, кН – 245; 4. Діаметер барабана, мм – 800; 5. Довжина барабана, мм – 1040; 6. Навантаження – постійне; 7. Тип привода – електромеханічний.

4. Зміст текстової частини: Постановка задачі та техніко-економічне обґрунтування проекту; конструкції, що містять відомі розв'язки проблеми; розрахунково-конструкторський розділ; математична модель динамічних процесів приводу лебідки; економічний розділ.

5. Перелік графічної та ілюстративної частини (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

5.1 Загальний вид бурової установки (1 плакат ф. А1).

5.2 Схеми відомих конструкцій приводів підйально-транспортних пристроїв (1 плакат ф. А1).

5.3 Лебідка підвищеної вантажопідймальності. Складальне креслення (1 лист ф. А1).

5.4 Вал підйальний. Складальне креслення (2 листа ф. А1).

5.5 Привід лебідки підвищеної вантажопідймальності (1 лист ф. А1).

5.6 Редуктор. Складальне креслення (2 листа 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	Примітка
1.	Вибір та узгодження теми МКР. Огляд літературних джерел.	08.09.2025-11.09.2025	<i>вик</i>
2	Аналіз літературних джерел. Попередня розробка основних розділів	12.09.2025-19.09.2025	<i>вик</i>
3.	Затвердження теми. Розробка технічного завдання	24.09.2025-26.09.2025	<i>вик</i>
4.	Техніко-економічне обґрунтування теми роботи. Аналіз вирішення поставленої задачі.	29.09.2025-10.10.2025	<i>вик</i>
5.	Розрахунково-конструкторський розділ	14.10.2025-10.11.2025	<i>вик</i>
6	Розробка вузлів приводу	21.10.2025-01.12.2025	<i>вик</i>
7.	Розробка математичної моделі	28.10.2025-03.12.2025	<i>вик</i>
8.	Економічний розділ.	20.10.2025-08.12.2025	<i>вик</i>
9.	Оформлення пояснювальної записки та графічної частини роботи	05.12.2025	<i>вик</i>
10.	Нормоконтроль	08.12.2025	<i>вик</i>
11.	Попередній захист МКР, доопрацювання, рецензування МКР	12.12.2025	<i>вик</i>
12.	Захист МКР на ДЕК	19.12.2025, 23.12.2025	<i>вик</i>

Студент

М. М.
(підпис)

Керничний М. М.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

Л. К.
Поліщук Л. К.

АНОТАЦІЯ

УДК622.67:534.11

Керничний М.М. Підйомно-транспортний пристрій газовидобувного обладнання. Привід лебідки підвищеної вантажопідймальності. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 133 – галузеве машинобудування, освітня програма - галузеве машинобудування. Вінниця: ВНТУ, 2025. 151 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 23 назв; рис.: 16; табл. 11.

У магістерській кваліфікаційній роботі обґрунтовано вибір теми роботи за рахунок співставлення ТЕП нової розробки та базового варіанту.

На підставі проведеного аналізу відомих технічних рішень встановлено необхідність розробки нової конструктивної схеми та конструкції привода лебідки підвищеної вантажопідймальності.

Розроблено кінематичну схему привода лебідки, виконано кінематичні та силові розрахунки привода лебідки, виконано розрахунки конструкцій на міцність та жорсткість та розроблені рекомендації щодо змащення вузлів привода.

Розроблено математичну модель динамічних процесів привода лебідки.

Виконано необхідні економічні дослідження та розрахунки для підтвердження доцільності розроблення та впровадження у виробництво привода лебідки підйомно-транспортного пристрою.

Графічна частина складається з 6 креслень, ілюстративна – з 2 плакатів.

Ключові слова: підйомно-транспортний пристрій, привід лебідки, кінематичний та силовий розрахунок.

ABSTRACT

Kernychny M.M. Lifting and transporting device of gas production equipment. Drive of a winch of increased load capacity. Master's qualification work in specialty 133 - branch mechanical engineering, educational program - branch mechanical engineering. Vinnytsia: VNTU, 2025. 151 p.

In Ukrainian. Bibliography: 23 titles; fig.: 16; table. 11.

The master's qualification work justifies the choice of the topic of the work by comparing the TEP of the new development and the basic version.

Based on the analysis of known technical solutions, the need to develop a new structural scheme and design of the drive of a winch of increased load capacity was established.

A kinematic scheme of the winch drive has been developed, kinematic and force calculations of the winch drive have been performed, calculations of structures for strength and rigidity have been performed, and recommendations for lubrication of drive units have been developed.

A mathematical model of dynamic processes of the winch drive has been developed.

The necessary economic studies and calculations have been performed to confirm the feasibility of developing and implementing a winch drive for a lifting and transport device in production.

The graphic part consists of 6 drawings, the illustrative part consists of 2 posters.

Keywords: lifting and transport device, winch drive, kinematic and force calculation.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
1 ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕМИ РОБОТИ	11
1.1 Суть технічної проблеми.....	11
1.2 Базовий варіант для модернізації.....	11
1.3 Коментар технічних показників аналогу і нового виробу.....	12
1.4 Шляхи досягнення поставленої задачі.....	12
1.5 Технічні вимоги, що висуваються до об'єкту проектування	13
1.6 Цінова політика нову розробку.....	13
1.7 Економічне обґрунтування доцільності та ефективності нової розробки.....	13
2 КОНСТРУКЦІЇ, ЩО МІСТЯТЬ ВІДОМІ РОЗВ'ЯЗКИ ПРОБЛЕМИ....	19
3 РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....	25
3.1 Розробка кінематичної схеми привода лебідки.....	25
3.2 Розробка конструкції лебідки підвищеної вантажопідйомності	26
3.3 Кінематичний та силовий розрахунок приводу	28
3.4 Розрахунок розроблених конструкцій на міцність та жорсткість.....	38
3.5 Змащення вузлів приводу.....	80
3.6 Висновки до розділу 3.....	82
4 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ПРИВОДУ ЛЕБІДКИ.....	83
4.1 Диференціальні рівняння руху механічної системи	83
4.2 Висновки до розділу 4.....	93
5 ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	95
5.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки	95
5.2 Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної роботи	101
5.3 Розрахунок економічної ефективності науково-технічної розробки.....	108

5.4 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності.....	109
5.5 Висновки до економічного розділу	112
ВИСНОВКИ.....	113
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	114
Додаток А (обов'язковий). Технічне завдання.....	118
Додаток Б (обов'язковий). Графічна частина.....	123
Додаток В (обов'язковий). Специфікації	130
Додаток Г (обов'язковий). Ілюстративна частина.....	141
Додаток Д (обов'язковий). Протокол перевірки кваліфікаційної роботи на наявність текстових запозичень.....	150

ВСТУП

Забезпечення України сировинними і паливно-енергетичними ресурсами у нинішній час становить важливу народногосподарську проблему, розв'язання якої безпосередньо пов'язане з необхідністю суттєвого розширення обсягів бурових робіт. Для відкриття і ефективної експлуатації родовищ нафти, газу та інших корисних копалин постає нагальна потреба поліпшення технічних показників бурової техніки, збільшення продуктивності буріння, особливо глибоких і надглибоких свердловин [1,2].

Важливим чинником підвищення надійності і довговічності бурових установок є вдосконалення окрім методів розрахунку, їх конструювання. В умовах неперервного зростання глибини буріння і інтенсифікації технологічних процесів істотного значення набуває врахування впливу динамічних навантажень на міцність елементів приводів, бурильних колон, висотних споруд бурових установок.

Сучасна бурова установка є складним комплексом обладнання, що містить двигуни системами керування, механізми і пристрої для опускання, підйому і обертання інструмента, насоси для прокачування промивної рідини, обладнання для механізації і автоматизації спуско-підймальних операцій, висотну споруду для утримання блоків талевого механізму і розміщення свічок бурильних труб, а також несучі металоконструкції основи [3].

Важливою складовою бурильної установки є механізм підйому [4] та опускання колони бурильних труб, в якому його функціональні та техніко-економічні показники значною мірою визначає привод лебідки. Через те, що серійні конструкції випускаються для стандартних глибин буріння і діапазон цих величин сягає кількох тисяч метрів, а кожен метр глибини буріння вимагає збільшення потужності і разом з тим металомісткості приводних пристроїв, то інколи доцільно застосувати привод для проміжних значень глибин, що дозволить зменшити його енерго- та металомісткість.–

Тому, тема магістерської кваліфікаційної роботи, що пов'язана із створенням конструкції привода лебідки підвищеної вантажопідіймальності є актуальною і результати його можна використати під час проектування таких пристроїв.

Метою роботи є підвищення техніко-економічних показників приводу лебідки підйомно-транспортного пристрою газовидобувного приводу підвищеної вантажопідіймальності за рахунок зменшення його енергоємності та металомісткості.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні основні **задачі**:

- виконати техніко-економічне обґрунтування теми магістерської кваліфікаційної роботи;
- провести аналітичні дослідження щодо пошуку технічного рішення раціональної схеми лебідки підйомно-транспортного пристрою;
- розробити кінематичну схему приводу лебідки, виконати кінематичні та силові розрахунки приводу лебідки, виконати розрахунки конструкцій на міцність та жорсткість та розробити рекомендації щодо змащення вузлів приводу;
- розробити математична модель динамічних процесів приводу лебідки;
- виконати необхідні економічні дослідження та розрахунки для підтвердження доцільності розроблення та впровадження у виробництво приводу лебідки підйомно-транспортного пристрою.

Об'єкт дослідження – технологічний процес буріння свердловин для газовидобування.

Предмет дослідження – привід лебідки підвищеної вантажопідіймальності.

Методи дослідження: порівняльний аналіз елементів конструкцій та економічних показників приводів лебідок підвищеної вантажопідіймальності

та застосування методів математичного моделювання для виконання теоретичних досліджень.

Новизна одержаних результатів:

- обґрунтовано напрямки створення та технічні рішення удосконаленої конструкції приводу лебідки підвищеної вантажопідіймальності;
- розроблено удосконалену кінематичну схему приводу;
- удосконалено математичну модель динамічних процесів приводу лебідки.

Публікації – тези доповіді на тему «Привід лебідки підвищеної вантажопідіймальності» 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 виникла потреба в лебідках, які забезпечать спуско-підймальні роботи для свердловин глибиною 5400-6000 м. Стандартний ряд лебідок розрахований на свердловини глибиною 1000, 1600, 3000, 5000, 8000, 10000 та 15000 м [1]. Використання лебідки із стандартного ряду на проведення бурових робіт на 8000 м для розробки свердловин глибиною 5400-6000 м є економічно недоцільно, тому, що через свої технічні показники вона досить матеріалоємна та енергоспоживча. Було розроблено лебідку підвищеної вантажопідйомності для забезпечення проведення бурових робіт на заданих глибинах.

Також було модернізовано систему мащення підшипникових опор підйомного вала, що підвищило довговічність підшипників, та збільшило термін роботи між технічним обслуговуванням (ТО).

1.2 Базовий варіант для модернізації

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

Таблиця 1.1 - Технічні показники аналогу і нового виробу

Показники (параметри)	Одиниці вимірювання	Нова розробка	Аналог	Відношення параметрів нової розробки до параметрів аналога
Максимальна вантажопідйомність	т	248	205	1,185
Глибина буріння	м	6000	5000	1,2

Мінімальна швидкість підйому	м/с	3,02	3,35	0,9
Максимальна потужність електродвигуна	кВт	815	815	1

1.3 Коментар технічних показників аналогу і нового виробу

Згідно з порівнянням параметрів нової розробки і аналога, які порівнюються в таблиці 1, можна зробити наступні висновки.

Вантажопідйомність нової розробки підвищилась до 248т, що на 43 т більше від аналогу. Це дає змогу проведення бурових робіт на глибину до 6000 м.

Зменшення мінімальної швидкості підйому при максимальному навантаженні хоча і дає програш в швидкості, але дає виграш в збільшенні максимального навантаження. Оскільки підйом при максимальному навантаженні проводиться рідко і основну частину лебідка працює на другій і третій швидкості то їх передаточні числа залишили незмінними.

В умовах постійного зростання витрат на енергоносії було зменшено експлуатаційну потужність приводу нової розробки, але максимальну потужність було залишено як в аналога в результаті чого зменшилось споживання енергоносія в порівнянні з аналогом.

При модернізації системи мащення підшипникових опор підйомного вала збільшився період між ТО.

1.4 Шляхи досягнення поставленої задачі

Основна задача, яка вирішується при розробці нової лебідки, – є збільшення вантажопідйомності лебідки.

Поставлена задача збільшення вантажопідйомності лебідки досягається за рахунок збільшення передаточного числа першої швидкості, застосуванні матеріалів, які мають більшу стійкість проти сил кручення та згину, а також більшу втомну міцність.

1.5 Технічні вимоги, що висуваються до об'єкту проектування

- Лебідка повинна відповідати вимогам згідно ГОСТ 28100-89.
- Встановлене безвідмовне напрацювання на добу - 20 годин;
- Встановлене безвідмовне напрацювання - 17000 годин;
- Встановлений строк служби до першого капітального ремонту -12 років;
- Коефіцієнт технічного використання - 0,85;
- Механізми лебідки повинні бути захищені від потрапляння до них оператора та робітників під час роботи;
- Органи керування та пульт керування лебідки повинні бути зручно розташовані і легко вмикатися, та інформувати про стан лебідки.

1.6 Цінова політика на нову розробку

Оскільки, лебідка, що проектується, розробляється для використання в цілях управління, то здійснювати продаж її іншим підприємствам не планується.

1.7 Економічне обґрунтування доцільності та ефективності нової розробки

Оскільки на початкових етапах дипломного проекту кількість даних для здійснення економічних розрахунків обмежена і в подальшому як правило,

зазнає значних змін, то економічні обґрунтування доцільності нової розробки базуються на спрощених методах розрахунку капітальних вкладень та експлуатаційних витрат нової розробки та аналога і їх наступного порівняння [2].

Розрахунок собівартості будемо проводити методом, який базується на зведенні до базового вузла.

Згідно цього методу собівартість одиниці нової розробки розраховується за формулою:

$$S = S'_a \cdot M_H \cdot K_H \quad (1.1)$$

де S'_a – питома собівартість одиниці маси аналога; грн./кг

M_H – маса нової техніки, кг. Приймаємо $M_H = 26500$ кг.

K_H – коефіцієнт, який враховує конструктивні та технологічні особливості нової розробки, $K_H = 1 \dots 1,2$. Приймаємо $K_H = 1,1$.

Питома собівартість одиниці маси аналога розраховується за формулою:

$$S'_a = \frac{S_a}{M_a} \quad (1.2)$$

де S_a – собівартість аналога; грн. Приймаємо $S_a = 213500$ грн по заводським відомостям;

M_a – маса аналога, кг. Приймаємо $M_a = 24900$ кг.

Підставивши відповідні значення в формулу (1.2), отримаємо:

$$S'_a = \frac{213500}{24900} = 8,57 \text{ грн./кг}$$

Підставивши відповідні значення в формулу (1.1), розрахуємо собівартість одиниці нової розробки:

$$S = 8,57 \cdot 26500 \cdot 1,1 = 249815,5 \text{ грн.}$$

Розраховуємо величину капітальних вкладень.

$$K = B \cdot A \cdot S = B \cdot Ц \text{ грн.} \quad (1.3)$$

де B – коефіцієнт, який враховує витрати на розробку: придбання, транспортування, монтаж, налагодження нової розробки тощо, $B \approx 1,2 \dots 2,0$;

A – коефіцієнт, який враховує прогнозований прибуток та податки, які повинен сплачувати виробник, $A \approx 1,7 \dots 2,3$;

S – собівартість нової розробки, розрахована спрощеним способом, грн.;

$Ц$ – ціна реалізації нової розробки, якщо вона була відома, або визначена раніше.

Підставивши відповідні значення в формулу (1.3), отримаємо:

$$K = 1,2 \cdot 1,7 \cdot 249815,5 = 509622,6 \text{ грн.}$$

Величина експлуатаційних витрат може бути розрахована за формулою:

$$E = k \cdot Ц \cdot \beta = k \cdot A \cdot S \cdot \beta \text{ грн./рік} \quad (1.4)$$

де $Ц$ – ціна реалізації нової розробки, якщо вона була відома, або визначена раніше;

$k = 0,2 \dots 0,4$ – коефіцієнт, що враховує витрати на амортизацію, ремонт, електроенергію, обслуговування тощо;

A – коефіцієнт, який враховує прогнозований прибуток та податки, які повинен сплачувати виробник, $A \approx 1,7...2,3$;

S – собівартість нової розробки, розрахована спрощеним способом, грн. ;

B – доля часу, яку витрачає працівник на обслуговування нової техніки в загальному часі своєї роботи.

Підставивши відповідні значення в формулу (1.4) отримаємо:

$$E = 0,2 \cdot 2,3 \cdot 509622,6 \cdot 0,8 = 287541,1 \text{ грн./рік}$$

Є аналог "1" та нова розробка "2", які мають різне значення декількох основних технічних показників.

Для аналога "1" умовно приймаємо, що його узагальнений коефіцієнт якості $B_1 = 1,2$.

Узагальнений коефіцієнт якості для нової розробки може бути розрахована за формулою:

$$B_2 = \sum_{i=2}^n \alpha_i \beta_i \quad (1.5)$$

де n – число найважливіших технічних показників, які впливають на якість нової розробки;

α_i – коефіцієнт, який враховує питому i -го технічного показника в загальній якості розробки 0,7;

β_i – відносне значення i -го технічного показника якості нової розробки.

Відносні значення β_i , для показників, зростання яких говорить про підвищення в лінії залежності якості розробки може бути розрахована за формулою:

$$B_2 = \frac{I_2}{I_1} \quad (1.6)$$

де I_1 та I_2 – чисельні значення конкретного i -го технічного показника якості відповідно для нової розробки та для аналога.

Показники аналогу і нового виробу (для порівняння подано у вигляді таблиці 1.2).

Таблиця 1.2 – Показники аналогу і нового виробу

Показники (параметри)	Одиниці вимірювання	Нова розробка	Аналог	$B_2 = \frac{I_2}{I_1}$
Капітальні вкладення	грн.	509622,6	398021,1	...
Експлуатаційні витрати	грн./рік	287541,1	253500	...
Максимальна вантажопідйомність	т	248	205	1,185
Глибина буріння	м	6000	5000	1,2

Підставивши відповідні значення в формулу (1.6) отримаємо:

$$B_2 = 0,7 \cdot 1,185 + 0,7 \cdot 1,2 = 1,67.$$

Питомі експлуатаційні витрати складають

$$A) \text{ для аналога } \frac{E_1}{B_1} = \frac{253500}{1,2} = 211250 \text{ грн./ рік};$$

$$B) \text{ для нової розробки } \frac{E_2}{B_2} = \frac{287541,1}{1,67} = 172180,1 \text{ грн./ рік}.$$

Питомі капітальні вкладення складають:

$$A) \text{ для аналога } \frac{K_1}{B_1} = \frac{398021,1}{1,5} = 265347,3 \text{ грн.};$$

$$\text{Б) для нової розробки } \frac{K_2}{B_2} = \frac{509622,6}{1,67} = 305163,2 \text{ грн. .}$$

Для обґрунтування економічної доцільності нової розробки розрахуємо термін окупності додаткових питомих капітальних складень для нового варіанту:

$$T_{ak^2/1} = \frac{\frac{K_2}{B_2} - \frac{K_1}{B_1}}{\frac{E_1}{B_1} - \frac{E_2}{B_2}} = \frac{305163 - 265347,3}{211500 - 172180,1} = 1,25 \text{ роки} < T_{нормл} = 3 \dots 5 \text{ років.}$$

Отже, проектування нової лебідки підвищеної вантажопідйомності на базі лебідки У2-5-5 економічно доцільним.

Отже, на підставі вище викладеного можна стверджувати що нове рішення, що пропонується для розробки, буде мати кращі технічні показники, ніж існуючі, більш ефективним в порівнянні з аналогом, і тому його розробка та упровадження є доцільним.

2. КОНСТРУКЦІЇ, ЩО МІСТЯТЬ ВІДОМІ РОЗ'ЯЗКИ ПРОБЛЕМИ

Розглянемо будову та принцип роботи найпростішої лебідки, що використовується в механізмах підйому легких вантажів [5]. Лебідка складається з електродвигуна 1, на валу, якого насаджений шків клинопасової передачі 2. Інший шків клинопасової передачі розміщений на вхідному валу конічного редуктора 4. На вихідному валу редуктора закріплена одна напівмуфта пружної муфти 4, а інша – розміщена на проміжному валу привода, на якому встановлена шестерня зубчастої відкритої косозубої передачі 5. Зубчасте колесо зазначеної передачі жорстко з'єднано з корпусом барабанам 6.

Крутний момент від електродвигуна 1 через клинопасову передачу 2, конічний редуктор 3 передається проміжний вал привода через пружну муфту 4, з проміжного вала через відкриту циліндричну косозубу передачу 5 крутний момент передається на барабан лебідки, за допомогою якого приводиться в рух канат, що прикріплений до вантажу.

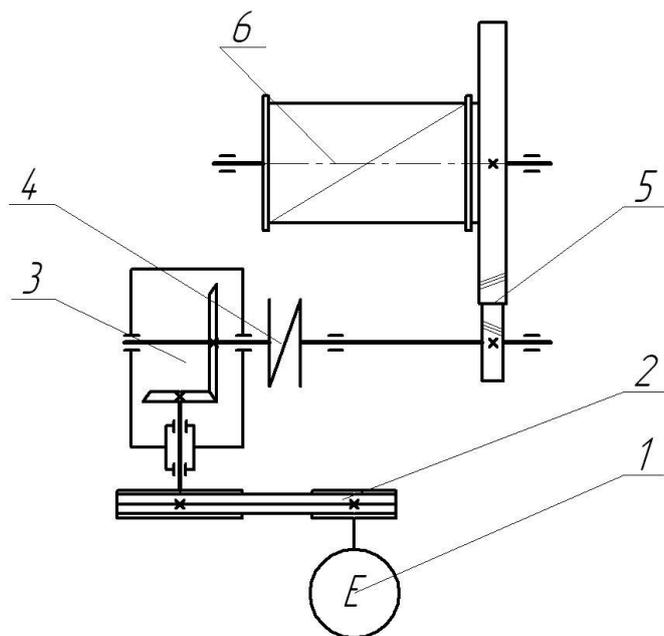


Рисунок 2.1 - Схема привода лебідки вантажної механізму підйому

Розглянутий привод використовується під час підйому невеликого вантажу, а тому його не оснащено гальмівним пристроєм. Для гальмування можна було б використати властивості механічних передач, що мають ефект самогальмування (наприклад, черв'ячна).

Основною функцією бурової лебідки є намотування на барабан, змотування з барабана і стопоріння струни талевого каната при виконанні спуско-підіймальних операцій [6]. Оскільки в попередній схемі привода не може бути забезпечено стопоріння струни талевого каната, то розглянемо привід лебідки з гальмівним пристроєм (рис. 2.2).

Привод містить електродвигун 1, вал якого через пружню муфту 3 з'єднано з швидкохідним валом двоступінчатого циліндричного косозубого редуктора 4. Тихохідний вал редуктора через шарніри Гука 5 з'єднані з проміжними валами 6 і 7. На проміжному валу 7 встановлено шестерню відкритої циліндричної косозубої передачі 8, яка кінематично з'єднана з зубчастим колесом, що закріплено до торця корпусу барабана 9.

Між валом електродвигуна 1 і муфтою 3 встановлено гальмо 2 з електричним приводом. Вмикання відкритої циліндричної передачі здійснюється вручну перемиканням кулачкової муфти 10, а для гальмування вала під час вимкненого електродвигуна, застосовують стрічкове гальмо 11.

Такий привід застосовується у талі, та в підйомо-транспортних пристроях що мають незначну вантажопідіймальність.

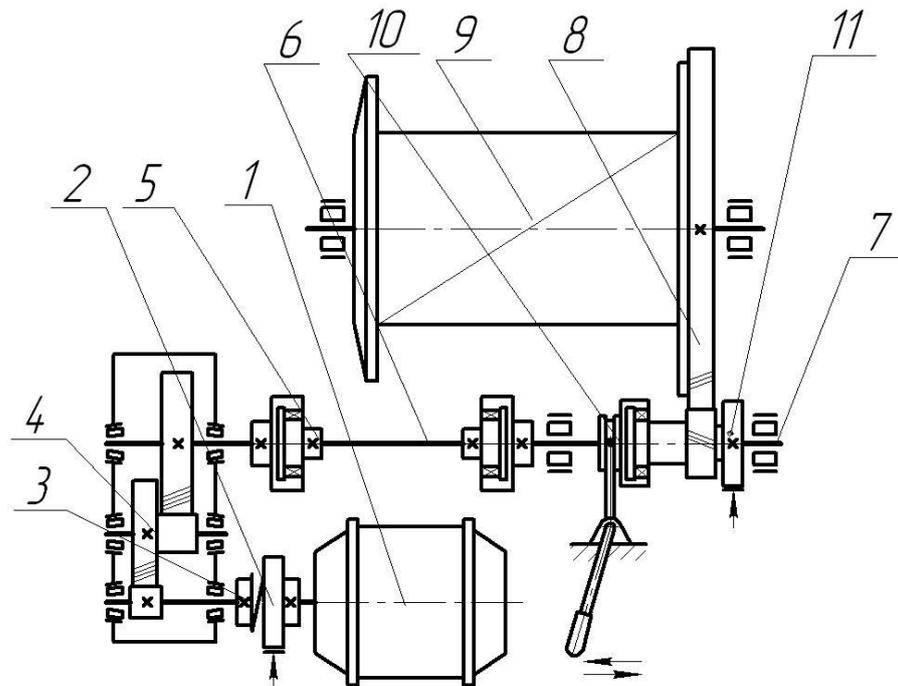


Рисунок 2.2 – Схема привода лебідки механізму підйому з гальмівними пристроями

Спуск і підйом бурильних колон здійснюється значну кількість разів. Всі операції повторюються систематично в строго визначеній послідовності, а навантаження на лебідку при цьому носять циклічний характер. Під час підйому гака потужність підводиться до лебідки від двигунів, а під час спуску, навпаки, гальмівні пристрої повинні перетворювати всю енергію, що звільнилася, в теплоту. Для кращого використання потужності під час підйому гака із змінним по величині навантаженням приводні трансмісії чи приводи повинні бути багатоступеневими [3]. Тому було розроблену привід з який відповідає вищевказаним вимогам.

Привід лебідки для проведення бурових робіт (рис. 2.3) складається з : ланцюгової передачі 1, через яку передається крутний момент з двигуна до коробки змінних швидкостей. Коробка змінних швидкостей має два вихідні кінці веденого вала на, яких розміщуються ведучі зірочки підвищених 10 і понижених 8 передач. Ведені зірочки ланцюгових передач встановлені на маточинах барабанів фрикційних муфт і вільно обертаються на підшипникових

опорах, що розміщені на приводному валу, на якому жорстко посаджено барабан лебідки 6. Крутний момент від коробки швидкостей 2 передається на приводний вал лебідки через ланцюгову понижену чи підвищену передачу, роботою яких керують фрикційні муфти. На одному із кінців приводного вала встановлено кулачкову муфту, яка вмикає гідравлічне гальмо під час опускання вантажу.

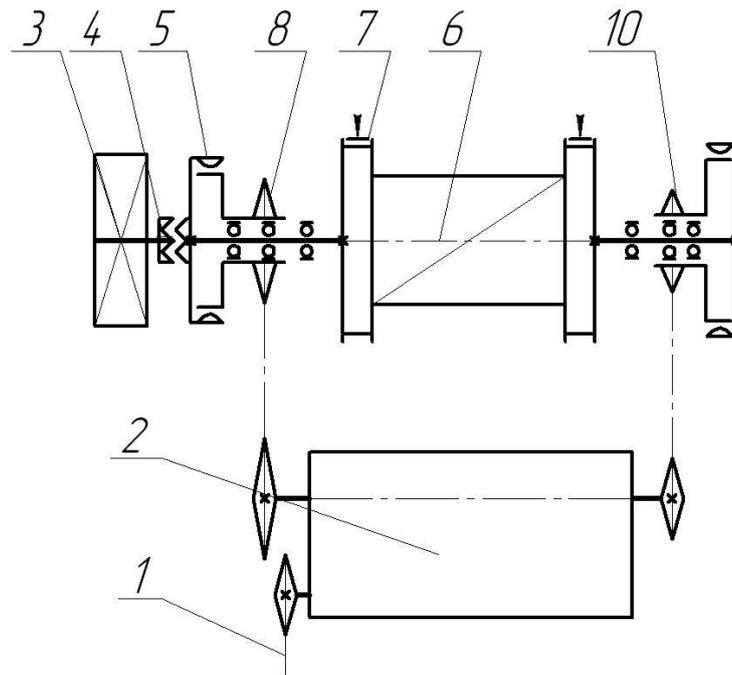


Рисунок 2.3 – Схема привода одновальної лебідки для бурової установки

Недоліком даної лебідки є те, що вона призначена для виконання лише опускально-підіймальних операцій. Вона не може забезпечити обертання ротору бурильних колон, тому він потребує індивідуального привода, і дану схему застосовують лише для лебідок із опускально-підіймальними функціями.

Привід лебідки, що наділена функціями для опускально-підіймальних функцій та обертання ротора зображено на рис.2.4. В даному приводі крутний момент передається з двигуна через ланцюгову передачу 1 на ведучий вал. На ньому розміщуються зірочки ланцюгових передач, які вільно обертаються на

підшипниках, а також фрикційна муфта для вмикання прямої передачі. Маточини зірочок з'єднанні з кулачковими муфтами, які встановлено на шліцах ведучого вала. Під час вмикання однієї із трьох кулачкових муфт крутний момент передається через одну із ланцюгових передач 4, 5 чи 6 на проміжний вал. З проміжного вала крутний момент передається на робочий вал через ланцюгову передачу 8. Для забезпечення обертання ротора рух від проміжного вала передається через ланцюгову передачу 7 за умови увімкненої фрикційної муфти, встановленої на кінці проміжного вала. Під час опусканні колони труб для гальмування застосовують гальмо гідравлічне, яке вмикається кулачковою муфтою, що розміщена на робочому валу.

Лебідка з вищезазначеним приводом широко використовується для проведення геологорозвідувальних бурових робіт, а також для будівництва нафтових та газових свердловин. Недоліками даного привода є велика металомісткість, низький ККД, великі габарити, шум під час роботи. До того ж привод являється значним джерелом вібрації і ускладнено його транспортування.

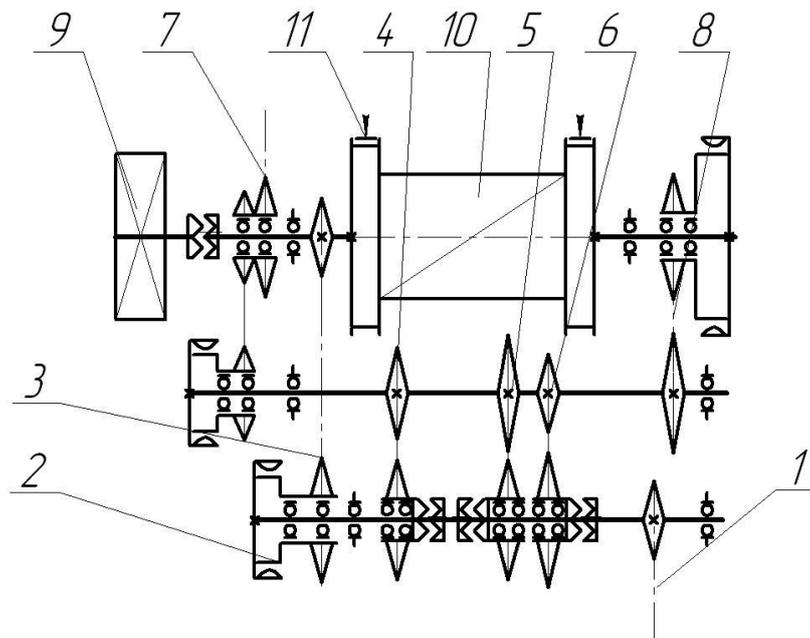


Рисунок 2.4 – Схема привода лебідки бурової установки з ланцюговою коробкою швидкостей

Зазначені недоліки розглянутих схем приводів вказують на неможливість використання їх в буровій установці, що призначена для глибинного буріння (5400...6000), яка повинна забезпечити значну вантажопідіймальність, різну швидкість переміщення вантажу (низьку під час робочого руху і високу під час холостих переміщень), передачу руху на ротор бурильної колони.

3. КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

3.1 Розробка кінематичної схеми привода лебідки

Для забезпечення передачі значних крутних моментів, зміни швидкості обертання, плавного вмикання передач було розроблено привід лебідки, схеми якого наведено на рис. 3.1.

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

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 вмикання прямого і зворотного ходів під час роботи з дизельним приводом зосереджено безпосередньо в коробці швидкостей.

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

Від приводного валу через шестерні $z = 27$ і $z = 44$ редуктора лебідки потужність передається на трансмісію ротора 9. З трансмісії потужність через здвоєну шинно-пневматичну муфту 10, зірочки $z = 45$ і $z = 21$ ланцюгової

передачі і конічну зубчасту передачу $z = 18$ і $z = 58$ 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 опускально-підймальних операцій сполучає вал барабана з гідравлічним гальмом 14, а під час буріння— з ланцюговим колесом механізму автоматичної подачі долота в забій. При необхідності муфта може бути зафіксована в нейтральному положенні. З включенням муфти 10 на ротор передаються чотири «тихі» швидкості. Перемикання швидкостей зосереджене безпосередньо в коробці швидкостей, а включення шинно-пневматичних муфт, кулачкової муфти і фрикційної котушки — на пульті бурильника.

3.2 Розробка конструкції лебідки підвищеної вантажопідйомності

Всі механізми лебідки рис. 3.2 змонтовані на зварній станині, що складається з горизонтальної рами 1 і трьох стійок 2. На стійках закріплені

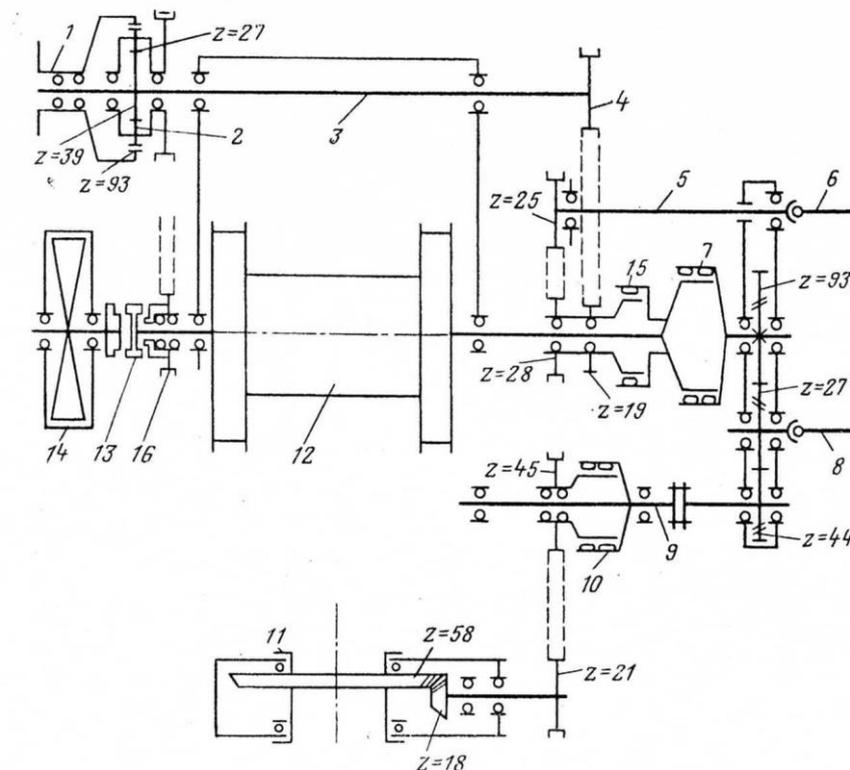


Рисунок 3.1 – Лебідка підвищеної вантажопідйомності

корпуси підшипників підйомного валу 3, а безпосередньо на рамі – редуктор 4, трансмісія V швидкості 5 і трансмісія ротора 6. У верхній частині стійок закріплені корпуси підшипників котушкового валу 7, що має зліва фрикційну котушку. У передній частині лебідки на верхній площині рами змонтовані колінчастий вал з гальмівним важелем 8, балансир 9 і пневматичний циліндр 10, які разом із стрічками, що охоплюють гальмівні диски барабана, складають гальмівну систему лебідки. З лівого боку встановлені пульт управління 11 і гідравлічне гальмо 12 з холодильником 13. Для напрямку каната від фрикційної котушки встановлений обвідний ролик 14. Лебідка захищена металевим кожухом, що має відкидні стінки і з'ємні частини в місцях, де необхідний доступ до механізмів, а також вікна для виходу талевого каната і приводного ланцюга ротора.

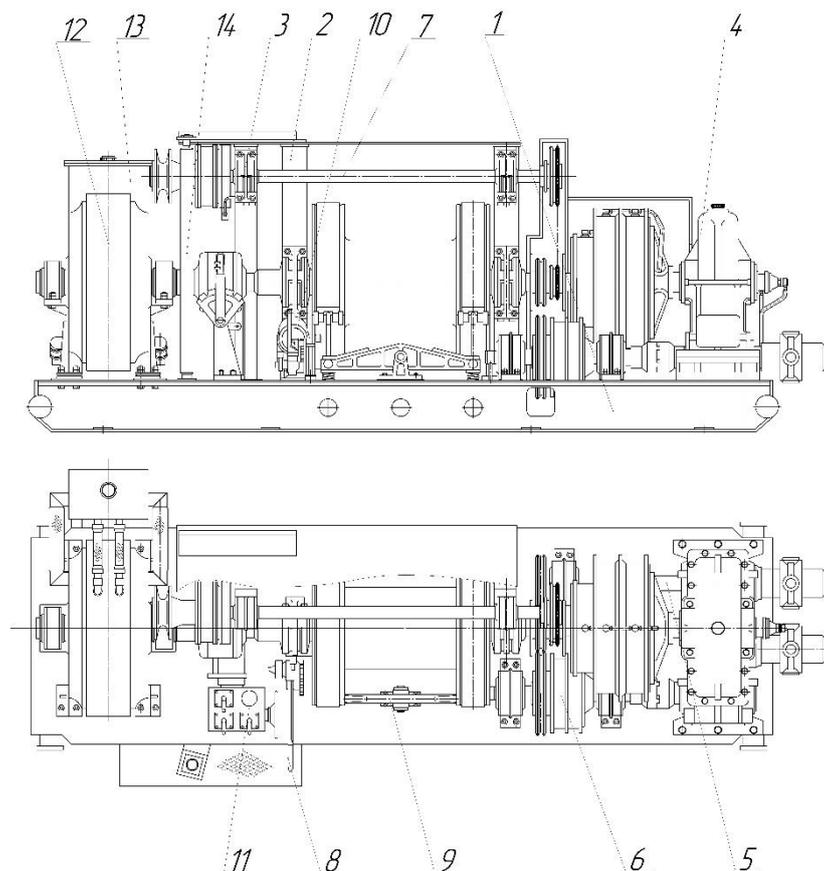


Рисунок 3.2 – Бурова лебідка

3.3 Кінематичний та силовий розрахунок приводу

Вихідні дані:

F_{\max} – максимальна сила натягу каната, кН.:	245.
V_{\min} – мінімальна швидкість каната, м/с:	3.
К.К.Д. пари підшипників $\eta_{\text{п.}}$:	0,99.
К.К.Д. закритої зубчастої косозубої передачі $\eta_{\text{з.з.к.}}$:	0,98
К.К.Д. закритої зубчастої прямозубої конічної передачі $\eta_{\text{з.п.к.}}$:	0,96
К.К.Д. ланцюгової передачі $\eta_{\text{л.п.}}$:	0,96
К.К.Д. муфти фрикційної $\eta_{\text{м.}}$:	0,99

Лебідка працює в таких режимах, що максимальна потужність потрібна лише для підняття бурової колони з максимальним навантаженням [7], тому розраховуємо максимальну потужність необхідну для підняття колони при повному навантаженні.

Розраховуємо розривне навантаження:

$$F_p = K \cdot F_{\max}, \quad (3.1)$$

де $K = 5 \dots 6$ – запас міцності

$$F_p = 245 \cdot 5 = 1225 \text{ кН} \leq [F_p], [F_p] = 1600 \text{ кН} [8].$$

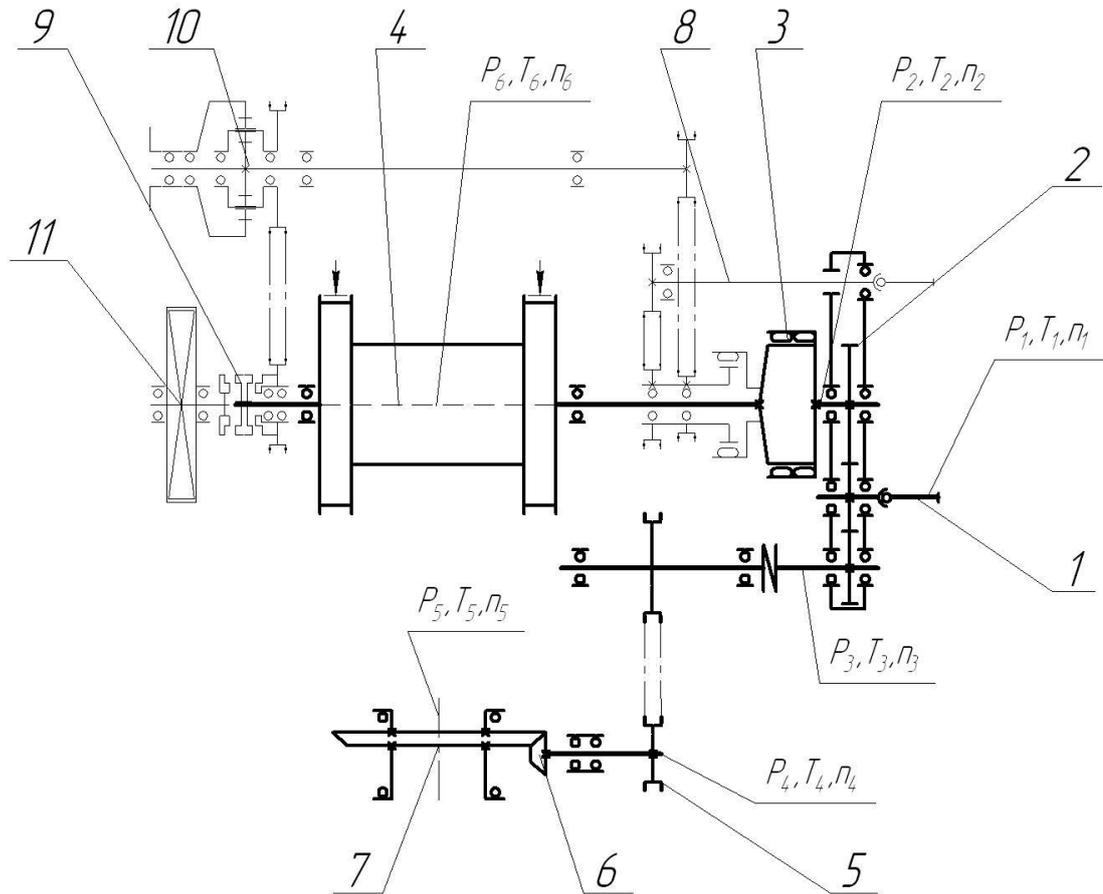


Рисунок 3.3 – Схема кінематична приводу барабанної лебідки:

1 – кардана передача, 2 – редуктор, 3 – муфта фрикційна, 4 – барабан лебідки, 5 – ланцюгова передача, 6 – конічна передача, 7 – ротор, 8 – трансмісія п'ятої швидкості, 9 – муфта кулачкова, 10 – привід катушки фрикційної, 11 – гальмо гідравлічне.

Визначаємо діаметр барабана:

$$D_{\text{б}} \geq d_{\text{к}} \cdot (e - 1), \quad (3.2)$$

де $d_{\text{к}} = 32$ мм – діаметр каната;

$e = 20$.

$$D_{\text{б}} \geq 32 \cdot (20 - 1) = 608 \text{ мм.}$$

З конструктивних міркувань приймаємо діаметер барабана $D_B = 800$ мм.
Визначаємо розрахунковий діаметр батрабана з канатом:

$$D_{БР} = D_B + d_k = 800 + 32 = 832 \text{ мм.} \quad (3.3)$$

Визначаємо швидкість руху каната:

$$n = \frac{60 \cdot 100 \cdot v}{\pi \cdot D_{БР}}; \quad (3.4)$$

$$n = \frac{1000 \cdot 60 \cdot 3}{3,14 \cdot 832} = 68,9 \text{ об/хв.}$$

Визначаємо довжину барабана:

$$L_B = (1,1 \dots 1,5) \cdot D_{БР} = 1040 \text{ мм.} \quad (3.6)$$

Визначаємо потужність на виході:

$$P_6 = F_{\max} \cdot v, \quad (3.7)$$

де F_{\max} – максимальна сила натягу каната, кН;

v – швидкість каната м/с;

P_6 – потужність на виході.

$$P_6 = 245 \cdot 3 = 735 \text{ кВт.}$$

Визначаємо вхідну потужність P_1 :

$$P_1 = \frac{P_6}{\eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{з.з.п.}} \cdot \eta_{\text{п.}}^3} = \frac{747,25}{0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,99^3} = 780 \text{ кВт.} \quad (3.8)$$

Частота обертання на вхідного вала редуктора на першій швидкості коробки змінних швидкостей становить 240 об/хв. Щоб забезпечити потрібну частоту обертання барабана лебідки потрібно підібрати відповідне передаточне відношення зубчастої передачі буде становити:

$$u_{\text{ред}} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{240}{68,9} = 3,44.$$

Частоти обертання вхідного вала редуктора:

$$n_1' = 240 \text{ об/хв};$$

$$n_1'' = n_1' \cdot \varphi = 240 \cdot 1,66 = 398,4 \text{ об/хв};$$

$$n_1''' = n_1' \cdot \varphi^2 = 240 \cdot 1,66^2 = 661,4 \text{ об/хв};$$

$$n_1'''' = n_1' \cdot \varphi^3 = 240 \cdot 1,66^3 = 1094,8 \text{ об/хв.}$$

Визначаємо кутові швидкості вхідного вала редуктора:

$$\omega_1' = \frac{\pi \cdot n_1'}{30} = \frac{3,14 \cdot 240}{30} = 25,12 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_1'' = \frac{\pi \cdot n_1''}{30} = \frac{3,14 \cdot 398,4}{30} = 41,7 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_1''' = \frac{\pi \cdot n_1'''}{30} = \frac{3,14 \cdot 661,4}{30} = 69,2 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_1'''' = \frac{\pi \cdot n_1''''}{30} = \frac{3,14 \cdot 1094,8}{30} = 107,2 \text{ с}^{-1}.$$

Визначаємо крутний момент на вхідному валові редуктора:

$$T_1' = \frac{P_1}{\omega_1'} = \frac{780}{25,12} = 31,05 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$T_1'' = \frac{P_1}{\omega_1''} = \frac{780}{41,7} = 18,7 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$T_1''' = \frac{P_1}{\omega_1'''} = \frac{780}{69,2} = 11,27 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$T_1'''' = \frac{P_1}{\omega_1''''} = \frac{780}{107,2} = 7,27 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Знаючи вхідну потужність визначаємо потужність на виході з редуктора:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{з.з.п.} \cdot \eta_{п.п.}^2 = 780 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 = 749,2 \text{ кВт}.$$

Визначимо вихідні параметри редуктора, знаючи що, коробки змінних швидкостей $\varphi = 1,66$:

$$n_2'' = \frac{n_1''}{u_{ред}} \cdot \varphi = \frac{240}{3,44} \cdot 1,66 = 114,4 \text{ об/хв};$$

$$n_2''' = \frac{n_1'''}{u_{ред}} \cdot \varphi^2 = \frac{240}{3,44} \cdot 1,66^2 = 190 \text{ об/хв};$$

$$n_2'''' = \frac{n_1''''}{u_{ред}} \cdot \varphi^3 = \frac{240}{3,44} \cdot 1,66^3 = 315,4 \text{ об/хв}.$$

Визначаємо кутові швидкості на виході з редуктора:

$$\omega_2' = \frac{\pi \cdot n_2'}{30} = \frac{3,14 \cdot 68,9}{30} = 7,2 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_2'' = \frac{\pi \cdot n_2''}{30} = \frac{3,14 \cdot 114,4}{30} = 11,98 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_2''' = \frac{\pi \cdot n_2'''}{30} = \frac{3,14 \cdot 190}{30} = 19,9 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_2'''' = \frac{\pi \cdot n_2''''}{30} = \frac{3,14 \cdot 315,4}{30} = 33,01 \text{ с}^{-1}.$$

Визначаємо крутний момент на виході з редуктора:

$$T_2' = \frac{P_2}{\omega_2'} = \frac{749,2}{7,2} = 104,05 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$T_2'' = \frac{P_2}{\omega_2''} = \frac{749,2}{11,98} = 62,5 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$T_2''' = \frac{P_2}{\omega_2'''} = \frac{749,2}{19,9} = 37,4 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$T_2'''' = \frac{P_2}{\omega_2''''} = \frac{749,2}{33,01} = 22,7 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Визначаємо частоти обертання барабана:

$$n_6' = n_2' = 68,9 \text{ об/хв};$$

$$n_6'' = n_2'' = 114,4 \text{ об/хв};$$

$$n_6''' = n_2''' = 190 \text{ об/хв};$$

$$n_6'''' = n_2'''' = 315,4 \text{ об/хв}.$$

Визначаємо кутові швидкості барабана:

$$\begin{aligned}\omega_6' &= \omega_2' = 7,2 \text{ с}^{-1}; \\ \omega_6'' &= \omega_2'' = 11,98 \text{ с}^{-1}; \\ \omega_6''' &= \omega_2''' = 19,9 \text{ с}^{-1}; \\ \omega_6'''' &= \omega_2'''' = 33,01 \text{ с}^{-1}.\end{aligned}$$

Визначаємо крутний момент на барабані:

$$\begin{aligned}T_6' &= \frac{P_6}{\omega_6'} = \frac{735}{7,2} = 102,8 \text{ кН} \cdot \text{м}; \\ T_6'' &= \frac{P_6}{\omega_6''} = \frac{735}{11,98} = 61,35 \text{ кН} \cdot \text{м}; \\ T_6''' &= \frac{P_6}{\omega_6'''} = \frac{735}{19,9} = 36,9 \text{ кН} \cdot \text{м}; \\ T_6'''' &= \frac{P_6}{\omega_6''''} = \frac{735}{33,01} = 22,27 \text{ кН} \cdot \text{м}.\end{aligned}$$

Швидкості руху каната становить:

$$\begin{aligned}v' &= \frac{\pi \cdot D_{BP} \cdot n'}{60000} = \frac{3,14 \cdot 832 \cdot 68,9}{60000} = 3 \text{ м/с}; \\ v'' &= \frac{\pi \cdot D_{BP} \cdot n''}{60000} = \frac{3,14 \cdot 832 \cdot 114,4}{60000} = 5 \text{ м/с}; \\ v''' &= \frac{\pi \cdot D_{BP} \cdot n'''}{60000} = \frac{3,14 \cdot 832 \cdot 190}{60000} = 8,3 \text{ м/с}; \\ v'''' &= \frac{\pi \cdot D_{BP} \cdot n''''}{60000} = \frac{3,14 \cdot 832 \cdot 315,4}{60000} = 13,8 \text{ м/с}\end{aligned}$$

Максимальний крутний момент необхідний для приводу ротора буровго комплексу $T_{\max} = 8 \text{ кН} \cdot \text{м}$, при мінімальній частоті обертання $n = 98 \text{ об/хв}$. [9].

$$P_5 = T_5' \cdot \omega_5' = 8 \cdot 10,26 = 84,8 \text{ кВт}$$

$$\omega_5' = \frac{\pi \cdot n'}{30} = \frac{3,14 \cdot 98}{30} = 10,26 \text{ с}^{-1}$$

Визначаємо необхідну вхідну потужність для привода ротора P_1 :

$$P_1 = \frac{P_5}{\eta_m \cdot \eta_{з.з.п.} \cdot \eta_{з.п.к.} \cdot \eta_{л.п.} \cdot \eta_n^5} = \frac{84,8}{0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,99^3} = 92,8 \text{ кВт}.$$

$$P_3 = P_1 \cdot \eta_{п.п.}^2 = 92,8 \cdot 0,99^2 = 90,9 \text{ кВт}$$

Бурові комплекси комплектуються буровими роторами відповідно до заданої глибини буріння [10]. В нашому випадку буровий ротор має конічну прямозубу зубчасту передачу з передаточним відношенням 18:58, що становить:

$$u_{пот} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{58}{18} = 3,2. \quad (3.9)$$

Також ротор укомплектовується зведеною зірочкою ланцюгової передачі з кількістю зубців $z = 21$. Для забезпечення потрібних частот обертання ротора та для забезпечення відповідних габаритів редуктора та ланцюгової передачі підбираємо відповідні передаточні відношення зірочок ланцюгової передачі і зубчастих коліс редуктора. Тому приймаємо кількість зубців ведучої зірочки ланцюгової передачі $z = 45$.

$$u_{л.п.} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{21}{45} = 0,47. \quad (3.10)$$

Тому звідси слідує, що на виході з редуктора нам потрібно забезпечити відповідно:

$$n_3 = n_5 \cdot u_{\text{пом}} \cdot u_{\text{л.н.}} = 98 \cdot 3,2 \cdot 0,47 = 148 \text{ об/хв.}$$

Передаточне відношення зубчастої передачі редуктора становитиме:

$$u_{\text{ред}} = \frac{n_1}{n_3} = \frac{240}{148} = 1,62.$$

Частоти обертання вала на виході з редуктора другого потоку будуть відповідно становити:

$$n_3'' = \frac{n_1''}{u_{\text{ред}}} \cdot \varphi = \frac{240}{1,62} \cdot 1,66 = 245,9 \text{ об/хв};$$

$$n_3''' = \frac{n_1'''}{u_{\text{ред}}} \cdot \varphi^2 = \frac{240}{1,62} \cdot 1,66^2 = 408,2 \text{ об/хв};$$

$$n_3'''' = \frac{n_1''''}{u_{\text{ред}}} \cdot \varphi^3 = \frac{240}{1,62} \cdot 1,66^3 = 677,7 \text{ об/хв.}$$

Визначаємо кутові швидкості вихідного вала другого потоку:

$$\omega_3' = \frac{\pi \cdot n_3'}{30} = \frac{3,14 \cdot 148}{30} = 15,5 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_3'' = \frac{\pi \cdot n_3''}{30} = \frac{3,14 \cdot 245,9}{30} = 25,7 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_3''' = \frac{\pi \cdot n_3'''}{30} = \frac{3,14 \cdot 408,2}{30} = 42,7 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_3'''' = \frac{\pi \cdot n_3''''}{30} = \frac{3,14 \cdot 677,7}{30} = 70,9 \text{ с}^{-1}.$$

Визначаємо крутний момент на валові другого потоку:

$$T_3' = \frac{P_3}{w_3'} = \frac{90,9}{15,5} = 5,86 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$T_3'' = \frac{P_3}{w_3''} = \frac{90,9}{25,7} = 3,54 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$T_3''' = \frac{P_3}{w_3'''} = \frac{90,9}{42,7} = 2,13 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$T_3'''' = \frac{P_3}{w_3''''} = \frac{90,9}{70,9} = 1,28 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Визначаємо частоти обертання ротора:

$$n_5' = n_{\min} = 98 \text{ об/хв};$$

$$n_5'' = n_{\min} \cdot \varphi = 98 \cdot 1,66 = 162,7 \text{ об/хв};$$

$$n_5''' = n_{\min} \cdot \varphi^2 = 98 \cdot 1,66^2 = 270 \text{ об/хв};$$

$$n_5'''' = n_{\min} \cdot \varphi^3 = 98 \cdot 1,66^3 = 450 \text{ об/хв}.$$

Визначаємо кутові швидкості ротора:

$$\omega_5' = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 98}{30} = 10,26 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_5'' = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 162,7}{30} = 17,02 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_5''' = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 270}{30} = 28,2 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_5'''' = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 450}{30} = 47,1 \text{ с}^{-1}.$$

Визначаємо крутний момент ротора:

$$T_5'' = \frac{P_5}{w_5''} = \frac{84,8}{17,02} = 4,98 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$T_5''' = \frac{P_5}{w_5'''} = \frac{84,8}{28,2} = 3 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$T_5'''' = \frac{P_5}{w_5''''} = \frac{84,8}{47,1} = 1,8 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

3.4 Розрахунок розроблених конструкцій на міцність та жорсткість

3.4.1 Розрахунок циліндричної косозубої передачі редуктора, першого потоку [11, 18, 19].

Вхідні дані:

Швидкохідний вал: P_1 , кВт - 780;

T_1 , кН·м - 31,05;

ω_1 , с⁻¹ - 25,12.

Тихохідний вал: P_2 , кВт - 749,2;

T_2 , кН·м - 104,05;

ω_2 , с⁻¹ - 7,2;

U - 3,44.

Призначаємо матеріал колеса і шестерні: Сталь 40Х.

Приймаємо твердість :

– колеса $H_2 = 200 \text{ НВ}$;

– шестерні $H_1 = 260 \text{ НВ}$;

Твердість досягається поліпшенням.

Розрахунок допустимих контактних напружень

$$[\sigma_{Hi}] = \frac{\sigma_{Hlimbi}}{S_{Hi}} \cdot Z_R \cdot Z_V, \quad (3.11)$$

де σ_H – максимальне контактне напруження,

$[\sigma_{Hlimb}]$ – межа тривалості зуба, яка відповідає числу циклів зміни напружень;

S_H – коефіцієнт безпеки, $S_H = 1,1$.

$$\sigma_{Hlimbi} = \sigma^0_{Hlimbi} \cdot K_{HL}; \quad (3.12)$$

$$\sigma^0_{Hlimbi} = 2 \cdot HB + 70; \quad (3.13)$$

$$\sigma^0_{Hlimb1} = 2 \cdot 260 + 70 = 590 \text{ МПа};$$

$$\sigma^0_{Hlimb2} = 2 \cdot 200 + 70 = 470 \text{ МПа}.$$

K_{HL} – коефіцієнт довговічності, який розраховуємо за формулою:

$$K_{HLi} = m_H \sqrt{\frac{N_{HOi}}{N_{HEi}}}; \quad (3.14)$$

де N_{HO} – базове число циклів зміни напружень, $N_{HO1} = N_{HO2} = 1,8 \cdot 10^7 N_{HE}$ – еквівалентне число циклів зміни напружень.

$$N_{HEi} = \mu_H \cdot N_{\Sigma i}, \quad (3.15)$$

де $N_{\Sigma i}$ - сумарне число циклів зміни напружень, яке розраховується за формулою:

$$N_{\Sigma i} = 60 \cdot n_i \cdot t_{\Sigma}, \quad (3.16)$$

де t_{Σ} - термін роботи приводу в годинах, $t_{\Sigma} = 17000$ год.

$$N_{\Sigma 1} = 60 \cdot n_1 \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 240 \cdot 17000 = 2,4 \cdot 10^8 ;$$

$$N_{\Sigma 2} = 60 \cdot n_2 \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 68,9 \cdot 17000 = 0,7 \cdot 10^8 ;$$

μ_H – коефіцієнт, який характеризує інтенсивність навантаження, який розраховується за формулою:

$$\mu_H = \sum_{i=1}^2 \left(\frac{T_i}{T_H} \right)^3 \cdot \frac{N_i}{N_{HO}} ; \quad (3.17)$$

$$\mu_H = \frac{0,4 \cdot 2,04 \cdot 10^8}{1,8 \cdot 10^7} + \left(\frac{0,3 \cdot 406,2}{406,2} \right)^3 \cdot \frac{0,6 \cdot 2,04 \cdot 10^8}{1,8 \cdot 10^7} = 0,2 .$$

$$N_{HE1} = 0,2 \cdot 2,4 \cdot 10^8 = 0,48 \cdot 10^8 ;$$

$$N_{HE2} = 0,2 \cdot 0,7 \cdot 10^8 = 0,14 \cdot 10^7 .$$

Так як $\frac{N_{HE}}{N_{HO}} > 1$, то $K_{HLi} = \sqrt[24]{\frac{N_{HOi}}{N_{HEi}}} \geq 0,9$.

$$K_{HL1} = \sqrt[24]{\frac{1,8 \cdot 10^7}{2,4 \cdot 10^8}} = 0,86 ;$$

$$K_{HL2} = \sqrt[24]{\frac{1,8 \cdot 10^7}{0,7 \cdot 10^8}} = 0,9 .$$

Приймаємо $K_{HLi} = 0,9$.

Z_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість спряжених поверхонь.

$Z_R = 0,95$, [11].

Z_V – коефіцієнт, що враховує колову швидкість.

$Z_V = 1$, [11].

$$[\sigma_{H1}] = \frac{531}{1,1} \cdot 0,95 = 458,6 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{432,4}{1,1} \cdot 0,95 = 373,4 \text{ МПа}.$$

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \leq 1,23 [\sigma_{H2}]; \quad (3.18)$$

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (458,6 + 373,4) \leq 1,23 \cdot 373,4.$$

$[\sigma_H] = 374,4 \leq 459,3$ – умова виконується.

Розрахунок допустимих згинальних напружень:

$$[\sigma_{Fi}] = \frac{\sigma_{F\text{lim}i}}{S_i} \cdot Y_S \cdot Y_R, \quad (3.19)$$

де $\sigma_{F\text{lim}i}$ - еквівалентне число циклів зміни напружень, яке розраховується за формулою:

$$\sigma_{F\text{lim}i} = \sigma^0_{F\text{lim}i} \cdot K_{FC} \cdot K_{FLi}; \quad (3.20)$$

$\sigma^0_{F\text{lim}i}$ - базове число циклів зміни напружень.

$$\sigma^0_{F\text{lim}i} = 1,8 \cdot \text{HB}, [12].$$

$$\sigma^0_{F\text{lim}1} = 1,8 \cdot 260 = 468 \text{ МПа};$$

$$\sigma^0_{F\text{lim}2} = 1,8 \cdot 200 = 360 \text{ МПа}.$$

K_{FC} – коефіцієнт, що враховує вплив двохстороннього прикладання навантаження.

$K_{FC}=1$, [13].

K_{FL} – коефіцієнт довговічності.

$$K_{FLi} = m_F \sqrt{\frac{N_{FOi}}{N_{FEi}}} . \quad (3.21)$$

При $HV < 350$, $m_F=6$, $N_{FO}=4 \cdot 10^6$.

Так як $N_{\Sigma}=2.04 \cdot 10^8 > N_{FO}=4 \cdot 10^6$, то $K_{FL}=1$.

$$\sigma_{F \lim 1} = 468 \cdot 1 \cdot 1 = 468 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \lim 2} = 360 \cdot 1 \cdot 1 = 360 \text{ МПа}.$$

$S_F=1.4$ – коефіцієнт запасу.

$Y_s=1$ – коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу до концентрації напружень,

$Y_R=1$ - коефіцієнт, що враховує шорсткість перехідної поверхні зуба.[13].

$$[\sigma_{F1}] = \frac{468}{1,4} \cdot 1 \cdot 1 = 334 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{360}{1,4} \cdot 1 \cdot 1 = 257 \text{ МПа}.$$

Проектний розрахунок на контактну витривалість

Визначаємо орієнтоване значення початкового діаметра шестерні:

$$d_{\omega 1} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} \cdot (Z_H \cdot Z_M \cdot Z_E)^2}{\Psi_{bd} \cdot \sigma_{HP}^2}} \cdot \frac{U+1}{U} . \quad (3.22)$$

Визначаємо колову швидкість:

$$V = 0.0125 \cdot \sqrt[3]{P_1 \cdot n_1^2} = 0.0125 \cdot \sqrt[3]{780 \cdot 240^2} = 4,44 \text{ м/с}. \quad (3.23)$$

Ступінь точності передачі – 9, [12].

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, який враховує розподілення навантаження між зубцями.

$$K_{H\alpha} = 1,12, [11].$$

$$\beta = 7^\circ 30', [11].$$

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, який враховує розподілення навантаження по ширині вінця.

$$K_{H\beta} = 1,07, [11].$$

ψ_{bd} – коефіцієнт ширини колеса, $\psi_{bd} = 1,3$, [12].

K_{HV} – коефіцієнт, який враховує динамічні навантаження.

$$K_{HV} = 1,013, [11].$$

Z_M – коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалу коліс.

$$Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}.$$

Z_H – коефіцієнт, який враховує форму спряжених поверхонь.

$$Z_H = 1,76 \cdot \cos \beta = 1,76 \cdot \cos 7,5^\circ = 1,7. \quad (3.24)$$

Z_ϵ – коефіцієнт, який враховує сумарну довжину контактних ліній.

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}}. \quad (3.25)$$

$$\epsilon_\alpha = [1,88 - 3,2 \cdot (\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2})] \cdot \cos \beta = [1,88 - 3,2 \cdot (\frac{1}{27} + \frac{1}{93})] \cdot \cos 7,5^\circ = 1,6 \quad (3.26)$$

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{1.6}} = 0.79.$$

$$d_{\omega 1} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 31.05 \cdot 10^3 \cdot 1.12 \cdot 1.07 \cdot 1.013 \cdot (1.7 \cdot 275 \cdot 0.79)^2}{1.3 \cdot 374.4^2} \cdot \frac{3.44 + 1}{3.44}} = 304 \text{ мм}$$

Визначаємо попереднє значення модуля:

$$m \approx \frac{d_{\omega 1}}{z_1} \cdot \cos \beta = \frac{304}{27} \cdot \cos 7,5^\circ = 11,54 \text{ мм}. \quad (3.27)$$

Приймаємо $m=12$ мм. Тоді:

$$d_{\omega 1} = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{12 \cdot 27}{\cos 7,5^\circ} = 318,2 \text{ мм}.$$

Перевірочний розрахунок на контактну витривалість

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{\varepsilon} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_{H1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot U + 1}{b_{\omega} \cdot d_{\omega 1}^2} \cdot \frac{U + 1}{U}} \leq [\sigma_H], \quad (3.28)$$

$$b_{\omega 2} = \psi_{bd} \cdot d_{\omega 1} = 1.3 \cdot 318,6 = 414,2 \text{ мм}. \quad (3.29)$$

Приймаємо $b_{\omega 2} = 414$ мм.

$$\sigma_H = 1.7 \cdot 275 \cdot 0.79 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 31,05 \cdot 10^3 \cdot 1.12 \cdot 1.07 \cdot 1.013 \cdot \frac{3,44 + 1}{3,44}}{414 \cdot 318,2^2}} = 330 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 374,4 \text{ МПа}$$

– умова виконується.

Перевірочний розрахунок на згинальну витривалість

$$\sigma_{F_1} = \frac{W_{F_1}}{m} \cdot Y_{F1} \cdot Y_{\beta} \leq [\sigma_{F_1}], \quad (3.30)$$

де σ_{F_1} – максимальна напруження в небезпечному перерізі зуба;

$[\sigma_{F_1}]$ – допустиме напруження згину для матеріалу зуба;

Y_{β} – коефіцієнт, який враховує нахил зуба;

Y_{F1} – коефіцієнт форми зуба, який приймається у відповідності до еквівалентного числа зубців z_V , $Y_{F1} = 4,15$, $Y_{FS2} = 3,56$, [11].

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{7,5}{140} = 0,89. \quad (3.31)$$

$$W_{F_1} = \frac{2 \cdot T_{F_1}}{d_{\omega 1} \cdot b_{\omega}} \cdot K_{F_{\alpha}} \cdot K_{F_{\beta}} \cdot K_{F_{\gamma}}; \quad (3.32)$$

$$K_{F_{\alpha}} = \frac{4 + (\varepsilon_{\alpha} - 1) \cdot (n_{CT} - 5)}{4 \cdot \varepsilon_{\alpha}} = \frac{4 + (1,6 - 1) \cdot (9 - 5)}{4 \cdot 1,6} = 1; \quad (3.33)$$

$$K_{F_{\beta}} = 1,16, [6].$$

$$K_{F_{\gamma}} = 1,1, [6].$$

$$W_{F_1} = \frac{2 \cdot 31,05 \cdot 10^3}{318,2 \cdot 414} \cdot 1 \cdot 1,16 \cdot 1,1 = 65 \text{ H/мм};$$

$$\sigma_{F1} = 4,15 \cdot 0,89 \frac{65}{5} = 48 \text{ МПа} < [\sigma_{F_1}] = 334 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 48 \cdot \frac{3,56}{4,15} = 41,8 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 257 \text{ МПа}. \quad (3.34)$$

Приймаємо такі параметри передачі: $z_1=27$; $z_2=93$; $m=12$ мм; $\beta=7,5^\circ$; $b_{\omega_2}=414$ мм; $d_{\omega_1}=d_1=326,8$ мм.

$$d_{\omega_2}=d_2=\frac{m \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{12 \cdot 93}{\cos 7,5^\circ} = 1125,6 \text{ мм};$$

$$a_\omega = \frac{0,5 \cdot m \cdot (z_1 + z_2)}{\cos \beta} = \frac{0,5 \cdot 12 \cdot (27 + 93)}{\cos 7,5^\circ} = 726,2 \text{ мм}.$$

Приймаємо $a_\omega=726$ мм. Тоді

$$\cos \beta = \frac{0,5 \cdot m \cdot (z_1 + z_2)}{a_\omega} = \frac{0,5 \cdot 12 \cdot (27 + 93)}{726} = 0,9916, \quad \Rightarrow \quad \beta = 7,5^\circ$$

$$d_{\omega_1} = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{12 \cdot 27}{\cos 7,5^\circ} = 326,8 \text{ мм},$$

$$d_{\omega_2} = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{12 \cdot 93}{\cos 7,5^\circ} = 1125,6 \text{ мм}.$$

Розрахунок циліндричної косозубої передачі редуктора, другого потоку.

Вхідні дані:

Швидкохідний вал: P_1 , кВт - 92,8;

T_1 , кН·м - 31,05;

ω_1 , с⁻¹ - 25,12.

Тихохідний вал : P_3 , кВт - 90,9;

T_3 , кН·м - 5,86;

ω_3 , с⁻¹ - 15,5;

U - 1,62.

Призначаємо матеріал колеса і шестерні: Сталь 40Х.

Приймаємо твердість :

– колеса $H_2 = 200$ НВ;

– шестерні $H_1 = 260$ НВ;

Твердість досягається поліпшенням.

Розрахунок допустимих контактних напружень

$$[\sigma_{Hi}] = \frac{\sigma_{Hlimbi}}{S_{Hi}} \cdot Z_R \cdot Z_V, \quad (3.35)$$

де σ_H – максимальне контактне напруження,

$[\sigma_{Hlimb}]$ – межа тривалості зуба, яка відповідає числу циклів зміни напружень;

S_H – коефіцієнт безпеки, $S_H = 1,1$.

$$\sigma_{Hlimbi} = \sigma_{Hlimbi}^0 \cdot K_{HL}; \quad (3.36)$$

$$\sigma_{Hlimbi}^0 = 2 \cdot HB + 70; \quad (3.37)$$

$$\sigma_{Hlimb1}^0 = 2 \cdot 260 + 70 = 590 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Hlimb2}^0 = 2 \cdot 200 + 70 = 470 \text{ МПа}.$$

K_{HL} – коефіцієнт довговічності, який розраховуємо за формулою:

$$K_{HLi} = m_H \sqrt{\frac{N_{HOi}}{N_{HEi}}}; \quad (3.38)$$

де N_{HO} – базове число циклів зміни напружень, $N_{HO1} = N_{HO2} = 1,8 \cdot 10^7 N_{HE}$ – еквівалентне число циклів зміни напружень.

$$N_{HEi} = \mu_H \cdot N_{\Sigma i}, \quad (3.39)$$

де $N_{\Sigma i}$ - сумарне число циклів зміни напружень, яке розраховується за формулою:

$$N_{\Sigma i} = 60 \cdot n_i \cdot t_{\Sigma}, \quad (3.40)$$

де t_{Σ} - термін роботи приводу в годинах, $t_{\Sigma} = 17000$ год.

$$N_{\Sigma 1} = 60 \cdot n_1 \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 240 \cdot 17000 = 2,4 \cdot 10^8 ;$$

$$N_{\Sigma 2} = 60 \cdot n_2 \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 148 \cdot 17000 = 1,5 \cdot 10^8 /$$

μ_H – коефіцієнт, який характеризує інтенсивність навантаження, який розраховується за формулою:

$$\mu_H = \sum_{i=1}^2 \left(\frac{T_i}{T_H} \right)^3 \cdot \frac{N_i}{N_{HO}} ; \quad (3.41)$$

$$\mu_H = \frac{0,4 \cdot 2,04 \cdot 10^8}{1,8 \cdot 10^7} + \left(\frac{0,3 \cdot 406,2}{406,2} \right)^3 \cdot \frac{0,6 \cdot 2,04 \cdot 10^8}{1,8 \cdot 10^7} = 0,2.$$

$$N_{HE1} = 0,2 \cdot 2,4 \cdot 10^8 = 0,48 \cdot 10^8 ;$$

$$N_{HE2} = 0,2 \cdot 0,7 \cdot 10^8 = 0,14 \cdot 10^7.$$

Так як $\frac{N_{HE}}{N_{HO}} > 1$, то $K_{HLi} = \sqrt[24]{\frac{N_{HOi}}{N_{HEi}}} \geq 0,9$.

$$K_{HL1} = \sqrt[24]{\frac{1,8 \cdot 10^7}{2,4 \cdot 10^8}} = 0,86 ;$$

$$K_{HL2} = \sqrt[24]{\frac{1,8 \cdot 10^7}{0,7 \cdot 10^8}} = 0,9.$$

Приймаємо $K_{HLi} = 0,9$.

Z_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість спряжених поверхонь.

$Z_R=0,95$, [11].

Z_V – коефіцієнт, що враховує колову швидкість.

$Z_V=1$, [11].

$$[\sigma_{H1}] = \frac{531}{1,1} \cdot 0,95 = 458,6 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{432,4}{1,1} \cdot 0,95 = 373,4 \text{ МПа}.$$

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \leq 1,23 [\sigma_{H2}]; \quad (3.42)$$

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (458,6 + 373,4) \leq 1,23 \cdot 373,4;$$

$[\sigma_H] = 374,4 \leq 459,3$ – умова виконується.

Розрахунок допустимих згинальних напружень

$$[\sigma_{Fi}] = \frac{\sigma_{F\lim i}}{S_i} \cdot Y_S \cdot Y_R, \quad (3.43)$$

де $\sigma_{F\lim i}$ - еквівалентне число циклів зміни напружень, яке розраховується за формулою:

$$\sigma_{F\lim i} = \sigma_{F\lim i}^0 \cdot K_{FC} \cdot K_{FLi}; \quad (3.44)$$

$\sigma_{F\lim i}^0$ - базове число циклів зміни напружень.

$\sigma_{F\lim i}^0 = 1,8 \cdot HB$, [11].

$$\sigma_{F\lim 1}^0 = 1,8 \cdot 260 = 468 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F\lim 2}^0 = 1,8 \cdot 200 = 360 \text{ МПа}.$$

K_{FC} – коефіцієнт, що враховує вплив двохстороннього прикладання навантаження.

$$K_{FC}=1, [12].$$

K_{FL} – коефіцієнт довговічності.

$$K_{FLi} = m_F \sqrt{\frac{N_{FOi}}{N_{FEi}}}. \quad (3.45)$$

При $HV < 350$, $m_F = 6$, $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$.

Так як $N_{\Sigma} = 2.04 \cdot 10^8 > N_{FO} = 4 \cdot 10^6$, то $K_{FL} = 1$.

$$\sigma_{F \lim 1} = 468 \cdot 1 \cdot 1 = 468 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \lim 2} = 360 \cdot 1 \cdot 1 = 360 \text{ МПа}.$$

$S_F = 1.4$ – коефіцієнт запасу.

$Y_s = 1$ – коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу до концентрації напружень,

$Y_R = 1$ – коефіцієнт, що враховує шорсткість перехідної поверхні зуба [12].

$$[\sigma_{F1}] = \frac{468}{1,4} \cdot 1 \cdot 1 = 334 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{360}{1,4} \cdot 1 \cdot 1 = 257 \text{ МПа}.$$

Проектний розрахунок на контактну витривалість

Визначаємо орієнтоване значення початкового діаметра шестерні:

$$d_{\omega 1} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} \cdot (Z_H \cdot Z_M \cdot Z_E)^2}{\Psi_{bd} \cdot \sigma_{HP}^2}} \cdot \frac{U+1}{U}. \quad (3.46)$$

Визначаємо колову швидкість:

$$V = 0.0125 \cdot \sqrt[3]{P_1 \cdot n_1^2} = 0.0125 \cdot \sqrt[3]{92,8 \cdot 240^2} = 2,2 \text{ м/с}. \quad (3.47)$$

Ступінь точності передачі – 9, [11].

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, який враховує розподілення навантаження між зубцями.

$$K_{H\alpha} = 1,12, [11].$$

$$\beta = 7^\circ 30', [11].$$

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, який враховує розподілення навантаження по ширині вінця.

$$K_{H\beta} = 1,07, [11].$$

ψ_{bd} – коефіцієнт ширини колеса, $\psi_{bd} = 1,3, [11].$

K_{HV} - коефіцієнт, який враховує динамічні навантаження.

$$K_{HV} = 1,013, [11].$$

Z_M – коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалу коліс.

$$Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}.$$

Z_H – коефіцієнт, який враховує форму спряжених поверхонь.

$$Z_H = 1,76 \cdot \cos \beta = 1,76 \cdot \cos 7,5^\circ = 1,7. \quad (3.48)$$

Z_ϵ – коефіцієнт, який враховує сумарну довжину контактних ліній.

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}}. \quad (3.49)$$

$$\varepsilon_\alpha = [1.88 - 3.2 \cdot (\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2})] \cdot \cos \beta = [1.88 - 3.2 \cdot (\frac{1}{27} + \frac{1}{93})] \cdot \cos 7.5^\circ = 1.6 \quad (3.50)$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{1.6}} = 0.79.$$

$$d_{\omega 1} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 3,7 \cdot 10^3 \cdot 1.12 \cdot 1.07 \cdot 1.013 \cdot (1.7 \cdot 275 \cdot 0.79)^2}{1.3 \cdot 374.4^2} \cdot \frac{1,62+1}{1,62}} = 108 \text{ мм}$$

Модуль приймаємо $m=12$ мм оскільки таке значення прийняте в попередньому розрахунку. Тоді:

$$d_{\omega 1} = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{12 \cdot 27}{\cos 7,5^\circ} = 318,2 \text{ мм}.$$

Перевірочний розрахунок на контактну витривалість

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_{H1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot U + 1}{b_\omega \cdot d_{\omega 1}^2} \cdot \frac{U}{U+1}} \leq [\sigma_H], \quad (3.51)$$

$$b_{\omega 2} = \psi_{bd} \cdot d_{\omega 1} = 1.3 \cdot 318,6 = 414,2 \text{ мм}. \quad (3.52)$$

Приймаємо $b_{\omega 2} = 414$ мм.

$$\sigma_H = 1.7 \cdot 275 \cdot 0.79 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 3,7 \cdot 10^3 \cdot 1.12 \cdot 1.07 \cdot 1.013 \cdot \frac{1,62+1}{1,62}}{414 \cdot 318,2^2}} = 312 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 374,4 \text{ МПа}$$

– умова виконується.

Перевірочний розрахунок на згинальна витривалість

$$\sigma_{F_1} = \frac{W_{F_1}}{m} \cdot Y_{F1} \cdot Y_{\beta} \leq [\sigma_{F_1}], \quad (3.53)$$

де σ_{F_1} – максимальна напруження в небезпечному перерізі зуба;

$[\sigma_{F_1}]$ – допустиме напруження згину для матеріалу зуба;

Y_{β} – коефіцієнт, який враховує нахил зуба;

Y_{F1} – коефіцієнт форми зуба, який приймається у відповідності до еквівалентного числа зубців z_V , $Y_{F1} = 4,15$, $Y_{FS2} = 3,56$, [6]

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{7,5}{140} = 0,89. \quad (3.54)$$

$$W_{F_1} = \frac{2 \cdot T_{F_1}}{d_{\omega 1} \cdot b_{\omega}} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\gamma}; \quad (3.55)$$

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_{\alpha} - 1) \cdot (n_{CT} - 5)}{4 \cdot \varepsilon_{\alpha}} = \frac{4 + (1,6 - 1) \cdot (9 - 5)}{4 \cdot 1,6} = 1; \quad (3.56)$$

$$K_{F\beta} = 1,16, [11]$$

$$K_{F\gamma} = 1,1, [11]$$

$$W_{F_1} = \frac{2 \cdot 31,05 \cdot 10^3}{318,2 \cdot 414} \cdot 1 \cdot 1,16 \cdot 1,1 = 65 \text{ H/мм};$$

$$\sigma_{F1} = 4,15 \cdot 0,89 \frac{65}{5} = 48 \text{ МПа} < [\sigma_{F_1}] = 334 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 48 \cdot \frac{3,56}{4,15} = 41,8 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 257 \text{ МПа}. \quad (3.57)$$

Приймаємо такі параметри передачі: $z_1=27$; $z_2=44$; $m=12$ мм; $\beta=7,5^\circ$; $b_{\omega_2}=414$ мм; $d_{\omega_1}=d_1=326,8$ мм.

$$d_{\omega_2}=d_2=\frac{m \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{12 \cdot 44}{\cos 7,5^\circ} = 532,5 \text{ мм};$$

$$a_\omega = \frac{0,5 \cdot m \cdot (z_1 + z_2)}{\cos \beta} = \frac{0,5 \cdot 12 \cdot (27 + 44)}{\cos 7,5^\circ} = 429,7 \text{ мм}.$$

Приймаємо $a_\omega=430$ мм. Тоді:

$$\cos \beta = \frac{0,5 \cdot m \cdot (z_1 + z_2)}{a_\omega} = \frac{0,5 \cdot 12 \cdot (27 + 44)}{430} = 0,9909, \quad \Rightarrow \quad \beta = 7,5^\circ$$

$$d_{\omega_1} = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{12 \cdot 27}{\cos 7,5^\circ} = 326,8 \text{ мм},$$

$$d_{\omega_2} = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{12 \cdot 44}{\cos 7,5^\circ} = 532,5 \text{ мм}.$$

3.4.2 Розрахунок валів

Вал I

Знаходження реакцій опор [14]:

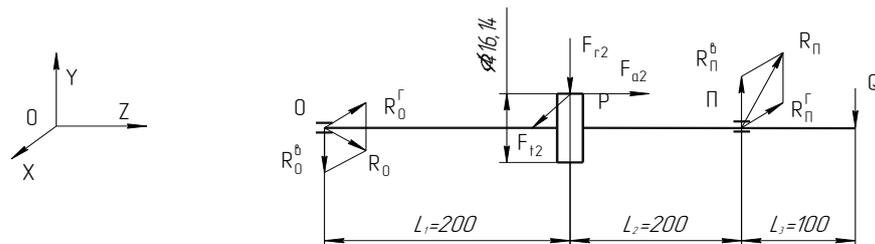


Рисунок 3.4 – Реакції опор вала I

$$F_{t2} = 4960 \text{ Н}; F_{r2} = 1735 \text{ Н}; F_{a1} = 1422 \text{ Н}; Q = 10340 \text{ Н}$$

Площина XOZ:

$$\Sigma M_O = 0;$$

$$-R_{II}^{\Gamma} \cdot (L_1 + L_2) + F_{t2} \cdot L_1 = 0; R_{II}^{\Gamma} = \frac{F_{t2} \cdot L_1}{L_1 + L_2} = \frac{4960 \cdot 200}{200 + 200} = 2480 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_{II} = 0;$$

$$-R_O^{\Gamma} \cdot (L_1 + L_2) + F_{t2} \cdot L_2 = 0; R_O^{\Gamma} = \frac{F_{t2} \cdot L_2}{L_1 + L_2} = \frac{4960 \cdot 200}{200 + 200} = 2480 \text{ Н}$$

Перевірка:

$$\Sigma X = 0;$$

$$R_O^{\Gamma} + R_{II}^{\Gamma} - F_{t2} = 0; 2480 + 2480 - 4960 = 0$$

Площина YOZ:

$$\Sigma M_O = 0;$$

$$-R_{II}^B \cdot (L_1 + L_2) + F_{r2} \cdot L_1 + F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_M \cdot (L_1 + L_{21} + L_3) = 0;$$

$$R_{II}^B = \frac{F_{r2} \cdot L_2 + F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_M \cdot (L_1 + L_2 + L_3)}{L_1 + L_2} = \frac{1735 \cdot 200 + 1422 \cdot \frac{416,14}{2} + 10340 \cdot (100 + 200 + 200)}{200 + 200} =$$

$$= 14532 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_{II} = 0;$$

$$-R_O^B \cdot (L_1 + L_2) - F_{r2} \cdot L_2 + F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_M \cdot L_3 = 0;$$

$$R_O^B = \frac{-F_{r2} \cdot L_2 + F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_M \cdot L_3}{L_1 + L_2} = \frac{-1735 \cdot 200 + 1422 \cdot \frac{416,14}{2} + 10340 \cdot 100}{200 + 200} = 2457 \text{ Н}$$

Перевірка:

$$\Sigma y = 0;$$

$$-R_O^B + R_{II}^B - F_{r2} - Q = 0; \quad -2457 + 14532 - 1735 - 10340 = 0$$

Сума реакцій опор:

$$R_O = \sqrt{R_O^{\Gamma^2} + R_O^{B^2}} = \sqrt{2480^2 + 2457^2} = 3491 \text{ Н}$$

$$R_{II} = \sqrt{R_{II}^{\Gamma^2} + R_{II}^{B^2}} = \sqrt{2480^2 + 14532^2} = 14742 \text{ Н}$$

Побудова епюр моментів

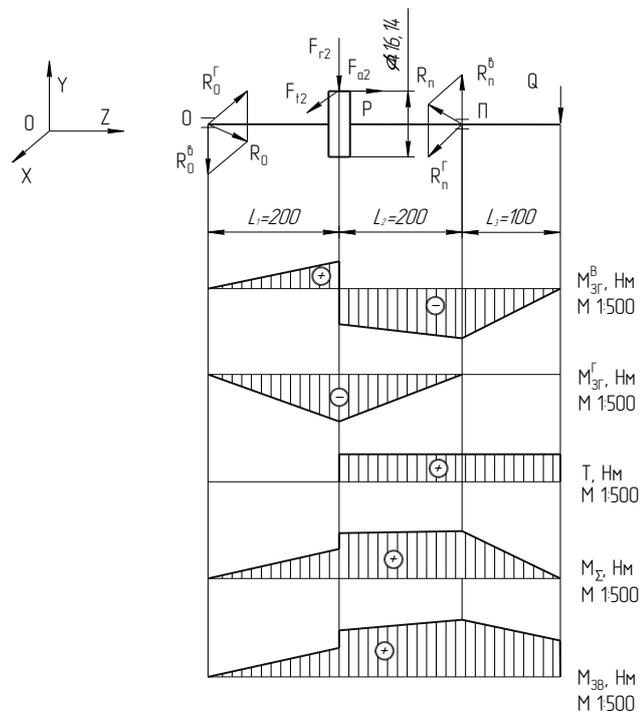


Рисунок 3.6 – Епюри моментів вала I

$$F_{t2} = 4960 \text{ Н}; F_{r2} = 1735 \text{ Н}; F_{a1} = 1422 \text{ Н}; Q = 10340 \text{ Н}.$$

Площина YOZ - вертикальна:

$$M_{3\Gamma\Pi}^B = -Q \cdot L_3 = -10340 \cdot 100 \cdot 10^{-3} = -1034 \text{ Нм};$$

$$M_{3\Gamma P}^B = R_{\Pi}^B \cdot L_2 - Q \cdot (L_2 + L_3) = 14532 \cdot 200 \cdot 10^{-3} - 10340 \cdot (100 + 200) \cdot 10^{-3} = -195 \text{ Нм};$$

$$M_{3\Gamma P}^B = R_{\Pi}^B \cdot L_2 - Q \cdot (L_2 + L_3) + F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} = 14532 \cdot 200 - 10340 \cdot (100 + 200) + 1422 \cdot \frac{416,14}{2} \cdot 10^{-3} = 101 \text{ Нм}.$$

Площина XOZ - горизонтальна:

$$M_{кр} = T = 1032 \text{ Нм};$$

$$M_{3\Gamma P}^{\Gamma} = -R_{\Pi}^{\Gamma} \cdot L_2 = -2480 \cdot 200 \cdot 10^{-3} = -496 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{3\Gamma P}^{\Gamma 2} + M_{3\Gamma P}^{B2}} = \sqrt{(-496)^2 + 101^2} = 505 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{3\Gamma P}^{\Gamma 2} + M_{3\Gamma P}^{B2}} = \sqrt{(-496)^2 + (-195)^2} = 533 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{3\Pi\Pi}^{\Gamma 2} + M_{3\Pi\Pi}^{B2}} = \sqrt{0^2 + (-1034)^2} = 1034 \text{ Нм};$$

$$M_{3B} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{1034^2 + (0,25 \cdot 1032)^2} = 1066 \text{ Нм};$$

$$M_{3B} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{533^2 + (0,25 \cdot 1032)^2} = 557 \text{ Нм}$$

Вал II

Знаходження реакцій опор [14]:

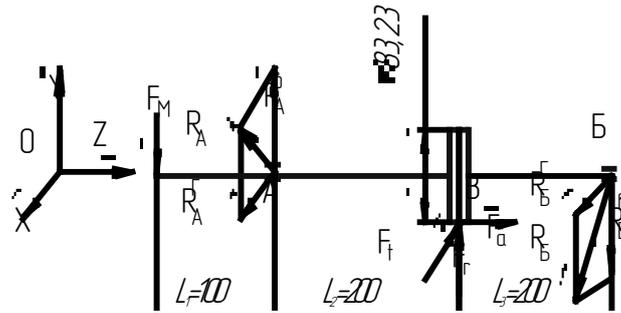


Рисунок 3.7 – Реакції опор вала II

$$F_t = 1676 \text{ Н}; F_r = 586 \text{ Н}; F_a = 480 \text{ Н}; F_M = 50\sqrt{T} = 50 \cdot \sqrt{71} = 421 \text{ Н.}$$

Площина XOZ

$$\Sigma M_B = 0;$$

$$-R_A^r \cdot (L_2 + L_3) + F_t \cdot L_3 = 0; \quad R_A^r = \frac{F_t \cdot L_3}{L_2 + L_3} = \frac{1676 \cdot 200}{200 + 200} = 838 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_A = 0;$$

$$R_B^r \cdot (L_2 + L_3) - F_t \cdot L_2 = 0; \quad R_B^r = \frac{F_t \cdot L_2}{L_2 + L_3} = \frac{1676 \cdot 200}{200 + 200} = 838 \text{ Н}$$

Перевірка:

$$\Sigma X = 0;$$

$$R_A^\Gamma + R_B^\Gamma - F_t = 0; \quad 838 + 838 - 1676 = 0$$

Площина YOZ

$$\Sigma M_B = 0;$$

$$R_A^B \cdot (L_2 + L_3) + F_r \cdot L_3 - F_a \cdot \frac{d_{w1}}{2} - F_M \cdot (L_1 + L_2 + L_3) = 0;$$

$$R_A^B = \frac{-F_r \cdot L_3 + F_a \cdot \frac{d_{w1}}{2} + F_M \cdot (L_1 + L_2 + L_3)}{L_2 + L_3} = \frac{-586 \cdot 200 + 480 \cdot \frac{83,23}{2} + 421 \cdot (100 + 200 + 200)}{200 + 200} =$$

283 Н

$$\Sigma M_A = 0;$$

$$R_B^B \cdot (L_2 + L_3) - F_r \cdot L_2 - F_a \cdot \frac{d_{w1}}{2} - F_M \cdot L_1 = 0;$$

$$R_B^B = \frac{F_r \cdot L_2 + F_a \cdot \frac{d_{w1}}{2} + F_M \cdot L_1}{L_2 + L_3} = \frac{586 \cdot 200 + 480 \cdot \frac{83,23}{2} + 421 \cdot 100}{200 + 200} = 448 \text{ Н}$$

Перевірка:

$$\Sigma y = 0;$$

$$R_A^B - R_B^B + F_r - F_M = 0; \quad 283 - 448 + 586 - 421 = 0$$

Сума реакцій опор:

$$R_A = \sqrt{R_A^{\Gamma^2} + R_A^{B^2}} = \sqrt{838^2 + 283^2} = 885 \text{ Н}$$

$$R_B = \sqrt{R_B^{\Gamma^2} + R_B^{B^2}} = \sqrt{838^2 + 448^2} = 950 \text{ Н}$$

Побудова епюр моментів

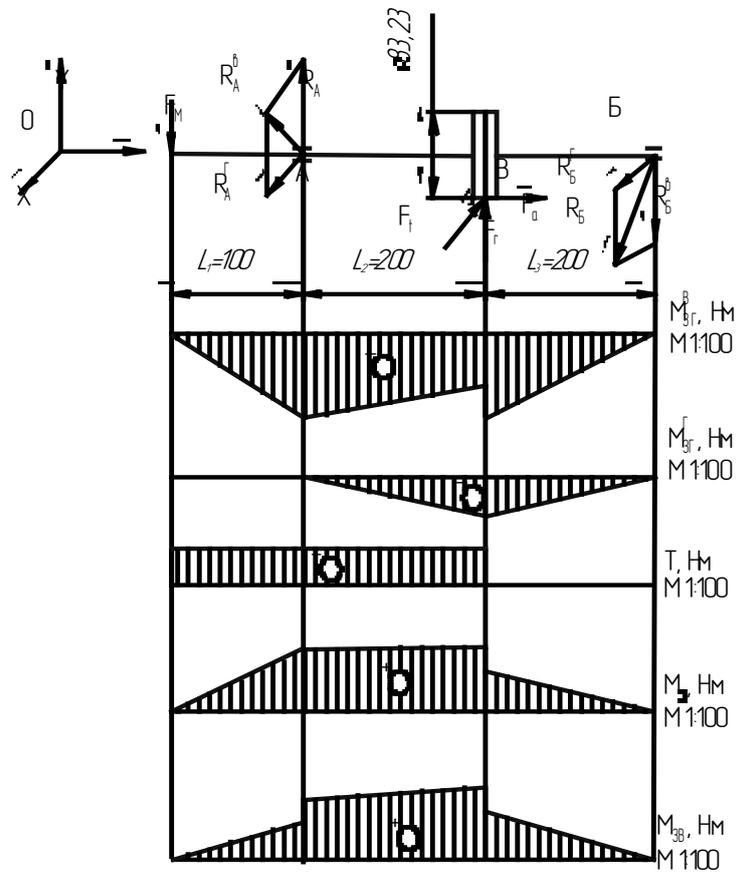


Рисунок 3.8 – Епюри моментів вала II

$$F_t = 1676 \text{ Н}; F_r = 586 \text{ Н}; F_a = 480 \text{ Н}; F_M = 421 \text{ Н}.$$

Площина YOZ - вертикальна:

$$M_{згA}^B = - F_M \cdot L_1 = - 421 \cdot 100 \cdot 10^{-3} = - 42,1 \text{ Нм};$$

$$M_{згB}^B = - R_B^B \cdot L_3 = - 448 \cdot 200 \cdot 10^{-3} = - 89,6 \text{ Нм};$$

$$M_{згB}^B = - R_B^B \cdot L_3 + F_a \cdot d/2 = (- 448 \cdot 200 + 480 \cdot 83,23/2) \cdot 10^{-3} = - 69,6 \text{ Нм}.$$

Площина XOZ - горизонтальна:

$$M_{кр} = T = 71 \text{ Нм};$$

$$M_{згБ}^{\Gamma} = -R_B^{\Gamma} \cdot L_3 = -838 \cdot 200 \cdot 10^{-3} = -167,6 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{згБ}^{\Gamma 2} + M_{згБ}^{B2}} = \sqrt{(-167,6)^2 + (-89,6)^2} = 190 \text{ Нм};$$

$$M_{зБ} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{190^2 + (0,25 \cdot 0)^2} = 190 \text{ Нм}.$$

Вал III

Знаходження реакцій опор [14]

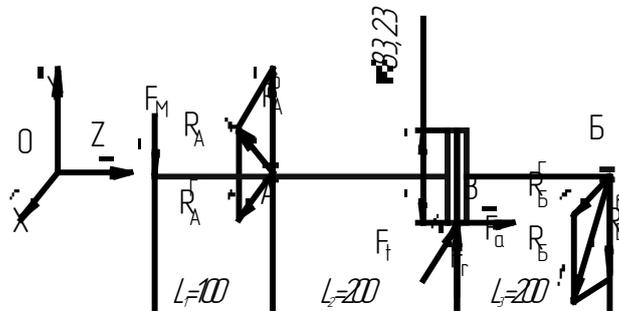


Рисунок 3.9 – Реакції опор вала III

$$F_t = 1676 \text{ Н}; F_r = 586 \text{ Н}; F_a = 480 \text{ Н}; F_M = 50\sqrt{T} = 50 \cdot \sqrt{71} = 421 \text{ Н}.$$

Площина XOZ

$$\Sigma M_B^{\Gamma} = 0;$$

$$-R_A^{\Gamma} \cdot (L_2 + L_3) + F_t \cdot L_3 = 0; \quad R_A^{\Gamma} = \frac{F_t \cdot L_3}{L_2 + L_3} = \frac{1676 \cdot 200}{200 + 200} = 838 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_A^{\Gamma} = 0;$$

$$R_B^{\Gamma} \cdot (L_2 + L_3) - F_t \cdot L_2 = 0; \quad R_B^{\Gamma} = \frac{F_t \cdot L_2}{L_2 + L_3} = \frac{1676 \cdot 200}{200 + 200} = 838 \text{ Н}$$

Перевірка:

$$\Sigma X = 0;$$

$$R_A^\Gamma + R_B^\Gamma - F_t = 0; \quad 838 + 838 - 1676 = 0$$

Площина YOZ

$$\Sigma M_B = 0;$$

$$R_A^B \cdot (L_2 + L_3) + F_r \cdot L_3 - F_a \cdot \frac{d_{w1}}{2} - F_M \cdot (L_1 + L_2 + L_3) = 0;$$

$$R_A^B = \frac{-F_r \cdot L_3 + F_a \cdot \frac{d_{w1}}{2} + F_M \cdot (L_1 + L_2 + L_3)}{L_2 + L_3} = \frac{-586 \cdot 200 + 480 \cdot \frac{83,23}{2} + 421 \cdot (100 + 200 + 200)}{200 + 200} = 283 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_A = 0;$$

$$R_B^B \cdot (L_2 + L_3) - F_r \cdot L_2 - F_a \cdot \frac{d_{w1}}{2} - F_M \cdot L_1 = 0;$$

$$R_B^B = \frac{F_r \cdot L_2 + F_a \cdot \frac{d_{w1}}{2} + F_M \cdot L_1}{L_2 + L_3} = \frac{586 \cdot 200 + 480 \cdot \frac{83,23}{2} + 421 \cdot 100}{200 + 200} = 448 \text{ Н}$$

Перевірка:

$$\Sigma y = 0;$$

$$R_A^B - R_B^B + F_r - F_M = 0; \quad 283 - 448 + 586 - 421 = 0$$

Сума реакцій опор:

$$R_A = \sqrt{R_A^{\Gamma^2} + R_A^{B^2}} = \sqrt{838^2 + 283^2} = 885 \text{ Н}$$

$$R_B = \sqrt{R_B^{\Gamma^2} + R_B^{B^2}} = \sqrt{838^2 + 448^2} = 950 \text{ Н}$$

Побудова епюр моментів

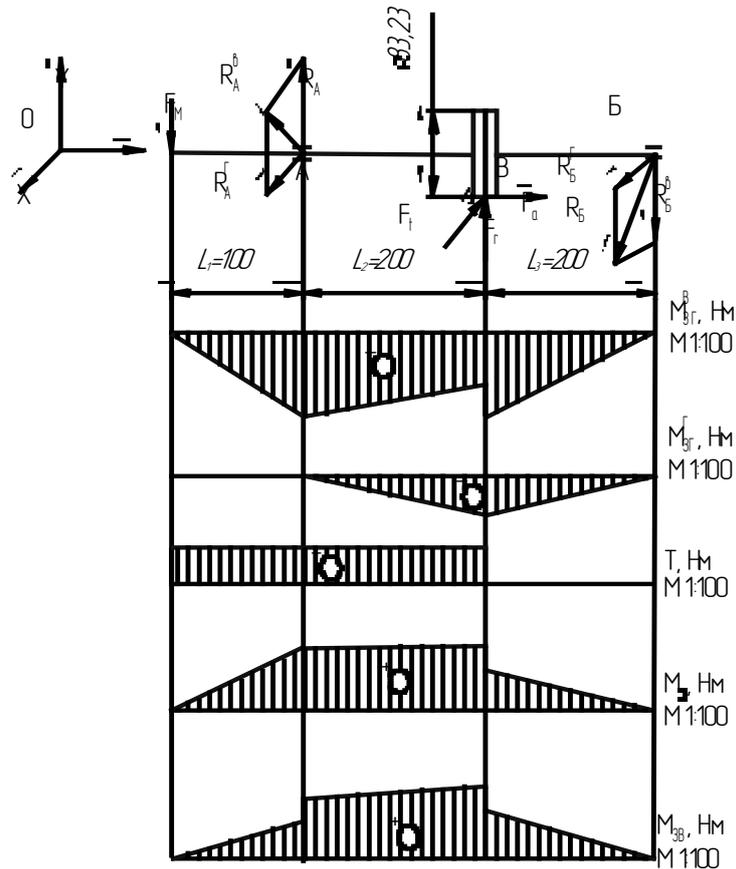


Рисунок 3.10 – Епюри моментів вала III

$$F_t = 1676 \text{ Н}; F_r = 586 \text{ Н}; F_a = 480 \text{ Н}; F_M = 421 \text{ Н}.$$

Площина YOZ - вертикальна:

$$M_{згА}^B = -F_M \cdot L_1 = -421 \cdot 100 \cdot 10^{-3} = -42,1 \text{ Нм};$$

$$M_{згВ}^B = -R_B^B \cdot L_3 = -448 \cdot 200 \cdot 10^{-3} = -89,6 \text{ Нм};$$

$$M_{3\Gamma B}^B = -R_B^B \cdot L_3 + F_a \cdot d/2 = (-448 \cdot 200 + 480 \cdot 83,23/2) \cdot 10^{-3} = -69,6 \text{ Нм.}$$

Площина XOZ - горизонтальна:

$$M_{кр} = T = 71 \text{ Нм;}$$

$$M_{3\Gamma B}^\Gamma = -R_B^\Gamma \cdot L_3 = -838 \cdot 200 \cdot 10^{-3} = -167,6 \text{ Нм;}$$

$$M_\Sigma = \sqrt{M_{3\Gamma B}^{\Gamma 2} + M_{3\Gamma B}^{B 2}} = \sqrt{(-167,6)^2 + (-89,6)^2} = 190 \text{ Нм;}$$

$$M_{3B} = \sqrt{M_\Sigma^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{190^2 + (0,25 \cdot 0)^2} = 190 \text{ Нм.}$$

Визначаємо орієнтовний діаметр вала в небезпечному перерізі [14]

Вал I

Частота обертання валу: $n = 240$ об/хв.

Потужність на валу: $N = 720$ кВт.

Матеріал валу: сталь 40Х.

Розрахунковий діаметр в небезпечному перерізі:

$$d = 11 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n}}, \quad (3.58)$$

$$d = 11 \cdot \sqrt[3]{\frac{720}{240}} = 14,8 = 148 \text{ мм}$$

Приймаємо $d = 148$ мм.

Вал II

Частота обертання валу: $n = 68,9$ об/хв.

Потужність на валу: $N = 749,1$ кВт.

Матеріал валу: сталь 40Х.

Розрахунковий діаметр в небезпечному перерізі:

$$d = 11 \cdot \sqrt[3]{\frac{749,1}{68,9}} = 21,3 = 213 \text{ мм}$$

Приймаємо $d = 220$ мм.

Вал III

Частота обертання валу: $n = 148,1$ об/хв.

Потужність на валу: $N = 90,9$ кВт.

Матеріал валу: сталь 40Х.

Розрахунковий діаметр в небезпечному перерізі:

$$d = 11 \cdot \sqrt[3]{\frac{90,9}{148,1}} = 9,3 = 93 \text{ мм}$$

Приймаємо $d = 180$ мм.

Перевірочний розрахунок валів на статичну та втомну міцність [16]

Вихідні дані:

матеріал валу - сталь 40Х;

термообробка - нормалізація;

границя міцності - $\sigma_B = 1000$ МПа;

границя витривалості при згині - $\sigma_{-1} = 450$ МПа;

границя витривалості при крученні - $\tau_{-1} = 250$ МПа;

коефіцієнти чутливості при згині - $\psi_\sigma = 0,15$;

коефіцієнти чутливості при крученні - $\psi_\tau = 0,1$.

Розрахунок ведемо для всіх валів,

Знаходимо ефективні коефіцієнти концентрації напруг при згині та крученні від шпоночних пазів (в небезпечному перерізі) по [14] (вал 1 не розглядаємо, тому що небезпечний переріз знаходиться в місці розташуванні зубчатого вінця):

$$K_{\sigma} = 2,27; K_{\tau} = 2,17.$$

Масштабний коефіцієнт при згині та крученні по [14] $\varepsilon_{\sigma} = 0,85$; $\varepsilon_{\tau} = 0,85$. Коефіцієнт стану поверхні [14]:

$$K_{\sigma}^{\Pi} = 1,18; K_{\tau}^{\Pi} = 1,18$$

$$K_{\sigma D} = \frac{K_{\sigma} - K_{\sigma}^{\Pi} - 1}{\varepsilon_{\sigma}}; \quad (3.59)$$

$$K_{\tau D} = \frac{K_{\tau} - K_{\tau}^{\Pi} - 1}{\varepsilon_{\tau}}; \quad (3.60)$$

Отже :

$$K_{\sigma D} = \frac{2,27 + 1,18 - 1}{0,85} = 2,88$$

$$K_{\tau D} = \frac{2,17 + 1,18 - 1}{0,85} = 2,76$$

Знаходимо запас міцності для нормальних напруг:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}, \quad (3.61)$$

$$n_{\sigma} = \frac{450}{2,88 \cdot 36} = 4,3;$$

$$n_{\sigma} = \frac{450}{2,88 \cdot 24} = 6,5;$$

$$n_{\sigma} = \frac{450}{2,88 \cdot 150} = 2,6.$$

де амплітуда нормальних напруг згину:

$$\sigma_a = \sigma = \frac{M_{\Sigma}}{W_0}, \quad (3.62)$$

де W_0 - осьовий момент опору.

$$\sigma_a = \sigma = \frac{282 \cdot 10^3}{7800} = 36 \text{ МПа};$$

$$\sigma_a = \sigma = \frac{1034 \cdot 10^3}{42000} = 24 \text{ МПа};$$

$$\sigma_a = \sigma = \frac{7385 \cdot 10^3}{42000} = 150 \text{ МПа}.$$

3 Знаходження запасу міцності для дотичних напруг:

$$\tau = \frac{T}{W_p}, \quad (3.63)$$

Попередньо знаходимо полярний момент опору [18]:

$$W_p = 16740 \text{ мм}^3;$$

$$W_p = 89100 \text{ мм}^3;$$

$$W_p = 89100 \text{ мм}^3;$$

напруга кручення:

$$\tau = \frac{273 \cdot 10^3}{16740} = 16 \text{ МПа};$$

$$\tau = \frac{1032 \cdot 10^3}{89100} = 11 \text{ МПа};$$

$$\tau = \frac{2974 \cdot 10^3}{89100} = 33 \text{ МПа.}$$

амплітуда та середнє значення номінальних напруг кручення:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2}, \quad (3.64)$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{16}{2} = 8 \text{ МПа;}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{11}{2} = 5,5 \text{ МПа;}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{33}{2} = 16,5 \text{ МПа.}$$

Запас міцності для дотичних напруг:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_\sigma \cdot \tau_m}, \quad (3.65)$$

$$n_\tau = \frac{250}{2,76 \cdot 8 + 0,1 \cdot 8} = 10,6;$$

$$n_\tau = \frac{250}{2,76 \cdot 5,5 + 0,1 \cdot 5,5} = 15,6;$$

$$n_\tau = \frac{250}{2,76 \cdot 16,5 + 0,1 \cdot 16,5} = 5,3.$$

Загальний запас міцності:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n], \quad (3.66)$$

$$n = \frac{4,3 \cdot 10,6}{\sqrt{4,3^2 + 10,6^2}} = 4,2 \geq [n] = 2,5;$$

$$n = \frac{6,5 \cdot 15,6}{\sqrt{6,5^2 + 10,6^2}} = 6,4 \geq [n] = 2,5;$$

$$n = \frac{2,6 \cdot 5,3}{\sqrt{2,6^2 + 5,3^2}} = 2,6 \geq [n] = 2,5.$$

Отже, перевірка виконується.

Перевірочний розрахунок валів на згин

Вал I

Вихідні дані:

Зведений момент - $M_{зв} = 1087$ Нм;

матеріал вала - сталь 40Х;

границя витривалості при згині - $\sigma_{-1} = 450$ МПа.

Перевіряємо діаметр валу в небезпечному перерізі:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{зв} \cdot 10^3}{0,1 \cdot [\sigma_{-1}]}} \leq d_{пр}, \quad (3.67)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{190 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 450}} = 94 \text{ мм} \leq d_{пр} = 138 \text{ мм}$$

Прийняте значення більше розрахункового, тому перевірка виконується.

Вихідний I вал редуктора

Вихідні дані:

$M_{зв} = 2091$ Нм;

матеріал вала - сталь 40Х;

$\sigma_{-1} = 450$ МПа.

Перевіряємо діаметр валу в небезпечному перерізі:

$$d = \sqrt[3]{\frac{291 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 450}} = 201 \text{ мм} \leq d_{пр} = 220 \text{ мм}$$

Прийняте значення більше розрахункового, тому перевірка виконується.

Вихідний II вал редуктора

Вихідні дані:

$$M_{зв} = 1066 \text{ Нм};$$

матеріал вала - сталь 40Х;

$$\sigma_{-1} = 450 \text{ МПа.}$$

Перевіряємо діаметр валу в небезпечному перерізі:

$$d = \sqrt[3]{\frac{1066 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 450}} = 87 \text{ мм} \leq d_{\text{нр}} = 165 \text{ мм}$$

Прийняте значення більше розрахункового, тому перевірка виконується.

Приводний вал.

Вихідні дані:

– обертальний момент, кН·м: $T_6 = 245$;

– діаметр барабана, мм: $d_B = 800$;

Розраховуємо сили які діють на вал, та постійний момент:

$$F_{tB} = \frac{2 \cdot T_4}{d_B} = \frac{2 \cdot 596,18}{0,182} = 6551,43 \text{ Н}; \quad (3.68)$$

$$F_{t4} = \frac{2 \cdot T_4}{d_4} = \frac{2 \cdot 596,18}{0,246} = 4846,99 \text{ Н}; \quad (3.69)$$

$$F_{r4} = \frac{F_{t4}}{\cos \beta} \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{4846,99}{\cos 14,76} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1824,37 \text{ Н}; \quad (3.70)$$

Визначаємо реакції шарнірів у горизонтальній площині:

$$\Sigma M_A^Y = 0; \quad -F_{r4} \cdot 0,065 + R_B^Y \cdot 0,544 = 0; \quad (3.72)$$

$$R_B^Y = \frac{4846,99 \cdot 0,065}{0,544} = 217,99 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_B^Y = 0; \quad -F_{r4} \cdot 0,609 + R_A^Y \cdot 0,544 = 0; \quad (3.73)$$

$$R_A^Y = \frac{F_{r4} \cdot 0,039}{0,544} = 2042,35 \text{ Н};$$

$$\Sigma F^Y = 0; \quad R_A^Y - R_B^Y - F_{r4} = 0. \quad (3.74)$$

Визначаємо реакції шарнірів у вертикальній площині:

$$\Sigma M_A^X = 0; \quad -F_{t4} \cdot 0,065 + F_{tB} \cdot 0,272 + R_B^X \cdot 0,544 = 0; \quad (3.75)$$

$$R_B^X = \frac{4846,99 \cdot 0,065 - 4846,99 \cdot 0,272}{0,544} = 2696,57 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_B^X = 0; \quad -F_{t4} \cdot 0,609 + R_A^X \cdot 0,544 - F_{tB} \cdot 0,272 = 0; \quad (3.76)$$

$$R_A^X = \frac{-4846,99 \cdot 0,609 - 6551,43 \cdot 0,272}{0,544} = -8701,85 \text{ Н};$$

$$\Sigma F^X = 0; \quad R_A^X - F_{t4} + R_B^X - F_{tB} = 0. \quad (3.77)$$

Будуємо епюри згинальних моментів у горизонтальній площині:

$$M_{x1}^Y = -F_{r4} \cdot x_1; \quad 0 \leq x_1 \leq 0,065; \quad (3.78)$$

$$x_1 = 0; \quad M_{x_1}^Y = 1824,37 \cdot 0 = 0;$$

$$x_1 = 0,065; \quad M_{x_1}^Y = 1824,37 \cdot 0,065 = -118,58 \text{ H} \cdot \text{M};$$

$$M_{x_2}^Y = -F_{r4} \cdot (0,065 + x_2) + R_A^Y \cdot x_2; \quad 0 \leq x_2 \leq 0,272; \quad (3.79)$$

$$x_2 = 0; \quad M_{x_2}^Y = 1824,36 \cdot 0,065 = -118,58 \text{ H} \cdot \text{M};$$

$$x_2 = 0,272; \quad M_{x_2}^Y = 1824,36 \cdot 0,337 + 2042,35 \cdot 0,272 = -59,29 \text{ H} \cdot \text{M};$$

$$M_{x_3}^Y = -R_B^Y \cdot x_3; \quad 0 \leq x_3 \leq 0,272; \quad (3.80)$$

$$x_3 = 0; \quad M_{x_3}^Y = 217,99 \cdot 0 = 0;$$

$$x_3 = 0,272; \quad M_{x_3}^Y = 217,994 \cdot 0,272 = -59,29 \text{ H} \cdot \text{M}.$$

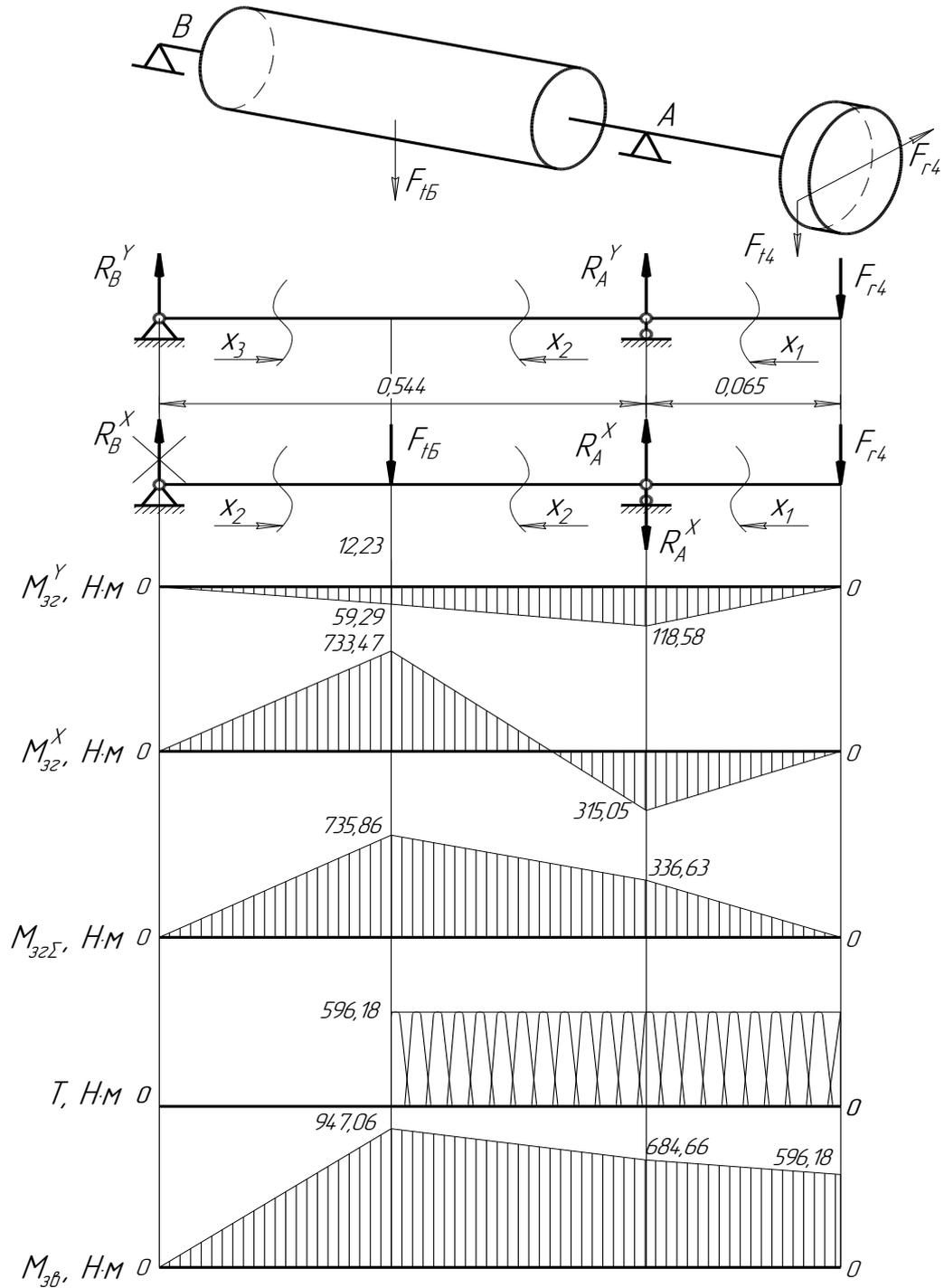


Рисунок 3.11 – Епюра моментів вала підйимального

Будуємо епюри згинальних моментів у вертикальній площині:

$$M_{x1}^x = -F_{r4} \cdot x_1; \quad 0 \leq x_1 \leq 0,065; \quad (3.81)$$

$$x_1 = 0; \quad M_{x_1}^Y = -4846,99 \cdot 0 = 0;$$

$$x_1 = 0,065; \quad M_{x_1}^X = 4846,99 \cdot 0,065 = -315,05 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{x_2}^X = -F_{t_4} \cdot (0,065 + x_2) - R_A^X \cdot x_2; \quad 0 \leq x_2 \leq 0,272; \quad (3.82)$$

$$x_2 = 0; \quad M_{x_2}^Y = -4846,99 \cdot 0,065 = -315,05 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$x_2 = 0,272; \quad M_{x_2}^X = -4846,99 \cdot 0,337 - 8701,85 \cdot 0,272 = -733,47 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Визначаємо сумарні згинальні моменти:

$$M_{зг.} = \sqrt{(M_{зг.}^X)^2 + (M_{зг.}^Y)^2};$$

$$M_{зг.А} = \sqrt{(-118,58)^2 + (-315,05)^2} = 336,63 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{зг.С} = \sqrt{(-595,29)^2 + 733,47^2} = 735,86 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Визначаємо зведені моменти:

$$M_{зв.} = \sqrt{M_{зг.}^2 + T^2}$$

$$M_{зв.А} = \sqrt{336,63^2 + 596,18^2} = 684,66 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{зв.С} = \sqrt{735,86^2 + 596,18^2} = 947,06 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Розрахунок на статичну витривалість.

Визначаємо допустиме згинальне напруження:

$$[\sigma_{зв.}] = \frac{\sigma_T}{[n]} = \frac{500}{1,5} = 333,3 \text{ МПа}, \quad (3.83)$$

де σ_T – межа текучості, вибираємо відповідно до матеріалу:
 $\sigma_T = 500 \text{ МПа}$;

$[n]$ – допустимий запас на статичну витривалість, приймаємо: $[n] = 1,5$.

Визначаємо дійсний коефіцієнт запасу при розрахунку на статичну міцність:

$$n = \frac{\sigma_T}{(\sigma_{екв.})_{max}}; \quad (3.85)$$

$$(\sigma_{екв.})_{max} = \frac{(M_{зв.})_{max}}{W}; \quad (3.86)$$

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 0,158^3}{32} = 59,2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3; \quad (3.87)$$

$$(\sigma_{екв.})_{max} = \frac{947,06}{59,2 \cdot 10^{-5}} = 1,6 \text{ МПа};$$

$$n = \frac{333,3}{1,6} = 208,3 > 1...3 \text{ – умова виконується.}$$

3.4.3 Розрахунок підшипників

Ведучий вал редуктора.

$$R_{A\Sigma} = \sqrt{R_{ZA}^2 + R_{YA}^2} = \sqrt{226,35^2 + 1113,8^2} = 1136,6 \text{ Н},$$

$$R_{B\Sigma} = \sqrt{R_{ZB}^2 + R_{YB}^2} = \sqrt{226.35^2 + 1113.8^2} = 1136.6\text{H},$$

$$R_{S1} = 0,83 \cdot e \cdot R_{A\Sigma} = 0,83 \cdot 0,41 \cdot 1136.6 = 386,8\text{H},$$

$$R_{S2} = 0,83 \cdot e \cdot R_{B\Sigma} = 0,83 \cdot 0,41 \cdot 1136,6 = 386,8\text{H},$$

$$R_{a1} = R_{S1} + F_a = 386,8 + 76 = 462,8\text{H},$$

$$R_{a2} = R_{S2} + F_a = 386,8 + 76 = 462,8\text{H}, \quad (3.103)$$

$$\frac{R_{a1}}{V \cdot R_{A\Sigma}} = \frac{462,8}{1 \cdot 1136,6} = 0,40 < e = 0,41, \text{ тому } X = 1, Y = 0, \quad (3.104)$$

$$\frac{R_{a2}}{V \cdot R_{B\Sigma}} = \frac{462,8}{1 \cdot 1136,6} = 0,40 < e = 0,41, \text{ тому } X = 1, Y = 0,$$

$$R_{e1} = (X \cdot V \cdot R_{A\Sigma} + Y \cdot R_{a1}) \cdot K_\sigma \cdot K_T = (1 \cdot 1 \cdot 1136,6 + 0 \cdot 462,8) \cdot 1,2 \cdot 1 = 1364\text{H},$$

$$R_{e2} = (X \cdot V \cdot R_{B\Sigma} + Y \cdot R_{a2}) \cdot K_\sigma \cdot K_T = (1 \cdot 1 \cdot 1136,6 + 0 \cdot 462,8) \cdot 1,2 \cdot 1 = 1364\text{H},$$

Визначаємо вантажопідіймальність підшипника:

$$C_r = R_{e2} \cdot \sqrt[3,33]{\frac{60 \cdot n_3 \cdot [L]}{a \cdot 10^6}} = 1364 \cdot \sqrt[3,33]{\frac{60 \cdot 451 \cdot 4625.3}{0,65 \cdot 10^6}} = 6620.13\text{H}.$$

За ГОСТ 5721-73 вибираємо роликовий дворядний сферичний середньої широкої серії 3630 з $C_r=41,8$ кН.

II ведений вал редуктора.

$$R_{A\Sigma} = \sqrt{R_{ZA}^2 + R_{YA}^2} = \sqrt{131.3^2 + 350^2} = 374\text{H},$$

$$R_{B\Sigma} = \sqrt{R_{ZB}^2 + R_{YB}^2} = \sqrt{131.3^2 + 350^2} = 374\text{H},$$

$$R_{S1} = 0,83 \cdot e \cdot R_{A\Sigma} = 0,83 \cdot 0,36374 = 112\text{H},$$

$$R_{S2} = 0,83 \cdot e \cdot R_{B\Sigma} = 0,83 \cdot 0,36374 = 112\text{H},$$

$$R_{a1} = R_{S1} + F_a = 112 + 87.3 = 200\text{H},$$

$$R_{a2} = R_{S2} + F_a = 112 + 87,3 = 200\text{H},$$

$$\frac{R_{a1}}{V \cdot R_{A\Sigma}} = \frac{200}{1 \cdot 374} = 0,535 > e = 0,36, \text{ тому } X = 0,4, Y = 1,65,$$

$$\frac{R_{a2}}{V \cdot R_{B\Sigma}} = \frac{200}{1 \cdot 374} = 0,535 > e = 0,36, \text{ тому } X = 0,4, Y = 1,65,$$

$$R_{e1} = (X \cdot V \cdot R_{A\Sigma} + Y \cdot R_{a1}) \cdot K_6 \cdot K_T = (0,4 \cdot 1 \cdot 374 + 1,65 \cdot 200) \cdot 1,2 \cdot 1 = 575,5\text{H},$$

$$R_{e2} = (X \cdot V \cdot R_{B\Sigma} + Y \cdot R_{a2}) \cdot K_6 \cdot K_T = (0,4 \cdot 1 \cdot 374 + 1,65 \cdot 200) \cdot 1,2 \cdot 1 = 575,5\text{H},$$

Визначаємо вантажопідіймальність підшипника:

$$C_r = R_{e2} \cdot \sqrt[3,33]{\frac{60 \cdot n_2 \cdot [L]}{a \cdot 10^6}} = 575.5 \cdot \sqrt[3,33]{\frac{60 \cdot 2840 \cdot 4625.3}{0,65 \cdot 10^6}} = 4853.78\text{H}.$$

За ГОСТ 5721-73 вибираємо підшипник роликовий дворядний сферичний середньої широкої серії 3628 з $C_r=14,7\text{кН}$.

І ведений вал редуктора.

$$R_{A\Sigma} = \sqrt{R_{ZA}^2 + R_{YA}^2} = \sqrt{1540,4^2 + 1270,1^2} = 1996,5H$$

$$R_{B\Sigma} = \sqrt{R_{ZB}^2 + R_{YB}^2} = \sqrt{1203,2^2 + 7278,6^2} = 7377,4H$$

$$R_{S1} = 0,83 \cdot e \cdot R_{A\Sigma} = 0,83 \cdot 0,49 \cdot 1996,5 = 821H,$$

$$R_{S2} = 0,83 \cdot e \cdot R_{B\Sigma} = 0,83 \cdot 0,49 \cdot 7377,4 = 3000,4H,$$

$$R_{a1} = R_{S1} = 821H,$$

$$R_{a2} = R_{S2} = 3000,4H,$$

$$\frac{R_{a1}}{V \cdot R_{A\Sigma}} = \frac{821}{1 \cdot 1996,5} = 0,406 < e = 0,49, \text{ тоді } X = 1, Y = 0,$$

$$\frac{R_{a2}}{V \cdot R_{B\Sigma}} = \frac{3000,4}{1 \cdot 7377,4} = 0,406 < e = 0,49, \text{ тоді } X = 1, Y = 0,$$

$$R_{e1} = (X \cdot V \cdot R_{A\Sigma} + Y \cdot R_{a1}) \cdot K_6 \cdot K_T = (1 \cdot 1 \cdot 1996,5 + 0 \cdot 821) \cdot 1,2 \cdot 1 = 2395,8H,$$

$$R_{e2} = (X \cdot V \cdot R_{B\Sigma} + Y \cdot R_{a2}) \cdot K_6 \cdot K_T = (1 \cdot 1 \cdot 7377,4 + 0 \cdot 3000,4) \cdot 1,2 \cdot 1 = 8852,9H.$$

Визначаємо вантажопідіймальність підшипника:

$$C_r = R_{e2} \cdot \sqrt[3,33]{\frac{60 \cdot n_4 \cdot [L]}{a \cdot 10^6}} = 8852,9 \cdot \sqrt[3,33]{\frac{60 \cdot 79,5 \cdot 4625,3}{0,65 \cdot 10^6}} = 25513,42H.$$

За ГОСТ 5721-73 вибираємо роликовий дворядний сферичний середньої широкої серії 3634 з $C_r=50$ кН.

3.4.5 Розрахунок шпонкових з'єднань [20]

Перевірку міцності шпонкових з'єднань проводимо на зминання за умовою:

$$\sigma_{\text{змі}} = \frac{2T}{d(h-t)(l-b)} = [\sigma]_{\text{змі}}, \quad (3.105)$$

де $[\sigma]_{\text{змі}} = 110$ МПа.

Ведучий вал редуктора

$T_1 = 31,05$ кНм; $d = 17$ мм; $b \cdot h = 36 \cdot 20$ мм; $l = 200$ мм; $t = 13$ мм.

$$\sigma_{\text{змі}} = \frac{2 \cdot 7,5 \cdot 10^3}{17(5-3)(25-5)} = 22,2 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{змі}} = 110 \text{ МПа}.$$

Вихідний I вал редуктора (під зубчастим колесом)

$T_2 = 104,05$ кНм; $d = 220$ мм; $b \cdot h = 56 \cdot 32$ мм; $l = 280$ мм; $t = 19$ мм.

$$\sigma_{\text{змі}} = \frac{2 \cdot 41,3 \cdot 10^3}{25(7-4)(18-8)} = 100 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{змі}} = 110 \text{ МПа}.$$

Вихідний I вал редуктора (під флянцем)

$T_2 = 104,05$ кНм; $d = 165$ мм; $b \cdot h = 40 \cdot 22$ мм; $l = 280$ мм; $t = 14$ мм.

$$\sigma_{\text{змі}} = \frac{2 \cdot 702 \cdot 10^3}{75(14-9)(45-25)} = 156 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{змі}} = 190 \text{ МПа}.$$

Вихідний II вал редуктора (під зубчастим колесом)

$T_3 = 5,86$ кНм; $d = 138$ мм; $b \cdot h = 36 \cdot 20$ мм; $l = 180$ мм; $t = 13$ мм.

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 234.1 \cdot 10^3}{55(10 - 6)(45 - 16)} = 74 \text{ МПа} < [\sigma]_{зм} = 110 \text{ МПа}.$$

Вихідний II вал редуктора

$T_3 = 5,86 \text{ Нм}$; $d = 180 \text{ мм}$; $b \cdot h = 45 \cdot 25 \text{ мм}$; $l = 280 \text{ мм}$; $t = 15 \text{ мм}$.

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 702 \cdot 10^3}{72(12 - 7.5)(45 - 20)} = 143 \text{ МПа} < [\sigma]_{зм} = 190 \text{ МПа}.$$

3.5 Змащення вузлів приводу

3.5.1 Змащення закритої косозубої зубчастої передачі

Виходячи з того, що колова швидкість зубчастих коліс знаходиться в межах від 0,3 до 12,5 м/с., приймаємо картерну систему змащення. В даний час у машинобудуванні ця система змащення має широке використання. При цьому в корпус редуктора заливають так мастило, щоб вінці коліс були занурені у нього. При їх обертанні мастило захоплюється зубцями, розбризкується, потрапляє на внутрішні стінки корпусу, звідки стікає на нижню його частину. Всередині корпусу виникає мастильний “туман”, якими покриваються поверхні розташованих всередині корпусу деталей. Вибір змащуючого матеріалу базується на досвіді експлуатації машин. Принцип визначення сорту мастила такий: чим вищий контактний тиск на зубцях, тим більшою в’язкістю повинне володіти мастило, чим вища колова швидкість колеса, тим менша повинна бути в’язкість мастила. Тому надалі необхідну в’язкість мастила визначаємо в залежності від контактної напруги і колової швидкості колеса.

Користуючись [17], вибираємо сорт мастила для зубчастої та черв’ячної передач. Оскільки рівень занурення робочих органів передач однаковий та

колова швидкість незначна, тому вибираю сорт і рівень мастила для більш відповідальної – черв'ячної, та приймаю отримані величини для обох передач доцільними.

Тепер, використовуючи вище вказану літературу, та враховуючи, що контактні напруження в обох випадках знаходяться в межах: $\sigma_H = 200 \dots 250$ Н/мм² при швидкості ковзання $V = 2 \dots 5$ м/с, призначаємо наступне мастило: И-Т-Д-220, де И – індустріальне, Т – важко навантажені вузли, Д – з антиокислювальними, антикорозійними і протизадирними присадками, 220 – клас кінематичної в'язкості.

Тепер визначаємо кінематичну в'язкість мастила [17] : вона становить 198...242 (сТс).

Далі визначаємо глибину занурення в мастило деталей циліндричного редуктора:

$$h_{\min} \leq 3 \cdot m = 3 \cdot 12 \leq 36 \text{ мм}, \quad (3.106)$$

$$h_{\max} \leq 0,25 \cdot d_2 = 0,25 \cdot 532,5 \leq 134 \text{ мм} \quad (3.107)$$

3.5.2 Змащення підшипників

Підшипники підіймального вала встановлюються в окремих корпусах, тому необхідно забезпечити їхнє індивідуальне змащування.

Вважатимемо доцільним у даному випадку використовувати консистентне мастило, так як $d \cdot n \leq 300000$. Для вибору в'язкості скористаємося номограмою у [17]. Звідки видно, що ν (сТс) = 198...242. З тої ж номограми видно, що температура використання знаходитиметься в межах до +65 °с.

Значить остаточно приймаємо змащуючий матеріал – солідол жировий УС-2, який являється водостримуючий завдяки нерозчинності кальцієвих солей у воді.

Мастило до підшипників буде підводитись через прес-маслянку, яку встановлюють в корпусі.

Для мащення підшипників на, яких розміщуються маточина зірочок ланцюгової передачі використовують теж саме мастило, що для підшипникових опор підіймального вала.

Мастило до вищезазначених підшипників будить підводитись через канали виготовленні у підіймальному валові. До каналу мастило будить підводитись від прес-маслянки.

Вибранні системи змащення повністю забезпечують безвідмовну роботу привода.

3.6 Висновок до розділу 3

В даному розділі було описано та розраховано кінематичну схему привода лебідки підвищеної вантажопідйомності, розроблено конструкцію та особливості розміщення вузлів, що покращують показники надійності. Розраховано основні конструктивні вузли, до яких ставляться вимоги підвищеної надійності та витривалості. Проведено перевірочні розрахунки вузлів, щоб виключити можливість виникнення поломок та відмов механізмів під час роботи. Підібрано типорозмір підшипників.

4. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ПРИВОДУ ЛЕБІДКИ

4.1. Диференціальні рівняння руху механічної системи

Побудуємо математичну модель нестационарних процесів, зумовлених роботою підйимального механізму під час ліквідації аварії, на прикладі бурової установки УКБ-4П. Установку розглядаємо як континуально-дискретну механічну систему, розрахункова схема якої зображена на рис. 4.1, де J_1, J_2 – зведені до підйимального вала моменти інерції ротора двигуна з механічними передачами та барабана лебідки з приєднаними до нього частинами приводу; m_1 – зведена маса вишки, визначена з урахуванням маси кронблока; m_2 – маса крюкоблока з підвісним обладнанням, m_3 – маса бойка, $\gamma_1, \gamma_2, y_1, y_2$ – координати руху твердих тіл системи; c_b, v_b – жорсткість і коефіцієнт лінійного опору металоконструкції вишки. Бурильну колону розглядаємо як однорідний прямолінійний стержень зі ступінчастою зміною поперечного перерізу. Довжини та площі поперечних перерізів ділянок, у межах котрих пружно-інерційні характеристики стержня сталі, позначаємо як l_i, A_i ($i = 1, 2, \dots, n$). Поступальні переміщення перерізів визначаються функціями u_i , що залежать від часу і поздовжніх координат x_i з початками у верхніх крайніх перерізах ділянок.

Приймаючи до уваги, що кратність поліспасти установки мінімальна ($k = 2$), інерційністю шківів нехтуємо.

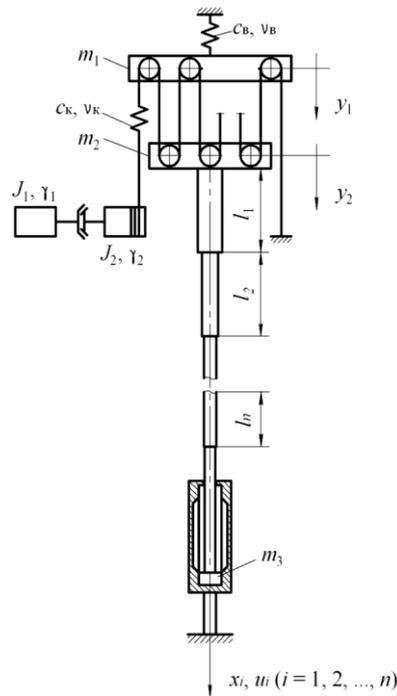


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема бурової установки з прихопленою колоною бурильних труб

Рівняння руху елементів приводу з моментами інерції J_1 та J_2 для випадку, коли має місце буксування у фрикційному пристрої, записуємо у вигляді:

$$\begin{aligned}
 J_1 \frac{d\omega_1}{dt} &= u [M_E - M_R \operatorname{sign}(\omega_1 - \omega_2)]; \\
 J_2 \frac{d\omega_2}{dt} + \frac{1}{2} \frac{dJ_2}{d\gamma_2} \omega_2^2 + c_k r_t (\delta_k + v_k \eta_k) &= u M_R \operatorname{sign}(\omega_1 - \omega_2); \\
 \frac{d\gamma_1}{dt} &= \omega_1; \quad \frac{d\gamma_2}{dt} = \omega_2,
 \end{aligned} \tag{4.1}$$

де M_E – електромагнітний момент двигуна; M_R – момент тертя, що розвивається фрикційним пристроєм; ω_1, ω_2 — кутові швидкості ланок; c_k, v_k – жорсткість і коефіцієнт лінійного опору каната; u – передавальне відношення від ротора двигуна до барабана лебідки; r_t – радіус навивки каната на барабан; δ_k і η_k – абсолютна деформація і швидкість абсолютної деформації каната,

$$\delta_{\kappa} = \gamma_2 r_t - (k+2)v_1 + kv_2; \quad \eta_{\kappa} = \omega_2 r_t - (k+2)v_1 + kv_2,$$

причому v_1, v_2 – швидкості руху ланок масами m_1, m_2 .

Початкові умови інтегрування рівнянь (4.1) визначаються співвідношеннями

$$\gamma_1(0) = \gamma_2(0) = \omega_2(0) = 0; \quad \omega_1(0) = \omega_0 / u, \quad (4.2)$$

де ω_0 – синхронна швидкість обертання ротора двигуна.

Якщо після вирівнювання кутових швидкостей ведучої і веденої частин привідного механізму значення моменту M_R достатнє для зчеплення елементів фрикційного пристрою, тобто, якщо виконуються умови

$$\omega_1 = \omega_2; \quad \text{abs}\left(\frac{J_1}{u} \frac{d\omega_1}{dt} - M_E\right) \leq M_R, \quad (4.3)$$

то ланки з моментами інерції J_1 та J_2 здійснюють сумісний рух, який описується рівняннями

$$J_{\Sigma} \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{2} \frac{dJ_{\Sigma}}{d\gamma} \omega^2 + r_t (c_{\kappa} \delta_{\kappa} + v_{\kappa} \eta_{\kappa}) = u M_E; \quad \frac{d\gamma}{dt} = \omega, \quad (4.4)$$

де J_{Σ} – сумарний момент інерції обертальних частин приводу; γ і ω – координата і швидкість обертання ланки, що має момент інерції J_{Σ} .

Коливання навантажень на елементи підйомальної системи можуть привести до того, що нерівність, яка входить до умов (4.3), порушиться. Внаслідок цього пробуксовування у фрикційному пристрої повторюється. Для моменту часу, коли припиняється або повторно виникає буксування, початкові умови інтегрування рівнянь (4.1), (4.4) визначаємо як відповідні кінематичні характеристики ланок системи наприкінці попереднього етапу руху.

Значення моменту, що розвивається фрикційним пристроєм, знаходимо за формулами

$$M_K = M_R, \text{ якщо } \omega_1 \neq \omega_2; \quad M_K = M_E - J_1 \frac{d\omega_1}{dt}, \text{ якщо } \omega_1 = \omega_2 \quad (4.5)$$

Рівняння руху кронблока і крюкоблока записуємо у вигляді

$$\begin{aligned} m_1 \frac{dv_1}{dt} - (k+2)(c_\kappa \delta_\kappa + v\eta_\kappa) + c_\sigma y_1 + v_\sigma v_1 &= m_1 g; \\ m_2 \frac{dv_2}{dt} + k(c_\kappa \delta_\kappa + v_\kappa \eta_\kappa) - N_1(0, t) &= m_2 g; \\ \frac{dy_1}{dt} = v_1; \quad \frac{dy_2}{dt} = v_2, & \end{aligned} \quad (4.6)$$

де g – прискорення вільного падіння; $N_i(x_i, t)$ – поздовжня сила у поперечному перерізі i -тої ділянки колони.

Початкові умови, яким повинні задовільняти розв'язки рівнянь (4.6), записуємо як

$$\begin{aligned} y_1(0) &= \frac{1}{c_\kappa c_\sigma k^2} \{ m_2 g c_\kappa (k+2) + [m_1 g + N_1(0, 0)] c_\kappa k^2 \}; \\ y_2(0) &= \frac{1}{c_\kappa c_\sigma k^2} \{ m_2 g [c_\sigma + c_\kappa (k+2)^2] + [m_1 g + N_1(0, 0)] c_\kappa k (k+2) \}; \\ v_1(0) &= v_2(0) = 0. \end{aligned} \quad (4.7)$$

Розглядаючи піднімання підвішеної за допомогою поліспасти колони бурильних труб, значення моменту M_R задаємо у вигляді

$$M_R = M_{R0} + M_U, \quad (4.8)$$

де M_{R0} – момент, що зрівноважує сили ваги підвішених елементів системи;
 M_U – надлишковий момент.

Рівняння руху ділянок колони в поздовжньому напрямі записуємо у вигляді

$$a_i^2 \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i^2} - 2b_i \frac{\partial u_i}{\partial t} - \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} = -g_i \quad (i=1, 2, \dots, n), \quad (4.9)$$

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

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

$$g_i = g \left(1 - \frac{\rho}{\rho_i} \sin^2 \alpha_0 \right) \cos \alpha_0 - \frac{a_i^2 f}{\rho_0} \text{abs} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \text{sign} \frac{\partial u_i}{\partial t}, \quad (4.10)$$

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 (4.9) такі. Для верхнього кінця колони (якщо $x_1=0$) повинні задовільнятися друге та четверте співвідношення (4.6), причому

$$y_2 = u_1(0, t); \quad v_2 = \frac{\partial u_1(0, t)}{\partial t}. \quad (4.11)$$

На межах сусідніх ділянок колони бурильних труб крайові умови мають вигляд

$$E_i A_i \frac{\partial u_i}{\partial x_i} - E_{i+1} A_{i+1} \frac{\partial u_{i+1}}{\partial x_{i+1}} = F_i, \quad u_i = u_{i+1} \quad (i=1, 2, \dots, n-1),$$

якщо $x_i = l_i, \quad x_{i+1} = 0;$

(4.12)

де F_i – зосереджені сили взаємодії колони з промивальною рідиною,

$$F_i = \pi \left[p_{1i}(l_i) r_{1i}^2 + p_{2i}(l_i) (r_{3i}^2 - r_{2i}^2) - p_{1, i+1}(0) r_{1, i+1}^2 - p_{2, i+1}(0) (r_{3, i+1}^2 - r_{2, i+1}^2) \right]$$

$(i=1, 2, \dots, n-1);$

$$F_n = \pi \left[p_{1n}(l_n) r_{1n}^2 - p_{2n}(l_n) r_{2n}^2 \right].$$
(4.13)

Тут r_{1i}, r_{2i} – внутрішній і зовнішній радіуси поперечного перерізу бурильної колони; r_{3i} – радіус поперечного перерізу свердловини; $p_{1i}(x_i), p_{2i}(x_i)$ – значення тиску всередині колони та у затрубному просторі.

Для нижнього кінця колони крайова умова змінюється під час перебігу динамічного процесу. На початковій стадії, доки сила в нижньому крайньому перерізі колони не досягне сили тиску рідини на поршень гідравлічного механізму F_0 , переміщення нижнього кінця дорівнюють нулеві, тобто,

$$u_n(l_n, t) = u_n(l_n, 0), \quad \text{якщо} \quad N_n(l_n, t) < F_0.$$
(4.14)

За умови, коли

$$N_n(l_n, t) = F_0,$$
(4.15)

наступає рівновага поршня у нижній частині гідроциліндра, а подальше зростання поздовжньої сили приводить його в рух. Практично відразу після

цього поршень виходить з нижньої частини гідроциліндра і крайова умова набуває вигляду

$$m_3 \frac{\partial^2 u_n(l_n, t)}{\partial t^2} + N_n(l_n, t) = 0, \quad \text{якщо } h < u_n(l_n, t) < 0. \quad (4.16)$$

Досягнувши верхнього крайнього положення, поршень фіксується у верхній частині гідроциліндра, в подальшому виконується умова

$$u_n(l_n, t) = u_n(l_n, 0) - h. \quad (4.17)$$

Початкові умови, яким повинні задовольняти розв'язки рівнянь (4.9), отримуємо, розглядаючи ступінчастий стержень у рівновазі,

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

$$\left(\frac{\partial u_i}{\partial t} \right)_{t=0} = 0 \quad (i=1, 2, \dots, n), \quad (4.18)$$

де

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

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

$$u_i(0, 0) = y_2(0) + \sum_{j=1}^{i-1} \left[\frac{N_j(0, 0) l_j}{E_j A_j} - \frac{l_j^2 g_j}{2a_j^2} \right] \quad (i=2, 3, \dots, n), \quad (4.19)$$

причому P – сила взаємодії колони з гідравлічним ударним механізмом.

Поздовжня сила у поперечному перерізі колони визначається залежністю

$$N_i(x_i, t) = E_i A_i \frac{\partial u(x_i, t)}{\partial x_i} \quad (i=1, 2, \dots, n). \quad (4.20)$$

Рівняння електромагнітних процесів в асинхронному двигуні. Для забезпечення достатньої точності аналізу динамічних процесів детально враховуємо не лише пружно-інерційні властивості механічної системи за допомогою континуально-дискретної математичної моделі, а й характер зміни в часі рушійних сил.

Розглянемо, зокрема, особливості урахування динамічної характеристики електроприводу. Диференціальні рівняння електромагнітного стану асинхронного двигуна мають вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{di_s}{dt_s} &= A_s (u + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s) + B_s (\Omega_r \Psi_r - R_r i_r); \\ \frac{di_r}{dt} &= A_r (\Omega_r \Psi_r - R_r i_r) + B_r (u_s + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s), \end{aligned} \quad (4.21)$$

де i_s, i_r, u_s – матриці-колонки струмів і напруг; A_s, B_s, A_r, B_r – матриці зв'язку; Ω_s, Ω_r – матриці частот обертання; Ψ_s, Ψ_r – матриці-колонки потокозчеплень; R_s, R_r – активні опори. Індекси s та r вказують на приналежність параметрів обмоткам статора і ротора відповідно.

Матриці-колонки i_s, i_r, u_s визначаються рівностями

$$i_j (j = s, r) = \text{col}(i_{jx}, i_{jy}); \quad u_s = \text{col}(U_m, 0),$$

де i_{jx}, i_{jy} – проекції струмів на координатні осі x, y ; U_m – амплітуда напруги живильної мережі.

Квадратні матриці A_s, B_s, A_r, B_r обчислюються за формулами

$$A_s = \alpha_s(1 - \alpha_s G); \quad B_s = -\alpha_s \alpha_r G; \quad A_r = \alpha_r(1 - \alpha_r G); \quad B_r = B_s,$$

де

$$G = \frac{1}{i_m^2} \begin{pmatrix} Ri_x^2 + Ti_y^2 & (R-T) i_x i_y \\ (R-T) i_x i_y & Ti_x^2 + Ri_y^2 \end{pmatrix},$$

причому

$$R = \frac{1}{\rho + \alpha_s + \alpha_r}; \quad T = \frac{1}{\tau + \alpha_s + \alpha_r}.$$

тут i_m, i_x, i_y – струм намагнічування і його складові за осями x, y ; τ, ρ – величини, що визначаються за кривою намагнічування, якою є залежність робочого потокозчеплення Ψ_m від струму намагнічування i_m ; α_s, α_r – величини, обернені до індуктивностей розсіяння обмоток статора і ротора.

Матриці частот обертання записуємо у вигляді

$$\Omega_s = p_0 \begin{pmatrix} 0 & \omega_0 \\ -\omega_0 & 0 \end{pmatrix}; \quad \Omega_r = p_0 \begin{pmatrix} 0 & \omega_0 - \omega_1 u \\ \omega_{rs} - \omega_1 u & 0 \end{pmatrix}. \quad (4.22)$$

Матриці-стовпці повних потокозчеплень обмоток статора і ротора визначаються залежностями

$$\Psi_s = \frac{1}{\alpha_s} i_s + \frac{1}{\tau} i; \quad \Psi_r = \frac{1}{\alpha_r} i_r + \frac{1}{\tau} i,$$

де

$$i = \text{col}(i_x, i_y).$$

Величини i_x, i_y, i_m становлять

$$i_x = i_{sx} + i_{rx}; \quad i_y = i_{sy} + i_{ry}; \quad i_m = \sqrt{i_x^2 + i_y^2}.$$

Значення τ і ρ визначаємо за допомогою співвідношень

$$\tau = \frac{i_m}{\Psi_m}; \quad \rho = \frac{di_m}{d\Psi_m}. \quad (4.23)$$

Електромагнітний момент знаходимо за формулою

$$M_E = \frac{3}{2} P_0 \frac{1}{\tau} (i_{rx} i_{sy} - i_{ry} i_{sx}). \quad (4.24)$$

Криву намагнічування подаємо залежностями

$$\begin{aligned} \Psi_m &= a_1 i_m + a_2 i_m^3 + a_3 i_m^5, \quad \text{якщо } i_m > i_{mk}; \\ \Psi_m &= \alpha_m^{-1} i_m, \quad \text{якщо } i_m \leq i_{mk}, \end{aligned} \quad (4.25)$$

де i_{mk} критичне значення струму намагнічування, за межами якого функція $\Psi_{m(im)}$ нелінійна. Вирази для визначення τ і ρ , згідно зі співвідношеннями (4.20), (4.22), набувають вигляду

$$\begin{aligned} \tau &= (a_1 + a_2 i_m^2 + a_3 i_m^4)^{-1}, \quad \text{якщо } i_m > i_{mk}; \\ \tau &= \alpha_m, \quad \text{якщо } i_m \leq i_{mk}; \end{aligned} \quad (4.26)$$

$$\begin{aligned} \rho &= (a_1 + 3a_2 i_m^2 + 5a_3 i_m^4)^{-1}, \quad \text{якщо } i_m > i_{mk}; \\ \rho &= \alpha_m, \quad \text{якщо } i_m \leq i_{mk}. \end{aligned} \quad (4.27)$$

У процесі числового інтегрування диференціальних рівнянь (4.21) безпосередньо використовуємо вирази (4.26), (4.27). Характерною особливістю рівнянь (4.21) є їх запис безпосередньо у нормальній формі Коші, що суттєво спрощує числове інтегрування.

Початкові умови розв'язування рівнянь електромагнітного стану запишемо у вигляді

$$i_s(0) = \text{col}(i_{sx0}, i_{sy0}); \quad i_r(0) = \text{col}(i_{rx0}, i_{ry0}). \quad (4.28)$$

Отже, розрахунок перехідного процесу полягає в інтегруванні рівнянь (4.1), (4.4), (4.6), (4.9), (4.21) з урахуванням крайових умов (4.12), (4.14)–(4.17), співвідношень (4.3), (4.5), (4.8), (4.10), (4.13), (4.19), (4.20), (4.22), (4.24), (4.26), (4.27) та початкових умов (4.2), (4.7), (4.18), (4.28).

4.2. Висновки до розділу 4

1. Сила динамічної взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму суттєво залежить від ходу бойка, сили спрацювання механізму, площі поперечного перерізу бурильних труб та довжини колони.

2. Ефективність вивільнення прихопленої колони за допомогою гідравлічного ударного механізму покращується із збільшенням ходу бойка та сили спрацювання механізму, а також із використанням колони більшою площею поперечного перерізу та меншою довжиною.

3. Найбільших значень сила динамічної взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму набуває не в початковий момент удару, а протягом першого і другого періодів коливань.

4. Рекомендується використовувати гідравлічні ударні механізми з більшим значенням сили спрацювання. Ця сила не повинна перевищувати допустиму силу натягу, яку розвиває привід бурової установки.

5. Сила динамічної взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму і, відповідно, ефективність процесу ліквідації прихоплення суттєво залежить від режиму роботи приводу бурової установки.

6. Ефективність вивільнення прихопленої колони за допомогою гідравлічного ударного механізму зростає із збільшенням числових значень

моменту тертя в муфті приводу бурової установки та при роботі приводу на нижчих передачах.

7. Для підвищення ефективності ліквідації прихоплень бурильних колон рекомендується розганяти підймальну систему на першій або другій передачах, задавати момент тертя в оперативній муфті, рівний 75-100 Н·м.

8. Шляхом апроксимації графічно заданих залежностей крутного моменту від частоти обертів колінчастого вала за фіксованих значень переміщення рейки паливного насоса, отримано аналітичну залежність крутного моменту двигуна від двох параметрів: частоти обертання колінчастого вала двигуна та переміщення рейки паливного насоса. Ця залежність дає можливість проводити дослідження нестационарних динамічних процесів у привідних системах машинних агрегатів.

5. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

5.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки

Основна мета проведення комерційного та технологічного аудиту збільшення вантажопідйомності лебідки за рахунок збільшення передаточного числа першої швидкості, застосуванні матеріалів, які мають більшу стійкість проти сил кручення та згину, а також більшу втомну міцність.

Для здійснення технологічного аудиту було запрошено трьох незалежних фахівців 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 [5] 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)					
Кри-терій	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

продовження табл. 4.1

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					
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-промислому 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 пові-домлення 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	4	4	3
2	3	3	3
3	4	4	4
4	3	3	3
5	4	4	3
6	3	3	4
7	3	3	2
8	4	4	4
9	4	3	4
10	5	4	4
11	4	3	2
12	4	4	4
Сума балів	СБ ₁ =49	СБ ₂ =42	СБ ₃ =41
Середньоарифметична сума балів $\overline{СБ}$	$\overline{СБ} = \frac{\sum_1^3 СБ_i}{3} = \frac{49 + 42 + 41}{3} = 44$		

Середньоарифметична оцінка, отримана на основі експертних висновків, становить 44 бали, і згідно з таблицею 5.2, це вказує на високий рівень комерційного потенціалу результатів проведених досліджень.

Результатом магістерської роботи є: підвищення якості виготовленої продукції за рахунок застосування нового ефективного обладнання.

Результати роботи корисні: науковцям, науково-дослідним установам та виробничникам, 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 привід підіймально-транспортної системи. Основними недоліками аналога є завищені вантажопідіймальність, зменшена глибина буріння, завишена мінімальна швидкість підйому.

У розробці дана проблема вирішується збільшенням вантажопідйомності лебідки. Також система випереджає аналог за такими параметрами як Вантажопідйомність нової розробки підвищилась до 248 т, що на 43 т більше від аналогу. Це дає змогу проведення бурових робіт на глибину до 6000 м.

В таблиці 5.4 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
Максимальна вантажопідйомність, т	205	248	1,2	30%
Глибина буріння, м	5000	6000	1,2	25%
Мінімальна швидкість підйому, м/с ²	3,35	3,02	1,1	30%
Максимальна потужність електродвигуна, кВт	815	815	1	15%

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.

$$q_1 = \frac{248}{205} = 1,2;$$

$$q_2 = \frac{6000}{5000} = 1,2;$$

$$q_3 = \frac{3,35}{3,02} = 1,1;$$

$$q_4 = \frac{815}{815} = 1.$$

Відносний рівень якості нової розробки визначаємо за формулою:

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

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

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
1. Нормативно-технічні показники		
Максимальна вантажопідйомність, т	205	248
Глибина буріння, м	5000	6000
Мінімальна швидкість підйому, м/с ²	3,35	3,02
Максимальна потужність електродвигуна, кВт	815	815
2. Економічні показники		
Ціна придбання, грн	213500	210000

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 $I_{т.п.}$ – індекс технічних параметрів; $I_{е.п.}$ – індекс економічних параметрів.

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

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

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

$$I_{е.п.} = \frac{210000}{213500} = 0,98;$$

$$K = \frac{1,14}{0,98} = 1,16.$$

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	18000	857,1	5	4286
Інженер	12000	571,4	42	24000
Всього				28286

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

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

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:

$$C_i = \frac{M_M \cdot K_i \cdot K_c}{T_p \cdot t_{3M}}, \quad (5.8)$$

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	4	1	47,6	190,5
2. Монтажні	5	3	64,3	321,4
3. Інтеграційні	4	5	81,0	323,8
4. Налагоджувальні	6	2	52,4	314,3
5. Випробувальні	4	4	71,4	285,7
Всього				1435,7

2. 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.

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

$$Z_d = 0,11 * (28286 + 1435,7) = 3269,36 \text{ (грн)}$$

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

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

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:

$$H_{зп} = (28286 + 1435,7 + 3269,36) * \frac{22}{100} = 7257,97 \text{ (грн)}$$

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 гідромотор	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:

$$A_{обл} = \frac{Ц_б}{T_г} \cdot \frac{t_{вик}}{12}, \quad (5.12)$$

де $Ц_б$ – 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;

$T_г$ – 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	41000	2	2	3416,67
Всього				3416,67

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 розрахуємо витрати на електроенергію.

$$B_e = \frac{0,9 \cdot 190 \cdot 12,69 \cdot 0,5}{0,8} = 1205,55$$

8. Службові відрядження.

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

$$B_{св} = (Z_o + Z_p) * \frac{H_{св}}{100\%}, \quad (5.14)$$

де $H_{св}$ – норма нарахування за статтею «Службові відрядження».

$$B_{св} = 0,2 * (28286 + 1435,7) = 5944,29$$

9. Накладні (загальновиробничі) витрати $B_{нзв}$ 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 В_{нзв} можна прийняти як (100...150)% від суми основної заробітної плати розробників та робітників, які виконували дану МКНР, тобто:

$$B_{\text{нзв}} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{H_{\text{нзв}}}{100\%}, \quad (5.15)$$

де $H_{\text{нзв}}$ – норма нарахування за статтею «Інші витрати».

$$B_{\text{нзв}} = (28286 + 1435,7) \cdot \frac{100}{100\%} = 29721,43 \text{ грн}$$

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

$$B = 28286 + 1435,7 + 3269,36 + 7257,97 + 77550,00 + 3416,67 + 1205,55 + 5944,29 + 29721,43 = 158086,69 \text{ грн}$$

Прогнозування загальних втрат 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 $\beta = 0,5$.

Звідси:

$$ЗВ = \frac{158086,69}{0,5} = 316173,38 \text{ грн.}$$

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 ΔC_o – 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:

C_o – 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:

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

ρ – коефіцієнт, який враховує рентабельність продукту. $\rho = 0,25$;

ν – 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 10 шт., протягом другого року – на 15 шт., протягом третього року на 20 шт. Реалізація продукції до впровадження розробки складала 1 шт., а її ціна до 210000 грн. Розрахуємо прибуток, яке отримає підприємство протягом трьох років.

$$\begin{aligned}\Delta\Pi_1 &= [1000 \cdot 1 + (210000 + 1000) \cdot 10] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) \\ &= 360614,74 \text{ грн.}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta\Pi_2 &= [1000 \cdot 1 + (210000 + 1000) \cdot (10 + 15)] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) \\ &= 902109,79 \text{ грн.}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta\Pi_3 &= [1000 \cdot 1 + (210000 + 1000) \cdot (10 + 15 + 20)] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) \\ &= 1622997,6 \text{ грн.}\end{aligned}$$

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 ($k_{\text{інв}} = 2 \dots 5$).

$$PV = 2 \cdot 316173,38 = 632346,76$$

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

$$E_{abc} = (ПП - PV) \quad (5.19)$$

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).

$$ПП = \frac{360614,74}{(1 + 0,2)^1} + \frac{902109,79}{(1 + 0,2)^2} + \frac{1622997,6}{(1 + 0,2)^3} = 1870580,68 \text{ грн.}$$

$$E_{abc} = (1870580,68 - 632346,76) = 1238233,92 \text{ грн.}$$

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_{ϵ} . Для цього користуються формулою:

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

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

$$E_B = \sqrt[3]{1 + \frac{1238233,92}{632346,76}} - 1 = 0,7 = 70\%$$

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

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

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

$$T_{ок} = \frac{1}{0,7} = 1,4 \text{ роки}$$

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 високий рівень 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 1,4 роки. Загальні витрати складають 316173,38 грн. Прибуток за три роки складає 1870580,68 грн.

ВИСНОВКИ

В комплексній магістерській кваліфікаційній роботі в частині її виконання «Привід лебідки підвищеної вантажопідйомності» отримані такі результати.

1. Обґрунтовано техніко-економічну доцільність виконання розділу комплексної магістерської кваліфікаційної роботи.

2. На підставі порівняльного аналізу відомих кінематичних схем приводів підйомно-транспортних машин розроблено удосконалену кінематичну схему лебідки підвищеної вантажопідйомності.

3. Розроблено конструкцію приводу та раціональну компоновку його вузлів що зменшують його енергоємність та металомісткість, покращують показники надійності. Розроблено кінематичну схему, виконано кінематичні та силові розрахунки приводу лебідки, розрахунки конструкцій на міцність та жорсткість та розроблені рекомендації щодо змащення вузлів приводу.

4. Розроблена математична модель нестационарних процесів, зумовлених роботою підйомного механізму під час ліквідації аварії, на прикладі бурової установки.

5. Виконані необхідні економічні дослідження та розрахунки для підтвердження доцільності розроблення та впровадження у виробництво приводу лебідки підйомно-транспортного пристрою.

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. Бородін, 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 вантажопідійомних 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.

23. 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. ПРИВІД ЛЕБІДКИ ПІДВИЩЕНОЇ
ВАНТАЖОПІДЙМАЛЬНОСТІ

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. ПРИВІД ЛЕБІДКИ ПІДВИЩЕНОЇ
ВАНТАЖОПІДЙІМАЛЬНОСТІ
08-62.МКР.004.00.000 ПЗ

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

м. Вінниця 2025 р.

1. Найменування і область застосування

Розроблена конструкція привода лебідки підвищеної вантажопідіймальності, що призначена для провчення бурових робіт на глибинах 5400-6000 м. Область застосування – геологорозвідувальні роботи в нафтогазовій промисловості.

2. Підстави для розробки

Індивідуальне завдання на МКР, затверджене наказом по ВНТУ № 313 від «24» вересня 2025 р.

3. Мета та призначення розробки

Метою магістерської кваліфікаційної роботи є розробка приводу лебідки підвищеної вантажопідіймальності, що забезпечує покращені техніко-економічні показники під час проведення бурових робіт.

4. Джерела розробки

Розробка виконується на основі вивчення новітніх досягнень в області нафтогазовидобування, патентних та науково–технічних матеріалів відомих конструкцій, особливостей експлуатації та проведення бурових робіт, а також відомих конструкцій лебідок наведених в наступних 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 бурової лебідки:

- максимальний натяг талевої струни каната – 245 кН;
- максимальна сила на канаті, кН – 245;
- мінімальна швидкість каната – 3 м/с.

5.2 Вимоги до конструкції та експлуатації розробки:

- діаметр барабана – 800 мм;
- довжина барабана – 1040 мм;
- навантаження – постійне;
- тип привода – електромеханічний.

5.3 Вимоги до надійності:

- довговічність – 17000 год.

5.4. Вимоги до рівня уніфікації та стандартизації.

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

6. Економічні показники.

Очікуваний економічний ефект при впровадженні лебідки у виробництво складає 1870580,68 грн. Це дасть змогу окупити вкладені на

розробку кошти за 1,4 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) математична модель динамічних процесів приводу лебідки;
- 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 узгоджені з керівником проекту.

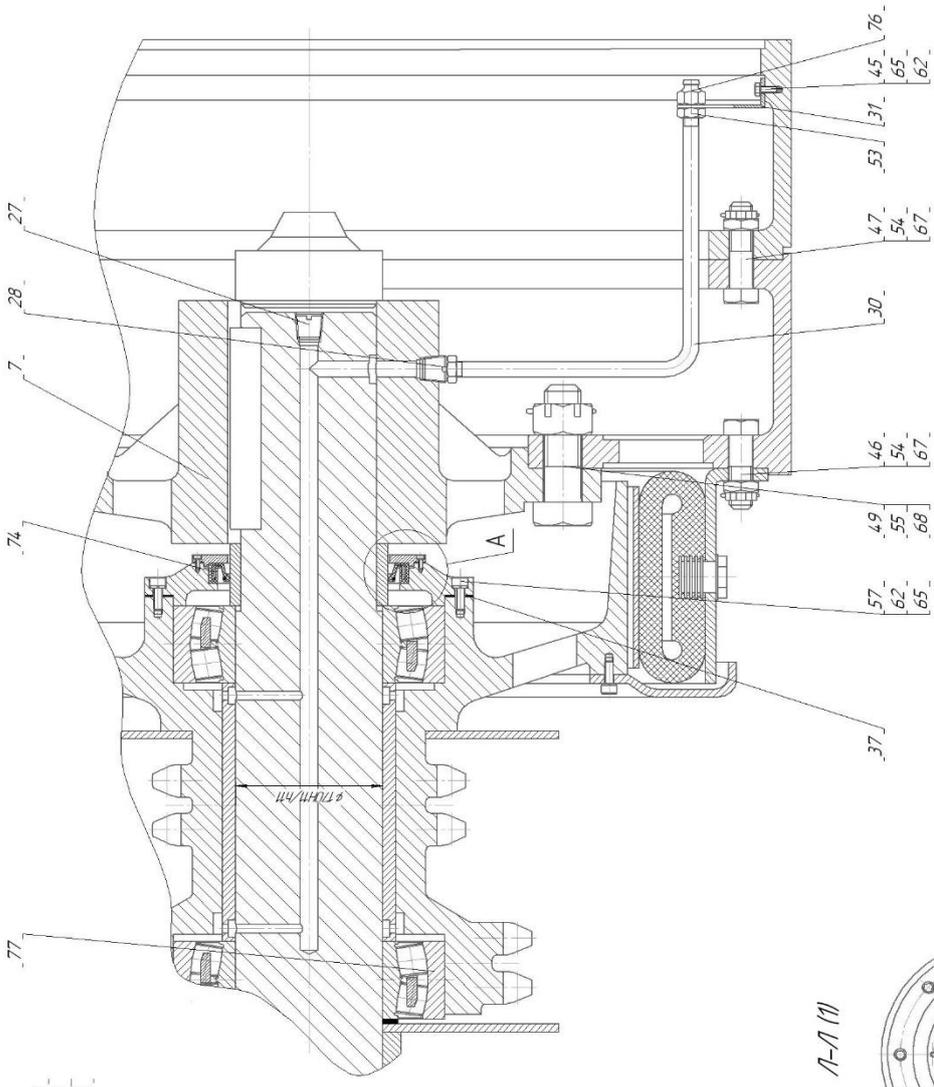
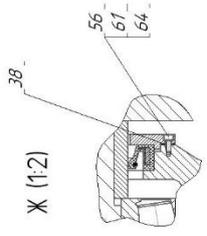
Додаток Б
(Обов'язковий)

ГРАФІЧНА ЧАСТИНА

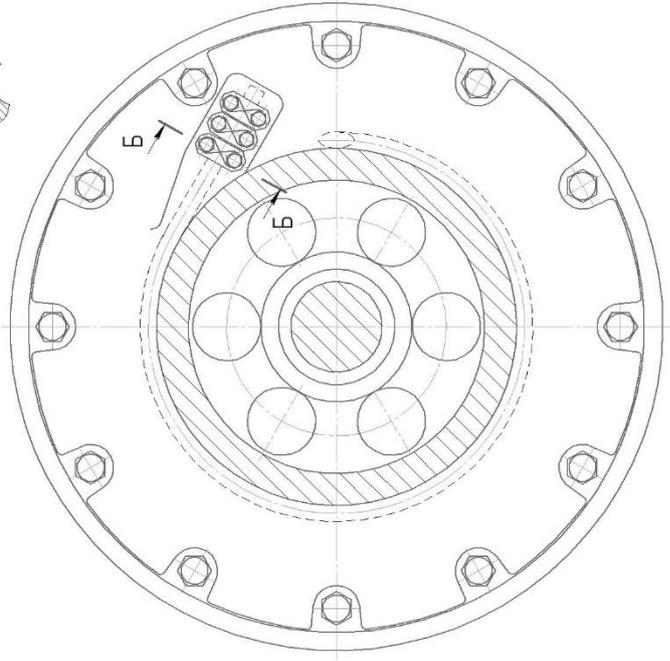
**ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИЙ ПРИСТРІЙ ГАЗОВИДОБУВНОГО
ОБЛАДНАННЯ. ПРИВІД ЛЕБІДКИ ПІДВИЩЕНОЇ
ВАНТАЖОПДІЙМАЛЬНОСТІ**

08-62.MKP.004.03.000.CK

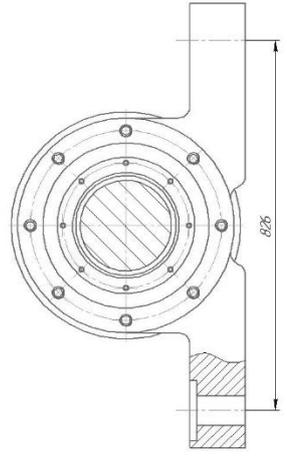
E-E (1:2,5) (1)



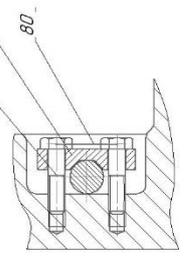
A-A (1)



А-А (1)



Б-Б



Maßstab: 1:1
 Zeichnung: 08-62.MKP.004.03.000.CK
 Blatt: 127
 Datum: 1980

08-62.MKP.004.03.000.CK
 Blatt: 127

Додаток В
(Обов'язковий)

СПЕЦИФІКАЦІЇ

ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИЙ ПРИСТРІЙ ГАЗОВИДОБУВНОГО
ОБЛАДНАННЯ. ПРИВІД ЛЕБІДКИ ПІДВИЩЕНОЇ
ВАНТАЖОПІДЙМАЛЬНОСТІ

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<i>Документація</i>						
А0			08-62.МКР.004.00.000 СК	Складальне креслення		
<i>Складальні одиниці</i>						
		1	08-62.МКР.004.01.000	Рама	1	
		2	08-62.МКР.004.02.000	Редуктор	1	
		3	08-62.МКР.004.03.000	Вал підіймальний	1	
		4	08-62.МКР.004.04.000	Барабан	1	
		5	08-62.МКР.004.05.000	Трансмісія ротора	1	
		6	08-62.МКР.004.06.000	Гальмо гідравлічне	1	
		7	08-62.МКР.004.07.000	Холодильник	1	
		8	08-62.МКР.004.08.000	Трансмісія V швидкості	1	
		9	08-62.МКР.004.09.000	Вал катушки	1	
		10	08-62.МКР.004.10.000	Катушка фрикційна	1	
		11	08-62.МКР.004.11.000	Гальмо стічкове	2	
		12	08-62.МКР.004.12.000	Привід гальма	1	
		13	08-62.МКР.004.13.000	Циліндр пневматичне	1	
		14	08-62.МКР.004.14.000	Ролик обвідний	1	
		15	08-62.МКР.004.15.000	Пульт керування	1	
		16	08-62.МКР.004.16.000	Кожух	1	
<i>Деталі</i>						
		21	08-62.МКР.004.00.001	Стійка	1	
08-62.ДП.04.00.000						
Ізм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		
Разроб.	Керничий ММ				Лист	Лист
Проб.	Поліщук Л К					1
Н.контр.	Поліщук Л К				Листов	
Утв.	Поліщук Л К				2	
Лебідка підвищеної вантажопідіймальності					ВНТУ 1ГМ-24М	
Копиравал					Формат А4	

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
<i>Документація</i>							
A1			08-62.МКР.004.03.000 СК	Складальне креслення			
<i>Складальні одиниці</i>							
A1	1		08-62.МКР.004.04.000	Барабан	1		
A1	2		08-62.МКР.004.03.001	Муфта фрикційна пневматична	1		
A1	3		08-62.МКР.004.03.002	Вертфлюг	1		
<i>Деталі</i>							
	4		08-62.МКР.004.03.003	Вал	1		
	5		08-62.МКР.004.03.004	Муфта кулачкова двустороння	1		
	6		08-62.МКР.004.03.005	Зірочка здвоєна	1		
	7		08-62.МКР.004.03.006	Ступіця	1		
	8		08-62.МКР.004.03.007	Диск муфти правий	1		
	9		08-62.МКР.004.03.008	Диск муфти лівий	1		
	10		08-62.МКР.004.03.009	Карпус	2		
	11		08-62.МКР.004.03.010	Втулка розпірна	1		
	12		08-62.МКР.004.03.011	Кожух	1		
	13		08-62.МКР.004.03.012	Кришка	4		
	14		08-62.МКР.004.03.013	Кришка	4		
	15		08-62.МКР.004.03.014	Кришка	1		
	16		08-62.МКР.004.03.015	Кришка	1		
	17		08-62.МКР.004.03.016	Втулка розпірна	1		
	18		08-62.МКР.004.03.017	Втулка	1		
	19		08-62.МКР.004.03.018	Втулка	1		
08-62МКР.004.03.000							
Изм./Лист		№ докум.		Подп.		Дата	
Разраб.		Керничний ММ					
Проб.		Поліщук Л К					
Н.контр.		Поліщук Л К					
Утв.		Поліщук Л.К.					
Вал підіймальний						Лит.	
ВНТУ 1ГМ-24М						Лист	
ВНТУ 1ГМ-24М						Листов	
ВНТУ 1ГМ-24М						1	
ВНТУ 1ГМ-24М						4	

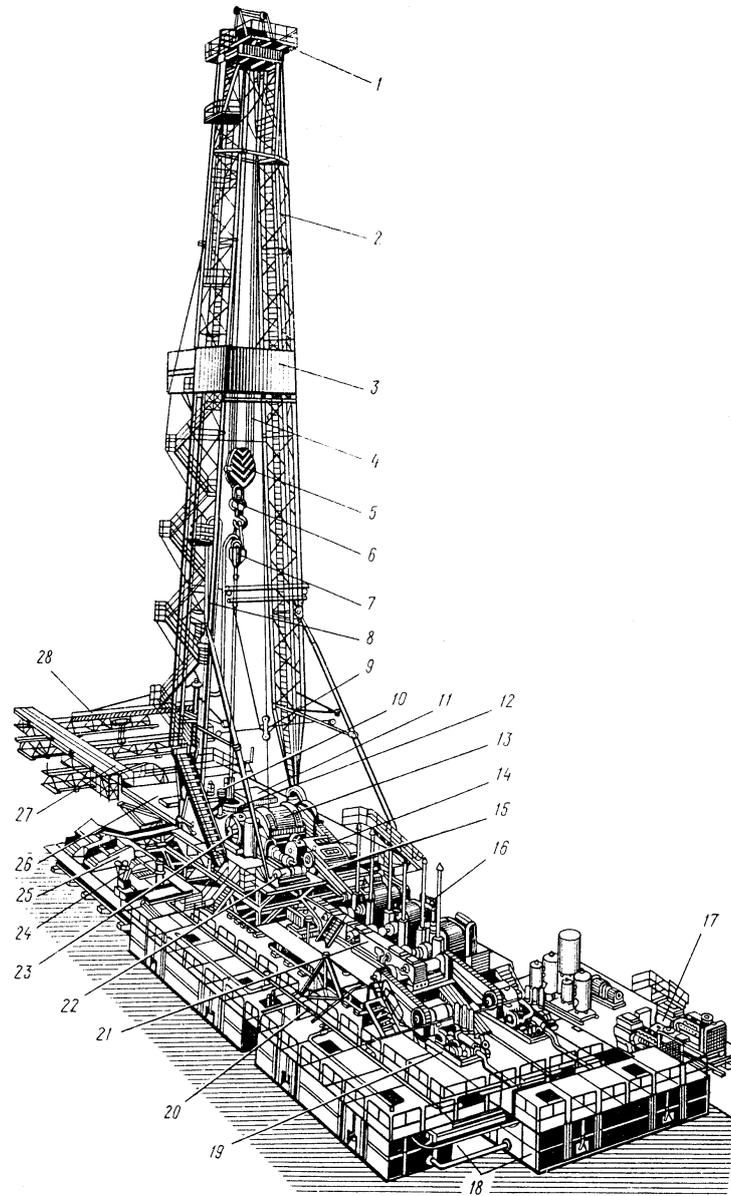
Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<u>Документація</u>						
2A1			08-62.МКР.004.02.000 СК	Складальне креслення		
<u>Деталі</u>						
A1	1		08-62.МКР.004.02.001	Корпус нижній	1	
A1	2		08-62.МКР.004.02.002	Корпус середній	1	
A1	3		08-62.МКР.004.02.003	Кришка	1	
A2	4		08-62.МКР.004.02.004	Фланець	1	
A2	5		08-62.МКР.004.02.005	Вал-шестерня	1	z=27
A2	6		08-62.МКР.004.9.02.006	Вал	1	
A2	7		08-62.МКР.004.02.007	Вал	1	
A2	8		08-62.МКР.004.02.008	Колесо зубчасте	1	z=93
A2	9		08-62.МКР.004.02.009	Колесо зубчасте	1	z=44
A3	10		08-62.МКР.004.02.010	Фланець наскрізний	1	
A3	11		08-62.МКР.004.02.011	Фланець наскрізний	1	
A3	12		08-62.МКР.004.02.012	Фланець наскрізний	1	
A3	13		08-62.МКР.004.02.013	Фланець наскрізний	1	
A3	14		08-62.МКР.004.02.014	Кришка	1	
A3	15		08-62.МКР.004.02.015	Кришка	1	
A3	16		08-62.МКР.004.02.016	Кільце нажимне	1	
A3	17		08-62.МКР.004.02.017	Кільце нажимне	1	
A4	18		08-62.МКР.004.02.018	Кільце нажимне	1	
A4	19		08-62.МКР.004.02.019	Кришка	1	
A4	20		08-62.МКР.004.02.020	Градка	1	
A4	21		08-62.МКР.004.02.021	Кільце	2	
A4	22		08-62.МКР.004.02.022	Кришка	1	
			08-62.МКР.004.02.000			
			Изм.	Лист	№ докум.	Подп.
			Разроб.	Керничний ММ		
			Проб.	Поліщук Л К		
			Н.контр.	Поліщук Л К		
			Утв.	Поліщук Л К		
			Редуктор			Лит.
						Лист
						Листов
						1
						4
						ВНТУ 1ГМ-24М

Додаток Г
(Обов'язковий)

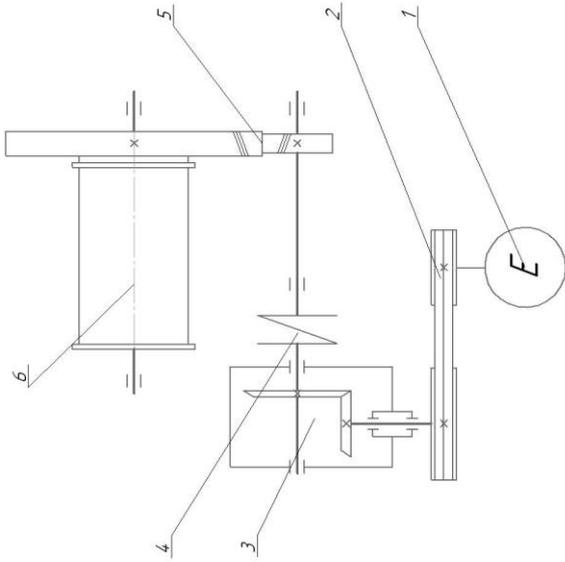
ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

**ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИЙ ПРИСТРІЙ ГАЗОВИДОБУВНОГО
ОБЛАДНАННЯ. ПРИВІД ЛЕБІДКИ ПІДВИЩЕНОЇ
ВАНТАЖОПЦІЙМАЛЬНОСТІ**

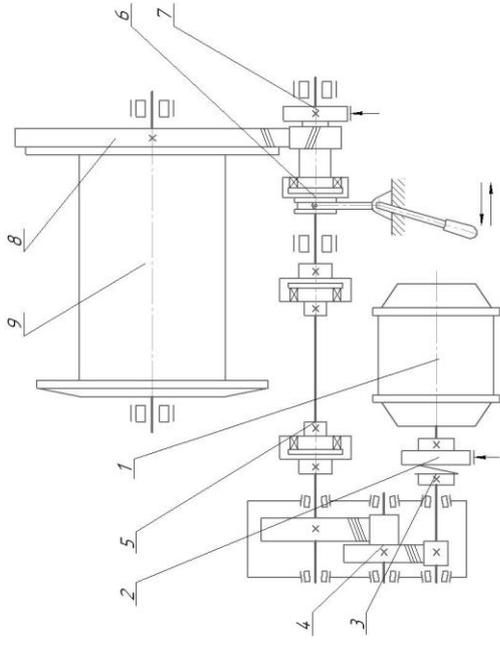
Загальний вид бурової установки



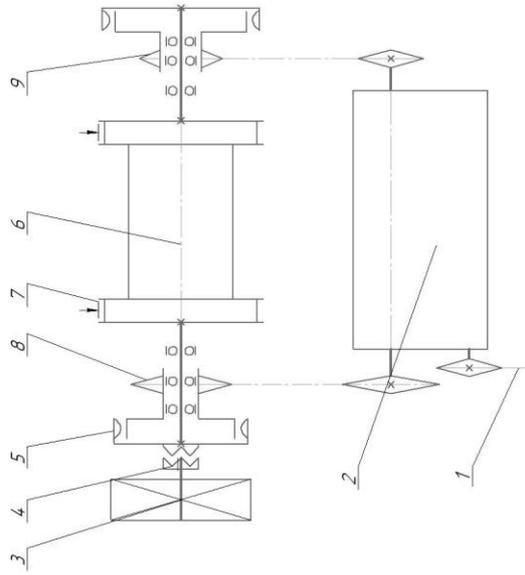
1 – кронблок; 2 – вишка; 3 – площадки; 4 – талевий канат; 5 – талевий блок; 6 – крюк; 7 – вертлюг; 8 – буровий рукав; 9 – заспокоювач талевого каната; 10 – автоматичний буровий ключ; 11 – підсвічник; 12 – ротор; 13 – лебідка; 14 – коробка швидкостей; 15 – похила передача; 16 – силові агрегати; 17 – компресорна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



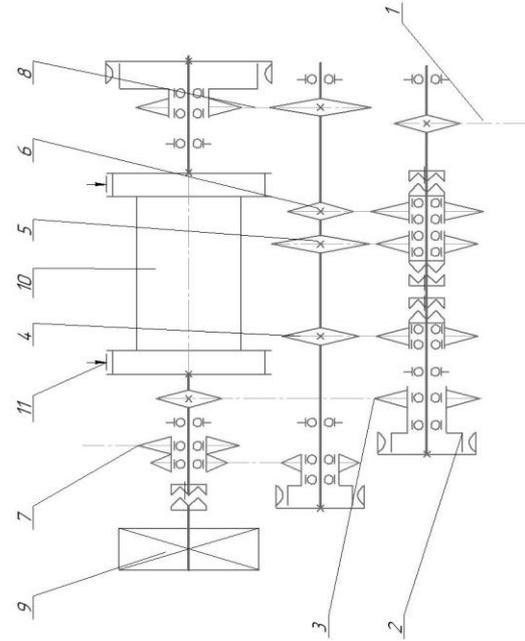
1 Схеми приводів ледьки вантажної механізми підйому:
1 – електродвигун, 2 – пасова передача, 3 – редуктор коничний одноступінчастий,
4 – муфта еластична, 5 – передача зубчаста відкрита, 6 – барабан



2 Схеми приводів ледьки механізми підйому з гальмівними пристроями:
1 – електродвигун, 2 – гальмо з електричним приводом, 3 – муфта еластична,
4 – редуктор двохступінчастий, 5 – проріжний вал, 6 – механізм відключення
барабана, 7 – гальмо стрічкове, 8 – передача циліндрична касасуда відкрита, 9 –
барабан



3 Схеми приводів одновальної ледьки дубової установок:
1 – муфта від дубину, 2 – каретка шліфкастей, 3 – гальмо гідролічне, 4 – муфта кулачкова,
5 – муфта фрикційна, 6 – гальмо стрічкове, 7 – гальмо стрічкове, 8 – ланцюгова передача підвешених передач, 9 – ланцюгова передача понижених передач



4 Схеми приводів ледьки дубової установки з ланцюговою кареткою шліфкастей:
1 – привід від дубину, 2 – муфта фрикційна, 3 – ланцюгова передача, 4, 5, 6 –
ланцюгови передачі каретки шліфкастей, 7 – привід ротора, 8 – привід барабана,
9 – гальмо гідролічне, 10 – барабан, 11 – гальмо стрічкове

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ПРИВОДУ ЛЕБІДКИ

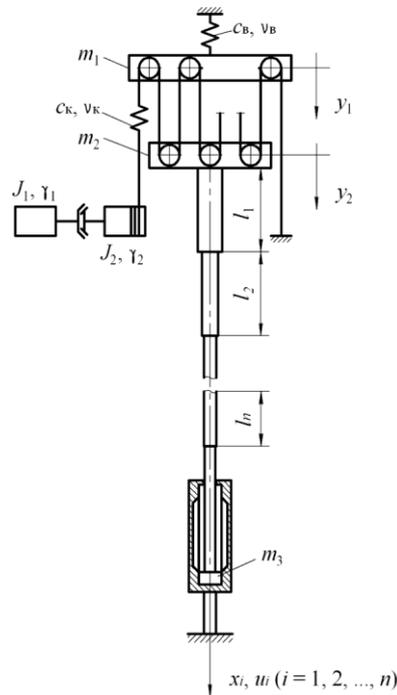


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема бурової установки з прихопленою колоною бурильних труб

Рівняння руху елементів приводу з моментами інерції J_1 та J_2 для випадку, коли має місце буксування у фрикційному пристрої, записуємо у вигляді:

$$\begin{aligned}
 J_1 \frac{d\omega_1}{dt} &= u [M_E - M_R \operatorname{sign}(\omega_1 - \omega_2)]; \\
 J_2 \frac{d\omega_2}{dt} + \frac{1}{2} \frac{dJ_2}{d\gamma_2} \omega_2^2 + c_{\kappa} r_t (\delta_{\kappa} + v_{\kappa} \eta_{\kappa}) &= u M_R \operatorname{sign}(\omega_1 - \omega_2); \\
 \frac{d\gamma_1}{dt} &= \omega_1; \quad \frac{d\gamma_2}{dt} = \omega_2,
 \end{aligned} \tag{4.1}$$

$$\delta_{\kappa} = \gamma_2 r_t - (k+2)y_1 + k\gamma_2; \quad \eta_{\kappa} = \omega_2 r_t - (k+2)v_1 + k\gamma_2,$$

Початкові умови інтегрування рівнянь (4.1) визначаються співвідношеннями

$$\gamma_1(0) = \gamma_2(0) = \omega_2(0) = 0; \quad \omega_1(0) = \omega_0 / u, \quad (4.2)$$

зчеплення елементів фрикційного пристрою виконуються за умови

$$\omega_1 = \omega_2; \quad \text{abs}\left(\frac{J_1}{u} \frac{d\omega_1}{dt} - M_E\right) \leq M_R, \quad (4.3)$$

то ланки з моментами інерції J_1 та J_2 здійснюють сумісний рух, який описується рівняннями

$$J_{\Sigma} \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{2} \frac{dJ_{\Sigma}}{d\gamma} \omega^2 + r_t (c_{\kappa} \delta_{\kappa} + v_{\kappa} \eta_{\kappa}) = u M_E; \quad \frac{d\gamma}{dt} = \omega, \quad (4.4)$$

Значення момента, що розвивається фрикційним пристроєм, знаходимо за формулами

$$M_K = M_R, \text{ якщо } \omega_1 \neq \omega_2; \quad M_K = M_E - J_1 \frac{d\omega_1}{dt}, \text{ якщо } \omega_1 = \omega_2 \quad (4.5)$$

Рівняння руху кронблока і крюкоблока записуємо у вигляді

$$m_1 \frac{dv_1}{dt} - (k+2)(c_\kappa \delta_\kappa + v_\kappa \eta_\kappa) + c_\theta y_1 + v_\theta v_1 = m_1 g;$$

$$m_2 \frac{dv_2}{dt} + k(c_\kappa \delta_\kappa + v_\kappa \eta_\kappa) - N_1(0, t) = m_2 g;$$

$$\frac{dy_1}{dt} = v_1; \quad \frac{dy_2}{dt} = v_2,$$

Початкові умови, яким повинні задовільняти розв'язки рівнянь (4.6), запишемо як

$$y_1(0) = \frac{1}{c_\kappa c_\theta k^2} \left\{ m_2 g c_\kappa (k+2) + [m_1 g + N_1(0, 0)] c_\kappa k^2 \right\};$$

$$y_2(0) = \frac{1}{c_\kappa c_\theta k^2} \left\{ m_2 g [c_\theta + c_\kappa (k+2)^2] + [m_1 g + N_1(0, 0)] c_\kappa k (k+2) \right\};$$

$$v_1(0) = v_2(0) = 0. \quad (4.7)$$

Розглядаючи піднімання підвішеної за допомогою поліспасти колони бурильних труб, значення моменту M_R задаємо у вигляді

$$M_R = M_{R0} + M_U, \quad (4.8)$$

Рівняння руху ділянок колони в поздовжньому напрямі запишемо у вигляді

$$a_i^2 \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i^2} - 2b_i \frac{\partial u_i}{\partial t} - \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} = -g_i \quad (i=1, 2, \dots, n), \quad (4.9)$$

$$a_i^2, 2b_i, g_i$$

Значення визначаються співвідношеннями

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

$$g_i = g \left(1 - \frac{\rho}{\rho_i} \sin^2 \alpha_0 \right) \cos \alpha_0 - \frac{a_i^2 f}{\rho_0} \operatorname{abs} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \operatorname{sign} \frac{\partial u_i}{\partial t}, \quad (4.10)$$

Крайові умови інтегрування рівнянь (4.9) такі. Для верхнього кінця колони (якщо $x_1=0$) повинні задовільнятися друге та четверте співвідношення (4.6), причому

$$y_2 = u_1(0, t); \quad v_2 = \frac{\partial u_1(0, t)}{\partial t}. \quad (4.11)$$

На межах сусідніх ділянок колони бурильних труб крайові умови мають вигляд

$$E_i A_i \frac{\partial u_i}{\partial x_i} - E_{i+1} A_{i+1} \frac{\partial u_{i+1}}{\partial x_{i+1}} = F_i, \quad u_i = u_{i+1} \quad (i=1, 2, \dots, n-1),$$

якщо $x_i = l_i, \quad x_{i+1} = 0;$

(4.12)

де F_i – зосереджені сили взаємодії колони з промивальною рідиною,

$$F_i = \pi \left[p_{1i}(l_i) r_{1i}^2 + p_{2i}(l_i) (r_{3i}^2 - r_{2i}^2) - p_{1, i+1}(0) r_{1, i+1}^2 - p_{2, i+1}(0) (r_{3, i+1}^2 - r_{2, i+1}^2) \right]$$

$(i=1, 2, \dots, n-1);$

$$F_n = \pi \left[p_{1n}(l_n) r_{1n}^2 - p_{2n}(l_n) r_{2n}^2 \right]. \quad (4.13)$$

Для нижнього кінця колони крайова умова змінюється під час перебігу динамічного процесу. На початковій стадії, допоки сила в нижньому крайньому перерізі колони не досягне сили тиску рідини на поршень

гідравлічного механізму F_0 , переміщення нижнього кінця дорівнюють нулеві, тобто,

$$u_n(l_n, t) = u_n(l_n, 0), \quad \text{якщо} \quad N_n(l_n, t) < F_0. \quad (4.14)$$

За умови, коли

$$N_n(l_n, t) = F_0, \quad (4.15)$$

наступає рівновага поршня у нижній частині гідроциліндра, а подальше зростання поздовжньої сили приводить його в рух. Практично відразу після цього поршень виходить з нижньої частини гідроциліндра і крайова умова набуває вигляду

$$m_3 \frac{\partial^2 u_n(l_n, t)}{\partial t^2} + N_n(l_n, t) = 0, \quad \text{якщо} \quad h < u_n(l_n, t) < 0. \quad (4.16)$$

Досягнувши верхнього крайнього положення, поршень фіксується у верхній частині гідроциліндра, в подальшому виконується умова

$$u_n(l_n, t) = u_n(l_n, 0) - h. \quad (4.17)$$

Початкові умови, яким повинні задовольняти розв'язки рівнянь (4.9), отримуємо, розглядаючи ступінчастий стержень у рівновазі,

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

$$\left(\frac{\partial u_i}{\partial t} \right)_{t=0} = 0 \quad (i=1, 2, \dots, n), \quad (4.18)$$

де

$$\begin{aligned}
 N_i(0, 0) &= \sum_{j=i}^n (A_j l_j \rho_j g_j + F_j) + m_3 g - P \quad (i=1, 2, \dots, n); \\
 u_1(0, 0) &= y_2(0); \\
 u_i(0, 0) &= y_2(0) + \sum_{j=1}^{i-1} \left[\frac{N_j(0, 0) l_j}{E_j A_j} - \frac{l_j^2 g_j}{2 a_j^2} \right] \quad (i=2, 3, \dots, n), \quad (4.19)
 \end{aligned}$$

причому P – сила взаємодії колони з гідравлічним ударним механізмом.

Поздовжня сила у поперечному перерізі колони визначається залежністю

$$N_i(x_i, t) = E_i A_i \frac{\partial u(x_i, t)}{\partial x_i} \quad (i=1, 2, \dots, n). \quad (4.20)$$

Додаток Д
(Обов'язковий)

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

**ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИЙ ПРИСТРІЙ ГАЗОВИДОБУВНОГО
ОБЛАДНАННЯ. ПРИВІД ЛЕБІДКИ ПІДВИЩЕНОЇ
ВАНТАЖОПІДЙМАЛЬНОСТІ**

ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Назва роботи: Підйомно-транспортний пристрій газовидобувного обладнання. Привід лебідки підвищеної вантажопідймальності

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 14,93 %

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. Поліщук
(підпис)

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

В. Шенфельд
(підпис)

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

Шенфельд В.Й.
(прізвище, ініціали)

З висновком експертної комісії ознайомлений(-на)

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

Здобувач М.М. Керничний Керничний М.М.
(підпис) (прізвище, ініціали)