МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

МР.НІО$_{м}$-42.00.00.000 ПЗ

Група НІО$_{м}$-24-1

Владислав Скрипниченко

2025

Міністерство освіти і науки України

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Інститут інженерної механіки

Кафедра нафтогазових машин та обладнання

Скрипниченко Владислав Григорович

(прізвище, ім'я, по-батькові)

УДК 622

МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

Дослідження та удосконалення елементів бурового ротора

(назва роботи)

Обладнання нафтових і газових промислів

(назва освітньої програми)

185 – «Нафтогазова інженерія та технології»

(шифр і назва спеціальності)

_____

(підпис, ініціали та прізвище здобувача освітнього рівня)

Науковий керівник

Венгринюк Т. П. канд. техн. наук, доцент

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

Допущено до захисту

Завідувач кафедри

доцент Я. Т. Федорович

(посада) (підпис) (дата) (ініціали та прізвище)

Рецензент

професор Лях М.М.

(посада) (підпис) (дата) (ініціали та прізвище)

Робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

Івано-Франківськ – 2025 рік

ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ

Інститут *інженерної механіки та роботехніки*
Кафедра *нафтогазових машин та обладнання*
Спеціальність 185 – «Нафтогазова інженерія та технології»
ОПП *Обладнання нафтових і газових промислів*

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри НГО
_____Я.Т. Федорович
"___"_____2025 **р**.

ЗАВДАННЯ
НА МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ

Студент Скрипченко Владислав Григорович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1 Тема роботи Дослідження та удосконалення елементів бурового ротора

Затверджена наказом № *565/7 від 11.09.2025р.*
2 Термін здачі студентом закінченої роботи *15.12.2025р.*
3 Вихідні дані до роботи_____

_____

4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань) ___
Вступ 1 Актуальність теми. Постановка задач. 1.1 Аналіз умов спорудження свердловини. 1.2 Розрахунок основних параметрів обладнання. 2 Аналіз серійних моделей обладнання із визначеними параметрами. Вибір прототипу. 3 Опис конструкції, принципу дії, будови та комплектності проектованого обладнання. 4 Аналіз умов роботи бурових роторів. 5 Пропоновані вдосконалення, обґрунтування їх доцільності та ефективності. 6 Розрахункова частина. 6.1 Розрахунок конічної передачі ротора. 6.2 Розрахунок основної опори ротора. 6.3 Розрахунок ланцюгової передачі. 7 Настанова з монтажу, експлуатації, обслуговування бурового ротора..

5 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням креслень)
5.1 Загальний вигляд БУ - 1 арк. А1.
5.2 Принципові схеми бурових роторів - 1 арк. А1.
5.3 Складальне креслення бурового ротора - 1 арк. А1.
5.4 Креслення вузлів бурового ротора – 2 арк. А1.
5.6 Робочі креслення деталей - 1 арк. А1.
5.7 Схема монтажу бурового ротора – 1 арк. А1
5.8 Схеми, ілюстрації тощо 1 арк. А1.
Всього *8 аркушів формату А1.*

6 Консультанти по роботі (за необхідністю).

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

6 Дата видачі завдання_____

Керівник _____ / *Венгринюк Т.П.* /
Особистий підпис Розшифровка підпису

Завдання прийняв до виконання _____ */ Скрипченко В. /*
Особистий підпис Розшифровка підпису

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер і назва етапів роботи	**Термін виконання етапів роботи**	Примітка
Пояснювальна записка		
Вступ	*10.11.25 р.*	
Розділ 1,2	*20.11.25р.*	
Розділ 3,4, 5	*01.12.25р.*	
Графічна частина	*до 10.12.25 р.*	

Студент _____/ *Скрипченко В.* /
Особистий підпис Розшифровка підпису

Керівник роботи _____ **/** *Венгринюк Т. П.* **/**
Особистий підпис Розшифровка підпису

РЕФЕРАТ

Магістерська робота Скрипниченка В. Г. на тему " Дослідження та удосконалення елементів бурового ротора " складається з пояснювальної записки, викладеної на 62 аркушах формату А4, яка вміщує 7 розділів, 7 таблиць, 13 рисунок, 21 найменування використаних джерел, і графічного матеріалу загальним обсягом 8 аркушів формату А1.

Об’єктом дослідження: процес вивчення та освоєння інформації про будову та основні характеристики ротора.

Мета роботи: розроблення обладнання для буріння свердловин, зокрема ротора.

В магістерській роботі проведено аналіз умов експлуатації проектованого та проведено розрахунок його основних параметрів. Виконано порівняльний аналіз серійних моделей обладнання із визначеними параметрами, в якості прототипу ротора було обрано ротор Р-700, описано конструкцію, принцип дії проектованого обладнання, проаналізовано умови роботи бурових роторів, на основі чого запропоновано удосконалення бурового ротора та наведено їх обґрунтування. Проведено розрахунки на міцність, довговічність, витривалість елементів конструкції бурового ротора. Наведено комплекс заходів для правильного монтажу і раціональної експлуатації бурового ротора. Розроблено настанову з монтажу, експлуатації, обслуговування бурового ротора обслуговуючого персоналу при роботі з обладнанням для обертання бурильної колони при спорудженні свердловин, а також при ремонті і технічному обслуговуванню елементів ротора.

Ключові слова: ротор Р-700, експлуатація бурового ротора, умови роботи бурових роторів, настанова з монтажу, експлуатації, обслуговування бурового ротора.

ABSTRACT

The master's thesis of V. G. Skrypnychenko on the topic "Research and improvement of drilling rotor elements" consists of an explanatory note laid out on 62 sheets of A4 format, which contains 7 sections, 7 tables, 13 figures, 21 names of used sources, and graphic material with a total volume of 8 sheets of A1 format.

The object of the study: the process of studying and mastering information about the structure and main characteristics of the rotor

The purpose of the work: development of equipment for drilling wells, in particular the rotor.

In the master's thesis, an analysis of the operating conditions of the designed project was carried out and its main parameters were calculated. A comparative analysis of serial models of equipment with defined parameters was performed, the P-700 rotor was chosen as a rotor prototype, the design, the principle of operation of the designed equipment was described, the operating conditions of drilling rotors were analyzed, on the basis of which improvements to the drilling rotor were proposed and their justification was given. Calculations were made for the strength, durability, and endurance of the elements of the drilling rotor design. A set of measures for correct installation and rational operation of the drilling rotor is presented. An instruction on installation, operation, and maintenance of the drill rotor for service personnel when working with the equipment for rotating the drill string during the construction of wells, as well as during repair and maintenance of rotor elements has been developed.

Keywords: rotor P-700, operation of the drilling rotor, operating conditions of the drilling rotors, instruction on installation, operation, maintenance of the drilling rotor.

З м і с т

Вступ 4

1 Постановка задачі 6

1.1 Аналіз умов спорудження свердловини 6

1.2 Розрахунок основних параметрів обладнання 12

2 Аналіз серійних моделей обладнання із визначеними параметрами. Вибір прототипу 21

3 Опис конструкції, принципу дії, будови та комплектності проектованого обладнання 27

4 Аналіз умов роботи бурових роторів 30

4.1 Аналіз досліджень стану роторів при проведенні капітального ремонту 31

5 Пропоновані вдосконалення, обґрунтування їх доцільності та ефективності 38

6 Розрахункова частина 44

6.1 Розрахунок конічної передачі ротора 44

6.2 Розрахунок основної опори ротора 48

6.3 Розрахунок ланцюгової передачі 49

7 Настанова з монтажу, експлуатації, обслуговування бурового ротора 54

Висновки 59

Перелік посилань на джерела 60

Вступ

Після застою на бурових підприємствах України, який спостерігався в 90-х роках, в даний час відбувається поступове нарощування обсягів буріння при одночасному збільшенні глибини свердловин. Вводяться в експлуатацію нові родовища. Це вимагає постійного удосконалювання і створення нових конструкцій бурових машин і устаткування.

В даний час більшість бурових установок і їх устаткування дуже застарілі. Модернізацію бурових установок в цілому варто починати з модернізації окремого устаткування. До такого устаткування відносяться обладнання для обертання бурильної колони, зокрема ротор та вертлюг.

Основним напрямком технічного прогресу в нафтопромисловому машинобудуванні є: підвищення надійності машин і устаткування, їхніх техніко-економічних показників. У зв'язку з випуском великої кількості різноманітних конструкцій роторів та вертлюгів однією з важливих задач, яка ставиться перед промисловістю, є максимальна уніфікація і типізація вузлів, що у першу чергу відноситься до швидкозношуваних деталей.

Збільшення глибини буріння свердловин веде до зростання навантажень на елементи бурової установки. Виходячи з цього для збільшення довговічності і надійності роботи обладнання, необхідний його правильний вибір по допустимій вантажопідйомності.

Метою магістерської роботи є розроблення обладнання для буріння свердловин, зокрема ротора.

Поставлені наступні задачі:

- провести розрахунок основних параметрів проектованого обладнання;

- провести аналіз існуючих конструкцій роторів з визначеними параметрами і вибрати з-поміж них прототипи;

- розробити конструкцію проектованого обладнання;

- запропонувати удосконалення конструкції проектованого обладнання;

- провести механічні розрахунки вузлів ротора;

- зробити висновки.

Об’єкт досліджень: процес вивчення та освоєння інформації про будову та основні характеристики ротора.

Предметом досліджень є розроблення обладнання для буріння свердловин, освоєння матеріалу пов’язаного зокрема з ротором.

1 Постановка задачі

1.1 Аналіз умов спорудження свердловини

Метою магістерської роботи є розроблення обладнання для обертання бурильної колони при спорудженні свердловин. Тому для аналізу умов експлуатації такого обладнання слід взяти типову свердловину проектною глибиною до 5000 м, зразком якої може служити свердловина № 38 Прикарпатського УБР [1].

Конструкція свердловини, схематично зображена на рис.1.1, передбачає її кріплення наступними обсадними колонами:

- направленням діаметром 630 мм до глибини 20 м;

- кондуктором діаметром 426 мм до глибини 400 м;

- І-ою технічною колоною діаметром 324 мм до глибини 2200 м. Дана колона опускається двома секціями: І-а секція спускається на бурильних трубах ТБПВ ∅127×9,19Е,Л в інтервалі глибин 2200–1200 м; ІІ-а секція – 1200–0 м. Стик секцій на глибині 1200 м.

- ІІ-ою технічною колоною діаметром 245мм до глибини 3700 м. Дана колона спускається трьома секціями: І-а секція спускається на бурильних трубах ТБПВ ø 127 х 9,19Е,Л в інтервалі глибин 3700–2700 м; ІІ-а секція спускається на бурильних трубах ТБПВ ∅127×9,19Е,Л в інтервалі глибин 2700–1700 м,; ІІІ-я секція – 1700 – 0 м. Секції зістиковано на глибинах 2700 м та 1700 м.

- експлуатаційною колоною діаметром ø 146 мм до глибини 4900 м. Дана колона спускається двома секціями: І-а секція спускається на бурильних трубах ТБПВ ∅114×8,56Е,Л в інтервалі глибин 4900–3500 м; ІІ-а секція – 3500–0 м. Глибина стикування секцій 3500 м.

В процесі спорудження свердловини проектоване обладнання сприймає навантаження від ваги бурильної колони та ваги обсадних колон, підвішених на елеваторі або в пневматичних клинах.

Для визначення вказаних навантажень створюємо набір вихідних даних, куди включаємо:

- нижню межу інтервалу буріння роторним способом $L_н$, м [1];
- діаметр породоруйнівного інструменту $D_д$, м [1];
- довжини секцій бурильних труб $l_{бті}$ різних типорозмірів, м [1];

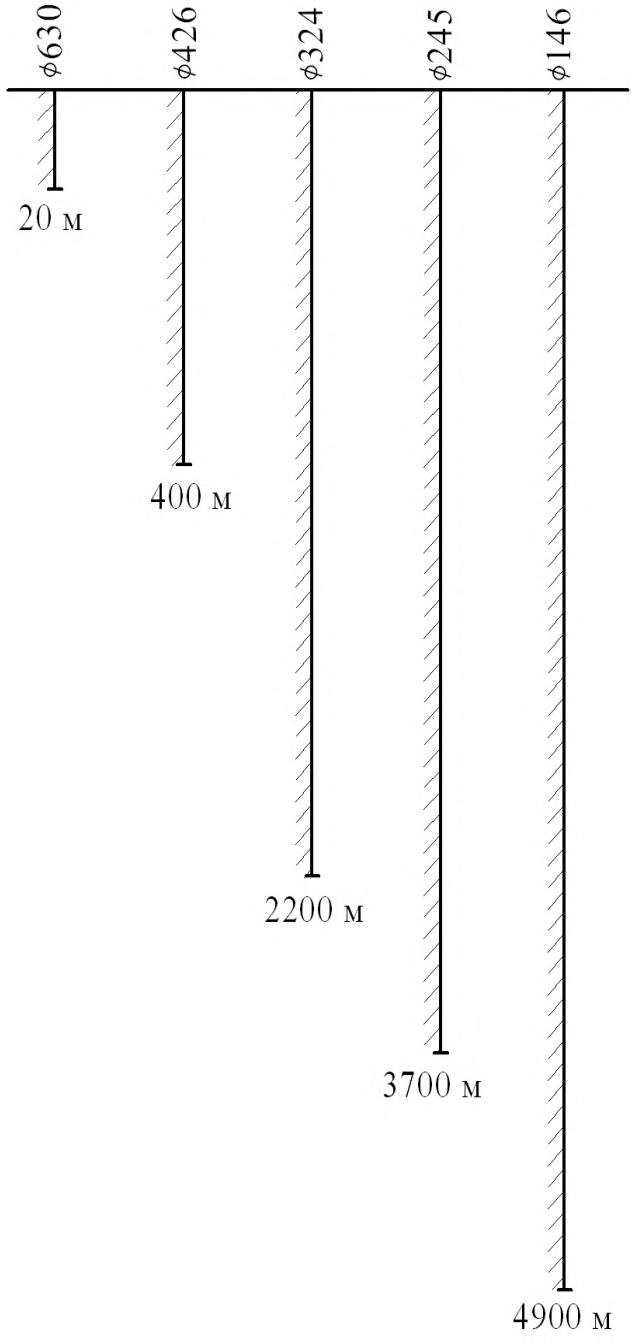


Рисунок 1.1 - Конструкція типової свердловини

- довжина обважнених бурильних труб (ОБТ) $l_{обт}$, м [1];- діаметри бурильних труб $D_{бті}$ зі складу бурильної колони, товщини їх стінок δ_i, групи міцності сталей, з яких виготовлені ці труби [1];

- діаметр ОБТ $D_{обт}$, м [1];

- приведена (з врахуванням ваги висадки і з'єднувальних елементів) вага 1 м бурильних труб $q_{бті}$ діаметра $D_{бті}$ зі стінкою товщиною δ_i, Н/м [2];

- вага 1 м ОБТ $q_{обт}$, Н/м [2];

Вихідні дані зводимо в таблицю 1.1.

Таблиця 1.1 – Вихідні дані для розрахунку ваги бурильних колон.

Параметри, їх позначення та одиниці виміру	Інтервал буріння роторним способом			
	I	II	III	IV
Нижня межа інтервалу буріння роторним способом $L_н$, м	400	2200	3700	4900
Діаметр породоруйнівного інструменту $D_д$, м;	550	393,7	295,3	215,9
Довжини секцій бурильних труб $l_{бті}$ різних типорозмірів, м;	326	2088	3571	1200 3515
Довжина обважнених бурильних труб (ОБТ) $l_{обті}$, м	10 64	10 27 75	10 74 37 8	185
Діаметри бурильних труб $D_{бті}$, мм	127	127	127	127 114
Діаметр ОБТ $D_{обт}$, мм	245 229	245 229 203	245 229 203 178	178
Товщина стінок бурильних труб δ_i , мм	9,19	9,19	9,19	9,19 8,56
Група міцності сталей, з яких виготовлені бурильні труби	Е, Л	Е, Л	Е, Л	Е, Л
Приведена вага 1 м бурильних труб $q_{бті}$, Н/м	315,9	315,9	315,9	315,9 269,8
Приведена вага 1 м ОБТ $q_{обті}$, Н/м	3342 2678	3342 2678 2109	3342 2678 2109 1426	1426

Визначаємо вагу бурильних колон за формулою:

$$Q_{бк} = \Sigma q_{бті} \cdot l_{бті} + \Sigma\, q_{обті} \cdot l_{обті}, \qquad (1.1)$$

$Q_{бк1} = 315,9 \cdot 326 + 3342,3 \cdot 10 + 2678,1 \cdot 64 = 310963,8$ Н ≈ 310,9 кН

$Q_{бк2} = 315,9 \cdot 2088 + 3342,3 \cdot 10 + 2678,1 \cdot 27 + 2109,1 \cdot 75 = 923513$ Н ≈ 923,5 кН

$Q_{бк3} = 315,9 \cdot 3571 + 3342,3 \cdot 10 + 2678,1 \cdot 74 + 2109,1 \cdot 37 + 1426,4 \cdot 8 = 1371093$ Н ≈1371 кН

$Q_{бк4} = 315,9 \cdot 1200 + 269,8 \cdot 3515 + 1426,4 \cdot 185 = 1591311$ Н ≈ 1591,3 кН

Зіставивши отримані результати бачимо, що найважча бурильна колона застосовується при бурінні під експлуатаційну колону, тому надалі будемо використовувати значення ваги найважчої бурильної колони, яке становить 1591 кН.

Для визначення діючих навантажень на проектоване обладнання від ваги обсадних колон вихідні дані для розрахунку зведемо в таблицю 1.2.

Таблиця 1.2 – Вихідні дані для визначення діючих навантажень від ваги обсадних колон на проектоване обладнання [1,2]

Параметри, їх позначення та одиниці виміру	Обсадна колона							
	кондук-тор	I-а технічна		II-а технічна			експлуатаційна	
		(1-а секція)	(2-а секція)	(1-а секція)	(2-а секція)	(3-я секція)	(1-а секція)	(2-а секція)
Діаметр обсадної колони $D_{обс}$, мм	426	324	324	245	245	245	146	146
Довжина обсадної колони (секції) $L_{обс}$, м	400	1000	1200	1000	1000	1700	1400	3500
Діаметр бурильних труб $D_{бт}$, мм	-	127	-	127	127	-	114	-
Довжина бурильних труб $L_{бт}$, м	-	1200	-	2700	1700	-	3500	-
Приведена погонна вага обсадних труб $q_{обс}$, Н/м	1040,8	743,6	743,6	584,7	584,7	584,7	321,8	321,8
Приведена погонна вага бурильних труб $q_{бт}$, Н/м	-	315,9	-	315,9	315,9	-	269,8	-

Визначаємо вагу обсадних колон (секцій) за формулою:

$$Q_{обс} = q_{обс} \cdot l_{обс} \qquad (1.2)$$

У разі спуску секції обсадної колони на бурильних трубах вага колони розраховується за формулою:

$$Q_{обс} = q_{обс} \cdot l_{обс} + q_{бт} \cdot l_{бт} \qquad (1.3)$$

$Q_{обс\ 1} = 1040,8 \cdot 400 = 416320$ Н = 416,3 кН;

$Q_{обс\ 2\text{-}I} = 743,6 \cdot 1000 + 315,9 \cdot 1200 = 1122680$ Н = 1122,7 кН;

$Q_{обс\ 2\text{-}II} = 743,6 \cdot 1200 = 892320$ Н = 892,3 кН;

$Q_{обс\ 3\text{-}I} = 584,7 \cdot 1000 + 315,9 \cdot 2700 = 1437630$ Н = 1437,6 кН;

$Q_{обс\ 3\text{-}II} = 584,7 \cdot 1000 + 315,9 \cdot 1700 = 1121730$ Н = 1121,7 кН;

$Q_{обс\ 3\text{-}III} = 584,7 \cdot 1700 = 993990$ Н = 994,0 кН;

$Q_{обс\ 4\ \text{-}I} = 321,8 \cdot 1400 + 269,8 \cdot 3500 = 1394820$ Н = 1394,8 кН;

$Q_{обс\ 4\text{-}II} = 321,8 \cdot 3500 = 1126300$ Н = 1126,3 кН;

Порівнявши отримані результати бачимо, що найважчою є перша секція II-ої технічної колони, що спускається в свердловину на бурильних трубах, тому надалі будемо використовувати значення ваги найважчої обсадної колони, яке становить 1438 кН.

Для проведення подальших розрахунків визначаємо клас бурової установки (БУ), комплектованої проектованим обладнанням.

Клас БУ визначається проводимо за методикою [3].

Визначаємо найбільше розрахункове навантаження $P_{розр}$ на підйомний гак бурової установки:

- з умови забезпечення можливості обриву прихопленої бурильної колони:

$$P_{розр} \geq P_{рбк}, \qquad (1.4)$$

де $P_{р\ бк}$ - найбільше розривне зусилля для бурильних труб усіх типорозмірів, які входять до складу найважчої бурильної колони [2];

Для бурильних труб ТБПВ ∅127×9,19Л розривне зусилля $P_{рбк}$ становить 1650 кН [2]. $P_{розр\ 1} \geq 1650$ кН.

- з умови забезпечення можливості обриву прихопленої обсадної колони:

$$P_{розр} \geq P_{зрок}, \qquad (1.5)$$

де $Р_{зрок}$ - найбільше зрушуюче зусилля для обсадної труби найбільшого діаметра з найтовщою стінкою, виготовленої зі сталі найвищої групи міцності, зі складу обсадних колон, які утворюють конструкцію свердловини [2] ;

Для обсадних труб діаметром ∅426×10 Д зрушуюче зусилля $Р_{зр\ ок}$ становить 2220 кН. $Р_{розр\ 2} \geq 2220$ кН

- з умови забезпечення можливості маніпулювання найважчою бурильною колоною:

$$Р_{розр} \geq k_{збк} \cdot Q_{бк}, \qquad (1.6)$$

де $k_{збк}$ - коефіцієнт запасу, що приймається при розрахунках $Р_{доп}$ за вагою бурильної колони: $1,67 \leq k_{збк} \leq 2,0$ [3]. З метою підвищення довговічності підйомного комплексу приймаємо $k_{збк} = 2,1$;

$$Р_{розр\ 3} \geq 2,1 \cdot 1591 = 3342 \text{ кН}$$

- з умови забезпечення можливості маніпулювання найважчою обсадною колоною:

$$Р_{розр} \geq k_{зок} \cdot G_{ок}, \qquad (1.7)$$

де $k_{зок}$ - коефіцієнт запасу, що приймається при розрахунках $Р_{доп}$ за вагою обсадної колони: $1,15 \leq k_{зок} \leq 1,60$ [3]. Приймаємо $k_{зок} = 1,5$.

$$Р_{розр\ 4} \geq 1,5 \cdot 1438 = 2156 \text{ кН}.$$

Користуючись інформацією [3] визначаємо найближчу більшу нормативну величину допустимого навантаження $Р_{гдоп}$, встановлену стандартом [4] для бурових установок, вона становить $Р_{гдоп} = 3200$кН, що відповідає установкам 7-го класу, які характеризуються умовною глибиною буріння $L_{ум} = 5000 \text{ м} > L_{макс} = 4900 \text{ м}$

Умовне позначення встановленого класу бурової установки БУ - 5000/320.

Проведені розрахунки дають підставу для висновку про доцільність використання для спорудження типової свердловини бурової установки 7-го класу.

1.2 Розрахунок основних параметрів обладнання

Основними параметрами ротора є:

- діаметр отвору D_o в столі, мм;
- допустиме статичне навантаження на стіл $P_{доп}$, кН;
- статичний обертовий момент М на столі, м·кН;
- гранична частота обертання стола n, хв.$^{-1}$;
- передавальне число u передач, вбудованих в ротор;
- базова (монтажна) відстань L від осі стола до площини першого вінця зубців ланцюгового колеса, мм;
- габаритні розміри, мм;
- маса, кг;
- розміри верхньої гранованої частини вкладок під затискачі ведучої труби, мм;
- діаметр зовнішньої консольної шийки приводного вала під маточину ланцюгового колеса (фланця карданного валу), мм;
- потужність N, що може бути передана ротором (або одержана ним від привода), кВт;
- статична C_o і динамічна С вантажопідйомності підшипника - основної опори стола ротора, кН.

Для визначення основних параметрів ротора сформуємо набір вихідних даних, куди включаємо:

- найбільший діаметр породоруйнівного інструменту $D_{макс}$ = 660мм [1];
- проектна глибина буріння свердловини $L_{макс}$ = 4900 м [1];
- допустиме навантаження на гак бурової установки $P_{гдоп}$ = 3200 кН;
- клас бурової установки 7;
- зенітний кут кривизни α стовбура свердловини $\alpha = 3°$ [1];

- термін служби ротора до капітального ремонту Т = 3600 год.

- інформацію про склад бурильних колон в інтервалі буріння роторним способом (див. табл. 1.1.).

Для зручності подання вихідних даних по інтервалах буріння роторним способом зведемо їх в таблицю 1.3.

Таблиця 1.3 – Вихідні дані до розрахунку параметрів ротора.

Параметри, їх позначення та одиниці виміру	Межі інтервалів буріння, м			
	0-400	400-2200	2200-3700	3700-4900
Густина ρ_p промивальної рідини, кг/м^3	1160	1200	1200	1180
Частота n обертання долота, хв$^{-1}$	60	90	90	60
Навантаження $P_{од}$ на долото, кН	98,1	196,2	235,4	196,2
Діаметр $D_д$ породоруйнівного інструменту, мм	550	393,7	295,3	215,9

Основні параметри ротора розраховуємо за методикою [3].

Розраховуємо діаметр отвору в столі ротора D_o, мм: - в залежності від найбільшого діаметра породоруйнівного інструмента $D_{макс}$:

$$D_o = D_{макс} + \Delta, \qquad (1.8)$$

де Δ – діаметральний зазор між породоруйнівним інструментом і стінками отвору у столі ротора, Δ = (30 -50) мм [3];

$$D_o = D_{макс} + \Delta = 660 + 40 = 700 \text{ мм}.$$

- як функцію кінцевої глибини буріння за емпіричною залежністю:

$$D_o = (7 \cdot 10^{-5} \cdot L_{макс} + 0{,}3) \cdot 10^3, \qquad (1.9)$$

$$D_o = (7 \cdot 10^{-5} \cdot L_{макс} + 0{,}3) \cdot 10^3 = (7 \cdot 10^{-5} \cdot 4900 + 0{,}3) \cdot 10^3 = 643 \text{ мм}$$

- за нормативними вимогами, встановленими стандартом [4] для бурових установок 7 класу D_o = 700 мм.

Приймаємо остаточне значення D_o = 700 мм.

Розраховуємо статичне навантаження на стіл ротора $P_{доп}$:

- як величину, обмежену статичною вантажопідйомністю основної опори стола ротора C_o, за емпіричними залежностями:

$$P_{доп} \le C_o = 0{,}4 \cdot L_{макс} + 1400, \text{ кН}, \qquad (1.10)$$

$$P_{доп} \le C_o = 4 \cdot L_{макс} + 1400 = 0{,}4 \cdot 4900 + 1400 = 3360 \text{ кН}$$

$$P_{доп} \le C_o = 0{,}55 \cdot L_{макс} + 1000, \text{ кН} \qquad (1.11)$$

$$P_{доп} \le C_o = 0{,}55 \cdot L_{макс} + 1000 = 0{,}55 \cdot 4900 + 1000 = 3695 \text{ кН}$$

З наведених виразів (1.9), (1.10) перший стосується роторів, виготовлюваних в колишньому СРСР і Росії, другий характеризує ротори виробництва США;

- як величину, пов’язану з допустимим навантаженням $P_{гдоп}$ на підйомний гак бурової установки, чисельне значення якого прийнято нормативним за стандартом [4].

$$P_{доп} = k \cdot P_{гдоп}, \qquad (1.12)$$

де k - коефіцієнт пропорційності, чисельне значення якого обчислюється за нормативними вимогами до бурової установки сьомого класу [3], k = 1;

$P_{гдоп}$ – допустиме навантаження на гак підйомного комплексу бурової установки; $P_{гдоп}$ = 3200 кН для бурової установки 7 класу [4].

$$P_{доп} = k \cdot P_{гдоп} = 1 \cdot 3200 = 3200 \text{ кН}.$$

Приймаємо остаточне значення $P_{доп}$ = 5000 кН, виходячи з засади, за якою воно не може бути меншим $P_{гдоп}$ і меншим, ніж встановлено стандартом [3.

Визначаємо допустиму частоту обертання стола ротора n:

- за даними НДІВажМаш Уралмашзаводу [5] частота обертання долота $n_д$ змінюється в інтервалах роторного буріння в діапазоні $200 \geq n_д \geq 50$ хв.$^{-1}$ при зміні поточної глибини свердловини L в межах $0 \leq L \leq L_{макс}$. Звідси випливає вимога n ≥ 200 хв.$^{-1}$;

- за даними ГТН найбільша частота обертання долота $n_д$ = 90 хв$^{-1}$ по всіх інтервалах буріння роторним способом. Приймаємо остаточне значення допустимої частоти обертання стола ротора n = 250 хв$^{-1}$, керуючись наявною інформацією таким чином, щоб вона була не меншою ніж встановлена стандартом [5].

Розраховуємо потужність N привода ротора:

- як функцію кінцевої глибини буріння $L_{макс}$ за емпіричною залежністю НДІВажМаш Уралмашзаводу [6]:

$$N = 36{,}8 \cdot 10^{-3} \cdot L_{макс}, \text{ кВт} \qquad (1.13)$$

$$N = 36{,}8 \cdot 10^{-3} \cdot L_{макс} = 36{,}8 \cdot 10^{-3} \cdot 4900 = 180{,}3 \text{ кВт};$$

- за нормативними вимогами, встановленими стандартом [4] для бурових установок 7 класу N = 370 кВт;

- графоаналітичним методом за потужністю $N_{рс}$ на столі ротора, яка передається на обертання бурильної колони і долота

$$N = N_{рс} / \eta, \qquad (1.14)$$

де η – коефіцієнт корисної дії ротора, η = 0,93 [5].

Чисельне значення $N_{рс}$ визначаємо за номограмою [3] із застосуванням графічної інтерполяції, попередньо обчисливши питоме осьове навантаження на долото $P_{од}/D_д$.

Інтервал 0 – 400 м: $(P_{од}/D_д)_1 = 98,1/0,3937 = 249,2$ кН/м; $N_{рс\,1} = 5$ кВт;

Інтервал 400 – 2200 м: $(P_{од}/D_д)_2 = 196,2/0,3973 = 493,8$ кН/м; $N_{рс\,2} = 70$ кВт;

Інтервал 2200 – 3700 м: $(P_{од}/D_д)_3 = 235,4/0,2953 = 797,3$ кН/м; $N_{рс\,3} = 170$ кВт;

Інтервал 3700 – 4900 м: $(P_{од}/D_д)_4 = 196,2/0,2159 = 908,7$ кН/м; $N_{рс\,4} = 185$ кВт;

Потужність $N_{рс}$ може також бути обчислена за емпіричною формулою

$$N_{рс} = [18,7 + 0,115\cdot(L_{бт} + L_{обт})]\cdot 10^{-5}\cdot n_д\cdot P_{од}/D_д, \qquad (1.15)$$

де $L_{бт}$, $L_{обт}$ - довжина бурильних і обважнених бурильних труб відповідно в складі бурильної колони в інтервалі буріння долотом діаметром $D_д$;

$N_{рс\,1} = [18,7 + 0,115\cdot(326 + 74)]\cdot 10^{-5}\cdot 60 \cdot 98,1/0,550 = 6,9$ кВт;

$N_{рс\,2} = [18,7 + 0,115\cdot(2088 + 112)]\cdot 10^{-5}\cdot 90 \cdot 196,2/0,3973 = 120$ кВт;

$N_{рс\,3} = [18,7 + 0,115\cdot(3571 + 129)]\cdot 10^{-5}\cdot 90 \cdot 235,4/0,2953 = 319$ кВт;

$N_{рс\,4} = [18,7 + 0,115\cdot(4715 + 185)]\cdot 10^{-5}\cdot 60 \cdot 196,2/0,2159 = 317$ кВт;

Вибираємо максимальне значення потужності на столі ротора $N_{рс} = 319$ кВт і визначаємо потужність привода ротора:

$$N = N_{рс}/\eta = 318,7/0,93 = 343 \text{ кВт}.$$

- як суму потужностей на обертання бурильної колони $N_{бк}$ та на роботу долота на вибої свердловини $N_д$ [6]

$$N = (N_{бк} + N_д)/\eta, \qquad (1.16)$$

- потужність $N_{бк}$ на обертання бурильної колони за формулою В.С.Федорова:

$$N_{бк} = \rho \cdot g \cdot n_д^{1,7} \cdot (\Sigma L_{бт} D_{бт}^2 c_{бт} + L_{обт} D_{обт}^2 c_{обт}), \qquad (1.17)$$

де $c_{бт}$, $c_{обт}$ - коефіцієнти, що ними враховується вплив кута відхилення стовбура свердловини від вертикалі в інтервалі розміщення бурильних і обважнених бурильних труб відповідно [3].

$N_{бк1}=1160 \cdot 9{,}81 \cdot 60^{1,7} \cdot (326 \cdot 0{,}127^2 \cdot 22{,}5 \cdot 10^{-9} + 10 \cdot 0{,}245^2 \cdot 22{,}5 \cdot 10^{-9} + 64 \cdot 0{,}229^2 \cdot 22{,}5 \cdot 10^{-9}) = 5{,}6$ кВт;

$N_{бк2}=1200 \cdot 9{,}81 \cdot 90^{1,7} \cdot (2088 \cdot 0{,}127^2 \cdot 22{,}5 \cdot 10^{-9} + 10 \cdot 0{,}245^2 \cdot 22{,}5 \cdot 10^{-9} + 27 \cdot 0{,}229^2 \cdot 22{,}5 \cdot 10^{-9} + 75 \cdot 0{,}203^2 \cdot 22{,}5 \cdot 10^{-9}) = 22{,}2$ кВт;

$N_{бк3}=1200 \cdot 9{,}81 \cdot 90^{1,7} \cdot (3571 \cdot 0{,}127^2 \cdot 22{,}5 \cdot 10^{-9} + 10 \cdot 0{,}245^2 \cdot 22{,}5 \cdot 10^{-9} + 74 \cdot 0{,}229^2 \cdot 22{,}5 \cdot 10^{-9} + 37 \cdot 0{,}203^2 \cdot 22{,}5 \cdot 10^{-9} + 8 \cdot 0{,}178^2 \cdot 22{,}5 \cdot 10^{-9}) = 35{,}5$ кВт;

$N_{бк4}=1180 \cdot 9{,}81 \cdot 60^{1,7} \cdot (1200 \cdot 0{,}127^2 \cdot 22{,}5 \cdot 10^{-9} + 3515 \cdot 0{,}114^2 \cdot 22{,}5 \cdot 10^{-9} + 185 \cdot 0{,}178^2 \cdot 22{,}5 \cdot 10^{-9}) = 19{,}5$ кВт;

Розрахунок за формулою В.С.Федорова дає близькі до реальних результати при $n_д \geq 200$ хв.$^{-1}$, при менших значеннях $n_д$ їх слід корегувати множенням на поправочний коефіцієнт $k_к$ [3].

Корегуємо отримані значення потужності $N_{бк}$ на фактичну частоту обертання бурильної колони:

$$N_{бк\,1} = 5{,}6 \cdot 2{,}3 = 12{,}8 \text{ кВт}; \; N_{бк\,2} = 22{,}2 \cdot 1{,}9 = 42{,}2 \text{ кВт};$$
$$N_{бк\,3} = 35{,}5 \cdot 1{,}9 = 67{,}5 \text{ кВт}; \; N_{бк\,4} = 19{,}5 \cdot 2{,}3 = 44{,}9 \text{ кВт};$$

- потужність $N_д$ на роботу долота на вибої свердловини (руйнування гірської породи, подолання сил і моментів тертя)

$$N_д = \mu_o \cdot P_{од} \cdot n_д \cdot D_д, \qquad (1.18)$$

де μ_o - коефіцієнт опору долота, μ_o = 0,004 - 0,007 при бурінні шарошковими долотами [3];

$N_{д1}$ = 0,004·98,1·60·0,550 = 1,3 кВт; $N_{д2}$ = 0,004·196,2·90·0,3973 = 28,1 кВт;
$N_{д3}$ = 0,004·235,4·90·0,2953 = 25,0 кВт; $N_{д4}$ = 0,004·196,2·60·0,2159 = 10,2 кВт;

Потужність привода ротора:

N_1 = (12,8 + 1,3)/0,93 = 15,2 кВт; N_2 = (42,2 + 28,1)/0,93 = 75,6 кВт;
N_3 = (67,5 + 25,0)/0,93 = 99,5 кВт; N_4 = (44,9 + 10,2)/0,93 = 59,2 кВт;

Максимальне значення потужності приводу ротора за даною методикою визначення становить N = 99,5 кВт.

Остаточно приймаємо чисельне значення N = 370 кВт, що не перевищує значення, встановлені стандартами [4] і [5].

Розраховуємо статичний обертовий момент М на столі ротора:

- як функцію кінцевої глибини буріння $L_{макс}$ за емпіричною залежністю НДІВажМаш Уралмашзаводу [5]:

$$M = 4\cdot10^{-3} \cdot L_{макс}, \text{ м·кН} \qquad (1.19)$$

$$M = 4\cdot10^{-3} \cdot L_{макс} = 4\cdot10^{-3} \cdot 4900 = 19,6 \text{ м·кН}.$$

- за нормативними вимогами, встановленими стандартом [4] для бурових установок 7 класу М = 80 м·кН.

- за визначеною потужністю приводу ротора

$$M = 30\ N/(\pi\cdot n_{min}) \qquad (1.20)$$

$$M = 30 \cdot N/(\pi\cdot n_{min}) = 30 \cdot 370/(\pi\cdot 50) = 70,7 \text{ м·кН}$$

Остаточно приймаємо чисельне значення статичного обертового моменту на столі ротора М = 80 м·кН.

Визначаємо динамічну вантажопідйомність С головної опори стола ротора:

– за емпіричними залежностями НДІВажМаш Уралмашзаводу, які виведено для роторів радянського і російського виробництва [5]:

$$C = 0{,}47 \cdot Q_{бк\ макс} \cdot (T/3000)^{0{,}33}, \quad (1.21)$$

$$C = 0{,}15 \cdot L_{макс} \cdot (T/3000)^{0{,}33}. \quad (1.22)$$

де Т - призначений ресурс ротора до капітального ремонту, год.

$C = 0{,}47 \cdot Q_{бк\ макс} \cdot (T/3000)^{0{,}33} = 0{,}47 \cdot 1920 \cdot (3600/3000)^{0{,}33} = 958{,}4$ кН;

$C = 0{,}15 \cdot L_{макс} \cdot (T/3000)^{0{,}33} = 0{,}15 \cdot 5000 \cdot (3600/3000)^{0{,}33} = 795{,}9$ кН;

де, $Q_{бк\ макс} = 0{,}6 \cdot P_{гдоп} = 0{,}6 \cdot 3200 = 1920$ кН – для установок 7 – ого класу;

– за результатами статистичного аналізу показників роторів американського і румунського виробництва

$$C = (0{,}38 - 0{,}70) \cdot Q_{бк\ макс} \quad (1.23)$$

$$C = 0{,}5 \cdot Q_{бк} = 0{,}5 \cdot 1920 = 960 \text{ кН}.$$

Для зручності дані про основні параметри проектованого ротора зведемо в таблицю 1.4.

Таблиця 1.4 – Розрахункові технічні показники проектованого ротора

Параметри, технічні показники, одиниці їх виміру	Чисельні значення
1 Діаметр отвору в столі D_o, мм	700
2 Статичне навантаження на стіл $P_{доп}$, кН	5000
3 Допустима частота обертання стола n, хв.$^{-1}$	250
4 Потужність привода ротора N, кВт	370
5 Статичний обертовий момент М на столі, м·кН	80
6 Динамічна вантажопідйомність С головної опори стола, кН	960

7 Маса ротора m, кг	—

2 Аналіз серійних моделей обладнання із визначеними параметрами. Вибір прототипу

Класифікують конструктивне виконання роторів як за розташуванням основної і допоміжної опори, зубчатої передачі, та і за розташуванням і типом підшипників привідного вала [11].

На рисунку 2.1 приведені схеми різноманітних роторів вітчизняного і зарубіжного виробництв. Розміщення конічного веденого колеса між двома опорами збільшує базу і стійкість конструкції. Нижнє розташування основної опори надає додаткової стійкості столу ротора. Підшипники ковзання допоміжних опор не знайшли широкого застосування в роторах великого діаметра. Підшипник привідного вала, що сприймає осьові навантаження, краще розмістити біля шестерні, щоб не порушувати зазори в зубчатому зачепленні при температурних видовженнях.

На сьогоднішній день серійно випускаються ротори наступних моделей із параметрами, що відповідають визначеним в попередньому розділі:

- ротор Р–700 виробництва ВАТ „Уралмаш – Буровое оборудование” (Росія);

- ротор Р–700В виробництва ТОВ „Волгоградский завод буровой техники” (Росія); - ротор MRL-275 виробництва румунської компанії „Upetrom 1Mai S.A.”;

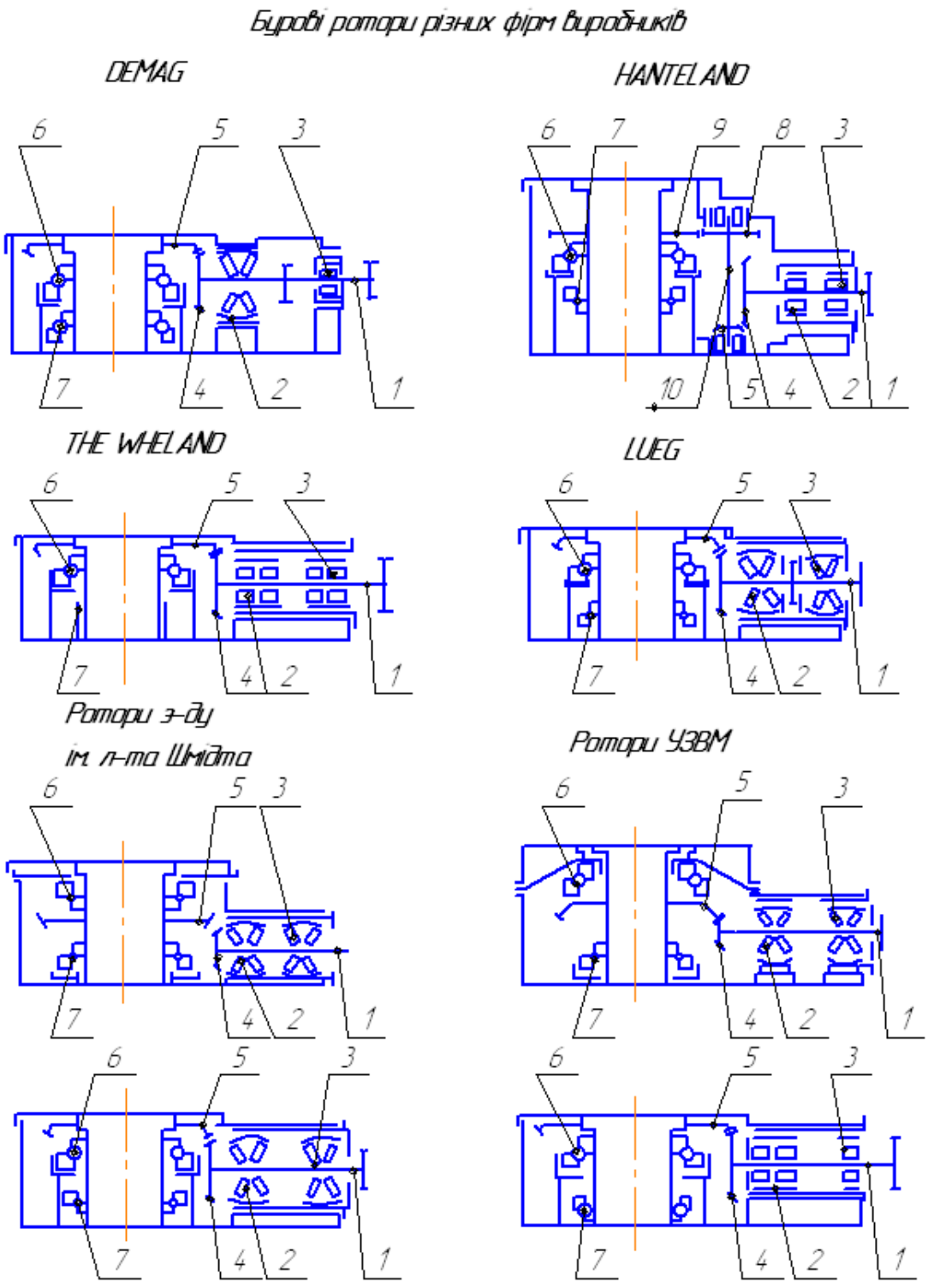
-- ротор С–275 виробництва американської компанії „National-Oilwell”;

- ротор RTS S 27½ - виробництва німецької компанії „Wirth”.

Технічні характеристики перелічених роторів наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Технічні характеристики роторів світового виробництва

Ротор / Параметр	Р–-700	Р–-700 В	MRL--275	ZP 275 (Honghua)	С –-275	RTS S 27½
Діаметр отвору в столі, мм	700	700	698,5	698,5	699	698,5
Статичне навантаження на стіл, кН	5000	5000	5000	4500	5000	5000
Привідна потужність, кВт	-	-	442,2	-	-	-
Максимальна частота обертання стола, $хв^{-1}$	350	250	300	300	400	50
Статичний крутний момент на столі, кН·м	80	80	-	-	-	-
Максимальний крутний момент, кН·м	-	-	-	27,5	27,5	25
Маса, кг	4760	5630	-	-	5093	6000



1-вал; 2-підшипниковий вузол; 3-підшипниковий вузол; 4-шестірня конічна; 5-конічне колесо; 6-основна опора; 7-допомідна опора; 8-зубчате колесо; 9-зубчата шестірня; 10-вал циліндричної передачі

Рисунок 2.1 – Конструктивні схеми роторів

Ротори Р–700 [9] призначені для комплектації комплектних бурових установок виробництва даної компанії і володіють наступними конструктивними особливостями:

- надійне лабіринтне ущільнення масляної ванни захищає її від потрапляння промивальної рідини, при цьому підвищується термін служби зубчатої пари і основної опори стола ротора;

- конічні зубчаті колеса мають епісінусоїдальні зубці, за рахунок чого підвищується точність і плавність зачеплення, забезпечується безшумна робота;

- лита станина пристосована для установки і кріплення пневматичного клинового захоплювача. Це дозволяє механізувати захоплення і звільняти колони бурильних і обсадних труб при виконанні спуско-підйомних операцій.



Рисунок 2.2 – Ротор Р–700 виробництва ВАТ "Уралмаш – Буровое оборудование"

Основні особливості роторів моделі MRL-275 [16] виробництва румунської компанії „Upetrom 1Mai S.A.” наступні:

- станина прямокутної форми спрощує проектування фундаменту і забезпечує оптимальні робочі умови на робочому поверсі;

- привід ротора здійснюється через ланцюгову або карданну передачі;

- стопорний механізм дає можливість зупинки ротора в обох напрямках;

- змащення основних механізмів здійснюється розбризкуванням;

- плавна робота конічної передачі, елементи якої виготовляються з термічно обробленої високолегованої сталі, що забезпечує високу їх довговічність;

- ефективний захист від потрапляння бурового розчину і нафти всередину ротора;

- ущільнення стола ротора лабіринтне, ущільнення привідного вала здійснюється за допомогою гумових кілець;

- основні розміри відповідають вимогам стандартам API Spec.7A;

- в якості опор ротора використовуються радіально-упорні підшипники.

Ротор ZP 275 виробництва китайської компанії "China Petroleum Technology and Development Corporation" [11] володіє рядом конструктивних особливостей, а саме:

- шестерня і колесо виготовляється з високолегованої сталі;

- розміри вихідного кінця привідного вала і його шпонкового пазу відповідають стандартам API Spec 7K;

- елементи конічної передачі виготовляються на верстатах з високою точністю обробки, після чого проходять термічну обробку, внаслідок чого твердість поверхні їх зубців досягає 45 HRC;

Ротор ZP 275 виробництва китайської компанії „Chuanyou Guanghan Honghua Co., Ltd” [12] характеризується наступними особливостями:

- шестерня і зубчасте колесо виготовляються з високоміцного сплаву;

- стіл ротора виготовляється з відливки;

- передбачена можливість роботи ротора з ведучими трубами чотирикутного та шестикутного перерізу;

- надійне ущільнення ротора;

- конструктивні параметри ротора відповідають стандартам API Spec 7K.



Рисунок 2.3 - Ротор ZP 275 виробництва китайської компанії „China Petroleum Technology and Development Corporation”



Рисунок 2.4 - Ротор ZP 275 виробництва китайської компанії "Chuanyou Guanghan Honghua Co., Ltd"

Основними характерними ознаками ротора RTSS 27½ виробництва німецької компанії „Wirth” [13] є:

- можливість зміни частоти обертання;
- зменшена вага;
- наявність гідроприводного стопорного пристрою;



Рисунок 2.5 - Ротор RTSS 27½ виробництва німецької компанії "Wirth"

В результаті проведеного аналізу вибираємо прототипом до проектованого ротора ротор Р–700, враховуючи його конструктивні особливості, а також те, що за завданням на дипломний проект свердловина споруджується на просторах України буровою установкою виробництва Уралмашзаводу. При виборі прототипу враховувались також такі фактори як вартість обладнання, його ремонтопридатність та спроможність баз виробничого обслуговування бурових підприємств забезпечити належне технічне обслуговування і ремонт обладнання.

3 Опис конструкції, принципу дії, будови та комплектності проектованого обладнання

Ротор (рис.3.1) складається із станини 3, що має горизонтальну розточку для стакана 11, в якому змонтований привідний вал У станині встановлений основний кульковий підшипник 2, на який опирається стіл ротора 14 з посадженим на нього зубчатим вінцем 19. Станина і стіл ротора на взаємнообернених торцевих поверхнях мають кільцеві проточки, які утворюють лабіринтне ущільнення, що оберігає масляну ванну від попадання розчину. По торцю диск стола ротора має вертикальні пази Б, в які входить фіксатор 15 стопорного пристрою. У станину ротора запресована втулка 6, яка утворює масляну ванну основної опори ротора.

Знизу в станині ротора встановлений допоміжний підшипник 5, головне завдання якого центрувати стіл ротора і сприймати вертикальні навантаження, направлені вгору. Підшипник 5 опирається на фланець 8, який кріпиться болтами 7 до нижнього торця стола ротора. Фланець 8 виконаний з циліндричною вертикальною стінкою, яка утворює масляну ванну для нижньої кулькової опори.

Для захисту масляної ванни від потрапляння в неї промивальної рідини знизу встановлене лабіринтне кільце 4, яке кріпиться болтами до станини ротора. Зазор між фланцем 8 і лабіринтним кільцем перекритий відбійним щитком 9, прикріпленим до фланця 8, що обертається із столом. Така конструкція виключає потрапляння промивальної рідини у вузол нижньої допоміжної опори стола.

Зверху встановлена кришка стола ротора 1, що кріпиться до станини болтами. На приводний вал насаджена конічна шестерня 10 зубчатої передачі. Вал опирається з боку шестерні на два конічні роликопідшипники 12, а з протилежної сторони - на підшипник 13 з короткими циліндричними роликами, що змонтований в стакані 11. Стакан 11 з боку шестерні перекритий торцевою кришкою, а з боку роликового підшипника — торцевим лабіринтовим ущільненням.

Підшипники 12 і 13 змащуються консистентним мастилом, яке періодично подається ручним насосом через мастилопроводи.. Стакан 11 із змонтованим

приводним валом і підшипниками встановлюється в горизонтальну розточку станини і кріпиться болтами. Регулювання зачеплення конічної зубчатої передачі здійснюється прокладками, що встановлюються між станиною ротора і фланцем стакана 11.

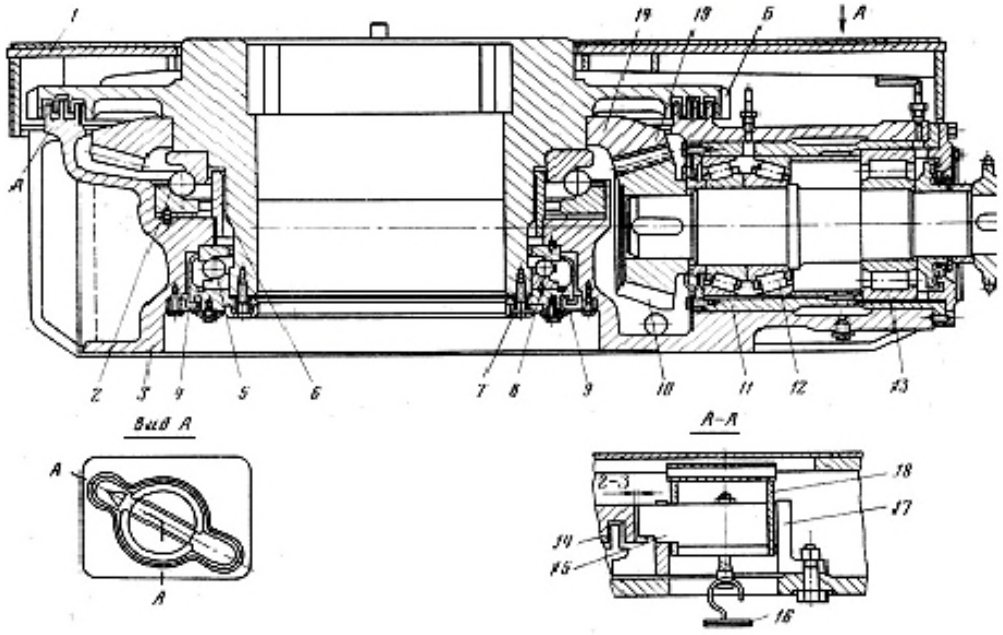


Рисунок 3.1 – Ротор

Стіл ротора стопориться фіксатором 15, що входить в пази, виконані в столі ротора 14. Фіксатор приварений до втулки 18, що переміщується по вертикалі та в кутовому напрямку в стакані 17. Знизу стопор приєднаний до пружини 16, яка утримує його в потрібному положенні. Стіл ротора має із зовнішнього торця квадратне заглиблення, в яке входить фланець рознімних вкладишів, які встановлюються в стіл ротора із змонтованими в них вертикальними стійками для підняття пневматичних клинів ПКР.

Під час роботи ротора найбільш навантаженням підлягає зубчаста конічна передача, тому вона є найслабшою ланкою даного обладнання. Для підвищення довговічності даного вузла проектованого ротора дана спірально-зубчаста конічна передача виготовляється з сталі 40ХН на верстатах з підвищеною точністю обробки. Після механічної обробки елементи зубчатої передачі піддаються термічній обробці, після якої твердість поверхні зубців досягає HRC 45. Підвищена

твердість поверхні зубців дає можливість протистояти втомному руйнуванню зубців, їх викришуванню, а також абразивному зносу, в разі попадання бурового розчину в масляну ванну ротора.

Принцип роботи проектованого ротора полягає в наступному. Привод ротора здійснюється карданною передачею відповідно до кінематичної схеми і компоновки бурової установки через проміжну трансмісію від бурової лебідки або Для цього на шийку привідного вала насаджується зірочка ланцюгової передачі або фланець карданної передачі. В залежності від приводу ротор може мати ступінчасту, неперервно-ступінчасту та безперервну зміну швидкостей обертання та крутних моментів. Під дією обертового моменту, що передається від привідної передачі обертається привідний вал ротора. Конічна шестерня, входячи в зачеплення із столом ротора змушує його обертатись також. Частота обертання стола ротора менша від частоти обертання привідного вала в залежності від передавального числа спірально-зубчатої конічної передачі. Стіл ротора, обертаючись, змушує обертатись бурильну колону.

Ротор монтується на балках підроторної основи, та оснащується пневматичними клинами, для яких служить монтажною базою.

4 Аналіз умов роботи бурових роторів

В бурових установках для експлуатаційного і глибокого розвідувального буріння використовуються ротори, що нерухомо встановлюються над гирлом свердловини. За конструктивною схемою ротор нагадує конічний редуктор, ведений вал якого виконаний вертикальним і порожнистим. Типова конструкція ротора складається із станини і стола, який приводиться в обертання від привідного вала за допомогою конічних шестерні і колеса. Міжосьовий кут передачі складає 90°.

Станина ротора в більшості випадків виконується литою з конструкційних нелегованих сталей. Форми і геометричні розміри її визначаються конструктивними, експлуатаційними, технологічними і естетичними вимогами. В станині є горизонтальна і вертикальна розточки для розміщення привідного вала і стола ротора. Товщина її стінок 15-30 мм. Слід мати на увазі, що збільшення товщини стінок приводить до неоднорідності мікроструктури металу через зростаючу різницю швидкостей охолодження серцевини і поверхневого шару відливки. Тому для одержання якісних відливок товщина стінок станини ротора вибирається з врахуванням вимог технології ливарного виробництва. Необхідну міцність і жорсткість надають ребра на внутрішніх стінках станини. В основі її є отвори для стропів, які використовуються для переміщення ротора в підвішеному стані.

При спуско-підіймальних операціях (СПО) затискачі ведучої труби витягують з ротора, а для утримування колон труб на роторі використовують елеватор або клиновий захват із пневматичним приводом. У порівнянні з елеватором пневматичний клиновий захват значно полегшує і прискорює спуско-підіймальні операції. Тому на практиці переважно поширені ротори, оснащені пневматичним клиновим захватом (ПКР).

Вага бурильної колони, що утримується клиновим захватом, обмежується допустимим контактним тиском між плашками і тілом труби.

Для зменшення контактних тисків користуються видовженими клинами і спеціальними плашками, які охоплюють трубу з мінімальним зазором між їх поздовжніми торцями. В деяких конструкціях замість трьох використовують шість клинів, що сприяє більш рівномірному розподілу контактних тисків.

При недостатній утримуючій здатності клинові захвати замінюються підкладним кільцем для встановлення елеватора або підкладними клинами, які утримують трубу за торець муфти. Для спуску обсадних труб, діаметр яких більший від діаметра конусної втулки, використовується підкладне кільце, яке замінює клини і конусну втулку.

Пневматичний клиновий захват зблокований з приводом ротора так, що піднятому клиновому захваті виключається можливість обертання стола ротора. Під час буріння клини з траверсою забираються і замінюються затискачем під ведучу трубу, а стійки із кільцевою рамою опускаються в крайнє нижнє положення. Управління пневматичним клиновим захватом здійснюється педальним краном, встановленим біля пульта бурильника.

Ротори мають груповий або індивідуальний привід. У груповому приводі ротор з'єднується з двигунами бурової лебідки за допомогою ланцюгових передач, карданних валів і зубчатих редукторів. Індивідуальний привід застосовується в електричних бурових установках, призначених для буріння свердловин глибиною 6000 м і більше. Величина крутного моменту, який передається ротором, контролюється датчиками, встановленими на приводному валі або в силових передачах ротора.

4.1 Аналіз досліджень стану роторів при проведенні капітального ремонту

В процесі досліджень стану роторів при проведенні капітального ремонту встановлено [10], що в більшості випадків відмічається наявність промивальної рідини (глинистого розчину) в масляних ваннах роторів. Із загального числа обстежених роторів в 90% випадках виявлялося попадання глинистого розчину в ванну ротора. Спостерігалися випадки наявності глинистого розчину у ванні

привідного валу. В роторах з роздільною масляною ванною забрудненість мастила ванни столу не впливає на стан мастила допоміжної опори; в роторах з спільною масляною ванною при попаданні глинистого розчину одночасно забруднюється мастило як основної, так і допоміжної опор. Проте в роторах з роздільною масляною ванною герметизація масляної ванни допоміжної опори також недостатньо надійна.

Забрудненість мастила глинистим розчином приводить до прискореного зносу основних деталей і вузлів роторів, а також сприяє корозії. На рисунку 4.1 показано кільце основної опори, в якої відзначена корозія бігової доріжки.

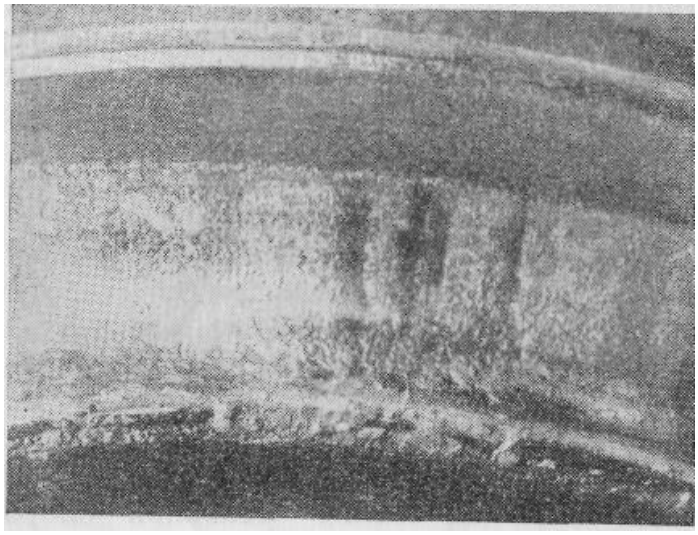


Рисунок 4.1 - Корозійне руйнування робочої поверхні кільця основної опори ротора

Аналіз причин попадання глинистого розчину показує, що в ванни основної і допоміжної опор глинистий розчин проникає через верхнє і нижнє лабіринтові ущільнення. У ванну привідного валу глинистий розчин потрапляє через лабіринтне ущільнення з боку шестерні, тобто у разі забруднення мастила у ванні столу.

Розрахунок розмірних ланцюгів ротора, що визначають величину зазорів в лабіринтах [9], показав, що величина радіального зазору в лабіринтовому ущільненні масляної ванни стола може досягати 5,7 мм. В цьому випадку не може бути забезпечено ефективне ущільнення. В лабіринтному ущільненні масляної

ванни привідного валу величина зазору (1,9—3,2 мм) також значно перевищує рекомендовану.

В більшості випадків причиною втрати працездатності роторів є вихід з ладу основної опори. Основні види зношування верхніх і нижніх кілець основної опори обумовлені контактною втомою металу. Цей вид зношування (від загальної кількості випадків) складає: 61% для кілець роторів.

Кільця з початковим розвитком втомного зношування характеризуються одиничними, рідше груповими, неглибокими викрашуваннями; кільця з прогресуючим втомним зношуванням — глибокими (0,3—1,5 мм і більш) викрашуванням.

Під дією багаторазових високих контактних навантажень в зоні дії найбільших дотичних напружень і в зоні, де дотичні напруження змінюються з найбільшою амплітудою, відбуваються фазові перетворення. Пониження твердості в результаті фазових перетворень в цих зонах приводить до посилення пластичної деформації і виникнення втомних тріщин. Цьому неабиякою мірою сприяє наявність значних динамічних навантажень.

Відмінність в глибині викрашуваня на поверхнях кілець підшипників пояснюється тим, що в малих активних об'ємах металу поверхневих шарів відбуваються інтенсивні мікроскопічні деформації, що викликають значне зміцнення металу. Глибина зміцненого шару і інтенсивність зміцнення залежать від навантаження, а глибина викрашування, у свою чергу — від глибини зміцнення. Це справедливо за умови, що фазових і структурних змін в поверхневих шарах немає [10].

Велике число кілець з втомним зношуванням бігових доріжок мають «напливи» металу у напрямі до внутрішнього діаметра і тріщини (рисунок 4.2, а). Тріщини на поверхнях кілець в більшості випадків розташовані хаотично, що є слідством структурних змін. Відзначені також випадки, коли тріщини на поверхнях кілець підшипників направлені перпендикулярно силам тертя (рисунок 4.2, б), що свідчить про їх втомне походження.

Отже, на кільцях основних опор спостерігаються викрашування, не зв'язані і пов'язані (втомні) з фазовими і структурними перетвореннями.

Переважаючими видами руйнувань верхніх і нижніх кілець основної опори є відколи, відшаровування металу, а також корозія. Руйнування цих трьох видів; для роторів сумарно складають до 39,5% від загального числа відзначених випадків руйнувань і зношування.

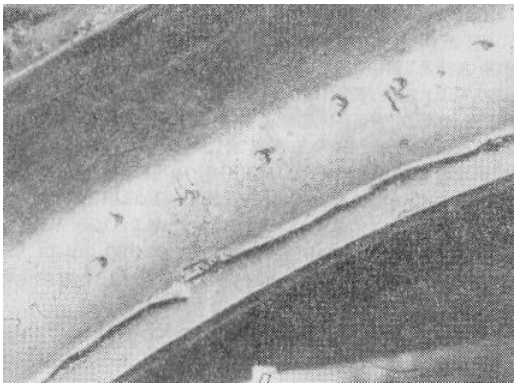
За умов роботи ротора корозія є неприпустимим видом руйнування, супутнім і прискорюючим зношування опор.

Втомне зношування куль спостерігається в значно меншому ступені в порівнянні із зношуванням кілець основної опори. Це пояснюється тим, що при контакті кулі з плоскою поверхнею більш сприятливі умови напруженого стану в матеріалі кулі.

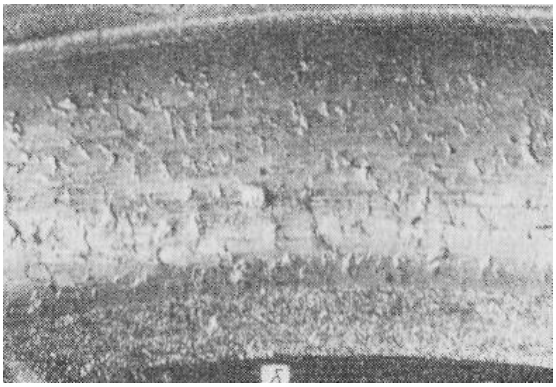
Стан зношених поверхонь кілець допоміжної опори відрізняється від стану кілець основної опори. В більшості випадків на зношених кільцях спостерігається втомне зношування в початковій стадії. Прогресуюче втомне викрашування на бігових доріжках є в одиничних випадках.

Основний вид руйнування кілець допоміжної опори — корозія. Корозія кілець допоміжних опор, як і корозія кілець основних опор, обумовлена попаданням глинистого розчину і води в масляні ванни.

На кулях допоміжних опор втомного зношування не спостерігалося. Основною причиною руйнування куль внаслідок дії глинистого розчину є корозія.



а



б



в

а. — напливи металу, викрашування і тріщини;

б — втомні тріщини; в — відшаровування металу

Рисунок 4.2 Втомне зношування бігової доріжки кілець основної опори ротора

Основними причинами виходу з ладу зубів шестерні і вінця роторів є односторонній знос, напливи металу по торцях і втомне зношування.

Втомний вид зношування прямозубих шестерні і вінця роторів був відзначений відповідно в 38 % випадках, а для косозубої передачі роторів — в 22 %. випадків. При цьому на зубах шестерні і вінця косозубої передачі спостерігалися тільки одиничні початкові викрашування, а на зубах прямозубої передачі — втомне прогресуюче зношування.

Основною причиною одностороннього зносу зубів (рисунок 4.3) є неточність збірки.

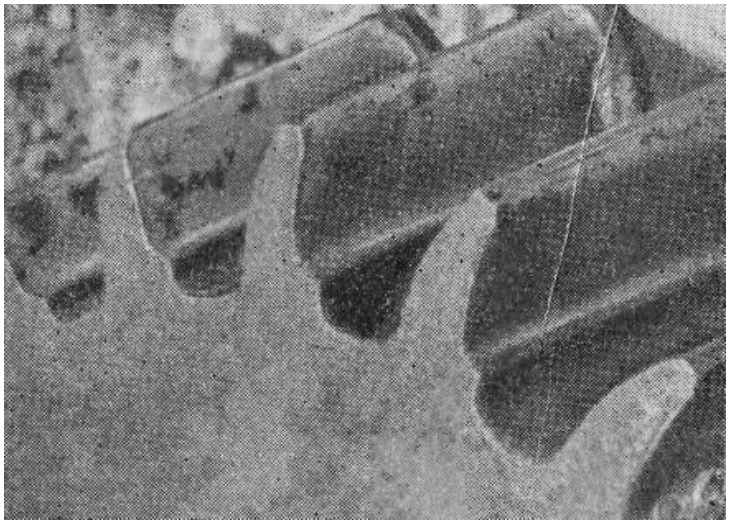


Рисунок 4.3 - Односторонній знос зубів шестерні ротора

Підшипники привідного валу при правильній збірці достатньо працездатні. Проте є випадки виходу з ладу підшипника, встановлюваного з боку зірочки. Основним видом зношування цих підшипників є окислювальне зношування за умови, що в мастилі не буде абразивних частинок (глинистого розчину).

Таким чином, в результаті проведених обстежень роторів при капітальному ремонті і в умовах експлуатації встановлено, що основною причиною втрати працездатності роторів є вихід з ладу основної опори внаслідок втомного зношування, відшаровування металу кілець і відколювання, а також через попадання в мастило глинистого розчину.

Виходячи з умов підвищення довговічності конструкції роторів повинні задовольняти наступні основні технічні вимоги [10]:

1. Масляні ванни роторів повинні бути надійно герметизовані від попадання промивної рідини і води. Існуючі лабіринтні ущільнення, а також ущільнення привідних валів не завжди надійні.

2. Довговічність основної опори ротора кращим чином забезпечується при верхньому її розташуванні. Недостатня довговічність опор може бути частково забезпечена незадовільною якістю виготовлення кілець опор, для чого необхідно рекомендувати термообробку кілець з доведенням твердості в межах HRC 60-64 і проведенням 100% контролю якості виготовлення кілець.

3. Підшипник основної опори повинен бути оснащений сепаратором. В підшипниках без сепаратора спостерігається руйнування кульок, викликане ударянням їх одне об одне.

4. Зубчата пара повинна забезпечувати плавну безударну передачу крутного момента, для чого доцільно застосовувати косозубу зубчасту пару або колеса з круговими зубами.

5. Необхідно мати роздільні масляні ванни для опор і для привідного вала.

6. Зі сторони приводу необхідно встановлювати підшипник, більш приспосіблений до сприйняття осьових і радіальних навантажень.

7. Необхідно мати механізм безпосереднього стопоріння стола, при цьому зубчата пара і опори вала звільняються від шкідливих ударних навантажень.

8. Необхідно особливу увагу приділяти на вибір оптимальних сортів мастил для змащування роторів.

5 Пропоновані вдосконалення, обґрунтування їх доцільності та ефективності

Обладнання для обертання бурильної колони, зокрема ротор, є одним з найвідповідальніших в складі бурової установки. Удосконалення даного виду обладнання повинні бути спрямовані на:

- підвищення довговічності вузлів і деталей ротора та вертлюга;
- зниження матеріаломісткості конструкції ротора та вертлюга;
- збільшення міцності деталей ротора та вертлюга;
- покращення їх ремонтопридатності та ін.

Для підвищення довговічності і збільшення міцності вузлів ротора пропонується використати для виготовлення шестерні зубчатої конічної передачі сталь 40ХН [7], так як вона обертається з більшою частотою та має менше число зубців. В проектованому роторі пропонується застосувати спірально-конічну (гіпоїдну) зубчасту передачу з криволінійними зубами (рис.5.1).

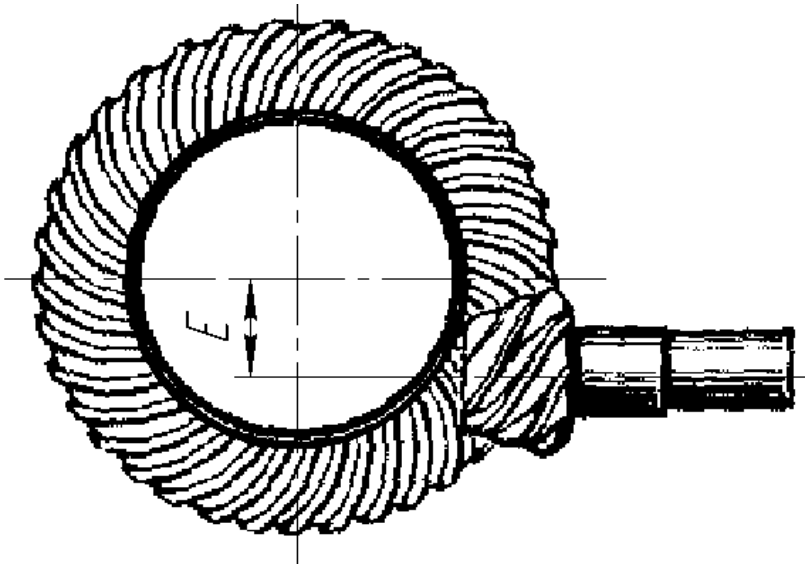


Рисунок 5.1 – Схема спірально-конічної (гіпоїдної) зубчастої передачі

У порівнянні з прямозубою конічною передачею гіпоїдна передача має наступні переваги:

- завдяки здатності передавати більшу потужність (і будучи менш навантаженою по контактним напруженням та по напруженням згину) передача матиме більший ресурс

- підвищена надійність завдяки збільшеному коефіцієнту перекриття; - понижений рівень шуму;

- довший термін служби;

- вищу точність.

Дана передача виготовляється на металорізальних верстатах із застосуванням машинних інструментів спеціального призначення з високою точністю обробки. Після обробки на металорізальних верстатах дана передача піддається термічній обробці для досягнення твердості поверхні зубців не менше 45 HRC. Після виготовлення передача приробляється в складеному стані (попарно) для досягнення найкращого контакту спряжених поверхонь зубців.

В роторах деталі, які труться, змащуються розприскуванням. При великій потужності, передачу якої супроводжує інтенсивне тепловиділення, а також внаслідок конструктивної компоновки ротора, яка ускладнює змащення підшипників і зубчастої передачі розприскуванням, застосовують циркуляційну систему змащування.

Підшипники швидкохідного вала змащують рідким мастилом, яке заправляється в стакан через заливні отвори. Рівень мастила при заправці і експлуатації контролюється з допомогою жезлового мастиловказника. Для запобігання витікання мастила зовнішня торцева кришка стакана оснащена гребінчастим лабіринтним ущільненням. Внутрішній торець стакана має кришку з відбивальним диском, який запобігає забрудненню мастила промивним розчином і продуктами спрацювання, які попадають в суміжну масляну ванну, яка використовується для змащування конічної передачі і підшипників стовбура ротора.

Слід мати на увазі, що в конічних підшипниках ролики, діючи подібно до лопастей відцентрового насоса, нагнітають мастило в порожнину між підшипником

і кришкою, що призводить до додаткової його втрати через ущільнення вала. Особливо відчутно це виявляється в тому випадку, коли ролики розходяться в сторону ущільнення і осі їх кочення схрещуються між підшипниками (*Х*-подібна схема установки конічних підшипників). Тому схема установки підшипників, коли ролики сходяться в сторону ущільнення і осі їх кочення схрещуються поза підшипниками (*О*-подібна схема) більш вдала. Для запобігання перегріву внаслідок ускладненої циркуляції мастила, яке знаходиться в кишенях, утворених підшипниками і ущільненнями кришок, в нижній частині стакана є поздовжні канали для виходу мастила в масляну ванну стакана.

Центральна масляна ванна утворена між станиною і столом ротора, заправляється рідким мастилом через заливний отвір, який закривається пробкою з штировим вказником рівня мастила. Для запобігання попаданню промивного розчину, що розливається при спуско-підіймальних операціях, в центральну масляну ванну між станиною і столом ротора є кільцеві лабіринтні ущільнення. Конічна зубчаста пара і підшипники стола змащуються розприскуванням мастила, яку захоплюється шестернею при обертанні. В зв'язку з цим рівень мастила в центральній ванні повинен бути вищим від нижнього контуру шестерні.

Зміна мастила проводиться після буріння кожної свердловини і не рідше ніж раз на 2-3 місяці. Для зливання відпрацьованого мастила в основі корпусу є зливні пробки. Перед заливанням свіжого мастила ванну необхідно промити гасом. В тих випадках, коли допоміжний підшипник розміщений над зубчастим колесом, змащувати його розприскуванням складно. В роторах такої конструкції для змащування допоміжного підшипника використовують пластичні мастила, що заправляється ручним насосом через масльонку.

Відомо, що при певних розмірах і навантаженнях підшипники кочення, працюючі на консистентному мастилі, в процесі експлуатації повинні періодично змащуватися свіжим мастилом, при цьому відпрацьоване мастило повинне видалятися з підшипникового вузла. Для видалення відпрацьованого мастила використовуються різні конструкції з’ємних мастилозбірників.

Наявність з’ємного мастилозбірника збільшує витрату матеріалів і трудомісткість виготовлення підшипникового вузла в порівнянні з існуючим варіантом конструкції. Проте цього не уникнути, якщо треба забезпечити заміну мастила в підшипниковому вузлі.

Складна конфігурація зовнішнього ущільнення підшипникового вузла у варіанті з з’ємним мастилозбірником є також причиною збільшення його матеріаломісткості та трудомісткості.

Завданням запропонованого вдосконалення є створення підшипникового вузла з з’ємним мастилозбірником, що дозволяє знизити матеріаломісткість і трудомісткість виготовлення, а також, при необхідності, отримати мінімальні габарити вузла.

Конструкція підшипникового вузла показана на рисунку 5.2.

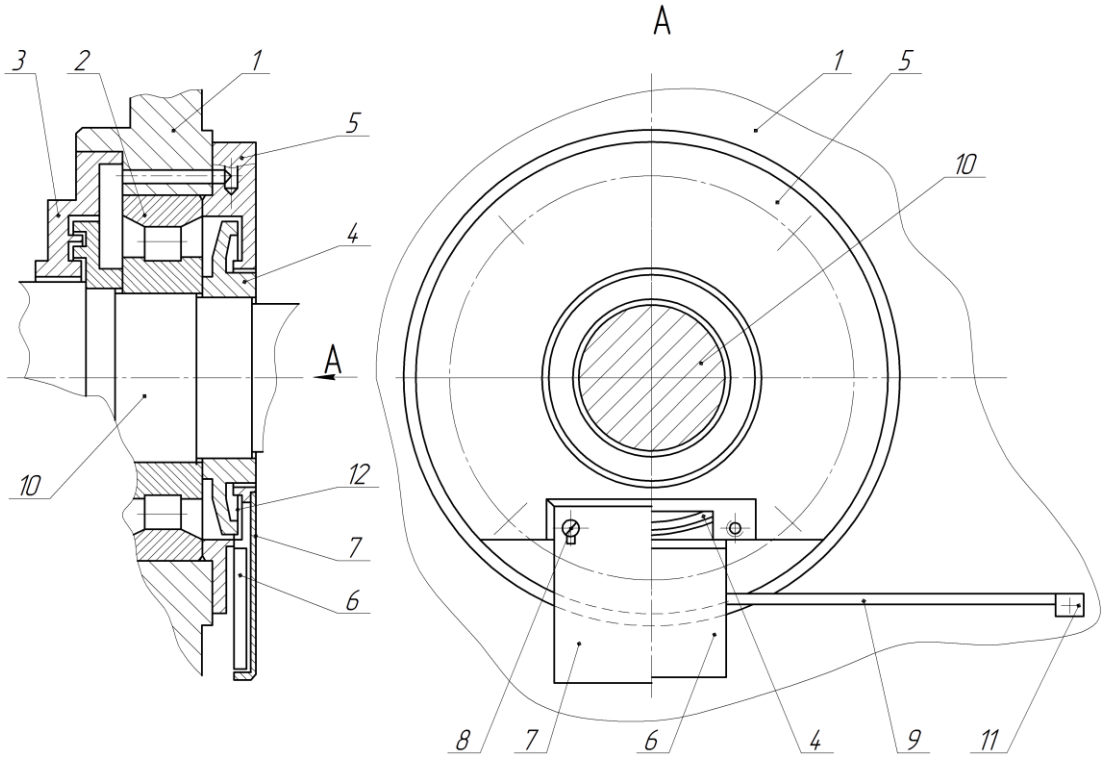


Рисунок 5.2 – Удосконалений вузол швидкохідного вала

Підшипниковий вузол складається з підшипникового щита 1, підшипника кочення 2, розташованого на валу 10, внутрішнього ущільнення 3, мастилоскидного кільця 4, зовнішнього ущільнення 5, мастилозбірника 6, Г-подібної планки 7, прикріпленої гвинтами 8 до ущільнення 5. Мастилозбірник 6

має форму коробки з відкритим верхом. До нього прикріплено рукоятку 9. Мастилозбірник утримується планкою 7 і болтовим кріпленням 11 рукоятки 9 до підшипникового щита 1. Внутрішня порожнина 12 ущільнення 5 в нижній частині має вихід для мастила, що відкидається кільцем 4 в мастилозбірник 6.

Завдяки циліндричній формі ущільнення 5 обробка його поверхонь здійснюється на токарному верстаті. Після чого фрезерується вибірка для установки планки 7 і мастилозбірника 6. При цьому вскривається внутрішня порожнина ущільнення 5, забезпечуючи можливість виходу мастила в мастилозбірник.

При поповненні підшипникового вузла свіжим мастилом воно подається через отвори в ущільненні 5 і щиті 1 в порожнину ущільнення 3 за допомогою шприца або пресс-мастильниці. З ущільнення 3 свіже мастило проходить через підшипник 2, видавлюючи відпрацьоване мастило, яке відкидається мастилоскидним кільцем 4 в мастилозбірник 6. Мастилозбірник 6 періодично спорожняється після витягання його з ущільнення за рукоятку 9 і встановлюється знову на своє місце.

Циліндрична форма ущільнення 5 є оптимальною з точки зору витрати матеріалів і трудовитрат на виготовлення. Планка 7, яка може бути виконана різними способами, наприклад, гнучкою з тонкого сталевого листа, також вимагає мінімальних матеріальних і трудових витрат при її виготовленні.

Можливість переміщення планки 7 у вертикальному напрямі за рахунок виконання отворів під гвинти 8 продовгуватими дозволяє регулювати зазор між мастилозбірником і камерою, зводячи тим самим можливість проникнення сторонніх часток в підшипниковий вузол до мінімуму. При цьому не потрібно високої точності виконання таких елементів, як камера і мастилозбірник, що здешевлює їх виготовлення.

Завдяки тому, що зовнішнє ущільнення виконується збірним, а не з цілісної заготівлі, не потрібно виконання трудомістких операцій для створення простору в ущільненні для розміщення мастилозбірника. Вказаний чинник дозволяє також зменшити габарити підшипникового вузла в аксіальному і радіальному напрямах за

рахунок істотного зменшення товщини зовнішніх стінок ущільнення, що охоплюють мастилозбірник, оскільки ці стінки замінює планка 7.

Вдалося забезпечити можливість регулярного обслуговування підшипникового вузла і, тим самим, підвищити його надійність роботи в цілому.

6 Розрахункова частина

6.1 Розрахунок конічної передачі ротора

Для розрахунку конічної передачі ротора сформуємо набір вихідних даних:

- матеріал шестерні і колеса - сталь 40 ХН;
- число зубів шестерні $z_1 = 19$;
- передавальне число зубчастої передачі $u_{12} = 3.74$;
- зовнішній коловий модуль зачеплення $m_{te} = 20$ мм;
- кут зачеплення $\alpha = 20°$;
- кут спіралі $\beta_m = 25$ °.

Геометричний розрахунок конічної передачі виконуємо згідно методики викладеної у [16].

Число зубів колеса:

$$z_2 = z_1 \cdot u_{12} \tag{6.1}$$

$$z_2 = 19 \cdot 3{,}74 = 71.$$

Число зубів плоского колеса, для виготовлення зубчастої передачі:

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \tag{6.2}$$

$$z_c = \sqrt{19^2 + 71^2} = 73.5\,.$$

Зовнішня конусна відстань:

$$R_e = 0{,}5 \cdot m_{te} \cdot z_c \tag{6.3}$$

$$R_e = 0{,}5 \cdot 20 \cdot 73{,}5 = 83{,}5 \text{ мм}.$$

Ширина вінця:

$$b \le 0.3\ R_e \tag{6.4}$$

$$b = 0.3 \cdot 83.5 = 25 \text{ мм}.$$

Середня конусна відстань:

$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b \quad (6.5)$$

$$R_m = 83.5 - 0,5 \cdot 25 = 71 \text{ мм.}$$

Найбільша висота зубів (біля торця):

$$h_e = 2 \cdot h_{te}^* \cdot m_{te} + c \quad (6.6)$$

$$h_{te}^* = \cos \quad (6.7)$$

$$c = 0.2 \cdot m_{te} \quad (6.8)$$

$$c = 0.2 \cdot 20 = 4 \text{ мм;}$$

$$h_{te}^* = \cos 25° = 0,9$$

$$h_e = 2 \cdot 0,9 \cdot 20 + 4 = 40 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт радіального зміщення у шестерні:

$$x_1 = 2 \cdot \left(1 - \frac{1}{u_{12}}\right) \cdot \sqrt{\frac{\cos^3 \beta_m}{z_1}} \quad (6.9)$$

$$x_1 = 2 \cdot \left(1 - \frac{1}{3.74}\right) \cdot \sqrt{\frac{\cos^3 25}{19}} = 0,01 \text{ мм}$$

Коефіцієнт тангенціального зміщення у шестерні:

$$x_{\tau 1} = a + b \cdot (u_{12} - 2.5) \quad (6.10)$$

де, коефіцієнти a = 0,07 та b = 0.010 при $\beta_m = 25°$ [16].

$$x_{\tau 1} = 0.07 + 0.01 \cdot (3.74 - 2.5) = 0.058$$

Найбільша висота головки зуба (біля торця):

$$h_{ae1} = (h_{te}^* + x_1 \cdot \cos \beta_m) \cdot m_{te} \quad (6.11)$$

$$h_{ae1} = (0.9 + 0.01 \cdot \cos 25°) \cdot 20 = 18.2 \text{ мм.}$$

$$h_{ae2} = 2 \cdot h_{te}^{*} \cdot m_{te} - h_{ae1} \qquad (6.12)$$

$$h_{ae2} = 2 \cdot 0{,}9 \cdot 20 – 18{,}2 = 17{,}8 \text{ мм.}$$

Найбільша висота ніжки зубів (у торця):

$$h_{fe1} = h_e - h_{ae1} \qquad (6.13)$$

$$h_{fe1} = 40 – 18.2 = 21.8 \text{ мм.}$$

$$h_{fe2} = h_e - h_{ae2} \qquad (6.14)$$

$$h_{fe2} = 40 – 17.8 = 22.2 \text{ мм.}$$

Колова товщина зуба по зовнішньому ділильному колу:

$$s_{e1} = (0.5 \cdot \pi + 2 \cdot x_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha + x_{\tau 1}) \cdot m_{te} \qquad (6.15)$$

$$s_{e1} = (0.5 \cdot 3.14 + 2 \cdot 0.01 \cdot \operatorname{tg} 20° + 0.058) \cdot 20 = 34 \text{ мм.}$$

$$s_{e2} = \pi \cdot m_{te} - s_{e1} \qquad (5.16)$$

$$s_{e2} = 3{,}14 \cdot 20 – 34 = 28{,}8 \text{ мм.}$$

Кут ніжки зубів:

$$\operatorname{tg} \theta_{f1} = h_{fe1} / R_e \qquad (6.17)$$

$$\operatorname{tg} \theta_{f1} = 21.8 / 83.5 = 0.26$$

$$\theta_{f1} = \operatorname{arctg} \theta_{f1} = 14.6 °$$

$$\operatorname{tg} \theta_{f2} = h_{fe2} / R_e \qquad (6.18)$$

$$\operatorname{tg} \theta_{f2} = 22.2 / 83.5 = 0.27$$

$$\theta_{f2} = \operatorname{arctg} \theta_{f2} = 14.8 °$$

Кут ділильного (початкового) конуса:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = z_1/z_2 \quad (6.19)$$

$$\operatorname{tg} \delta_1 = 19/71 = 0.28$$

$$\delta_1 = \operatorname{arctg} \delta_1 = 15{,}6\ °$$

$$\delta_2 = 90 - \delta_1 \quad (6.20)$$

$$\delta_2 = 90 – 15.6 = 74.4\ °$$

Кут конуса вершин:

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{f2} \quad (6.21)$$

$$\delta_{a1} = 15{,}6\ ° + 14.8\ ° = 30.4°$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{f1} \quad (6.22)$$

$$\delta_{a2} = 74.4\ °+ 14.6\ ° = 89\ °$$

Кут конуса впадин:

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} \quad (6.23)$$

$$\delta_{f1} = 15{,}6\ °\ - 14.6\ ° = 1.0°$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} \quad (6.24)$$

$$\delta_{f2} = 74.4\ ° - 14.8° = 59.6\ °.$$

Діаметр зовнішнього ділильного (початкового) кола:

$$d_{e1} = m_{te} \cdot z_1 \quad (6.25)$$

$$d_{e1} = 20 \cdot 19 = 380 \text{ мм}.$$

$$d_{e2} = m_{te} \cdot z_2 \quad (6.26)$$

$$d_{e2} = 20 \cdot 71 = 1420 \text{ мм}.$$

Зовнішній діаметр вершин:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot h_{ae1} \cdot \cos \delta_1 \quad (6.27)$$

$$d_{ae1} = 380 + 2 \cdot 18{,}2 \cdot \cos 15{,}6° = 397{,}5 \text{ мм.}$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot h_{ae2} \cdot \cos \delta_2 \quad (6.28)$$

$$d_{ae2} = 1420 + 2 \cdot 17{,}8 \cdot \cos 74{,}4° = 1429{,}6 \text{ мм.}$$

6.2 Розрахунок основної опори ротора

Допустиме статичне навантаження на упорно – радіальний підшипник: [16]

$$Q_{ст.п} = 5 \cdot z_ш \cdot d_ш^2 \cdot \sin \beta, \quad (6.29)$$

де $z_ш$=31 шт – кількість кульок в підшипнику,

$d_ш$ =76,2– діаметр кульок, мм

β=60° – кут лінії контакту

Згідно формули (6.29) маємо:

$$Q_{ст.п} = 5 \cdot 10^{-5} \cdot 31 \cdot 76{,}2^2 \cdot 0{,}866 = 7{,}79 \text{МН}$$

Коефіцієнт роботоздатності упорно – радіального підшипника:

$$C_n = 95 \cdot Z_ш^{0,7} \cdot d_ш^2 \cdot \varphi \cdot \sin \beta, \quad (6.30)$$

де $\varphi = \frac{1}{1 + 0.02 \cdot d_ш} = \frac{1}{1 + 0{,}02 \cdot 76{,}2} = 0{,}396$ (6.31)

Підставивши значення в формулу (6.30) отримаємо:

$$C_n = 95 \cdot 31^{0,7} \cdot 76{,}2^2 \cdot 0{,}396 \cdot 0{,}866 = 2093138$$

Календарний строк служби основної опори (в роках)

$$U = \left(\frac{C_n \cdot 10^{-3}}{8{,}8 \cdot P_{гдоп}} \right) \tag{6.32}$$

$$U = 6 \cdot \left(\frac{2093138 \cdot 10^{-3}}{8{,}8 \cdot 320} \right)^3 = 2{,}5 \, року$$

де, $Р_{г\ доп}$ = 320 т - допустиме навантаження на гак, для бурової установки 7 класу.

6.3 Розрахунок ланцюгової передачі

Розрахунок ланцюгової передачі:

Вихідні дані:

Вихідними даними для розрахунку ланцюгової передачі є такі:

- максимальний крутний момент на веденій зірочці $Т_2$= 10305 Нм;
- передавальне відношення ланцюгової передачі u=0,422;
- частота обертання веденої зірочки n_2=181 хв.$^{-1}$
- тривалість експлуатації ланцюга Т=3000 год.

Ланцюгова передача приводу ротора зменшує крутний момент на приводному валу ротора, тобто u<1.

Мінімальне значення кількості зубів меншої (веденої) зірочки z_2 =19 [16]. Тоді кількість зубів більшої (веденої) зірочки

$$z_1=z_2/u=19/0{,}422=45. \tag{6.33}$$

Рекомендоване значення кроку ланцюга для передач в бурових лебідках t>50,8 мм [11]. Приймаємо значення t=50,8 мм.

Фактична частота обертання меншого колеса

$$n_1 = n_2 \cdot u = 181 \cdot 0{,}422 = 76 \text{хв.}^{-1}. \quad (6.34)$$

Користуючись таблицею, складеною за рекомендаціями англійської компанії "Ренолдс" [17] при вибраній комбінації кроку t, числа зубців меншого колеса z_M та типу ланцюга перевіряємо нерівність

$$z_2 < k \cdot n_{max} = f(z_м, t) \quad (6.35)$$

де k приймається рівним 0,9 для передач, які працюють в повторно-короткочасному режимі (до бурової лебідки і в ній самій).

Отже, 181 хв.$^{-1}$ <0,9·600=540 хв.$^{-1}$ і умова виконується.

Визначаємо міжосьову відстань передачі, з якою крок зв'язаний наступним співвідношенням t >0,05мм. [17]. Тоді приймемо міжосьову відстань A=t/0,05=50,85/0,05=1016 мм. Округляємо значення до ближчого стандартного A=1100 мм.

Обчислюємо лінійну швидкість ланцюга в передачі

$$V = \frac{z_2 \cdot t \cdot n_1}{60000} = \frac{19 \cdot 50{,}8 \cdot 76}{60000} = 1{,}22 \text{ м/с.} \quad (6.35)$$

Порівняємо обчислене значення з гранично допустимою швидкістю, обмеженою міцністю вибраного ланцюга

$$V_{max} = 0{,}316\sqrt{\frac{R}{m}} = 0{,}316\sqrt{\frac{860000}{33}} = 51 \text{ м/с}, \quad (6.36)$$

де R - руйнівне розтягуюче навантаження ланцюга, гарантована величина якого встановлюється стандартом, R=860 кН [15];

m - маса 1 м ланцюга, m=33 кг;

- швидкістю, при якій ланцюг передає найбільшу потужність (без врахування його довговічності)

-

$$V_{\max} = 0{,}183\sqrt{\frac{R}{m}} = 0{,}183\sqrt{\frac{860000}{33}} = 29{,}5 \text{ м/с}, \quad (6.37)$$

- швидкістю, якій відповідає найменше зусилля, що навантажує ведучу вітку ланцюга

$$V_{\max} = 3{,}7\sqrt[3]{\frac{N}{m}} = 3{,}7\sqrt[3]{\frac{195324}{33}} = 67 \text{ м/с}. \quad (6.38)$$

$$\text{де } N = T_2 \cdot \pi \cdot n_2 / 30 = 10305 \cdot 3{,}14 \cdot 181 / 30 = 195324 \text{ Вт}. \quad (6.39)$$

Як бачимо, умова $V<V_{max}$ виконується.

Обчислюємо тангенціальне зусилля розтягу в ланцюгу, яке створює обертаючий момент

$$P_t = N/V = 195{,}324/1{,}22 = 160{,}1 \text{ кН}. \quad (6.40)$$

Визначаємо мінімальну необхідну рядність ланцюга за умовою забезпечення його статичної міцності

$$a \geq k_n \cdot P_t \cdot [S] / R = 1{,}5 \cdot 160{,}1 \cdot 3{,}5 / 860 = 0{,}97, \quad (6.41)$$

де k_n- коефіцієнт перевантаження, для бурової лебідки k_n=1,5 [14]; [S] - мінімальний допустимий коефіцієнт запасу статичної міцності ланцюга на розтяг, [S]=3,5.

Остаточно приймаємо, округливши до найближчого більшого цілого значення а=1.

Визначаємо довжину ланцюга, виміряну в кроках, за попередніми параметрами передачі

$$L_t = (z_1 + z_2)/2 + E + K/E + Y = (19+45)/2 + 43{,}3 + 0{,}4/43{,}3 + 0{,}6 = 76, \qquad (6.42)$$

де E=2A/t=2·1100/50,8=43,3 - подвійна вихідна міжосьова відстань передачі, виміряна в кроках;

К - коефіцієнт, враховуючий нахил віток ланцюга відносно міжосьової лінії, який залежить від різниці (z_2 - z_1)=45-19=26, тоді К=0,4 [18];

Y - число, яке додається до суми попередніх доданків з тим, щоб довжина була найближчим цілим, по можливості парним.

Знаходимо кількість циклів навантаження ланцюга, яким він піддається за час експлуатації Т

$$N_ц = 60 \cdot z_2 \cdot n_2 \cdot T / L_t = 60 \cdot 19 \cdot 181 \cdot 3000 / 76 = 81450. \qquad (6.43)$$

Оскільки $N_ц$ > 10000, необхідно перевірити ланцюг на втомну міцність.

Перевіряємо достатність коефіцієнта запасу втомної міцності вибраного ланцюга, користуючись умовою для передачі "великої" швидкості

$$K_{BT} = H \frac{z_1 \cdot K_t \cdot a^{0,84} \cdot K_L \cdot K_э}{P_{ГШ} \cdot D_{CP}} = 3{,}1 \frac{45 \cdot 1{,}26 \cdot 1{,}1^{0,84} \cdot 1{,}1 \cdot 1}{900 \cdot 0{,}89} = 2{,}07, \qquad (6.42)$$

де Н - розрахунковий коефіцієнт, значення якого залежить від призначення передачі і кратності оснастки талевої системи, Н=3,1 [16];

K_t-коефіцієнт кроку ланцюга, K_t = 1,26 [19];

K_L-коефіцієнт, який залежить від довжини ланцюга, K_L=1,1;

$K_З$-коефіцієнт якості деталей ланцюга; якщо ланцюг вийде з ладу внаслідок втомного руйнування втулок і роликів $K_З$=1;

$P_{ГШ}$-найбільше допустиме навантаження на гаку бурової установки, при якому лебідка може працювати з передачею "швидкого ходу"; $P_{ГШ}$=900 кН.

Умова достатності запасу втомної міцності виконується

$$K_{ВТ} = 2{,}07 \geq [K_{ВТ}] = 1{,}1.$$

При швидкості ланцюга ≤3 м/с рекомендований спосіб змащування ланцюга в передачі - регулярне крапельне змащування. Перевіримо достатню зносостійкість вибраного ланцюга

$$K_{ЗН} = 0{,}17 \cdot K_T \cdot K_{ЗМ} \cdot \frac{R \cdot \sqrt[3]{V^2}}{N \cdot K_n \cdot K_e} = 0{,}17 \cdot 1{,}15 \cdot 0{,}45 \cdot \frac{860 \cdot \sqrt[3]{1{,}22^2}}{195{,}324 \cdot 1 \cdot 0{,}48} = 1{,}92; \qquad (6.43)$$

де K_T - коефіцієнт типу ланцюга, для ланцюга типу Н рівний 1,15;

$K_{ЗМ}$ - коефіцієнт способу змащування, $K_{ЗМ}$=0,45 [16];

K_e - коефіцієнт еквівалентності навантаження ланцюга, рівний 0,48.

Умова достатньої зносостійкості виконується $K_{ЗН}$=1,92>[$K_{ЗН}$]=1,1.

За номограмою [20] визначаємо необхідну подачу мастила Q = $0{,}4 \cdot 10^{-3}$ м^3/хв.

7 Настанова з монтажу, експлуатації, обслуговування бурового ротора

Вказівки з техніки безпеки

Обслуговуючий персонал повинен керуватися "НПАОП 11.1-1.20-08 Правила безпеки у нафтогазовидобувній промисловості України".

Несправний ротор не допускається використовувати в роботі.

При всякій поломці або несправності обов'язково встановити їх причину. У паспорті вести точний запис неполадок і ремонтів з повним описом обставин, що викликали їх.

Перевірку стану ротора проводити перед кожною зміною.

Монтаж

Ротор монтується на підроторні балки вишко-лебідкового блока бурової установки.

Ротор повинен бути встановлений так, щоб неспівпадання торців зубців працюючих в парі зірочок (зірочок ротора і приводу) було не більше 0,5 мм на 1 м міжцентрової відстані;

Ротор повинен бути відцентрований відносно підроторних балок вишко-лебідкового блоку бурової установки і закріплений упорами, встановленими на підроторні балки. Центрування проводимо за допомогою упорів як показано на рис. 7.

Перевірка технічного стану.

Перед пуском ротора в експлуатацію повинно бути перевірено:

- легкість провертання привідного валу і столу;
- наявність рідкого мастила у ваннах зубчатого зачеплення;
- надійність кріплення всіх болтових з'єднань.

Характерні несправності, що найчастіше зустрічаються, і методи їх усунення приведені в табл. 7.1.

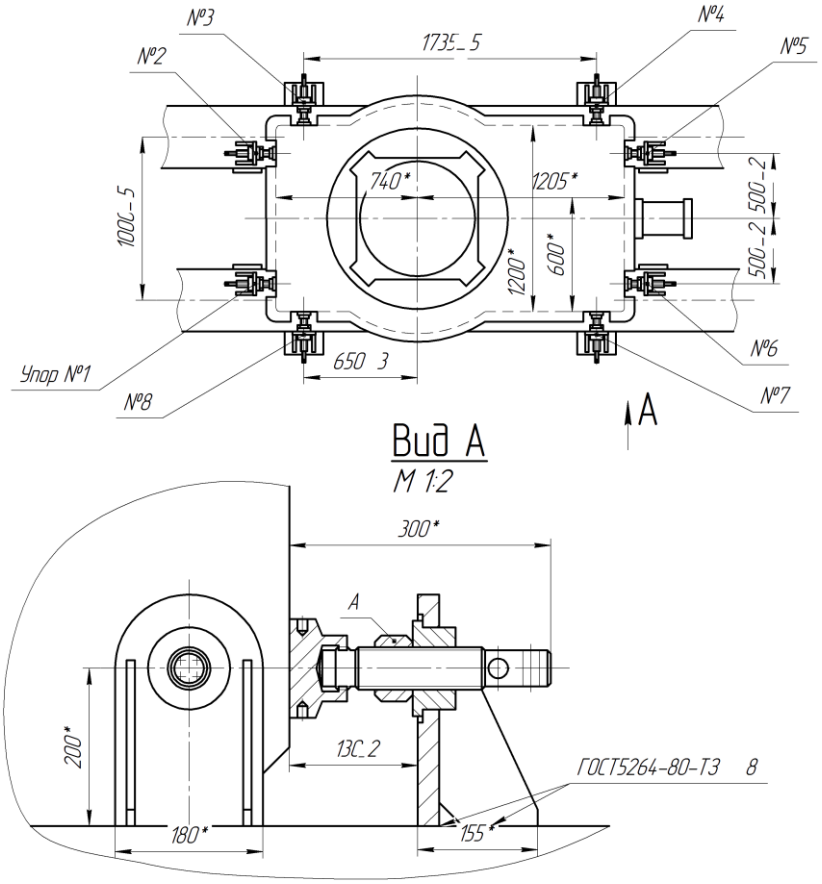


Рисунок 7.1 – Схема установки ротора

Таблиця 7.1 – Можливі несправності ротора та методи їх усунення

Несправність	Причина несправності	Метод усунення
При обертанні спостерігається вертикальне переміщення стола ротора.	Знос основної опори; Руйнування основної опори.	Відрегулювати осьовий люфт Замінити основну опору.
Нагрівання ротора, температура вище 70^0.	Відсутність мастила, забруднення мастила	Добавити мастило. Промити ротор і залити чисте мастило.
Зубчаста передача працює з ударами.	Підвищений знос, відсутнє регулювання. Великий знос, злом зуба.	Відрегулювати зачеплен-ня прокладками. Перевірити зачеплення
Заклинювання привідного вала.	Підвищений знос підшипників, руйнування підшипників.	Замінити привідний вал.

Технічне обслуговування

Регулювання осьового люфту підшипників привідного валу необхідно проводити за потребою, для чого необхідно розкрутити болти, які кріплять захисний фланець, витягнути пакет прокладок, потім трьома болтами затягнути

захисний фланець до упору, до заклинювання підшипників, заміряти зазор між торцем стакана і торцем захисного фланця, додати до цього зазору необхідний осьовий люфт підшипників 0,2...0,3 мм. Цим розміром і визначиться товщина пакету прокладок. У пакет прокладок входять прокладки товщиною 1 мм, 0,5 мм, 0,1 мм. Необхідно по можливості для подальшого регулювання зберігати в пакеті прокладки завтовшки 0,1 мм. Змащування ротора проводити відповідно до табл. 7.2.

Таблиця 7.2 – Таблиця змащення проектованого ротора

Найменування місця змазки	Сорт мастила	Вказівка по змазці
Зубчасте зачеплення, основа і допоміжні опори	Мастило індустріальне И50А ГОСТ 20799-75	Загальний об'єм мастила 35 літрів. Контроль по рисці масловказача кожен день. Повна зміна мастила кожні 500* годин роторного буріння.
Севанітне ущільнення	Літол 24 ГОСТ 21150-87	Один раз в місяць 0,03 кг.

Перша повна зміна мастила нового ротора відповідно через 125 годин роторного буріння, наступні заміни мастила виконувати через 250 годин роторного буріння.

Ремонт ротора

Під час роботи роторів зносяться наступні основні деталі: підшипники основної і допоміжної опор, підшипники привідного валу, шестерня привідного валу і зуби вінця столу.

При поточному ремонті роторів перевіряється кріплення і замінюються непридатні кріпильні деталі, ремонтуються дрібні деталі.

При середньому ремонті частково розбирається ротор, відновлюються або замінюються неосновні деталі (затиски, ланцюгове колесо і т. д.) і мастило, а також проводяться роботи, виконувані при поточному ремонті.

При капітальному ремонті проводиться повне розбирання ротора, дефекація всіх деталей, відновлення або заміна непридатних деталей (у тому числі вкладишів, підшипників стовбура, привідного валу, вінця і конічної шестерні),

ремонт столу і станини ротора, фарбування деталей, захистивши поверхні, які фарбуванню не підлягають, збирання ротора, зміна мастила, обкатка ротора.

Середні і капітальні ремонти роторів проводяться в ремонтно-механічних майстернях або ремонтних заводах, а поточні ремонти - безпосередньо на місці установки.

Капітальний ремонт ротора

Перед розбиранням **з** картера зливають масло, ротор очищають від бруду і промивають.

Ротор розбирають в наступному порядку: виймають вкладиші, виймають з ротора складений вузол приводного вала в стакані і потім на пресі демонтують муфту карданної передачі.

Далі знімають підшипник допоміжної опори і повертають ротор.

Після цього від'єднують і знімають кожух столу, виймають стіл ротора з станини, знімають підшипник основної опори. Для зняття верхнього кільця підшипника основної опори застосовують колодки з мідними наконечниками, які вставляють в отвір столу ротора. Потім розбирають ведучий вал. На гідравлічному пресі знімають шестерню і роликові підшипники.

Після розбирання ротора всі його деталі промиваються і піддаються контролю. На контролі деталі перевіряють відповідно до технічних умов на відбракування деталей, сортують на придатні, підлягаючі відновленню, і непридатні деталі.

При капітальному ремонті роторів проводять наступні основні роботи: зміну основної і допоміжної опор, зміну зубчатого вінця столу ротора або відновлення профілю його зубів, ремонт стопорного пристрою, зміну або ремонт вкладишів стовбура ротора; зміну або ремонт гайки ствола ротора, ремонт привідного валу ротора.

При ремонті привідних валів роторів виконують наступні роботи: зміну роликових підшипників, шестерні, ланцюгового колеса, відновлення шпонкового пазу і діаметра шийок валу або його заміну, ремонт стаканів підшипників, ремонт сальникових ущільнень і заміну кріпильних деталей.

Правила зберігання і переконсервації

Зберігання ротора у замовника може проводитись на відкритих майданчиках.

При зберіганні устаткування у замовника більше 12 місяців повинна проводитися переконсервація силами і засобами замовника.

Висновки

В магістерській роботі проведено аналіз умов експлуатації проектованого та проведено розрахунок його основних параметрів.

В спеціальній частині проведено порівняльний аналіз серійних моделей обладнання із визначеними параметрами, в якості прототипу ротора було обрано ротор Р–700, описано конструкцію, принцип дії проектованого обладнання, проаналізовано умови роботи бурових роторів, на основі чого запропоновано удосконалення бурового ротора та наведено їх обґрунтування.

В розрахунковій частині магістерської роботи проведено розрахунки на міцність, довговічність, витривалість елементів конструкції бурового ротора.

В розділі «Настанови з монтажу, експлуатації і обслуговування» наведено комплекс заходів для правильного монтажу і раціональної експлуатації бурового ротора.

Перелік посилань на джерела

1 Геолого-технічний наряд на спорудження свердловини № 38 Прикарпатського УБР.

2 Копей Б. В., Лях М. М. Розрахунок, конструювання, монтаж та експлуатація машин та обладнання для спорудження свердловин : підручник. Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2021. 612 с.

3 Міронов Ю.В., Романишин Л.І. Машини і обладнання для буріння нафтових і газових свердловин. : Практикум. - Івано-Франківськ.: Факел, 2000.

4 Білецький В. С., Вітрик В. Г., Матвієнко А. М. та ін. Проектування бурового і нафтопромислового обладнання. Полтава: ПолтНТУ, 2015. 196 с.

5 Крижанівський Є. І., Міронов Ю. В. Системи верхнього привода в бурових установках : аналітичний огляд параметрів і конструкцій. Івано-Франківськ : Факел, 2004. 56 с.

6 Копей Б. В. Розрахунок, монтаж і експлуатація бурового обладнання. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, Факел. 2001.

7 Механіка руйнування і міцність матеріалів: Довідн. посібник: Т.10: Міцність та довговічність нафтогазового обладнання / Під ред. Похмурського В.І., Крижанівського Є.І. Львів-Івано-Франківськ, 2006. 1193 с.

8 http://www.uralmash-vniibt.ru.

9 http://www.upetrom-1mai.ro.

10 http://www.cptdc.com.

11 http://www.hhcp.com.cn.

12 http://www.wirth-europe.de.

13 http://www.now.com

14 Мислюк М. А., Рибчин І. Й., Яремійчук Р. С. Буріння свердловин : довідн. у 5 т. Т. 1 : Загальні відомості. Бурові установки. Обладнання та інструмент. Київ: Інтерпрес ЛТД, 2002. 367 с.

15 Орловський В. М., Білецький В. С., Вітрик В. Г., Сіренко В. І. Бурове і технологічне обладнання. Харків: Харківський національний університет міського господарства імені О. М. Бекетова, НТУ «ХПІ», ТОВ НТП «Бурова техніка», Львів, Видавництво «Новий Світ – 2000», 2021. 358 с.

16 Римчук Д. В., Пономаренко В. В., Шудрик О. Л. Обладнання для буріння свердловин і видобутку нафти та газу : навч. посібник. Харків: ХНАДУ, 2019. 252с.

17 Heriot Watt University, Institute of Petroleum Engineering. Drilling Engineering: Manual. Edinburgh, 2005. 572 pages.

18 Міронов Ю. В., Романишин Т. Л. Машини та обладнання для буріння нафтових і газових свердловин : практикум. Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2019. 160 с.

19 Міронов Ю. В., Романишин Т. Л. Машини та обладнання для буріння нафтових і газових свердловин : лабораторний практикум. Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2019. 140 с.

20 Міронов Ю. В., Романишин Т. Л. Машини та обладнання для буріння нафтових і газових свердловин. Бурові машини і комплекси : методичні вказівки для курсового проектування. Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2020. 24 с.

21 Романишин Т. Л. Машини та обладнання для буріння нафтових і газових свердловин: метод. вказ. для вивчення дисципліни. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2018. 37 с.