

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Навчально науковий інститут (факультет) _____ Кораблебудівний _____

Кафедра _____ морських технологій та океанотехніки _____

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри _____

В.В. Зайцев

« _____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»
на тему: Визначення головних розмірів НЗБУ з
дослідженням впливу зовнішніх факторів на механізми та
елементи її якірної системи

Виконав: студент 6119м групи

_____ Ручка Р.А.
(підпис)

Керівник роботи:

Завідувач кафедри, д.т.н., професор _____

(посада, науковий ступінь вченого звання)

_____ Зайцев В.В.
(підпис)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Навчально науковий інститут (факультет) _____ Кораблебудівний _____

Кафедра _____ морських технологій та океанотехніки _____

Спеціальність _____ 135 Суднобудування _____

Освітня програма _____ суднові машини та механізми _____

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми



д.т.н., професор Зайцев В.В.

«__» _____ 2024 року

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

Студенту _____ Ручкі Роману Андрійовичу _____
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Визначення головних розмірів НЗБУ з дослідженням впливу зовнішніх факторів на механізми та елементи її якірної системи

Керівник роботи _____ Зайцев В.В., д.т.н., професор _____
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора № _____ від «__» _____ 20__ року

2. Термін подання роботи: _____ 16.12.2024 р. _____

3. Вихідні дані по роботі:

3.1. Конструктивний тип НЗБУ – трьохопорна з аутригерами та консольним розташуванням вежі

3.2. Район експлуатації _____ Чорне море _____

3.3. Дедвейт _____ 4900 т _____

3.4. Глибина моря при експлуатації _____ 250 м _____

3.5. Глибина буріння _____ 7500 м _____

3.6. Швидкість течії в режимі буріння _____ 3,0...5,0 м/с _____

3.7. Швидкість течії в режимі виживання _____ 3,0...6,0 м/с _____

3.8. Швидкість вітру в режимі буріння _____ 10,0...16,0 м/с _____

3.9. Швидкість вітру в режимі виживання _____ 30,0...40,0 м/с _____

3.10. Швидкість НЗБУ у режимі переходу _____ 5,1 вуз _____

3.11. Загальна кількість членів екіпажу _____ 85 чол _____

3.12. Термін дії вітру – _____ 10,0...20 годин _____

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів):

4.1. Визначення основних елементів НЗБУ.

4.2. Дослідження параметрів хвилювання для режимів буріння та виживання.

4.3. Дослідження сил та навантажень, що діють на НЗБУ в режимі буріння та виживання.

4.4. Дослідження міцності елементів якірного пристрою.

4.5. Дослідження якірної стоянки НЗБУ на двох якорях та оцінка зміщення НЗБУ під час якірної стоянки.

4.6. Дослідження параметрів барабану та турачки якірної лебідки в залежності від зусиль у якірних канатах.

4.7. Визначення потужності і підбір приводного двигуна якірної лебідки.

4.8. Розрахунок валу якірної лебідки, його опору.

5. Перелік презентаційних матеріалів:

5.1. Креслення загального розташування НЗБУ.

5.2 Презентація кваліфікаційної роботи.

6 Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата			
		завдання видав		завдання прийняв	
1-8	Зайцев В.В., зав. кафедри		03.09.2024		16.12.2024

7. Дата видачі завдання 03.09.2024

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Видача завдання, збір і вивчення матеріалу та літератури.	03.09.24-15.09.24	
2.	Вступ, 1-й розділ. Визначення основних елементів НЗБУ.	03.09.24-15.09.24	
3.	2-й розділ. Дослідження параметрів хвилювання для режимів буріння та виживання.	16.09.24-30.09.24	
4.	3-й розділ. Дослідження сил та навантажень, що діють на НЗБУ в режимі буріння та виживання.	01.10. 24-15.10.24	
5.	4-й розділ. Дослідження міцності елементів якірного пристрою.	01.11.24-15.11.24	
6.	5-й розділ. Дослідження якірної стоянки НЗБУ на двох якорях та оцінка зміщення НЗБУ під час якірної стоянки.	16.11.24-30.11.24	
7.	6-й розділ. Дослідження параметрів барабану та турачки якірної лебідки в залежності від зусиль у якірних канатах.	01.12.24-07.12.24	
8.	7-й розділ. Визначення потужності і підбір приводного двигуна якірної лебідки.	08.12.24-14.12.24	
9.	Розрахунок валу якірної лебідки, його опор.	08.12.24-14.12.24	
10.	Виконання графічної роботи та підготовка презентації.	01.12.24-10.12.24	
11.	Оформлення та узгодження розділів пояснювальної записки.	01.12.24-10.12.24	
12.	Оформлення та узгодження графічної частини та презентації.	01.12.24-10.12.24	
13.	Кафедральний захист.	16.12.2024	
14.	Робота з рецензентом по КР. Рецензія на кваліфікаційну роботу	17.12.2024	
15.	Захист кваліфікаційної роботи на ДЕК.	25.12.24	

Студент  **Ручка Роман Андрійович**
(підпис) (ІПБ)

Керівник роботи  **Зайцев Володимир Васильович**
(підпис) (ІПБ)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота на здобуття ступеня вищої освіти "магістр" 106 с., 7 джерел.

Об'єкт дослідження – механізми та елементи якорної системи напівзануреної бурової установки.

Мета досліджень – визначення головних розміри напівзануреної бурової установки з дослідженням впливу зовнішніх факторів на механізми та елементи її якорної системи.

Методика досліджень – аналітична, числова.

Кваліфікаційну роботу на здобуття ступеня вищої освіти "магістр" виконано згідно завдання, виданого кафедрою морських технологій та океанотехніки.

У роботі визначені головні розміри НЗБУ та виконано всі необхідні для дослідження математичні моделі та розрахунки основних параметрів механізмів якорної системи напівзануреної бурової установки. Робота містить ряд розрахунків у тому числі з використанням МКЕ

Розглянуті якорні механізми призначені для встановлення на напівзанурених бурових установках. Вони використовуються для виконання операцій з постановки платформи на точку буріння за допомогою спеціальних суден - Anchor handling tug supply vessel (АНТС).

У першому розділі роботи визначено основні елементи НЗБУ вирішенням рівняння вагів та описано якорну систему НЗБУ.

У дослідницькій частині виконано дослідження параметрів хвилювання, а також сил та навантажень, що діють на НЗБУ в режимі буріння та виживання. Крім того досліджено питання міцності елементів якорної системи, досліджено параметри барабану та турачки якорної лебідки в залежності від зусиль у якорних канатах, досліджено якорну стоянку НЗБУ на двох якорях та оцінка зміщення НЗБУ під час якорної стоянки.

Виконано розрахунок потужності і підбір привідного якорної лебідки. Розраховано вал якорної лебідки та його опор.

НАПІВЗАНУРЕНА БУРОВА УСТАНОВКА, ЯКІРНА СИСТЕМА, МЕХАНІЗМИ, ЯКІРНА ЛЕБІДКА, ТУРАЧКА, БАРАБАН.

ABSTRACT

Research object – semi submersible drilling rig.

Purpose of research – design parameters definition of semi submersible drilling rig.

Methodology of research – analytical, numerical.

SEMI SUBMERSIBLE DRILLING RIG, PONTOONS, COLUMNS, BRACES, RIG, ANCHOR DEVICE.

					12.KP.135.6119м.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		3

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 Визначення основних елементів НЗБУ	8
1.1 Основні характеристики прототипу НЗБУ	9
1.2 Визначення повної водотоннажності проекту.....	9
1.3 Визначення вимірювачів мас.....	10
1.4 Вирішення рівняння плавучості.....	13
1.5 Визначення головних розмірів НЗБУ	14
1.6 Визначення розмірів понтонів, колон, осадки.....	14
1.7 Вирішення рівняння місткості.....	15
1.8 Вирішення рівняння остійності.....	16
2 Дослідження параметрів хвилювання для режимів буріння та виживання.....	21
3 Дослідження сил та навантажень, що діють на НЗБУ в режимів буріння та виживання.....	32
3.1 Визначення вітрового навантаження.....	33
3.2 Визначення навантаження від течії.....	40
3.3 Визначення хвильового навантаження.....	42
4 Дослідження міцності елементів якорного пристрою.....	46
4.1 Характеристики постачання.....	47
4.2 Визначення якірно – швартовного постачання.....	48
4.3 Визначення основних характеристик якоря АС – 14	49
4.4 Якірні ланцюги та розміри його елементів.....	50
4.5 Розрахунок міцності загальної ланки якорного ланцюгу з контрфорсом.....	53
4.6 Розрахунок міцності звена якорного ланцюга з контрфорсом на розтягнення.....	53
4.7 Розрахунок міцності ланки якорного ланцюгу з контрфорсом на зминання.....	54

4.8	Перевірка розрахунку міцності звена якорного ланцюга з контрофорсом в програмному комплексі ANSYS.....	54
5	Дослідження якорної стоянки НЗБУ на двох якорях та оцінка зміщення НЗБУ під час якорної стоянки.....	58
5.1	Опис статичних розрахунків якорної системи НЗБУ.....	59
5.2	Програма розрахунку якорної системи.....	62
6	Дослідження параметрів барабану та турачки якорної лебідки в залежності від зусиль у якорних анатах.....	68
7	Визначення потужності і підбір приводного двигуна якорної лебідки.....	82
7.1	Опис алгоритму підбору електродвигуна якорної лебідки.....	83
7.2	Розрахунок і вибір характеристик електродвигуна якорної лебідки.....	87
8	Розрахунок валу якорної лебідки, його опор.....	90
	Висновок.....	105
	Перелік посилань.....	106

ВСТУП

Необхідність буріння на глибинах моря, що перевищують можливість платформи гравітаційного типу, привела до створення на початку 60-х років так званих плавучих бурових установок (ПБУ).

У 1978 Виборзький суднобудівний завод (ВСЗ) зробив перші кроки в офшорних проектах. У цей період з'явилась значна потреба в освоєнні родовищ Каспійського моря. Спільно з суднобудівними підприємствами Астрахані ВСЗ побудував для даного регіону плавучі бурові установки (ПБУ) типу «Шельф», розроблені в ЦВК «Корал».

Плавуча бурова установка типу «Шельф» призначена для буріння у безльодовий період розвідувальних свердловин нафти і газу, глибиною до 6000 м на глибинах 200 м. Конструкція несамохідної ПБУ утворена двома нижніми понтонами, шістьма стабілізуючими колонами і верхнім корпусом з житловими, службовими і виробничими приміщеннями.

У 1992-1994 рр. на ВСЗ проведена модернізація плавучої бурової установки «Шельф-12» для роботи в умовах Північної і Південної Атлантики для глибини до 1000 м. «Шельф-12» був модернізований за проектом «Iliad» розробленим норвезькою компанією «Moss Technology AS» (нині «Moss Maritime»).

У 1996-1997 рр. аналогічно модернізація була проведена на платформі «Шельф-8» (проект «Iliad»). У 1997-1998 рр. ВСЗ провів масштабні роботи з переобладнання НЗБУ «Одіссей» в стартову платформу «Sea Launch», провівши всі необхідні роботи по монтажу і випробуванню комплексу, що забезпечує прийом, зберігання, обслуговування та запуск триступеневої ракети-носія Zenit-3 SL. Результатом багаторічної співпраці ВСЗ з «Moss Technology AS» стало будівництво багатоцільовий платформи з вільною палубою Moss CS-50.

Платформа CS-50 являє собою 5-е покоління глибоководних платформ, спроектованих інжиніринговою компанією «Moss Maritime». Побудована на ВАТ «ВСЗ» багатоцільова платформа з вільною палубою має під нею повністю

					12.KP.135.6119м.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

обладнані приміщення, у тому числі танки для баластної води, дизельного палива, спеціальних рідин для ведення бурових робіт, і насосні відділення. Всі системи змонтовані і випробуванні, кабелі та електрообладнання змонтовано і перевірено.

Плавуча бурова установка складається з корпусу, який включає в себе бурову площадку з устаткуванням і понтони, з'єднані з площадкою стабілізуючими колонами. У робочому положенні на точці буріння понтони заповнюються розрахунковою кількістю морської води і занурюються на розрахункову глибину під воду, при цьому дія хвиль на платформу зменшується. Так як ПБУ схильна до хитами, то жорстке з'єднання її з підводним гирлом свердловини за допомогою колони, що відокремлює воду (райзера), неможливе. Тому для запобігання руйнування зв'язки гирлі – ПБУ у складі колони, що відокремлює воду передбачені телескопічне з'єднання з герметизуючим вузлом і герметичні шарнірні з'єднання ВОК з плавзасобом і підводним гирловим противикидним обладнанням.

Герметичність рухомих елементів колони, що відокремлює воду, повинна забезпечувати ізоляцію свердловини від морської води і безпеку робіт при припустимих умовах експлуатації.

На точку ПБУ доставляють за допомогою буксирних суден і утримують на ній якісною системою протягом усього періоду буріння і випробування свердловини. Після закінчення її побудови ПБУ знімають з точки буріння і переміщують на нове місце.

Відмітна особливість ПБУ – відносна легкість переміщення, постановки на точку буріння та зняття з неї, підвищена стійкість до впливу вітру, хвилювання і течій, можливість буріння на глибинах акваторій до 6000 м, а також незначне збільшення вартості за мірою зростання глибин моря.

					12.КР.135.6119м.03.ПЗ	Арк.
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					<i>12.КР.135.6119м.03.ПЗ.01</i>			
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Студент</i>	<i>Ручка Р.А.</i>				<i>Визначення основних елементів НЗБУ</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Консульт.</i>	<i>Зайцев В.В.</i>						<i>8</i>	<i>13</i>
<i>Керівник</i>	<i>Зайцев В.В.</i>					<i>НУК ім. адм. Макарова</i>		
<i>Зав.каф.</i>	<i>Зайцев В.В.</i>							

1 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ НЗБУ

1.1 Основні характеристики прототипу НЗБУ

Прототип для даного дипломного проекту є напівзанурена плавуча бурова установка «Шельф-6». Її основні характеристики наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1- Основні характеристики НЗБУ «Шельф-6»

Габаритні розміри:	
довжина (з вертолітним майданчиком), м	98,0
ширина (без кронштейнів для якоря), м	64,2
ширина (з кронштейнами для якоря), м	72,0
висота (з буровою вишкою), м	94,0
осадка експлуатаційна d1, м	14,3
водотоннажність при d1, т	19374,6
осадка при буксируванні d2, м	5,6
водотоннажність при d2, т	13612,2
Потужність енергетичної установки:	
сумарна потужність ДГР, кВт	4000
Дедвейт, в т. ч.	3519,2
топливо, вода, мастило	1130
постачання, екіпаж, провізія	252,7
технологічні запаси	2136,5
Водотоннажність «порожнем»	11602,4
Чисельність екіпажу, люд	81
Автономність, доб	30

1.2 Визначення повної водотоннажності проекту

Обчислимо повну водотоннажність проекту:

Коефіцієнт утилізації прототипу дорівнює

$$\eta = \frac{DW_0}{D_0} = \frac{3519,2}{19374,6} = 0,182.$$

де DW_0 – дедвейт прототипу, т; D_0 – повна водотонажність, т;

$DW = 4900$ – дедвейт проекту, т; $\gamma = 1.025$ – густина води, т/м³.

Таким чином,

$$D = \frac{DW}{\eta} = \frac{4900}{0,182} = 26923,08 \text{ т};$$

$$V = \frac{D}{\gamma} = \frac{26923,08}{1,025} = 26266,42 \text{ м}^3.$$

1.3 Визначення вимірювачів мас

Вагові характеристики.

Дані прототипу:

$$L_0 = 98 \text{ м}; \quad B_0 = 64,2 \text{ м}; \quad H_0 = 29,5 \text{ м}; \quad T_0 = 14,3 \text{ м}.$$

Металевий корпус з фундаментами.

маса $P_{mk.0} = 5931,3$ т (у т. ч. фундаменти 261,6 т);

модуль $LBH_0 = L_0 \cdot B_0 \cdot H_0 = 98 \cdot 64,2 \cdot 29,5 = 185602,2 \text{ м}^3$;

вимірювач $p_{mk} = \frac{P_{mk.0}}{LBH_0} = \frac{5931,3}{185602,2} = 0,0319 \text{ т/м}^3$.

Обладнання, ізоляція, зашивання, неметалеві частини корпусу, обладнання приміщень:

корпусу, обладнання приміщень:

маса $P_{об.суд.0} = 562,3$ т;

модуль $LBH_{0,2,3} = LBH_0^{\frac{2}{3}} = 185602,2^{\frac{2}{3}} = 3254 \text{ м}^2$;

вимірювач $p_{об.суд.} = \frac{P_{об.суд.0}}{LBH_0^{\frac{2}{3}}} = \frac{562,3}{185602,2^{\frac{2}{3}}} = 0,173 \text{ т/м}^2$.

Обладнання технологічних приміщень, у т. ч. вежа з порталом:

маса $P_{об.тех.} = 1288,9$ т;

					12.KP.135.6119м.03.ПЗ.01	Арк.
						10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\text{модуль } L_{\text{кол.0}} = H_{\text{бур.0}} + H_{\text{моря.0}} = 6000 + 200 = 6200 \text{ м};$$

$$\text{вимірювач } p_{\text{об.суд}} = \frac{P_{\text{об.тех.}}}{L_{\text{кол.0}}} = \frac{1288,9}{6200} = 0,208 \text{ т/м.}$$

Суднові пристрої

$$\text{маса } P_{\text{устр.0}} = 2236,8 \text{ т};$$

$$\delta_0 = 0,197;$$

модуль

$$LBT_{0.2_3} = (L_0 \cdot B_0 \cdot T_0 \cdot \delta_0)^{\frac{2}{3}} = (98 \cdot 64,2 \cdot 14,3 \cdot 0,197)^{\frac{2}{3}} = 679,8 \text{ м}^2;$$

$$\text{вимірювач } p_{\text{устр.}} = \frac{P_{\text{устр.0}}}{LBT_{0.2_3}} = \frac{2236,8}{679,8} = 3,2903 \text{ т/м}^2.$$

Системи загально суднові:

$$\text{маса } P_{\text{ст.0}} = 330,7 \text{ т};$$

$$\text{модуль } LBH_{0.2_3} = 3254 \text{ м}^2;$$

$$\text{вимірювач } p_{\text{ст.}} = \frac{P_{\text{ст.0}}}{LBH_{0.2_3}} = \frac{330,7}{3254} = 0,102 \text{ т/м}^2.$$

Енергетична установка:

$$\text{маса } P_{\text{еу.0}} = 372,9 \text{ т};$$

$$\text{модуль } N_{\text{еу.0}} = 4000 \text{ кВт};$$

$$\text{вимірювач } p_{\text{еу.}} = \frac{P_{\text{еу.0}}}{N_{\text{еу.0}}} = \frac{372,9}{4000} = 0,0932 \text{ т/кВт.}$$

Обладнання електроенергетичної системи:

$$\text{маса } P_{\text{ел.м.0}} = 258,6 \text{ т};$$

$$\text{модуль } N_{\text{еу.0}} = 4000 \text{ кВт};$$

$$\text{вимірювач } P_{\text{ел.м}} = \frac{P_{\text{ел.м.0}}}{N_{\text{еу.0}}} = \frac{258,6}{4000} = 0,065 \text{ т/кВт.}$$

Електричний кабель:

$$\text{маса } P_{\text{ел.каб.0}} = 172,4 \text{ т};$$

модуль $LBH_0 = 185602,2 \text{ м}^3$;

вимірювач $p_{\text{ел.каб.}} = \frac{P_{\text{ел.каб.0}}}{LBH_0} = \frac{172,4}{185602,2} = 9,289 \cdot 10^{-4} \text{ т/м}^3$.

Радіоозброєння:

маса $P_{\text{рад.0}} = 9,4 \text{ т}$;

модуль $LBH_0 = 185602,2 \text{ м}^3$;

вимірювач $p_{\text{рад.}} = \frac{P_{\text{рад.0}}}{LBH_0} = \frac{9,4}{185602,2} = 5,065 \cdot 10^{-5} \text{ т/м}^3$.

Запасні частини:

маса $P_{\text{зч.0}} = 36,9 \text{ т}$;

модуль $LBH_0 = 185602,2 \text{ м}^3$;

вимірювач $p_{\text{зч.}} = \frac{P_{\text{зч.0}}}{LBH_0} = \frac{36,9}{185602,2} = 1,988 \cdot 10^{-4} \text{ т/м}^3$.

Постачання(що витрачається) у складі навантаження “порожнем” :

$$P_{\text{сн}} = 40 \text{ т (const).}$$

Залишки рідких вантажів (мертвий запас, робочі рівні в механізмах, апаратах, системах, механічних трубопроводах):

маса $P_{\text{жг.0}} = 241,1 \text{ т}$;

модуль $LBH_0 = 185602,2 \text{ м}^3$;

вимірювач $p_{\text{жг.}} = \frac{241,1}{185602,2} = 1,299 \cdot 10^{-3} \text{ т/м}^3$.

Технологічні запаси:

$$P_{\text{тех.з}} = \frac{P_{\text{тех.0}}}{DW_0} = \frac{2136,5}{3519,2} = 0,607;$$

$$P_{\text{техн.}} = P_{\text{тех.з}} \cdot DW = 0,607 \cdot 4900 = 2974,3 \text{ т};$$

маса $P_{\text{тр.0}} = 840 \text{ т}$;

модуль $L_{\text{кол.0}} = 6200 \text{ м}$;

вимірювач $P_{\text{тр.}} = \frac{P_{\text{тр.0}}}{L_{\text{кол.0}}} = \frac{840}{6200} = 0,135 \text{ т/м}$.

Запас водотонажності :

$$4\% \text{ від повної водотонажності } P_{зп} = 0,04 \cdot D = 0,04 \cdot 21030 = 841,2 \text{ т.}$$

Екіпаж з багажем і провізією:

$$\text{маса } P_{ек.0} = 17,7 \text{ т;}$$

$$\text{модуль } n_{ек.0} = 81 \text{ чол;}$$

$$\text{вимірювач } p_{ек} = \frac{17,7}{81} = 0,218 \text{ т/чол.}$$

Запас палива:

$$P_{топл} = 1015,7 \text{ т.}$$

1.4 Вирішення рівняння плавучості

Рівняння плавучості:

$$D = \gamma V = \Sigma P_i.$$

Підсумовуємо всі ваги, що дорівнюють добутку величин обчисленого вимірювача на відомий модуль. В результаті отримуємо рівняння плавучості:

$$n_{ек} = 85;$$

$$N_{еу} = N_{еу0} = 4000;$$

$$\text{глибина буріння, м } H_{бур} = 7500 \text{ м;}$$

$$\text{глибина моря, м } H_{моря} = 250 \text{ м;}$$

$$L_{кол} = H_{бур} + H_{моря} = 7500 + 250 = 7750 \text{ м.}$$

Враховуючи, що $\delta = \delta_0$ отримуємо $L \cdot B \cdot T \cdot \delta = V$

$$\begin{aligned} D = & p_{mk} \cdot LBH + p_{об.суд} \cdot LBH^{\frac{2}{3}} + p_{об.тех} \cdot L_{кол} + p_{устр} \cdot (V)^{\frac{2}{3}} + p_{ст} \cdot LBH^{\frac{2}{3}} + p_{еу} \cdot N_{еу} \\ & + p_{ел.м} \cdot N_{еу} + p_{ел.каб} \cdot LBH + p_{рад} \cdot LBH + p_{зч} \cdot LBH + P_{сн} + p_{жг} \cdot LBH \\ & + p_{тр} \cdot L_{кол} + P_{зп} + p_{ек} \cdot n_{ек} + P_{топл} + P_{тех} \end{aligned}$$

Після спрощення:

$$D = 0,033 \cdot LBH + 0,275 \cdot LBH^{\frac{2}{3}} + 1,109 \cdot 10^4.$$

Вирішення рівняння наступне:

$$LBH = 432200 \text{ м}^3.$$

1.5 Визначення головних розмірів проекту НЗБУ

Вирішимо рівняння ваг. Для цього виразимо В і Н через L. Для прототипу

$$L_{-}B = \frac{L_0}{B_0} = \frac{98}{64,2} = 1,526.$$

$$L_{-}H = \frac{L_0}{H_0} = \frac{98}{29,5} = 3,322.$$

Підставивим ці значення в рівняння ваг и отримаємо значення для L, В, Н:

$$L \cdot \frac{L}{L_{-}B} \cdot \frac{L}{L_{-}H} = LBH$$

$$L = \sqrt[3]{LBH \cdot L_{-}B \cdot L_{-}H} = \sqrt[3]{4,322 \cdot 10^5 \cdot 1,526 \cdot 3,322} = 129,9 \text{ м.}$$

$$B = \frac{L}{L_{-}B} = \frac{129,9}{1,526} = 85,125 \text{ м.}$$

$$H = \frac{L}{L_{-}H} = \frac{129,9}{3,322} = 39,103 \text{ м.}$$

1.6 Визначення розмірів понтонів , колон, осадки

$$k_D = \frac{D_{\text{бк.0}}}{D_0} = \frac{13612,2}{19374,6} = 0,703.$$

					12.KP.135.6119м.03.ПЗ.01	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

$$D_{\text{бк}} = k_D \cdot D = 0,703 \cdot 26923,08 = 18927.$$

$\rho_{\text{в}} = 1,025$ – густина води, т/м³;

$L_{\text{п}} = L = 129,9$ – довжина понтону, м;

$\beta = 0,85$ – коефіцієнт повноти понтону.

Осадка при буксируванні, м

$$T_{\text{бк}} = \sqrt{\frac{D_{\text{бк}}}{5 \cdot \rho_{\text{в}} \cdot L_{\text{п}} \cdot \beta}} = \sqrt{\frac{18927}{5 \cdot 1,025 \cdot 131,11 \cdot 0,85}} = 5,783.$$

Висота понтону, м

$$H_{\text{п}} = T_{\text{бк}} + 0,6 = 5,783 + 0,6 = 6,383.$$

Ширина понтону, м

$$B_{\text{п}} = 2,5 \cdot T_{\text{бк}} = 2,5 \cdot 5,783 = 14,458.$$

Діаметр колони, м

$$D_k = 0,9 \cdot B_{\text{п}} = 0,9 \cdot 14,458 = 13,013$$

Осадка при бурінні (експлуатаційна), м

$$T = H_{\text{п}} + \frac{\frac{D}{\rho_{\text{в}}} - L_{\text{п}} \cdot B_{\text{п}} \cdot H_{\text{п}} \cdot \beta}{1,5 \cdot \pi \cdot D_k^2} =$$

$$= 6,383 + \frac{\frac{26923,08}{1,025} - 2 \cdot 129,9 \cdot 14,458 \cdot 6,383 \cdot 0,85}{1,5 \cdot 3,14 \cdot 13,013^2} = 13,764.$$

1.7 Вирішення рівняння місткості

Об'ємні характеристики.

Оскільки характеристики Нэу, пэк ,Lкол приймаються такими ж як і у прототипу, то перерахунок через вимірювачі робити не потрібно.

Приміщення МКВ:

$$W_{\text{мко}} = 4789,26 \text{ м}^3.$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

12.KP.135.6119м.03.ПЗ.01

Арк.

15

Допоміжні приміщення:

$$W_{\text{вспом}} = 2539,56 \text{ м}^3.$$

Приміщення з технологічним обладнанням у т. ч. циркуляційна система, цементувальний комплекс, компресорна станція, бурові насоси:

$$W_{\text{тех.об}} = 5619,18 \text{ м}^3.$$

Житлові приміщення:

$$W_{\text{жил}} = 2577,42 \text{ м}^3.$$

де W_i - об'єми приміщень, що розміщуються в основному корпусі;

$W_{\text{пл}}$ - підпалубний об'єм (об'єм основного корпусу до верхньої палуби).

Загальний об'єм приміщень:

$$\sum W = \begin{pmatrix} W_{\text{мко}} \\ W_{\text{вспом}} \\ W_{\text{тех.об}} \\ W_{\text{жил}} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 4789,26 \\ 2539,56 \\ 5619,18 \\ 2577,42 \end{pmatrix} = 15525,42 \text{ м}^3;$$

$$\sum W \leq \left(\delta_{\text{нс}} + \frac{H - T}{10 \cdot T} \right) \cdot L' \cdot B' \cdot H'$$

$\delta_{\text{нс.0}} = 0,9$ – коефіцієнт повноти надбудови прототипу.

$\delta_{\text{нс}} = \delta_{\text{нсо}} = 0,9$ – коефіцієнт повноти надбудови проекту.

1.8 Визначення рівняння остійності

Початкова остійність

$$K_{zc0} \cdot \frac{T}{B} + K_{\rho 0} \cdot \frac{B}{T} - K_{zg0} \cdot \frac{H}{B} > \left(\frac{h}{B} \right)$$

де K_{zc0} – частковий коефіцієнт аплікати ЦТ по відношенню до осадки;

$K_{\rho 0}$ – частковий коефіцієнт метацентричного радіусу по відношенню до B^2/T прототипу;

K_{zg0} – частковий коефіцієнт аплікати ЦТ по відношенню до висоти конструкції;

$\left(\frac{h}{B}\right)$ – нормоване значення метацентричної висоти.

$$K_{zc0} = \frac{z_{c0}}{T_0}; \quad K_{\rho 0} = \frac{\rho_0}{\left(\frac{B_0^2}{T_0}\right)}; \quad K_{zg0} = \frac{z_{g0}}{H_0}.$$

Визначимо z_{c0}, ρ_0, z_{g0} прототипу

$$Z_{c0} = \frac{M_{xy}}{V_0};$$

де M_{xy} – статичний момент зануреного об'єму щодо координатної осі xOy;

$$V_0 = \frac{D_0}{\gamma} = \frac{19374,6}{1,025} = 18902,05 - \text{об'ємна водотоннажність прототипу, м}^3.$$

$$M_{xy} = 2 \cdot V_{\Pi} \cdot Z_1 + 6 \cdot V_k \cdot Z_2$$

де

$$V_{\Pi} = L_{\Pi} \cdot B_{\Pi} \cdot H_{\Pi} \cdot \beta = 129,9 \cdot 14,458 \cdot 6,383 \cdot 0,85 = 10189,7$$

- об'єм понтону, м³;

$Z_1 = 3$ - відстань центру тяжіння понтону від осі порівняння, м;

$$V_k = \frac{\pi \cdot D_k^2}{4} \cdot (T - H_{\Pi}) = \frac{3,14 \times 13,013^2}{4} \cdot (13,764 - 6,383) = 981,16$$

- об'єм колони, м³;

$Z_2 = 10,15$ – відстань центру тяжіння колони від осі порівняння, м.

$$M_{xy} = 2 \cdot V_{\Pi} \times Z_1 + 6 \cdot V_k \cdot Z_2 = 2 \cdot 10189,7 \cdot 3 + 6 \cdot 981,16 \cdot 10,15 = 120900 \text{ м}^4.$$

$$Z_{c0} = \frac{M_{xy}}{V_0} = \frac{120900}{18902,05} = 6,4 \text{ м};$$

$$Z_{g0} = \frac{\sum m_i \times Z_1}{D_0}.$$

де Z_1 – апліката центру тяжіння і – ої статті навантаження, м.

За прототипом $\sum m_i \times Z_1 = 296425,5$

$$Z_{g0} = \frac{296425,5}{19374,6} = 15,3 \text{ м};$$

$$\rho_0 = \frac{I_x}{V_0}$$

де I_x – момент інерції площі ватерлінії відносно осі Ox .

$$I_x = I_{xf} + S_{xf}^2$$

де I_{xf} – момент інерції відносно осі, що проходить через ЦТ площі ватерлінії;

S_{xf}^2 – переносний момент інерції.

$D_k = 13,013$ – діаметр опори, м. $x_f = 24,5$

Для круга

$$I_{xf} = \frac{\pi \cdot D_k^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 13,013^4}{64} = 1,407 \cdot 10^3 \text{ м}.$$

$$S_{xf}^2 = \pi \times R_k^2 \times x_f^2$$

Таким чином для однієї колони маємо:

$$I_{x.1} = I_{xf} + \pi \cdot \left(\frac{D_k}{2}\right)^2 \cdot x_f^2 = 1,407 \times 10^3 + 3.14 \cdot \left(\frac{13,013}{2}\right)^2 \cdot 24,5^2 = 8,12 \cdot 10^4.$$

Так як колон 6, тоді:

$$I_x = 6 \cdot I_{x.1} = 6 \cdot 8,12 \cdot 10^4 = 4,872 \cdot 10^5 \text{ м}^4.$$

Отже

$$\rho_0 = \frac{I_x}{V_0} = \frac{4,872 \cdot 10^5}{18902,05} = 25,775 \text{ м}.$$

Таким чином маємо:

$$Z_{c0} = 6,4; \quad Z_{g0} = 15,3; \quad \rho_0 = 25,775$$

Тоді безрозмірні коефіцієнти дорівнюють

$$K_{zc0} = \frac{Z_{c0}}{T_0} = \frac{6,4}{14,3} = 0,448;$$

$$K_{\rho 0} = \left(\frac{\rho_0}{\frac{B_0^2}{T_0}} \right) = \left(\frac{25,775}{\frac{64,2^2}{14,3}} \right) = 0,089;$$

$$K_{zg0} = \frac{Z_{g0}}{H_0} = \frac{15,3}{29,5} = 0,532.$$

Рівняння остійності

$$\begin{aligned} K_{zc0} \cdot \frac{T}{B} + K_{p0} \cdot \frac{B}{T} - K_{zg0} \cdot \frac{H}{B} &> \left(\frac{h}{B}\right) \rightarrow \\ &\rightarrow 0,448 \cdot \frac{13,764}{85,109} + 0,089 \cdot \frac{85,109}{13,764} - 0,532 \cdot \frac{39,096}{85,109} > \frac{h}{85,109} \\ \left(\frac{h}{b}\right)_{min} &= 0,05 \end{aligned}$$

Тепер проведемо перевірку за умовами остійності:

$$\begin{aligned} K_{zc0} \cdot \frac{T}{B} + K_{p0} \cdot \frac{B}{T} - K_{zg0} \cdot \frac{H}{B} &> 0,05 \\ K_{zc0} \cdot \frac{T}{B} + K_{p0} \cdot \frac{B}{T} - K_{zg0} \cdot \frac{H}{B} &= 0,448 \cdot \frac{13,764}{85,109} + 0,089 \cdot \frac{85,109}{13,764} - 0,532 \cdot \frac{39,096}{85,109} \\ &= 0,383. \end{aligned}$$

місткості:

$$\begin{aligned} \Sigma W &\leq \left(\delta_{HC} + \frac{H - T}{10 \cdot T}\right) \cdot L' \cdot B' \cdot H' \\ L' = L'_0 &= 62,4; \quad B' = B'_0 = 49,2; \quad H' = H'_0 = 6. \\ \Sigma W &\leq \left(\delta_{HC} + \frac{H - T}{10 \cdot T}\right) \cdot L' \cdot B' \cdot H' = 15525,42 \leq \\ &\leq \left(0,9 + \frac{39,096 - 13,764}{10 \cdot 13,764}\right) \cdot 62,4 \cdot 49,2 \cdot 6. \\ \left(\delta_{HC} + \frac{H - T}{10 \cdot T}\right) \cdot L' \cdot B' \cdot H' &= \left(0,9 + \frac{39,096 - 13,764}{10 \cdot 13,764}\right) \cdot 62,4 \cdot 49,2 \cdot 6 = 19970. \end{aligned}$$

Умова місткості виконується.

					12.КР.135.6119м.03.ПЗ.02								
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Дослідження параметрів хвилювання для режимів буріння та виживання				Літ.	Арк.	Аркушів		
Студент	Ручка Р.А.										21	11	
Консульт.	Зайцев В.В.								НУК ім. адм. Макарова				
Керівник	Зайцев В.В.												
Зав.каф.	Зайцев В.В.												

2 ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ХВИЛЮВАННЯ ДЛЯ РЕЖИМІВ БУРІННЯ ТА ВИЖИВАННЯ

Параметри хвилювання будемо визначати тільки для двох режимів роботи бурової установки: режим буріння і режим виживання.

Зробимо розрахунок для режиму буріння.

Вхідні данні:

$\kappa_{vis} = 5 \cdot 10^{11}$ – коефіцієнт;

$\nu = 10^{-5}$ – коефіцієнт кинематической вязкості повітря, $\frac{м}{с^2}$;

Швидкість вітру: $V_{w.б} = 10 \dots 16 \frac{м}{с}$;

Розгін: $L_б = \kappa_{vis} \cdot \frac{\nu}{V_{w.б} \cdot 1000}$ км;

Тривалість дії вітру: $t = 10 \dots 20$ год;

Глибина в місці установки: $H = 250$ м;

Прискорення вільного падіння: $g = 9,81$ м/с².

Обчислимо коефіцієнти для графіків:

$$k_{1.б} = \frac{g \cdot t_б \cdot 3600}{V_{w.б}};$$

$$k_{2.б} = \frac{g \cdot L_б \cdot 10^3}{V_{w.б}^2};$$

$$k_{3.б} = \frac{g \cdot H}{V_{w.б}^2}.$$

За графіками для визначення елементів вітрових хвиль в глибоководній і мілководній зонах (СНиП II-57-75 стор.35). Визначимо розрахункові параметри хвилювання:

$$\frac{g \cdot \bar{T}}{V_{w.б}} = \frac{g \cdot \bar{T}}{V_w} (k_{2.б});$$

$$\frac{g \cdot \bar{h}}{V_{w.6}^2} = \frac{g \cdot \bar{h}}{V_w^2} (k_{2.6});$$

$$h_{w.6} := \frac{g h_{w.6}^2 \cdot V_{w.6}^2}{g} = \begin{pmatrix} 1.4 \\ 1.6 \\ 2 \\ 2.4 \\ 2.6 \end{pmatrix}$$

$$T_{w.6} := \frac{g T_{w.6} \cdot V_{w.6}}{g} = \begin{pmatrix} 5.71 \\ 5.86 \\ 6.36 \\ 7.09 \\ 7.5 \end{pmatrix}$$

$$\frac{g \cdot H}{V_{w.6}^2} = \begin{pmatrix} 24.52 \\ 18.54 \\ 14.51 \\ 11.66 \\ 9.58 \end{pmatrix}$$

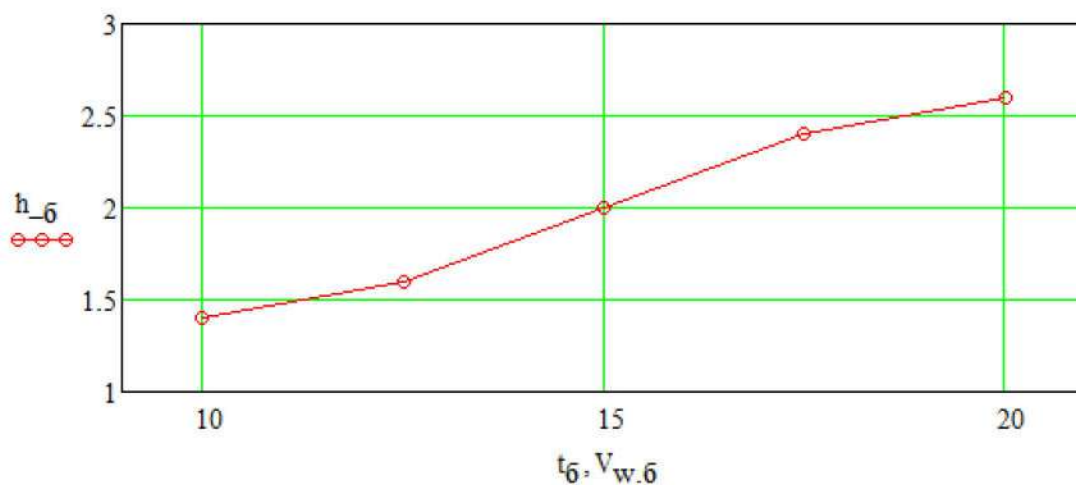


Рисунок 2.1 – Залежність висоти хвилі h_6 від швидкості вітру та терміну дії в режимі буріння

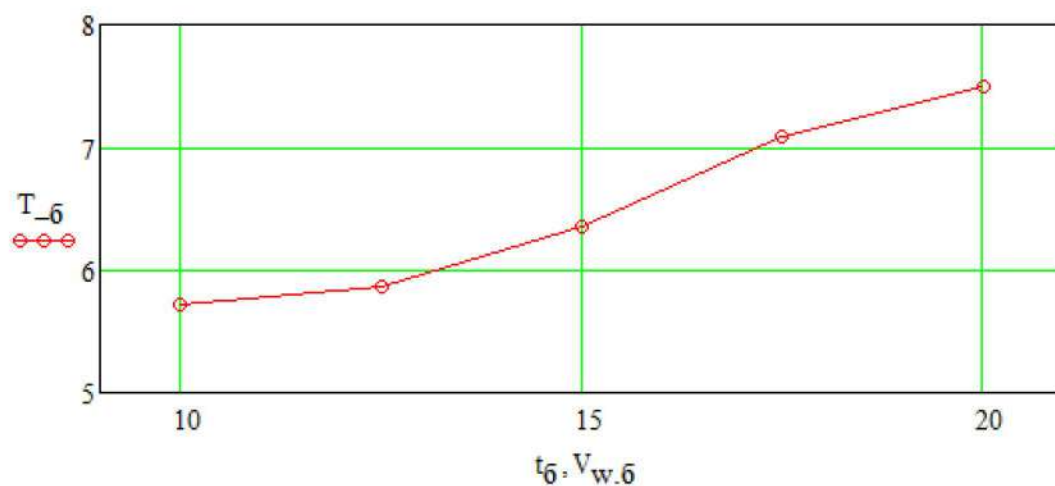


Рисунок 2.2 – Залежність періода T_6 , від швидкості вітру та терміну дії в режимі буріння

Середня довжина хвилі, м:

$$\lambda_{_6} := \frac{g \cdot T_{_6}^2}{2 \cdot \pi} = \begin{pmatrix} 50.9 \\ 53.6 \\ 63.2 \\ 78.5 \\ 87.8 \end{pmatrix}$$

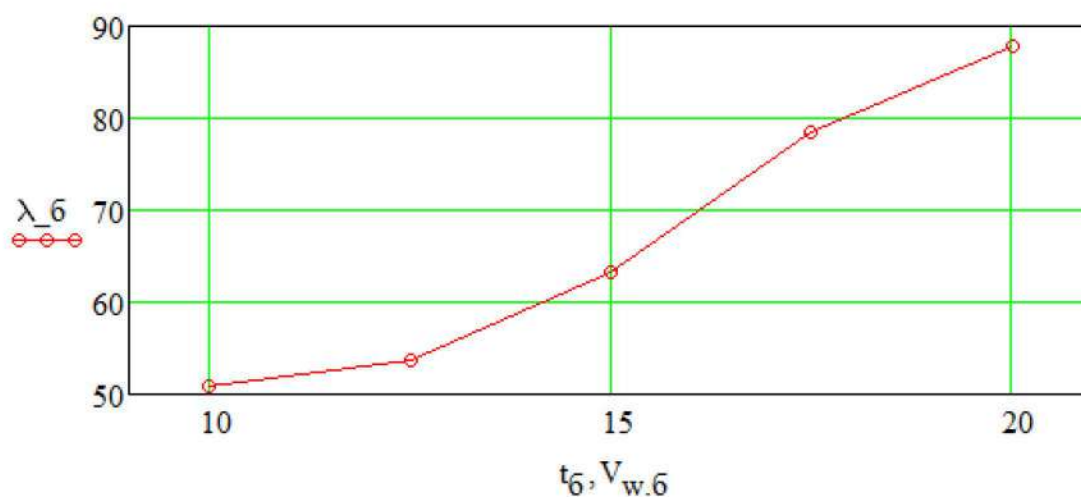


Рисунок 2.3 – Залежність довжини хвилі $\lambda_{_6}$, від зовнішніх зусиль в режимі буріння

Зробимо розрахунок для режиму виживання.

Вхідні данні:

Швидкість вітру: $V_{w.B} = 30 \dots 40 \frac{m}{c}$;

Розгін: $L_B = \kappa_{vis} \cdot \frac{v}{V_{w.B} \cdot 1000} \text{ км};$

Тривалість дії вітру: $t_B = 10 \dots 20 \text{ год};$

Глибина в місці установки: $H = 250 \text{ м};$

Прискорення вільного падіння: $g = 9,81 \text{ м/с}^2.$

Обчислимо коефіцієнти для графіків:

$$k_{1.B} = \frac{g \cdot t_B \cdot 3600}{V_{w.B}};$$

$$k_{2.B} = \frac{g \cdot L_B \cdot 10^3}{V_{w.B}^2};$$

$$k_{3.B} = \frac{g \cdot H}{V_{w.B}^2}.$$

За графіками для визначення елементів вітрових хвиль в глибоководній і мілководній зонах (СНиП II-57-75 стор.35). Визначимо розрахункові параметри хвилювання:

$$\frac{g \cdot \bar{T}}{V_{w.B}} = \frac{g \cdot \bar{T}}{V_w} (k_{2.B});$$

$$\frac{g \cdot \bar{h}}{V_{w.B}^2} = \frac{g \cdot \bar{h}}{V_w^2} (k_{2.B});$$

$$\frac{g \cdot H}{V_{w.B}^2}.$$

$$h_{-B} := \frac{g h_{-} V_w^2 \cdot V_{w.B}^2}{g} = \begin{pmatrix} 3.88 \\ 4.495 \\ 5.87 \\ 6.23 \\ 7 \end{pmatrix}$$

$$T_{-B} := \frac{gh_{-B}V_{w,B}^2 - V_{w,B}^2}{g} = \begin{pmatrix} 5.8 \\ 6.7 \\ 8.2 \\ 9.9 \\ 10.2 \end{pmatrix} \frac{g \cdot H}{V_{w,B}^2} = \begin{pmatrix} 2.73 \\ 2.32 \\ 2 \\ 1.74 \\ 1.53 \end{pmatrix}$$

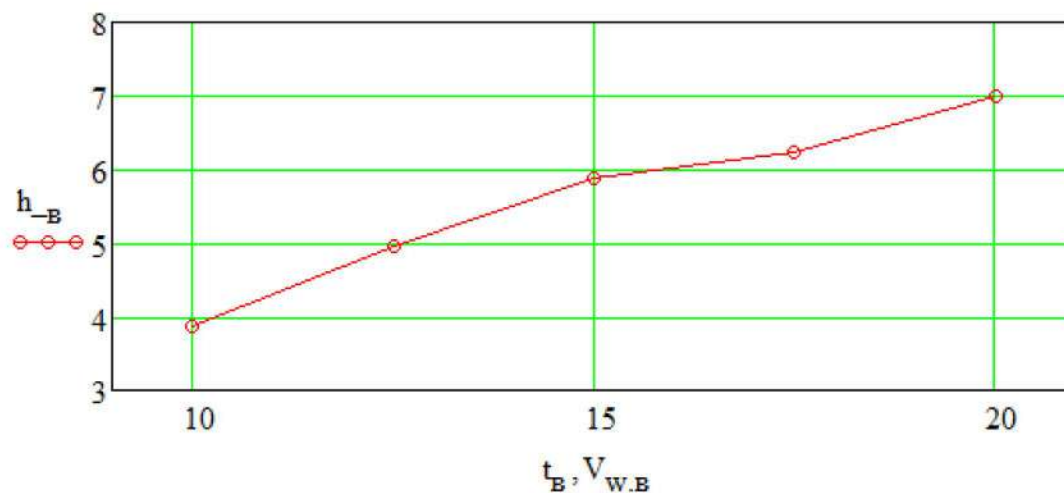


Рисунок 2.4 – Залежність висоти хвилі h_{-B} від швидкості вітру та терміну дії в режимі виживання

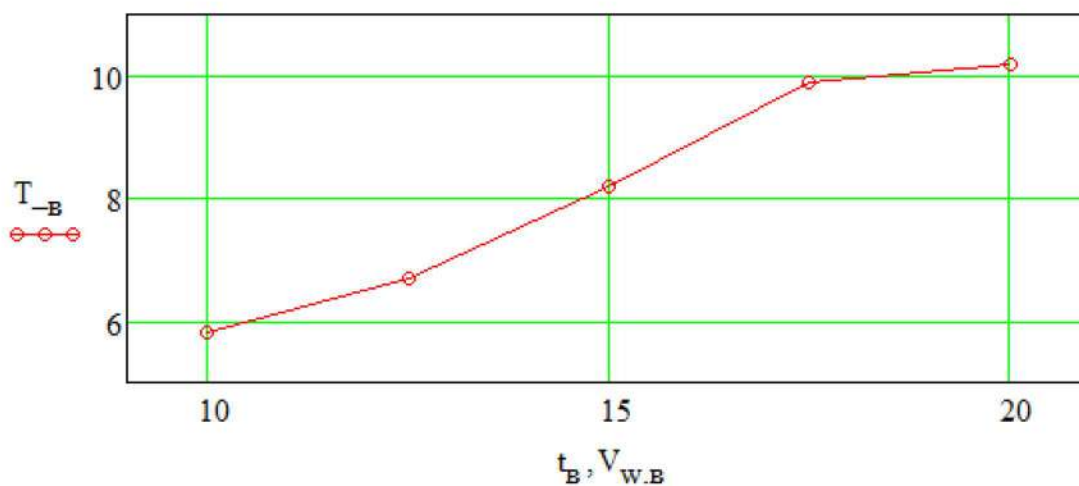


Рисунок 2.5 – Залежність періода T_B від швидкості вітру та терміну дії в режимі виживання

Середня довжина хвилі, м:

$$\lambda_{_B} := \frac{g \cdot T_{_G}^2}{2 \cdot \pi} = \begin{pmatrix} 107.7 \\ 123.5 \\ 142.4 \\ 154.2 \\ 162.2 \end{pmatrix}$$

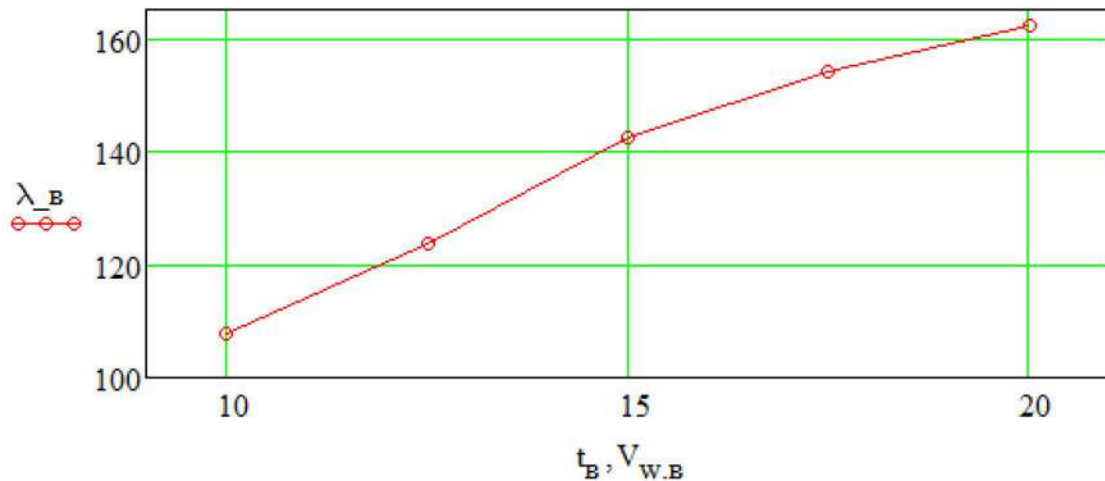


Рисунок 2.6 – Залежність довжини хвилі $\lambda_{_B}$, від зовнішніх зусиль в режимі буріння

Таким чином, було отримано середні значення висоти хвилі $\bar{h}$, періоду $\bar{T}$, довжини хвилі $\bar{\lambda}$.

Режим буріння:

$$h_G = \begin{pmatrix} 1.4 \\ 1.6 \\ 2 \\ 2.4 \\ 2.6 \end{pmatrix} \text{ м}; T_G = \begin{pmatrix} 5.71 \\ 5.86 \\ 6.36 \\ 7.09 \\ 7.5 \end{pmatrix} \text{ с}; \lambda_G = \begin{pmatrix} 50.9 \\ 53.6 \\ 63.2 \\ 78.5 \\ 87.8 \end{pmatrix} \text{ м}.$$

Режим виживання:

$$h_B = \begin{pmatrix} 3.88 \\ 4.495 \\ 5.87 \\ 6.23 \\ 7 \end{pmatrix} \text{ м}; T_B = \begin{pmatrix} 5.8 \\ 6.7 \\ 8.2 \\ 9.9 \\ 10.2 \end{pmatrix} \text{ с}; \lambda_B = \begin{pmatrix} 107.7 \\ 123.5 \\ 142.4 \\ 154.2 \\ 162.2 \end{pmatrix} \text{ м}.$$

Висота хвилі i -тої забезпеченості в глибоководній зоні визначається за формулою:

$$h_{i\%} = k_i \cdot \bar{h}$$

де k_i — коефіцієнт, що визначається за графіком (СНиП 2-57-75 стор.36, рис.39).

$$k_{2.6} = \frac{g \cdot L_6 \cdot 10^3}{V_{w.6}^2}; \quad k_{0,1\%}(k_{2.6}) = 3,085.$$

$$k_{2.B} = \frac{g \cdot L_B \cdot 10^3}{V_{w.B}^2}; \quad k_{0,1\%}(k_{2.B}) = 2,572.$$

$$k_{0,1\%.6}(k_{2.6}) = k_{0,1\%}(k_{2.6}) \cdot \bar{h}_6;$$

$$k_{0,1\%.B}(k_{2.B}) = k_{0,1\%}(k_{2.B}) \cdot \bar{h}_B \text{ м.}$$

$$h_{0.1\%.6} = \begin{pmatrix} 2.9 \\ 4.1 \\ 4.7 \\ 5.9 \\ 6.6 \end{pmatrix} \quad h_{0.1\%.B} = \begin{pmatrix} 5.5 \\ 9.3 \\ 13.8 \\ 15.5 \\ 17.6 \end{pmatrix}$$

Перевищення вершини хвилі над розрахунковим рівнем η_c будемо визначати за величиною $\frac{\eta_c}{h_i}$ для значення $\frac{h_{0,1\%}}{gT_i}$.

- для режиму буріння:

$$\frac{h_{0.1\%.6}}{g \cdot T_{-6}^2} = \begin{pmatrix} 0.009067 \\ 0.01217 \\ 0.011844 \\ 0.011964 \\ 0.011961 \end{pmatrix}$$

$$\text{приймаємо } \frac{\eta_{c.6}}{h_i} = 0,595;$$

$$\eta_{с.6} := h_{0.1\%.6} \cdot 0.595 = \begin{pmatrix} 1.726 \\ 2.44 \\ 2.797 \\ 3.511 \\ 3.927 \end{pmatrix} \text{ м}$$

- для режиму виживання:

$$\frac{h_{0.1\%.B}}{g \cdot T_{-B}^2} = \begin{pmatrix} 0.016666 \\ 0.021118 \\ 0.020921 \\ 0.01612 \\ 0.0172442 \end{pmatrix}$$

$$\text{приймаємо } \frac{\eta_{с.В}}{h_i} = 0,607;$$

$$\eta_{с.В} := h_{0.1\%.6} \cdot 0.607 = \begin{pmatrix} 3.339 \\ 5.645 \\ 8.377 \\ 9.409 \\ 10.683 \end{pmatrix} \text{ м}$$

Визначимо кліренс l_1 :

$$l_{1.6} := \eta_{с.6} + 1.5 = \begin{pmatrix} 3.226 \\ 3.94 \\ 4.297 \\ 5.011 \\ 5.427 \end{pmatrix}$$

$$l_{1.В} := \eta_{с.В} + 1.5 = \begin{pmatrix} 4.839 \\ 7.145 \\ 9.877 \\ 10.909 \\ 12.183 \end{pmatrix}$$

де 1,5 м – величина запасу.

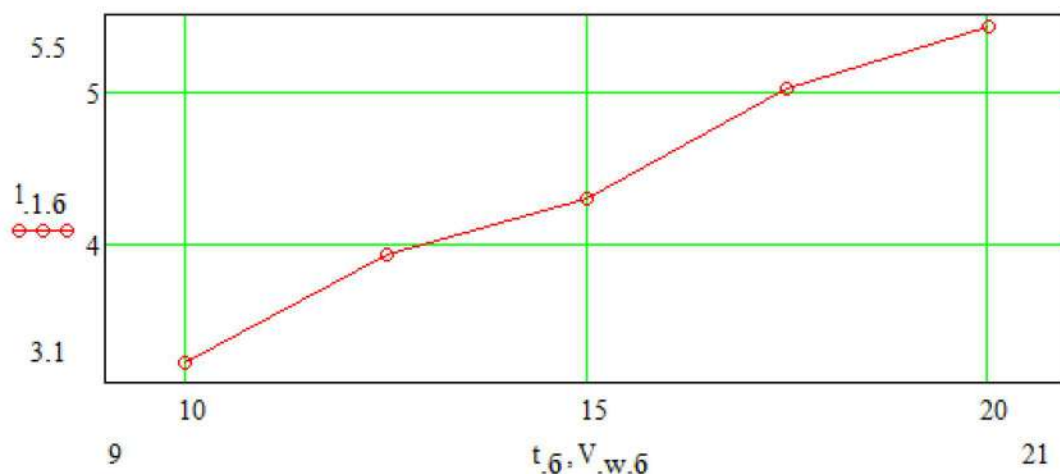


Рисунок 2.7 – Залежність величини кліренсу $l_{1.6}$, від зовнішніх зусиль в режимі буріння

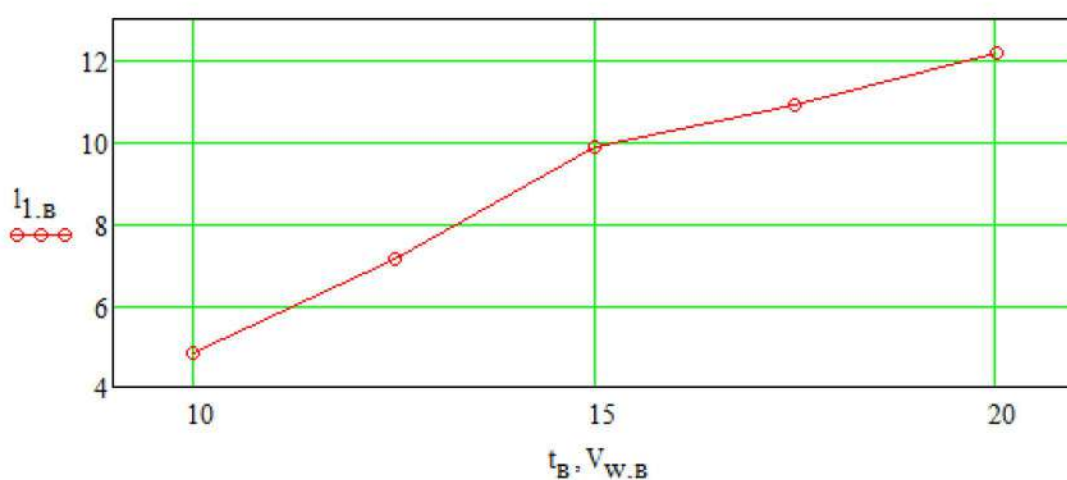


Рисунок 2.8 – Залежність величини кліренсу $l_{1.6}$, від зовнішніх зусиль в режимі виживання

Визначимо висоту колони h_k :

$$l_{2.6} := 0.1 \cdot \lambda_{6.6} = \begin{pmatrix} 5.09 \\ 5.36 \\ 6.32 \\ 7.85 \\ 8.78 \end{pmatrix} \quad h_{k.6} := l_{1.6} + l_{2.6} = \begin{pmatrix} 8.316 \\ 9.3 \\ 10.617 \\ 12.861 \\ 14.207 \end{pmatrix}$$

$$l_{2.B} := 0.1 \cdot \lambda_{B.6} = \begin{pmatrix} 10.77 \\ 12.35 \\ 14.24 \\ 15.42 \\ 16.22 \end{pmatrix} \quad h_{k.B} := l_{1.B} + l_{2.B} = \begin{pmatrix} 15.609 \\ 19.495 \\ 24.117 \\ 26.329 \\ 28.403 \end{pmatrix}$$

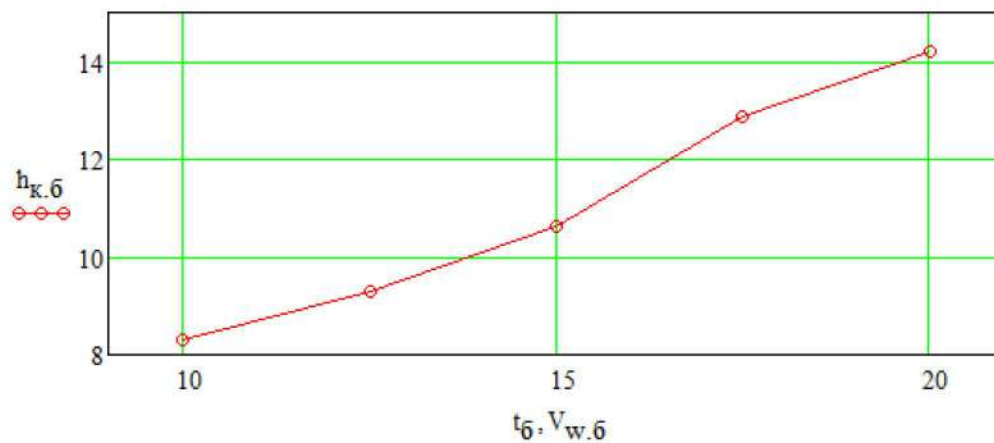


Рисунок 2.9 – Залежність висоти колон $h_{\text{к.б}}$, від зовнішніх зусиль в режимі буріння

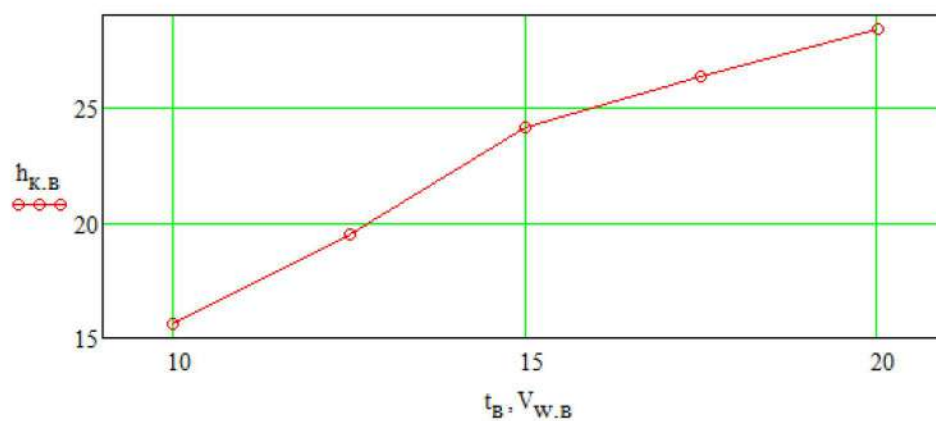


Рисунок 2.10 – Залежність висоти колон $h_{\text{к.в}}$, від зовнішніх зусиль в режимі виживання

					12.КР.135.6119м.03.ПЗ.03			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент	Ручка Р.А.				Дослідження сил та навантажень, що діють на НЗБУ в режимі буріння та виживання	Літ.	Арк.	Архів
Консульт.	Зайцев В.В.						32	14
Керівник	Зайцев В.В.					НУК ім. адм. Макарова		
Зав.каф.	Зайцев В.В.							

3 ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛ ТА НАВАНТАЖЕНЬ, ЩО ДІЮТЬ НА НЗБУ В РЕЖИМІ БУРІННЯ ТА ВИЖИВАННЯ

3.1 Визначення вітрового навантаження

Вітрове навантаження визначається для двох напрямків вітру для режимів буріння і виживання за формулою:

$$P_B = K_3 \cdot K_B \cdot K_\Phi \cdot q \cdot A$$

де $q = \frac{v_i^2}{16} \cdot 10^{-3}$ - швидкісний напор;

v_i - середня швидкість вітру;

K_3 – коефіцієнт зони, який враховує, що швидкість вітру змінюється з висотою;

z, м	0 - 10	11 - 30	31 - 50	51 - ...
K_3	1	1,15	1,35	1,6

K_Φ - коефіцієнт форми:

$K_\Phi = 1$ - для колон;

$K_\Phi = 1,2$ - для прямокутних елементів;

$K_\Phi = 0,6$ - для кожної панелі вишки;

K_B - коефіцієнт взаємного впливу:

$K_B = \frac{\frac{L}{D}-1}{6}$ – для колон;

$K_B = 0$ - для $\frac{L}{D} = 1$;

$K_B = 1$ - для $\frac{L}{D} \geq 6$;

A – проекція площі обтікаємого елемента (надводної частини) на напрямок перпендикулярний вітру (парусність) (рис. 3.1);

$A = h \cdot D$ - для колон;

$A = (a + b) \cdot \frac{h}{2}$ - для вишки;

$A = b \cdot h$ - для верхньої будови;

або формулу можна представити так:

$$P_B = 0,625 \cdot v_i^2 \cdot 10^{-3} \cdot \sum A_i \cdot k_{zi} \cdot k_{\varphi i} \cdot k_{\beta i}$$

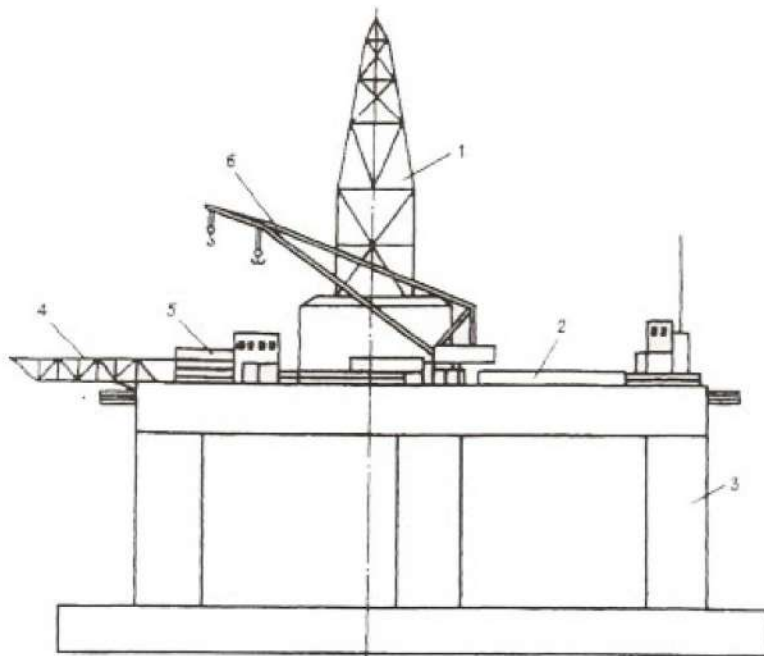


Рисунок 3.1 – До визначення площі парусності

Вхідні данні:

$D_k = 13,013$ – діаметр колон, м;

$h_k = 21$ м – висота колон, м;

$L_{\Pi} = 129,9$ – довжина понтону, м;

$H_{\Pi} = 6,383$ – висота понтону, м;

$B_{\Pi} = 14,458$ – ширина понтона, м;

$T_{\text{бур}} = 13,764$ – осадка при бурінні, м;

$U_{\text{бур}} = 10 \dots 16$ – швидкість вітру при бурінні, м/с.

$U_B = 30 \dots 40$ – швидкість вітру при виживанні, м/с.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

12.KP.135.6119м.03.ПЗ.03

Арк.

34

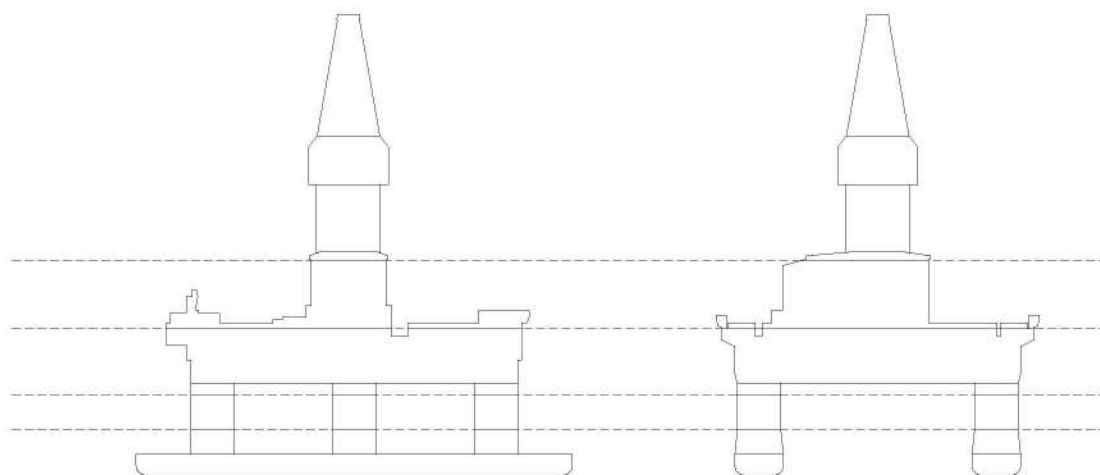


Рисунок 3.2 – Розподіл зон вітрового навантаження для режиму виживання

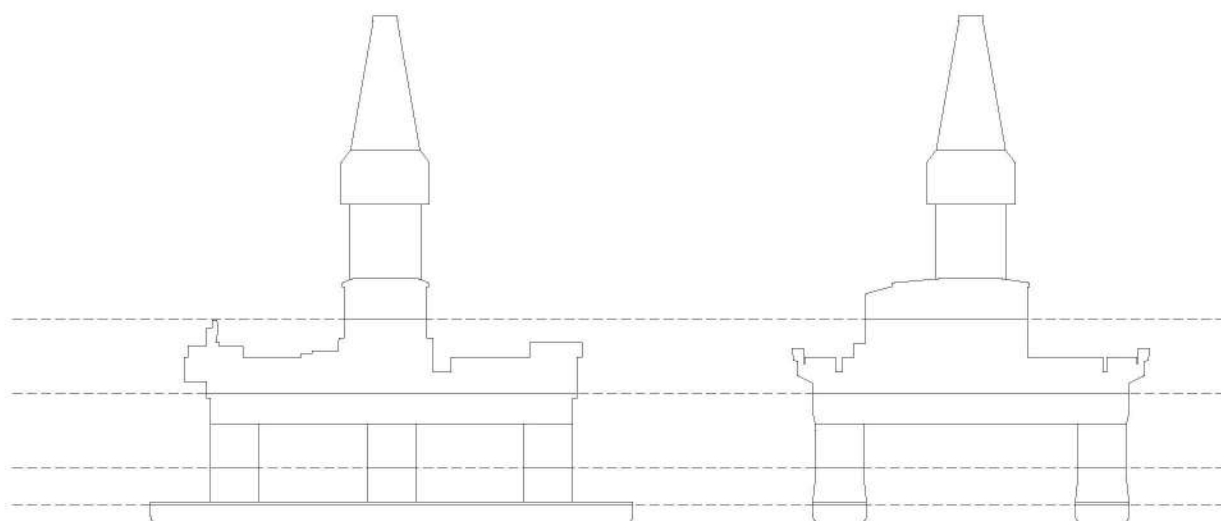


Рисунок 3.3 – Розподіл зон вітрового навантаження для режиму буріння

Визначимо навантаження за напрямком вітру вздовж споруди і поперек при режимі виживання.

Таблиця 3.1 – Вітрові навантаження вздовж споруди для режиму виживання

Зона	Елемент	Кількість	Кз	Кф	Кв	А,м²	Р, кН
0-10	Передні колони	2	1	1	1	130,5	20,6
	Другий ряд колон	2	1	1	0,31	130,5	6,4
	Третій ряд колон	2	1	1	0,31	130,5	6,4
10-30	Передні колони	2	1,15	1	1	47,2	8,6
	Другий ряд колон	2	1,15	1	0,31	47,2	2,7
	Третій ряд колон	2	1,15	1	0,31	47,2	2,7
	Верхня будова	1	1,15	1,2	1	1421,7	154,5
30-50	Вертолітний майданчик	1	1,35	0,6	1	67,2	4,3
	Верхня будова	1	1,35	1,2	1	967,4	123,4
>50	Верхня будова	1	1,6	1,2	1	88,8	13,4
	1 ярус вежі	1	1,6	0,6	1	381,1	28,8
	2 ярус вежі	1	1,6	1,2	1	336,6	50,9
	3 ярус вежі	1	1,6	0,6	1	446,3	33,7
Σ							456,3

Таблиця 3.2 – Вітрові навантаження поперек споруди для режиму виживання

Зона	Елемент	Кількість	Кз	Кф	Кв	А,м²	Р, кН
0-10	Передні колони	3	1	1	1	130,1	30,7
	Другий ряд колон	3	1	1	0,31	130,1	9,5
10-30	Передні колони	3	1	1	1	47,1	11,1
	Другий ряд колон	3	1	1	0,31	47,1	3,5
	Верхня будова	1	1,15	1,2	1	1637	177,9
30-50	Вертолітний майданчик	1	1,35	0,6	1	67,2	4,3
	Верхня будова	1	1,35	1,2	1	720,7	92,0
>50	Верхня будова	1	1,6	1,2	1	59,2	9,0
	1 ярус вежі	1	1,6	0,6	1	381,1	28,8
	2 ярус вежі	1	1,6	1,2	1	336,6	50,9
	3 ярус вежі	1	1,6	0,6	1	446,3	33,7
Σ							451,5

Отже, вітрове навантаження при режимі виживання, кН:

Вздовж будови $P_{в.вз} = 456,3$ кН;

Поперек будови $P_{в.поп} = 451,5$ кН;

Визначимо навантаження за напрямком вітру вздовж споруди і поперек при режимі буріння.

Таблиця 3.3 – Вітрові навантаження вздовж споруди для режиму буріння

Зона	Елемент	Кількість	Кз	Кф	Кв	А,м²	Р, кН
0-10	Понтон	2	1	1,2	1	9,5	0,3
	Передні колони	2	1	1	1	126,2	3,6
	Другий ряд колон	2	1	1	0,31	126,2	1,1
	Третій ряд колон	2	1	1	0,31	126,2	1,1
10-30	Передні колони	2	1,15	1	1	152,1	5,0
	Другий ряд колон	2	1,15	1	0,31	152,1	1,5
	Третій ряд колон	2	1,15	1	0,31	152,1	1,5
	Верхня будова	1	1,15	1,2	1	708,4	13,9
30-50	Вертолітний майданчик	1	1,35	0,6	1	67,2	0,8
	Верхня будова	1	1,35	1,2	1	1333,2	30,8
>50	Верхня будова	1	1,6	1,2	1	436,2	11,9
	1 ярус вежі	1	1,6	0,6	1	381,1	5,2
	2 ярус вежі	1	1,6	1,2	1	336,6	9,2
	3 ярус вежі	1	1,6	0,6	1	446,3	6,1
Σ							92,2

Таблиця 3.4 – Вітрові навантаження поперек споруди для режиму буріння

Зона	Елемент	Кількість	Кз	Кф	Кв	А,м²	Р, кН
0-10	Понтон	2	1	1,2	1	85,7	2,9
	Передні колони	3	1	1	1	121,6	5,2
	Другий ряд колон	3	1	1	0,31	121,6	1,6
10-30	Передні колони	3	1	1	1	151,9	6,5
	Другий ряд колон	3	1	1	0,31	151,9	2,0
	Верхня будова	1	1,15	1,2	1	816	16,0
30-50	Вертолітний майданчик	1	1,35	0,6	1	67,2	0,8
	Верхня будова	1	1,35	1,2	1	1360,2	31,4
>50	Верхня будова	1	1,6	1,2	1	283,3	7,8
	1 ярус вежі	1	1,6	0,6	1	381,1	5,2
	2 ярус вежі	1	1,6	1,2	1	336,6	9,2
	3 ярус вежі	1	1,6	0,6	1	446,3	6,1
Σ							94,8

Отже, вітрове навантаження при режимі буріння, кН:

Вздовж будови $P_{б.вз} = 92,2$ кН;

Поперек будови $P_{в.поп} = 94,8$ кН;

3.2 Визначення навантаження від течії

Навантаження від течії визначається для режимів буріння та виживання за формулою:

$$P_T = \frac{\rho \cdot U_T^2}{2} \cdot \sum k_i \cdot A_i,$$

де

$\rho = 1,025$ – густина води;

A_i - площа і-го елемента підводної частини конструкції, m^2 ;

$K_{ф.i}$ – коефіцієнт форми:

$K_{ф}=1$ – для круглих елементів;

$K_{ф}=1,2$ – для прямокутних елементів;

U_T – швидкість течії, m/s .

$U_{т.б} = 3...5$ – для режиму буріння, m/s ;

$U_{т.в} = 3...6$ – для режиму виживання, m/s ;

Визначимо площу елементів проекції перпендикулярній течії:

Довжина підводної частини колони, m :

$$l_{к.подв} = T_{бур} - H_{п} = 13,764 - 6,383 = 7,381 \text{ м};$$

$$A_{колон} = 6 \cdot D_{к} \cdot l_{к.подв} = 6 \cdot 13,013 \cdot 7,381 = 576,3 \text{ м}^2;$$

$$A_{понт} = 2 \cdot L_{п} \cdot H_{п} = 2 \cdot 129,9 \cdot 6,383 = 1658,3 \text{ м}^2;$$

Знайдемо навантаження для двох режимів:

$$\Sigma K_{ф} A_i = 1 \cdot A_{колон} + 1,2 \cdot A_{понт} = 1 \cdot 576,3 + 1,2 \cdot 1658,3 = 2566,26 \text{ м}^2;$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

12.KP.135.6119м.03.ПЗ.03

Арк.

40

- режим буріння, кН:

$$P_{T.6} := \rho \cdot \frac{U_{T.6}^2}{2} \Sigma K_{\Phi} \cdot A_i = \begin{pmatrix} 11.837 \times 10^3 \\ 16.111 \times 10^3 \\ 21.043 \times 10^3 \\ 26.633 \times 10^3 \\ 32.88 \times 10^3 \end{pmatrix}$$

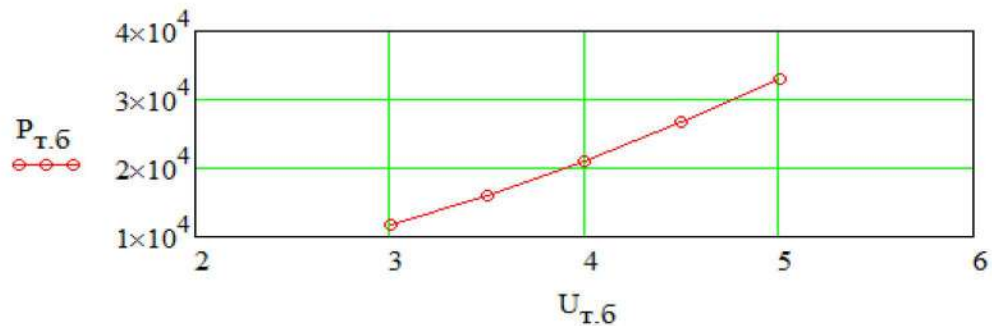


Рисунок 3.4 – Залежність навантаження течії $P_{T.6}$ від швидкості течії в режимі буріння

- режим виживання, кН:

$$P_{T.B} := \rho \cdot \frac{U_{T.B}^2}{2} \Sigma K_{\Phi} \cdot A_i = \begin{pmatrix} 11.837 \times 10^3 \\ 18.495 \times 10^3 \\ 26.633 \times 10^3 \\ 36.25 \times 10^3 \\ 47.347 \times 10^3 \end{pmatrix}$$

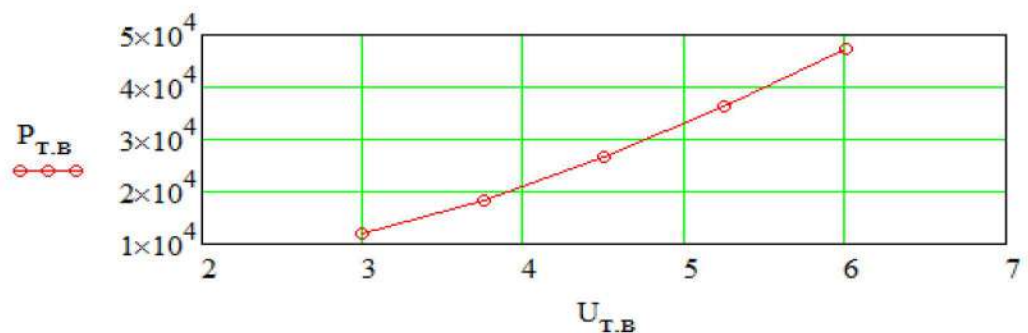


Рисунок 3.5 – Залежність навантаження течії $P_{T.B}$ від швидкості течії в режимі виживання

3.3 Визначання хвильового навантаження

Хвильове навантаження визначається за формулою:

$$P_{\text{хв}} = \gamma_{\text{в}} \cdot k \cdot h \cdot 2 \cdot (2 \cdot V_{\text{п}} \cdot \eta_1 + 2 \cdot n \cdot V_{\text{кол}} \cdot \eta_2) \cdot \sqrt{2 \cdot (1 + \cos(k \cdot B))}$$

де

$\gamma_{\text{в}} = 1,025$ – питома вага води;

$k = 2 \cdot \frac{\pi}{\lambda}$ – хвильове число;

$\lambda = \frac{g \cdot T^2}{2 \cdot \pi}$ – довжина хвилі, м;

T – період коливання, с;

B – відстань між осями колон, м.

З розділу 2 маємо:

Режим буріння:

$$h_{\text{б}} = \begin{pmatrix} 1.4 \\ 1.6 \\ 2 \\ 2.4 \\ 2.6 \end{pmatrix} \text{ м}; T_{\text{б}} = \begin{pmatrix} 5.71 \\ 5.86 \\ 6.36 \\ 7.09 \\ 7.5 \end{pmatrix} \text{ с}; \lambda_{\text{б}} = \begin{pmatrix} 50.9 \\ 53.6 \\ 63.2 \\ 78.5 \\ 87.8 \end{pmatrix} \text{ м}; h_{\text{б}\%} = \begin{pmatrix} 2.9 \\ 4.1 \\ 4.7 \\ 5.9 \\ 6.6 \end{pmatrix} \text{ м}.$$

Режим виживання:

$$h_{\text{в}} = \begin{pmatrix} 3.88 \\ 4.495 \\ 5.87 \\ 6.23 \\ 7 \end{pmatrix} \text{ м}; T_{\text{в}} = \begin{pmatrix} 5.8 \\ 6.7 \\ 8.2 \\ 9.9 \\ 10.2 \end{pmatrix} \text{ с}; \lambda_{\text{в}} = \begin{pmatrix} 107.7 \\ 123.5 \\ 142.4 \\ 154.2 \\ 162.2 \end{pmatrix} \text{ м}; h_{\text{в}\%} = \begin{pmatrix} 5.5 \\ 9.3 \\ 13.8 \\ 15.5 \\ 17.6 \end{pmatrix} \text{ м}.$$

$$k_{\text{б}} := 2 \cdot \frac{3.14}{\lambda_{\text{б}}} = \begin{pmatrix} 0.123 \\ 0.117 \\ 0.099 \\ 0.08 \\ 0.072 \end{pmatrix} \quad k_{\text{в}} := 2 \cdot \frac{3.14}{\lambda_{\text{в}}} = \begin{pmatrix} 0.058 \\ 0.051 \\ 0.044 \\ 0.041 \\ 0.039 \end{pmatrix}$$

$$\omega_{\text{Б}}(T) := \frac{2 \cdot 3.14}{T_{\text{Б}}} = \begin{pmatrix} 1.1 \\ 1.072 \\ 0.987 \\ 0.886 \\ 0.837 \end{pmatrix} \quad \omega_{\text{В}}(T) := \frac{2 \cdot 3.14}{T_{\text{В}}} = \begin{pmatrix} 1.083 \\ 0.937 \\ 0.766 \\ 0.634 \\ 0.616 \end{pmatrix}$$

$\beta = 0,85$ - коефіцієнт повноти понтону.

Об'єм понтону, м^3

$$V_{\text{п}} = L_{\text{п}} \cdot B_{\text{п}} \cdot H_{\text{п}} \cdot \beta = 129,9 \cdot 14,458 \cdot 6,383 \cdot 0,85 = 10189,7.$$

Об'єм колони, м^3

$$V_{\text{кол}} = l_{\text{к.подв}} \cdot \frac{\pi \cdot D_{\text{к}}^2}{4} = 7,381 \cdot \frac{3,14 \cdot 13,013^2}{4} = 981,16$$

$L_{\text{к}} = 42,22$ – відстань між колонами, м (див. розділ 2)

$$\eta_1(\omega) = g^2 \cdot \left(e^{-\omega^2 \cdot \frac{l_{\text{к.подв}}}{g}} - e^{-\omega^2 \cdot \frac{l_{\text{к.подв}} + H_{\text{п}}}{g}} \right) \cdot \frac{\sin\left(\frac{\omega^2 \cdot H_{\text{п}}}{2 \cdot g}\right)}{\omega^4 \cdot l_{\text{к.подв}} \cdot 0,5 \cdot H_{\text{п}}}$$

$$\eta_2(\omega) = g^2 \cdot \left(1 - e^{-\omega^2 \cdot \frac{l_{\text{к.подв}}}{g}} \right) \cdot \frac{2 \cdot \sin\left(\frac{\omega^2 \cdot H_{\text{п}}}{2 \cdot g}\right)}{\omega^4 \cdot l_{\text{к.подв}} \cdot D_{\text{к}}}$$

Режим буріння:

$$\eta_{16}(\omega) := \begin{pmatrix} 0.235 \\ 0.25 \\ 0.303 \\ 0.371 \\ 0.406 \end{pmatrix} \quad \eta_{26}(\omega) := \begin{pmatrix} 0.314 \\ 0.321 \\ 0.342 \\ 0.366 \\ 0.378 \end{pmatrix}$$

Режим виживання:

$$\eta_{1B}(\omega) := \begin{pmatrix} 0.244 \\ 0.336 \\ 0.459 \\ 0.561 \\ 0.574 \end{pmatrix} \quad \eta_{2B}(\omega) := \begin{pmatrix} 0.318 \\ 0.354 \\ 0.394 \\ 0.422 \\ 0.426 \end{pmatrix}$$

Розрахунок для режиму буріння:

$$P_{XB.6} = \begin{pmatrix} 2180.27 \\ 2651.48 \\ 3857.77 \\ 5070.12 \\ 5599.43 \end{pmatrix}$$

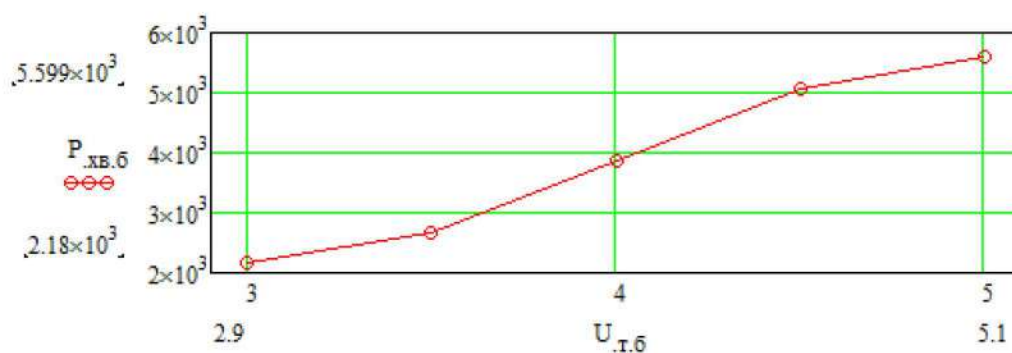


Рисунок 3.6 – Залежність хвильового навантаження $P_{XB.6}$ від швидкості течії в режимі буріння

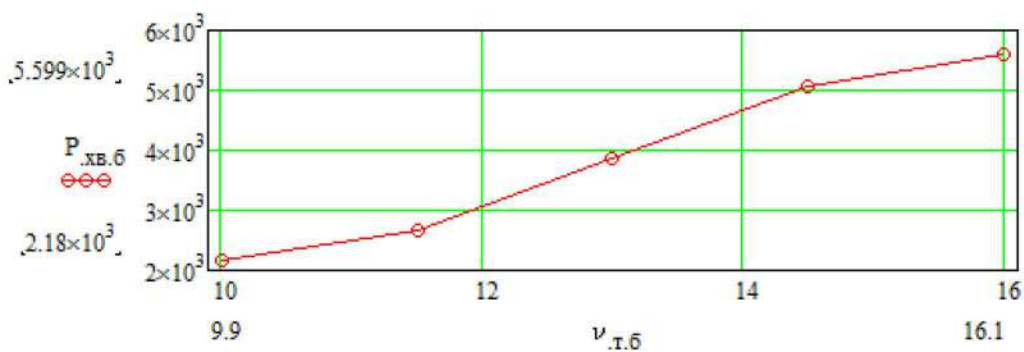


Рисунок 3.7 – Залежність хвильового навантаження $P_{XB.6}$ від швидкості вітру в режимі буріння

Розрахунок для режиму виживання:

$$P_{\text{хв.в}} = \begin{pmatrix} 4286.32 \\ 6114.35 \\ 9550.21 \\ 11602.08 \\ 12739.96 \end{pmatrix}$$

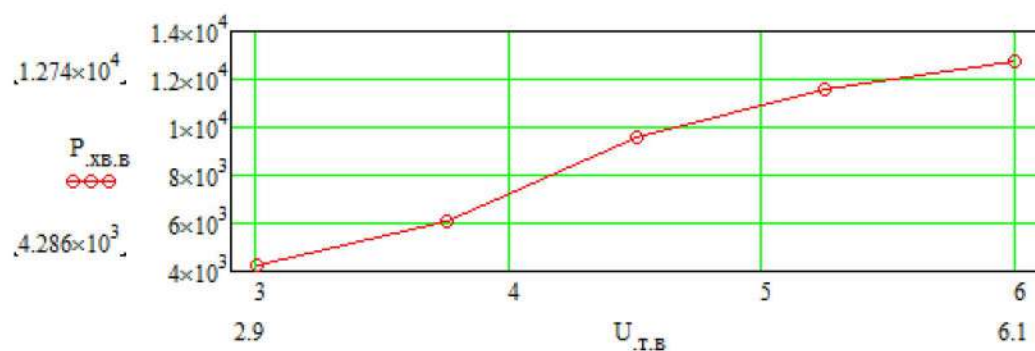


Рисунок 3.8 – Залежність хвильового навантаження $P_{\text{хв.в}}$ від швидкості течії в режимі виживання

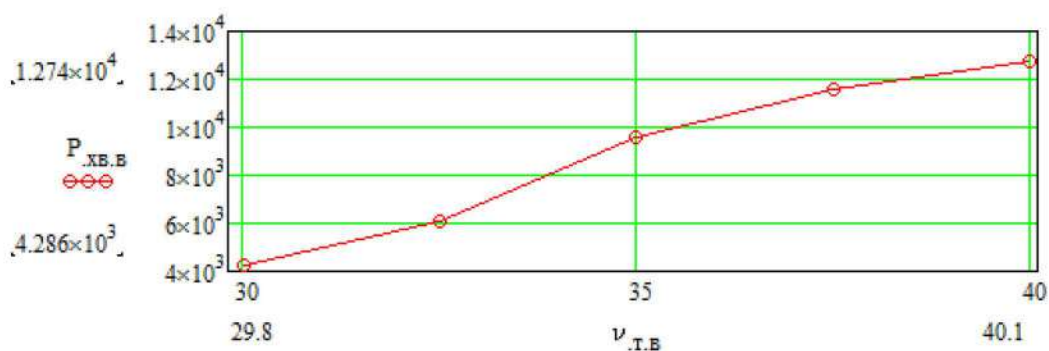


Рисунок 3.9 – Залежність хвильового навантаження $P_{\text{хв.в}}$ від швидкості вітру в режимі виживання

					<i>12.КР.135.6119м.03.ПЗ.04</i>			
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Студент</i>	<i>Ручка Р.А.</i>				<i>Дослідження міцності елементів якірного пристрою</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Консульт.</i>	<i>Зайцев В.В.</i>						46	12
<i>Керівник</i>	<i>Зайцев В.В.</i>					<i>НУК ім. адм. Макарова</i>		
<i>Зав.каф.</i>	<i>Зайцев В.В.</i>							

4 ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ ЯКІРНОГО ПРИСТРОЮ

4.1 Характеристики постачання

Характеристика постачання для вибору якірного пристрою повинна розраховуватися за формулою

$$N_c = K_1 \cdot K_2 \Delta^{2/3} + K_3 A,$$

де

$K_1 = 1,75$ – коефіцієнт форми для бурових катамаранів та інших подібних типів ПБУ.

$K_2 = 1,2$ – коефіцієнт хвильового впливу.

$K_3 = 2,1$ – коефіцієнт вітрового впливу.

$\Delta = 26266,42$ – об'ємна водотоннажність (із розділу 1) м^3 .

A – сумарна площа проекцій конструкцій, що піднімаються над ватерлінією, (що проходить через центр знака вантажний марки), на площину, нормальну до горизонтальної проекції якірної лінії, м^2 .

$D_k = 13,013$ – діаметр колони, м.

$h_k = 21$ – висота колон, м.

$H_{\Pi} = 6,383$ – висота понтона, м.

$T = 13,764$ – осадка при бурінні, (експлуатаційна), м.

$L_k = 42,22$ – відстань між віями колон (по довжині понтону), м.

$b_m = 2 \cdot L_k + D_k = 2 \cdot 42,22 + 13,013 = 97,45$ – довжина мосту, м.

$h_m = 7$ – висота мосту, м.

$b_{\text{вс.ня}} = b_m = 97,45$ – довжина нижнього ярусу верхньої споруди, м.

$h_{\text{вс.ня}} = 7$ – висота нижнього ярусу верхньої споруди, м.

$b_{\text{вс.вя}} = L_k + D_k = 42,22 + 13,013 = 55,2$ – довжина верхнього ярусу верхньої споруди, м.

$h_{\text{вс.вя}} = 7$ – висота верхнього ярусу верхньої споруди, м.

Розміри бурової вежі (згідно ескізу), м

$$b_{B.1} = 19,081$$

$$h_{B.1} = 19,958$$

$$b_{B.2} = 23,778$$

$$h_{B.2} = 11,213$$

$$b_{B.3} = 18,651$$

$$h_{B.2.2} = 3,298$$

$$b_{B.4} = 6,595$$

$$h_{B.3} = 36,276$$

Площа парусності, м²:

$$A = \sum \begin{bmatrix} 3 \cdot D_k \cdot (h_k + H_{\Pi} - T) \\ b_M \cdot h_M \\ b_{BC.HA} \cdot h_{BC.HA} \\ b_{BC.BA} \cdot h_{BC.BA} \\ 0,5 \cdot h_{B.1} \cdot b_{B.1} \\ h_{B.2} \cdot b_{B.2} \\ 0,5 \cdot h_{B.2.2} \cdot (b_{B.2} + b_{B.3}) \\ 0,5 \cdot h_{B.3} \cdot (b_{B.3} + b_{B.4}) \cdot 0,6 \end{bmatrix} = \sum \begin{bmatrix} 3 \cdot 13,013 \cdot (21 + 6,383 - 13,764) \\ 97,45 \cdot 7 \\ 97,45 \cdot 7 \\ 55,2 \cdot 7 \\ 0,5 \cdot 19,958 \cdot 19,081 \\ 11,213 \cdot 23,778 \\ 0,5 \cdot 3,298 \cdot (23,778 + 18,651) \\ 0,5 \cdot 36,276 \cdot (18,651 + 6,595) \cdot 0,6 \end{bmatrix} = 3084,1$$

Характеристики постачання, м²:

$$N_c = K_1 \cdot K_2 \cdot \Delta^{\frac{2}{3}} + K_3 \cdot A = 1,8 \cdot 1,2 \cdot 26266,42^{\frac{2}{3}} + 2,1 \cdot 3084,1 = 8385,2$$

4.2 Визначення якірно-швартовного постачання

Відповідно до характеристики постачання обрано наступні значення елементів якірно-швартовного постачання бурової.

$N_{як} = 3$ – кількість станових якорів.

$M_{\text{як}} = 24500$ – маса кожного якоря, кг (без привязки до типу якоря).

$d'_{\text{ц}} = \begin{pmatrix} 0 \\ 142 \\ 122 \end{pmatrix}$ – калібр ланцюга за категоріями міцності, мм.

$N_{\text{кан}} = 11$ – кількість швартовних канатів.

Категорія міцності ланцюга = 2

Категорія міцності ланцюга:

1 – звичайної міцності (вже не застосовується);

2 – підвищеної міцності;

3 – особливої міцності.

$d_{\text{ц}} = 142$ – калібр ланцюга, мм.

4.3 Визначення основних характеристик якоря АС – 14.

$M_{\text{як}} = 25000$ – маса якоря АС – 14, кг.

Розміри якоря АС – 14, мм:

$$A_{\text{AC14}} = 4670 \quad B_{\text{AC14}} = 4180$$

$$C_{\text{AC14}} = 1323 \quad D_{\text{AC14}} = 807$$

$$E_{\text{AC14}} = 2885 \quad F_{\text{AC14}} = 2275$$

$$G_{\text{AC14}} = 660 \quad H_{\text{AC14}} = 925$$

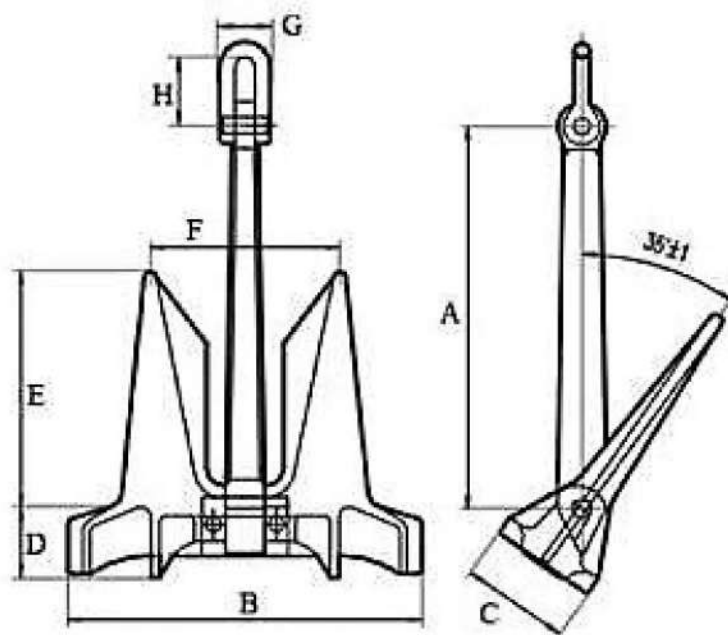


Рисунок 4.1 – Ескіз якоря АС – 14

4.4 Якірні ланцюги та розміри його елементів

Категорія міцності ланцюга = 2

$d_{\text{ц}} = 142$ – калібр ланцюга, мм.

$T_p = 9030$ – розривне зусилля ланцюга, кН.

Обираємо розміри елементів якірного ланцюгу.

Загальне звено якірного ланцюга з контрфорсом, мм:

$$d_{\text{ц}} = 142 \text{ мм};$$

$$6 \cdot d_{\text{ц}} = 852 \text{ мм};$$

$$3,6 \cdot d_{\text{ц}} = 511,2 \text{ мм};$$

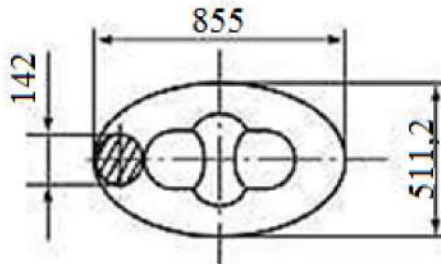


Рисунок 4.2 – Загальне звено якірного ланцюгу з контрфорсом

Загальне звено якірного ланцюга без контрфорсом, мм:

$$d_{\text{ц}} = 142 \text{ мм};$$

$$5 \cdot d_{\text{ц}} = 710 \text{ мм};$$

$$3,4 \cdot d_{\text{ц}} = 482,5 \text{ мм};$$

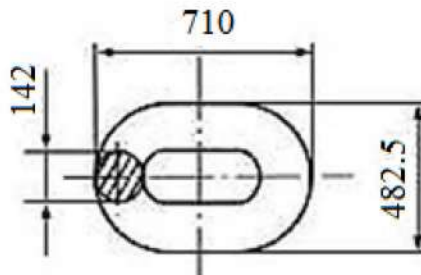


Рисунок 4.3 – Загальне звено якірного ланцюгу без контрфорсом

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

12.KP.135.6119м.03.ПЗ.04

Арк.

50

Скоба кінцева, мм:

$$5 \cdot d_{\text{ц}} = 710 \text{ мм};$$

$$8,2 \cdot d_{\text{ц}} = 1164,4 \text{ мм};$$

$$1,4 \cdot d_{\text{ц}} = 198,8 \text{ мм};$$

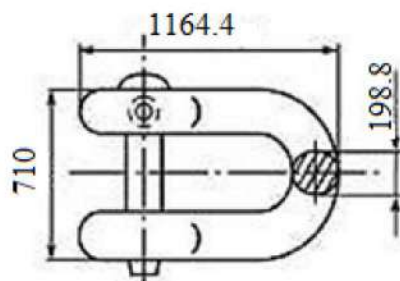


Рисунок 4.4 – Скоба кінцева

Звено кінцеве, мм:

$$1,2 \cdot d_{\text{ц}} = 170,4 \text{ мм};$$

$$7 \cdot d_{\text{ц}} = 994 \text{ мм};$$

$$4 \cdot d_{\text{ц}} = 568 \text{ мм};$$

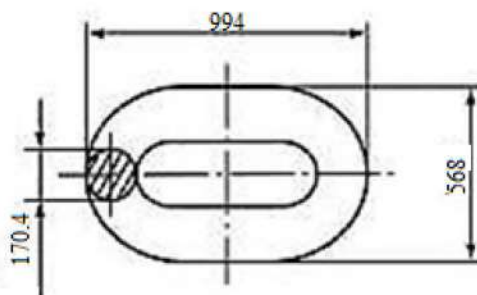


Рисунок 4.5 – Звено кінцеве

Звено сполучне Кентера, мм:

$$4 \cdot d_{\text{ц}} = 568 \text{ мм};$$

$$6 \cdot d_{\text{ц}} = 852 \text{ мм};$$

$$d_{\text{ц}} = 142 \text{ мм};$$

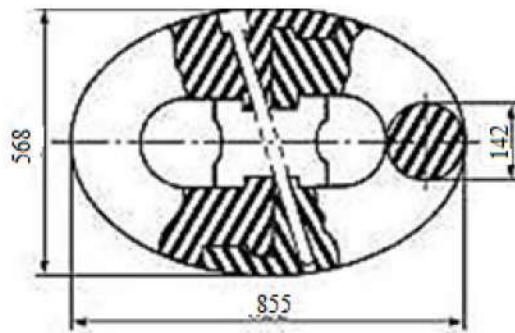


Рисунок 4.6 – Звено сполучне Кентера

Вертлюг, мм:

$$4,7 \cdot d_{\text{ц}} = 667,4 \text{ мм};$$

$$1,2 \cdot d_{\text{ц}} = 170,4 \text{ мм};$$

$$1,1 \cdot d_{\text{ц}} = 156,2 \text{ мм};$$

$$9,8 \cdot d_{\text{ц}} = 1391,6 \text{ мм};$$

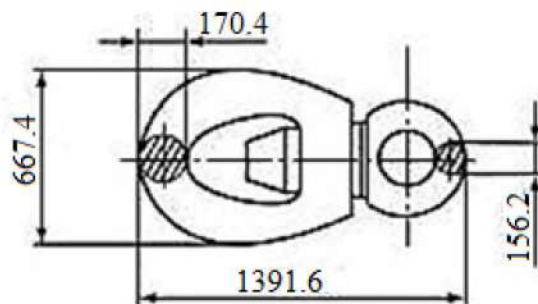


Рисунок 4.7 – Вертлюг

Вертлюг-скоба, мм:

$$5 \cdot d_{\text{ц}} = 710 \text{ мм};$$

$$1,1 \cdot d_{\text{ц}} = 156,2 \text{ мм};$$

$$d_{\text{ц}} = 142 \text{ мм};$$

$$16 \cdot d_{\text{ц}} = 2272 \text{ мм};$$

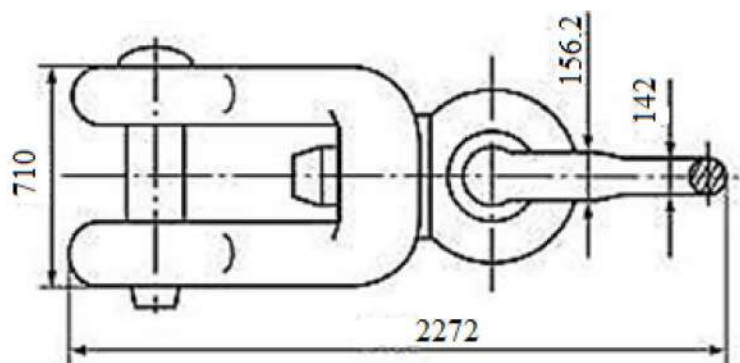


Рисунок 4.8 – Вертлюг-скоба

4.5 Розрахунок міцності загальної ланки якірного ланцюгу з контрфорсом

Для розрахунку використовуємо сталь AISI1020, характеристики якої представлені в таблиці 4.5.1.

Межа плинності $\sigma_T = 351$ МПа.

Межа міцності при розтягуванні $\sigma_M = 420$ МПа.

Таблиця 4.1 – Характеристики сталі AISI1020

Свойство	Значение	Единицы измерения
Модуль упругости	2×10^{11}	Н/м ²
Коэффициент Пуассона	0.29	Неприемлемо
Модуль сдвига	7.7×10^{10}	Н/м ²
Массовая плотность	7900	кг/м ³
Предел прочности при растяжении	420507000	Н/м ²
Предел текучести	351571000	Н/м ²
Коэффициент теплового расширения	150000	1/К
Удельная теплоемкость	420	Дж/(кг*К)

4.6 Розрахунок міцності звена якірного ланцюга з контрфорсом на розтягнення

Перевіримо міцність звена:

$$\sigma = \frac{P}{F} \leq [\sigma]$$

де P – розрахункове навантаження, кН

$$F = \pi \cdot R^2 \cdot 2 = 3,14 \cdot 71^2 \cdot 2 = 31657,5 \text{ — площа перерізу звена, мм}^2$$

$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{1,25}$ - допустимі напруження на розтяг,

де 1,25 - коефіцієнт запасу міцності.

$$\sigma_T = 351 \text{ Н / мм}^2 \text{ - межа плинності матеріалу.}$$

Розрахункове навантаження дорівнює розривному зусиллю звена з контрфорсом калібр 142:

$$P = P_p = 6450 \text{ кН}$$

$$F = 31657,5 \text{ мм}^2$$

$$[\sigma] = \frac{351}{1,25} = 280,8 \text{ Н / мм}^2$$

$$\sigma = \frac{6450 \cdot 10^3}{31657,5} = 203,7 \text{ Н / мм}^2 \leq 280,8 \text{ Н / мм}^2$$

Умова міцності виконується.

4.7 Розрахунок міцності ланки якірного ланцюгу з контрфорсом на зминання

Для забезпечення міцності при зминанні необхідно, щоб виникаюче напруження зминання не перевищувало допустиме напруження на зминання:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P}{F} \leq [\sigma_{\text{см}}]$$

де P – розрахункове навантаження, кН;

$F = \pi r^2 \cdot 2$ - площа зминання ланки, мм²;

$[\sigma_{\text{см}}] = (2 \dots 2,5) \cdot [\sigma]$ - допустимі напруження на зминання.

$$P = P_p = 6450 \text{ кН}$$

$$F = 31657,5 \text{ мм}^2$$

$$[\sigma_{\text{см}}] = (2 \dots 2,5) \cdot [\sigma] = 2 \cdot 203,7 = 407,4 \text{ Н / мм}^2$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{6450 \cdot 10^3}{31657,5} = 203,7 \text{ Н / мм}^2 \leq 407,4 \text{ Н / мм}^2$$

Умова міцності виконується.

4.8 Перевірка розрахунку міцності звена якірного ланцюга з контрфорсом в програмному комплексі ANSYS

Розрахунок міцності якірного звена з контрфорсом виконаний для робочого навантаження 6450, кН.

В програмному комплексі Rhinoceros створюємо модель розрахункового звена с контрфорсом та експортуємо модель в програмний комплекс ANSYS.

В програмному комплексі SolidWorks створюємо модель розрахункової ланки якірного ланцюгу з контрфорсом. Створюємо розрахункову сітку та прикладаємо розрахункові навантаження. Виконуємо дослідження при напруженні, переміщенні та деформації деталі.

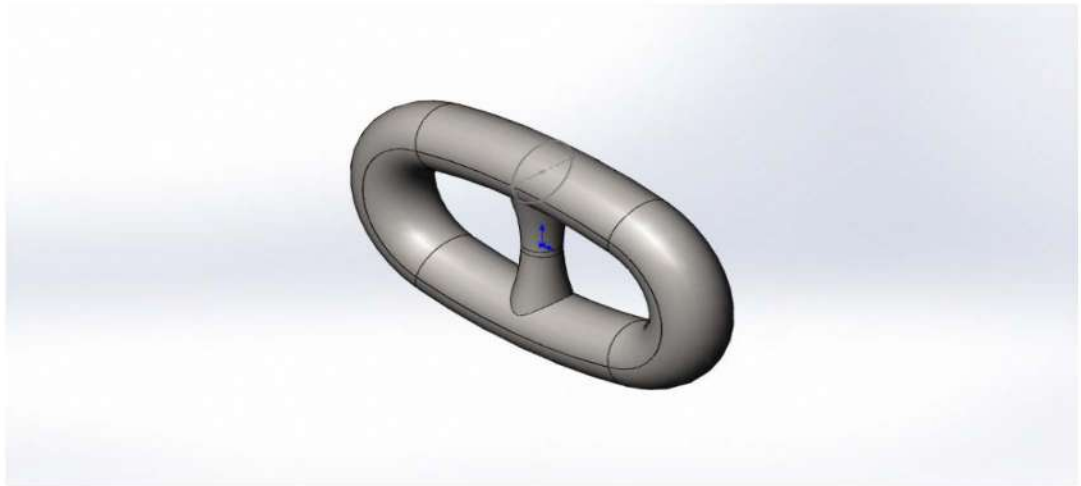


Рисунок 4.9 – Загальний вигляд якірного звена с контрфорсом

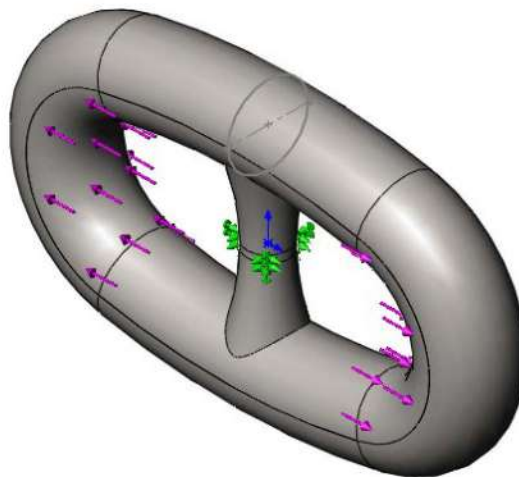


Рисунок 4.10 – Розрахункові навантаження

Model name: Звено с контрфорсом
Study name: Study 1
Mesh type: Solid mesh

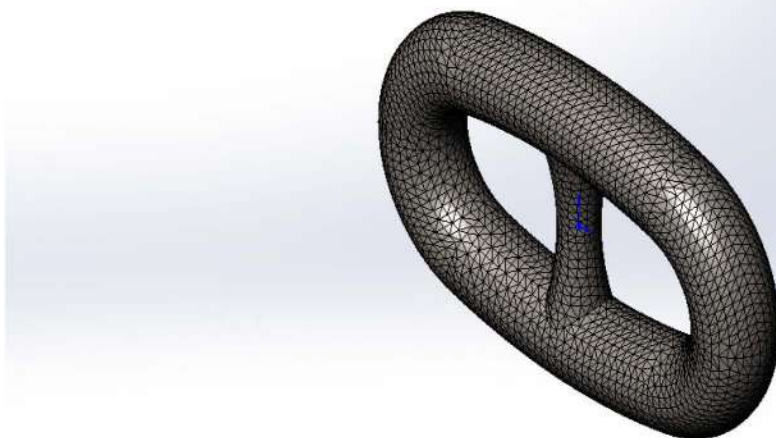


Рисунок 4.11 – Розбивка на кінцеві елементи

Отримуємо результати при напруженні, переміщенні та деформації деталі.

Model name: Звено с контрфорсом
Study name: Study 1
Plot type: Static nodal stress Stress1
Deformation scale: 118.8

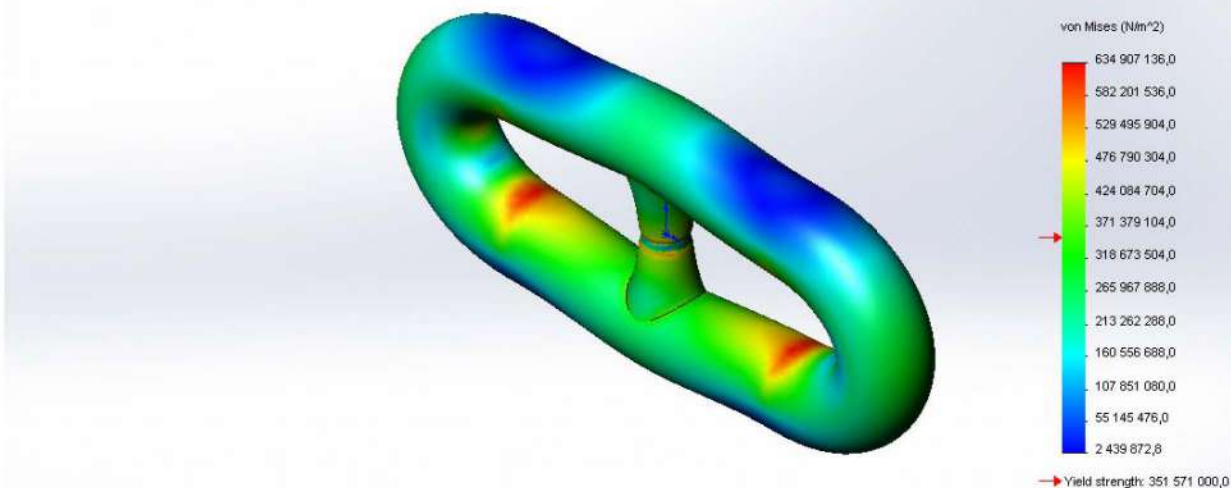


Рисунок 4.12 – Статичний аналіз при напруженні якірного ланцюгу

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

12.KP.135.6119м.03.ПЗ.04

Арк.

56

Model name: Звено с контрфорсом
 Study name: Study 1
 Plot type: Static displacement Displacement1
 Deformation scale: 118.8

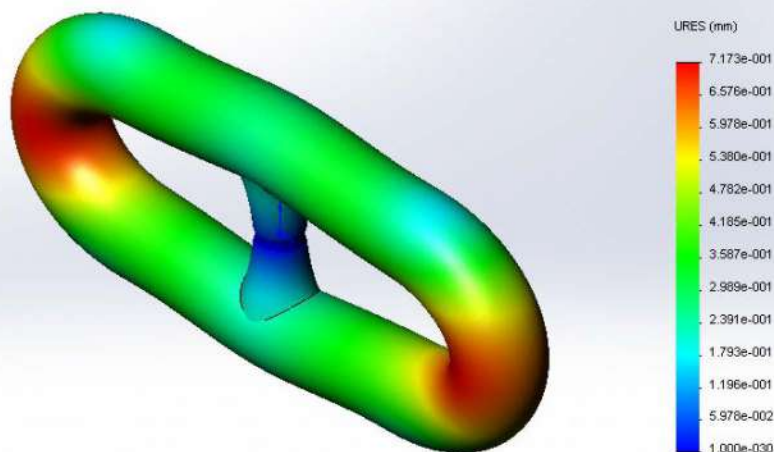


Рисунок 4.13 – Статичний аналіз при переміщенні якірного ланцюгу

Model name: Звено с контрфорсом
 Study name: Study 1
 Plot type: Static strain Strain1
 Deformation scale: 118.8

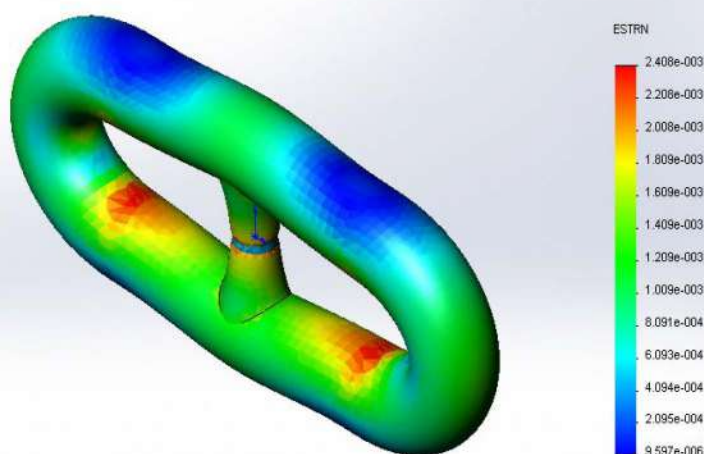


Рисунок 4.14 – Статичний аналіз при деформації якірного ланцюгу

На основі отриманих результатів можемо зробити висновок, що умова міцності виконується.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

12.KP.135.6119м.03.ПЗ.04

Арк.

57

					<i>12.КР.135.6119м.03.ПЗ.05</i>			
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Студент</i>	<i>Ручка Р.А.</i>				<i>Дослідження якірної стоянки НЗБУ на двох якорях та оцінка зміщення НЗБУ під час якірної стоянки</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Консульт.</i>	<i>Зайцев В.В.</i>						58	10
<i>Керівник</i>	<i>Зайцев В.В.</i>					<i>НУК ім. адм. Макарова</i>		
<i>Зав.каф.</i>	<i>Зайцев В.В.</i>							

- НЗБУ – жорстке (тверде) тіло;
- якірні зв'язки – гнучкі, важкі і нерозтягнуті зв'язки, які провисають по ланцюговим лініям;
- положення якорів стабілізоване.

Вихідні дані для розрахунків:

H_1 – горизонтальна складова натягу ланцюгів в початковому стані (распір), приймається такою, що дорівнює подвійної силі тяжіння якоря якірного пристрою НЗБУ, кН;

$q, \bar{q}$ – сили тяжіння (ваги) одиниці довжини переднього і тилового ланцюга у воді, кН;

$\zeta, \bar{\zeta}$ – вертикальні проекції вільних провисів для переднього і тилового ланцюга (відстань від поверхні дна до клюзової точки якірного пристрою НЗБУ), м; для переднього ланцюга глибина моря задана в завданні на проектування, для тилового ланцюга – 10 м менше.

Відповідно до властивостей ланцюгової лінії значення **H_1** одне і теж у всіх вільних провисах ланцюгів і, відповідно, є навантаження на якоря в початковому стані, якщо зневажати тертям о грунт ділянки ланцюга перед якорем.

Вважається, що зовнішнє горизонтальне навантаження **R** сприймається тільки переднім ланцюгом, який характеризується величинами **H_1, q, ζ** . Спочатку повинен проводитися розрахунок ланцюга в початковому стані, а потім – в одному або декількох робочих станах. У зв'язку з цим в позначеннях відповідних величин при розрахунках в початковому стані використовується індекс 1, а при розрахунках в робочому стані – індекс 2.

Початковий стан. Параметр a_1 ланцюгової лінії для переднього ланцюга

$$\alpha_1 = \frac{H_1}{q}. \quad (5.1)$$

Далі необхідно визначити величину горизонтальної проекції η_1 вільного провисання ланцюга. Для цього в рівнянні ланцюгової лінії (5.1) необхідно підставити координати ключової точки, тобто прийняти $x = \eta_1$, $z = \alpha_1 + \zeta$, $\alpha = \alpha_1$.

Таким чином,

$$\operatorname{ch} \cdot \frac{\eta_1}{\alpha_1} = 1 + \frac{\zeta}{\alpha_1}. \quad (5.2)$$

Із (5.2) визначається величина горизонтальної проекції вільного провісу ланцюга (див. рис. 5.1):

$$\eta_1 = \alpha_1 \cdot \operatorname{Arch} \left(1 + \frac{\zeta}{\alpha_1} \right). \quad (5.3)$$

Довжина вільного провісу ланцюга в ключовій точці A_1 :

$$S_1 = \alpha_1 \cdot \operatorname{ch} \cdot \frac{\eta_1}{\alpha_1}. \quad (5.4)$$

Найбільша величина повного натягу T_1 ланцюга має місце в ключовій точці і дорівнює

$$T_1 = q \cdot (\alpha_1 + \zeta). \quad (5.5)$$

Робочий стан. При дії зовнішнього горизонтального навантаження R , горизонтальне навантаження на якір (распир в ланцюзі).

$$H_2 = H_1 + R. \quad (5.6)$$

Величини $\alpha_2, \eta_2, S_2, T_2$ визначаються послідовно відповідно до залежностей (5.1), (5.3)-(5.5), в яких індекс 1 повинен бути змінено на 2:

$$\alpha_2 = \frac{H_2}{q}; \quad \eta_2 = \alpha_2 \cdot \text{Arch} \left(1 + \frac{\zeta}{\alpha_2} \right). \quad (5.7)$$

$$S_2 = \alpha_2 \cdot \text{ch} \cdot \frac{\eta_2}{\alpha_2}; \quad T_2 = q \cdot (\alpha_2 + \zeta). \quad (5.8)$$

Горизонтальне переміщення u НЗБУ під дією зовнішнього горизонтального навантаження R

$$u = (S_1 - \eta_1) - (S_2 - \eta_2). \quad (5.9)$$

Для тилового ланцюга вихідні дані: H_1 , $\bar{q}$, $\bar{\zeta}$.

5.2 Програма розрахунку якірної системи

$M_{\text{як}} = 25000$ — маса якоря АС — 14, кг;

$d_{\text{ц}} = 142$ — калібр ланцюга, мм;

$H_{\text{моря}} = 250$ — глибина моря, м;

$T = 13,764$ — осадка при бурінні (експлуатаційна), м;

$m_{\text{ц,вод}} = 0,87 \cdot 0,0218 \cdot d_{\text{ц}}^2 = 382,43$ — лінійна маса якірного ланцюга у воді кг/м;

$\zeta = H_{\text{моря}} = 250$ — вертикальна проекція вільного провису для переднього ланцюга (відстань від поверхні дна до клюзової точки якірного пристрою НЗБУ), м;

$\bar{\zeta} = \zeta - 10 = 240$ — вертикальна проекція вільного провису для тилового ланцюга (відстань від поверхні дна до клюзової точки якірного пристрою НЗБУ), м;

$H_1 = 2 \cdot g \cdot M_{\text{як}} \cdot 10^{-3} = 490,5$ — горизонтальна складова натягу ланцюгів в початковому стані (распір), приймається такою, що дорівнює подвійної сили тяжіння якоря якірного пристрою НЗБУ, кН;

$q = m_{ц.вод} \cdot g \cdot 10^{-3} = 3,75$ – сила тяжіння (ваги)одиниці довжини переднього ланцюга у воді, кН;

$\bar{q} = q = 3,75$ – сила тяжіння (ваги)одиниці довжини тилового ланцюга у воді, кН;

$R = P_{wnd} + P_T + P_{хв}$ – зовнішнє горизонтальне навантаження (загальний вигляд).

Зовнішнє горизонтальне навантаження (для різних режимів і напрямків).

$P_{бур.вд} = 92,2$ – вітрове навантаження вздовж споруди (режим буріння), кН;

$P_{в.вд} = 456,3$ – вітрове навантаження вздовж споруди (режим виживання), кН;

$P_{бур.пп} = 94,8$ – вітрове навантаження поперек споруди (режим буріння), кН;

$P_{в.пп} = 451,5$ – вітрове навантаження поперек споруди(режим виживання), кН;

Хвильове навантаження, навантаження від течії,(в режимі буріння) кН

$$P_{т.бур} := \begin{pmatrix} 11.837 \cdot 10^3 \\ 16.111 \cdot 10^3 \\ 21.043 \cdot 10^3 \\ 26.633 \cdot 10^3 \\ 32.88 \cdot 10^3 \end{pmatrix} \quad P_{хв.бур} := \begin{pmatrix} 2180.27 \\ 2651.48 \\ 3857.77 \\ 5070.12 \\ 5599.43 \end{pmatrix}$$

Хвильове навантаження, навантаження від течії,(в режимі виживання) кН

$$P_{хв.в} := \begin{pmatrix} 4286.32 \\ 6114.35 \\ 9550.21 \\ 11602.08 \\ 12739.96 \end{pmatrix} \quad P_{т.в} := \begin{pmatrix} 11.837 \cdot 10^3 \\ 18.495 \cdot 10^3 \\ 26.633 \cdot 10^3 \\ 36.25 \cdot 10^3 \\ 47.347 \cdot 10^3 \end{pmatrix}$$

Зовнішнє горизонтальне навантаження, кН

$$R = \begin{pmatrix} P_{\text{бур.вд}} + P_{\text{т.бур}} + P_{\text{хв.б}} \\ P_{\text{бур.пп}} + P_{\text{т.бур}} + P_{\text{хв.б}} \\ P_{\text{в.вд}} + P_{\text{т.виж}} + P_{\text{хв.в}} \\ P_{\text{в.пп}} + P_{\text{т.виж}} + P_{\text{хв.в}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 14109,47 \\ 18854,68 \\ 24992,97 \\ 31795,32 \\ 38571,63 \\ 14112,07 \\ 18857,28 \\ 24995,57 \\ 31797,92 \\ 38574,23 \\ 16579,62 \\ 25065,65 \\ 36639,51 \\ 48308,38 \\ 60543,26 \\ 16574,82 \\ 25060,85 \\ 36634,71 \\ 48303,58 \\ 60538,46 \end{pmatrix}$$

Параметр ланцюгової лінії для переднього ланцюга.

$$\alpha_1 = \frac{H_1}{q} = \frac{490,5}{3,75} = 130,18.$$

Величина горизонтальної проекції вільного провісу ланцюга.

$$\eta_1 = \alpha_1 \cdot \text{Arch} \left(1 + \frac{\zeta}{\alpha_1} \right) = 130,18 \cdot \text{Arch} \left(1 + \frac{250}{130,18} \right) = 225,756.$$

Довжина вільного провісу ланцюга в ключовій точці A₁.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

12.KP.135.6119м.03.ПЗ.05

Арк.

64

$$S_1 = \alpha_1 \cdot \operatorname{ch} \left(\frac{\eta_1}{\alpha_1} \right) = 130,18 \cdot \operatorname{ch} \left(\frac{225,756}{130,18} \right) = 380,18.$$

Найбільша величина повного натягу ланцюга (в клюзовій точці).

$$T_1 = q \cdot (\alpha_1 + \zeta) = 3,75 \cdot (130,18 + 250) = 1425,68.$$

Горизонтальне навантаження на якір при дії зовнішнього горизонтального навантаження H_2 , кН.

Параметр ланцюгової лінії α_2 .

$$H_2 = H_1 + R = \begin{pmatrix} 1,46 \cdot 10^4 \\ 1,935 \cdot 10^4 \\ 2,548 \cdot 10^4 \\ 3,229 \cdot 10^4 \\ 3,906 \cdot 10^4 \\ 1,46 \cdot 10^4 \\ 1,935 \cdot 10^4 \\ 2,549 \cdot 10^4 \\ 3,229 \cdot 10^4 \\ 3,906 \cdot 10^4 \\ 1,707 \cdot 10^4 \\ 2,556 \cdot 10^4 \\ 3,713 \cdot 10^4 \\ 4,88 \cdot 10^4 \\ 6,103 \cdot 10^4 \\ 1,707 \cdot 10^4 \\ 2,555 \cdot 10^4 \\ 3,713 \cdot 10^4 \\ 4,879 \cdot 10^4 \\ 6,103 \cdot 10^4 \end{pmatrix} \quad \alpha_2 = \frac{H_2}{q} = \begin{pmatrix} 3,893 \cdot 10^3 \\ 5,16 \cdot 10^3 \\ 6,795 \cdot 10^3 \\ 8,611 \cdot 10^3 \\ 1,042 \cdot 10^4 \\ 3,893 \cdot 10^3 \\ 5,16 \cdot 10^3 \\ 6,797 \cdot 10^3 \\ 8,611 \cdot 10^3 \\ 1,042 \cdot 10^4 \\ 4,552 \cdot 10^3 \\ 6,816 \cdot 10^3 \\ 9,901 \cdot 10^3 \\ 1,301 \cdot 10^4 \\ 1,627 \cdot 10^4 \\ 4,552 \cdot 10^3 \\ 6,813 \cdot 10^3 \\ 9,901 \cdot 10^3 \\ 1,301 \cdot 10^4 \\ 1,627 \cdot 10^4 \end{pmatrix}$$

Величина горизонтальної проекції вільного провісу ланцюга, η_2 .

Довжина вільного провісу ланцюга в клюзовій точці A_1, S_2 .

$$\eta_2 = \alpha_2 \cdot \text{Arch} \left(1 + \frac{\zeta}{\alpha_2} \right) =$$

(1387,81)
1599,6
1837,63
2069,98
2277,6
1388
1599,82
1837,8
2069,98
2278
1501,82
1840,48
2220,32
2546,42
2848,55
1501,82
1840,07
2220,32
2546,42
2848,55)

$$S_2 = \alpha_2 \cdot \text{ch} \left(\frac{\eta_2}{\alpha_2} \right) =$$

(4143,3)
5408,7
7045,6
8859,6
10666,6
4144
5409,4
7046,3
8860,2
10667,3
4802
7065
10151,3,
13263
16525,7
4800,8
7063,7
10150,1
13261,8
16524,4)

Найбільша величина повного натягу ланцюга (в клюзовій точці), T_2 .

Горизонтальне переміщення u НЗБУ під дією зовнішнього горизонтального навантаження, м.

$$T_2 = q \cdot (\alpha_2 + \zeta) =$$

(15537,5)
20282,7
26421
33223,3
39999,6
15540,1
20285,3
26423,6
33225,9
40002,2
18007,6
26493,7
38067,5
49736,4
61971,3
18002,8
26488,8
38062,7
49731,6
61966,5)

$$u = (S_1 - \eta_1) - (S_2 - \eta_2) =$$

(2601)
3654,7
5053,5
6635,3
8234,5
2601,6
3655,3
5054,1
6635,9
8235,1
3145,8
5070,2
7776,6
10561,9
13522,2
3144,7
5069,1
7775,4
10560,7
13521)

Розрахунок для тилового ланцюга.

$$\bar{\alpha}_1 = \frac{H_1}{\bar{q}} = \frac{490,5}{3,75} = 130,8$$

Величина горизонтальної проекції вільного провісу ланцюга.

$$\bar{\eta}_1 = \bar{\alpha}_1 \cdot \text{Arch} \left(1 + \frac{\bar{\zeta}}{\bar{\alpha}_1} \right) = 130,8 \cdot \text{Arch} \left(1 + \frac{240}{130,8} \right) = 225,756.$$

Довжина вільного провісу ланцюга в ключовій точці A_1 .

$$\bar{S}_1 = \bar{\alpha}_1 \cdot \text{ch} \left(\frac{\bar{\eta}_1}{\bar{\alpha}_1} \right) = 140,14 \cdot \text{ch} \left(\frac{225,756}{130,8} \right) = 380,18.$$

Найбільша величина повного натягу ланцюга (в ключовій точці).

$$\bar{T}_1 = \bar{q} \cdot (\bar{\alpha}_1 + \bar{\zeta}) = 3,75 \cdot (130,8 + 240) = 1425,68.$$

Горизонтальне переміщення НЗБУ під дією горизонтального навантаження, м.

$$\bar{u} = \bar{S}_1 - \bar{\eta}_1 = 380,18 - 225,756 = 154,424.$$

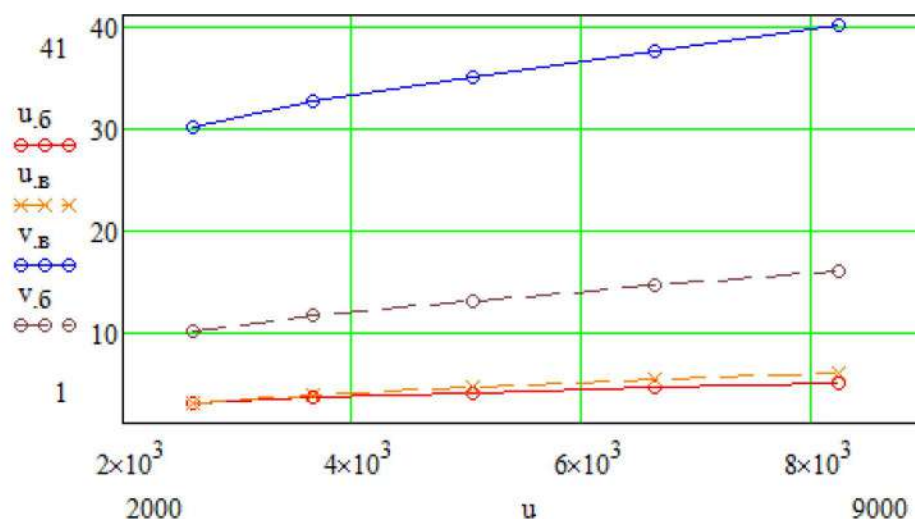


Рисунок 5.2 – Залежність зовнішніх чинників від переміщення у двох режимів.

					12.КР.135.6119м.03.ПЗ.06		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Дослідження параметрів барабану та турачки якірної ледідки в залежності від зусиль у якірних канатах		
Студент	Ручка Р.А.						
Консульт.	Зайцев В.В.						
Керівник	Зайцев В.В.						
Зав.каф.	Зайцев В.В.						
					Літ. Арк. Аркушів 6814 НУК ім. адм. Макарова		

6 ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ БАРАБАНУ ТА ТУРАЧКИ ЯКІРНОЇ ЛЕБІДКИ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ЗУСИЛЬ У ЯКІРНИХ КАНАТАХ

В першу чергу від зусиль в якірних канатах залежить їх діаметр. Для канатів різного виконання ця залежність злегка відрізняється, але загальна тенденція зберігається. Тому, як приклад прийнято сталеві канати двійної свивки (ГОСТ 12617-67).

Взаємна залежність довжини кола, діаметра і розривного зусилля для цих канатів представлена в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Сталеві канати двійної свивки типу ЛК-РО

Довжина кола, l , мм	Діаметр, d , мм	Розривне зусилля (підвищена міцність), T_p , кН
182	29	444
195	31	505
207	33	574,5
217	34,5	629,5
229	36,5	686,5
248	39,5	841
264	42	933,5
270	43	976
280	44,5	1065
292	46,5	1160
317	50,5	1370
336	53,5	1540
352	56	1640
368	58,5	1730
380	60,5	1915
396	63	2020
408	65	2175
427	68	2385
452	72	2670

Для проектованої бурової розривне зусилля якірного каната
 $T_p = 1160 \cdot 10^3 \text{ Н}$.

Відповідно, діаметр якірного каната $d_k = 46,5 \cdot 10^{-3}$ мм.

Для дослідження залежності діаметра якірного каната від його розривного зусилля побудую графіки залежності розривного зусилля від діаметра і діаметру від розривного зусилля. Ці графіки (рис. 6.1, 6.2) побудовані ґрунтуючись на даних табл. 6.1.

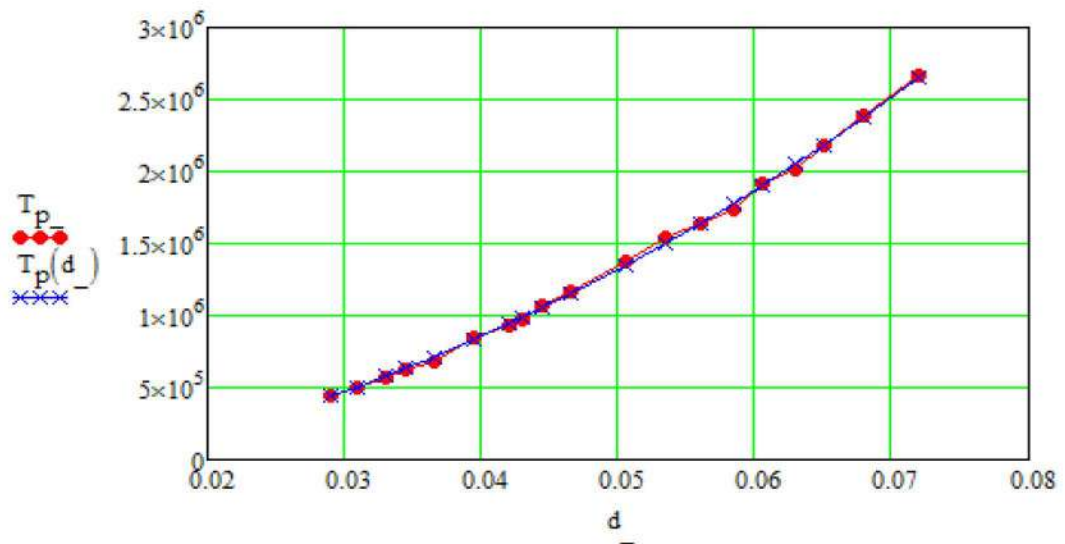


Рисунок 6.1 – Залежність розривного зусилля T_p , Н, від діаметра якірного каната d , м

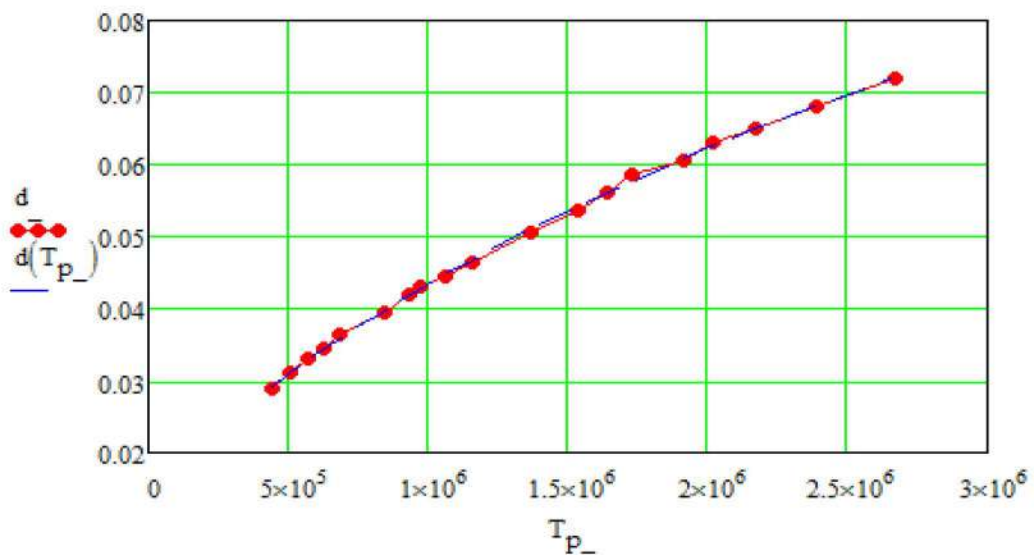


Рисунок 6.2 – Залежність діаметра якірного каната d , м, від розривного зусилля T_p , Н

Графік, представлений на рис. 6.1 демонструє, що залежність розривного зусилля від діаметра параболічна. На основі цього висновку виконана параболічна апроксимація залежності $T_p(d)$

$$T_p(d) = -1,574 \cdot 10^5 + 8,088 \cdot 10^6 \cdot d + 4,29 \cdot 10^8 \cdot d^2$$

Отже, зворотня залежність $d(T_p)$ може бути виражена формулою

$$d(T_p) = \frac{\sqrt{b^2 + 4 \cdot T_p \cdot c - 4 \cdot a \cdot c}}{2 \cdot c} - \frac{b}{2 \cdot c},$$

де

$$a = -1,574 \cdot 10^5; b = 8,088 \cdot 10^6; c = 4,29 \cdot 10^8.$$

Залежність довжини окружності якорного каната від його розривного зусилля запишемо у вигляді

$$l(T_p) = \pi \cdot d(T_p).$$

Мінімальне значення діаметру вантажного барабану визначається як

$$D_{min}(T_p) = e \cdot d(T_p),$$

де

$e = 20$ – коефіцієнт для лебідок (ГОСТ 12617-67).

Для нашої бурової,

$$D_{min} = e d_k = 20 \cdot 46,5 \cdot 10^{-3} = 0,93 \text{ м},$$

де

$e = 20$ – коефіцієнт для лебідок (ГОСТ 12617-67);

$d_k = 46,5 \cdot 10^{-3}$ – діаметр канату, м.

Розрахунки дозволили отримати графік залежності мінімального значення діаметру вантажного барабану від розривного зусилля (рис. 6.3).

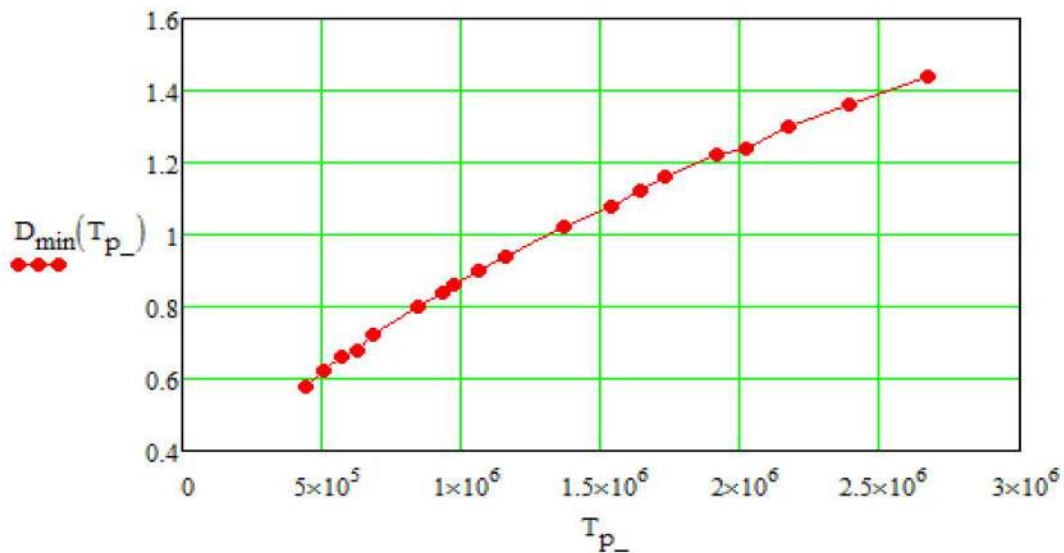


Рисунок 6.3 – Залежність мінімального значення діаметру вантажного барабану D_{min} , м, від розривного зусилля T_p , Н

Довжина накопичувальної частини барабану l , м, між ребордами визначається його канатоємністю L , м, та числом шарів укладання канату на барабан, k

$$l = \frac{L}{\pi \sum D_{шл_i}} t + d_k.$$

Визначимо цей параметр для нашої бурової

$$l = \frac{L}{\pi \sum D_{шл_i}} t + d_k = 1,083;$$

де

$L = L_p + L_{зап} = 209,104$ – канатоємність барабану, м;

$L_p = 200$ – робоча довжина канату, м;

$L_{зап} = z_{зап} \pi (D + d_k) = 9,104$ – довжина запасних витків, м;

$z_{зап} = 3$ – кількість запасних витків;

$D_{шл_i} = D + (2 \cdot i - 1) d_k = \begin{pmatrix} 0,966 \\ 1,058 \\ 1,15 \end{pmatrix}$ – діаметр i -го шлагоу канату ($i \in 1 \dots k$);

$k = 3$ – кількість шарів канату, що укладається на барабан;

$\beta = 1,075$ – коефіцієнт, що враховує деформацію канату при намотуванні його на гладку поверхню барабану (1,05 ... 1,10);

$t = \beta d_k = 0,049$ – крок укладання канату, м.

Довжина робочої частини барабану $l_{\text{раб}}$, м, визначається залежністю

$$l_{\text{раб}} = \frac{l}{2} = 0,541 \text{ м}$$

Аналіз формул та розрахунки дозволили отримати графік залежності довжини накопичувальної частини барабану від розривного зусилля в канаті (рис. 6.4).

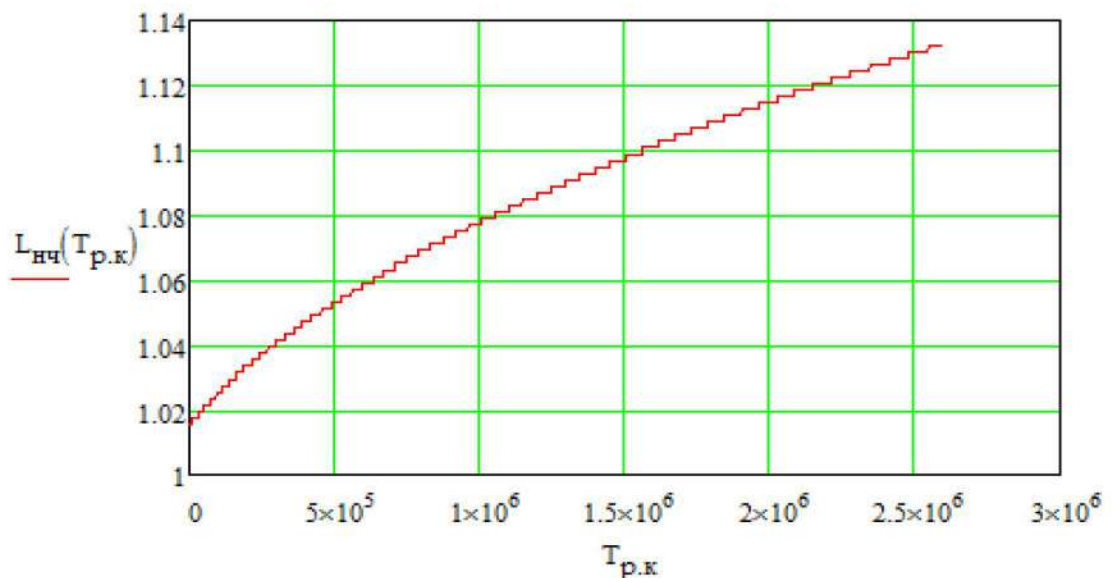


Рисунок 6.4 – Залежність довжини накопичувальної частини барабану l , м, від розривного зусилля T_p , Н

Товщина δ' , м, стінки барабану при багат шаровому намотуванні канату може бути знайдено за формулою

$$\delta' = \xi_k k \delta.$$

Визначимо цей параметр для нашої бурової

$$\delta' = \xi_k k \delta = 0,078,$$

де

$\xi_k = 0,55$ – поправочний коефіцієнт (залежить від кількості шарів укладання канату $\xi = [1 \quad 0,7 \quad 0,55 \quad 0,45]$);

$\delta = \frac{s\psi}{t\sigma_{\text{доп}}} = 0,048$ – товщина стінки барабану при одношаровому намотуванні канату, м;

$S = T_p/3 = 376,25 \cdot 10^3$ – натяг канату, Н;

$T_p = 1128,75 \cdot 10^3$ – розривне зусилля канату, Н;

$\psi = 0,75$ – коефіцієнт зниження натягу канату (0,7 ... 0,8);

$\sigma_{\text{доп}} = \frac{\sigma_T}{2} = \frac{240 \cdot 10^6}{2} = 120 \cdot 10^6$ – припустимі напруження, Па;

$\sigma_T = 240 \cdot 10^6$ – межа плинності матеріалу барабану, Па.

За допомогою наведених формул досліджено залежність товщини стінки барабану δ при одношаровому намотуванні канату та товщина δ' , м, стінки барабану при багатшаровому намотуванні канату від розривного зусилля в канаті T_p .

Результат цього дослідження відображено на рис. 6.5.

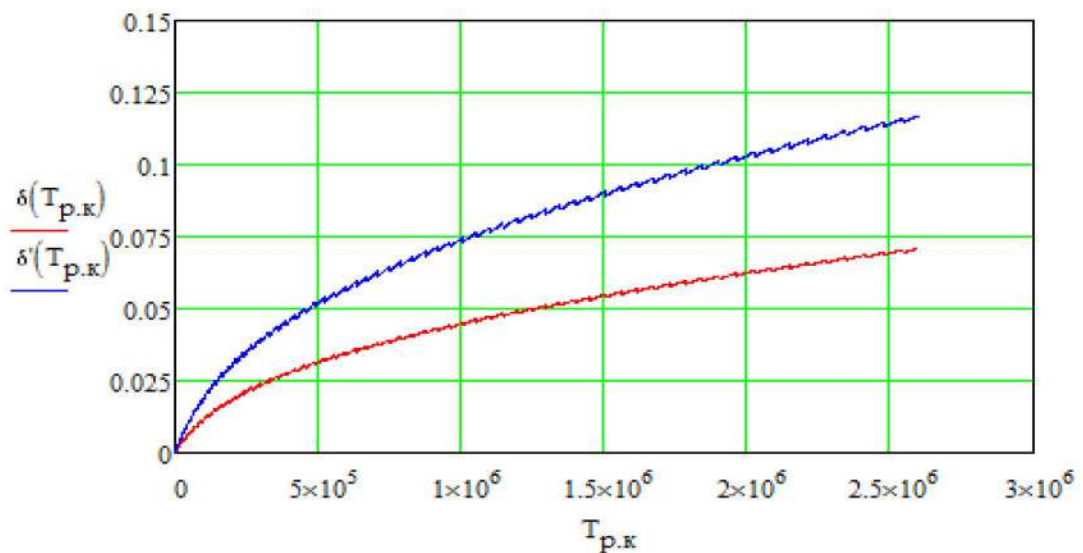


Рисунок 6.5 – Залежності товщини стінки барабану δ , м, при одношаровому намотуванні канату та товщина δ' , м, стінки барабану при багат шаровому намотуванні канату від розривного зусилля T_p , Н

Профілі турачок, що застосовуються як у вантажних лебідках, так і в інших палубних механізмах, стандартизовано. У відповідності зі стандартом розрізняють три типи турачок.

Тип А – турачки нормальні. Їх можна використовувати для сталевих, рослинних і синтетичних канатів.

Тип Б – укорочені турачки, які використовуються тільки для сталевих канатів. Їх застосовують у разі обмежень в довжині турачки.

Тип В – подовжені турачки. Вони можуть бути використані для сталевих, рослинних і синтетичних канатів. Ці турачки застосовують у механізмах рибпромислових суден.

З точки зору підвищення довговічності неметалічних канатів турачки типів А і В не рекомендуються для попереминої роботи цих канатів зі сталевими, бо утворені сталевими канатами на поверхні турачки гострі гребені швидко перерізують неметалевий канат.

У табл. 6.2 наведено розміри найбільш поширених турачок типу А відповідно до рис. 6.6. Номер профілю турачки належить вибирати за найбільшим розміром застосовуваного канату. За відсутності в табл. 6.2 розміру застосовуваного канату номер профілю турачки слід визначати за більшому розміру канату.

У якості матеріалу для турачок рекомендується сталь марки 35Л. Чавун марки СЧ21-40 застосовується для турачок механізмів, що встановлюються на судах внутрішнього плавання.

У даному проекті прийнято турачку.

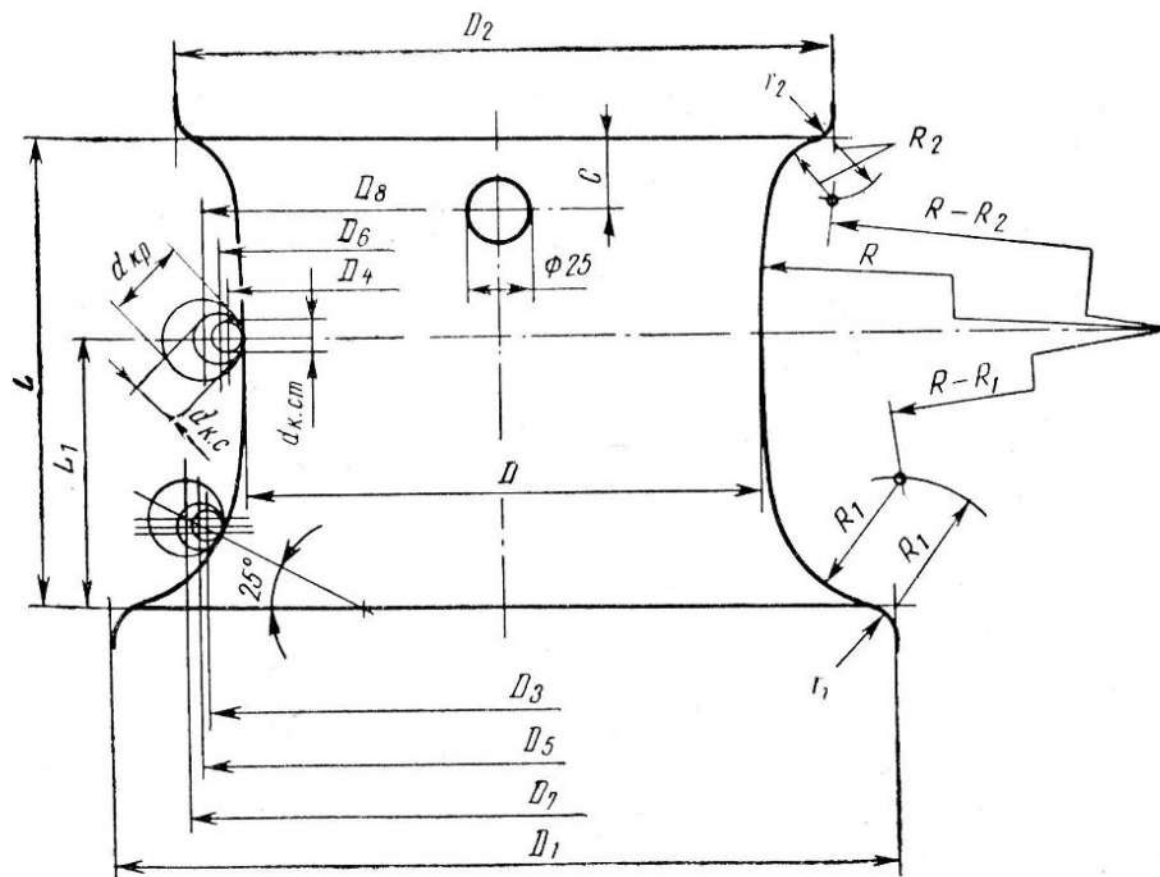


Рисунок 6.6 – Профіль турачок типу А

Спроектована лебідка повинна забезпечувати отримання номінальної швидкості v вибирання шкентеля з номінальним тяговим зусиллям S на всіх шарах намотування канату на барабан. Тому передавальне число механізму має бути визначено за заданій швидкості на першому шарі навивки канату. На всіх наступних шарах швидкість буде підвищеною і для роботи на них буде потрібно відповідно більша потужність двигуна. Її максимальне значення буде мати місце при намотуванні канату на останньому шарі, за швидкості на якому і слід було б підбирати двигун. Однак найбільша ймовірність роботи лебідки - на проміжних шарах, і тому зазвичай двигун підбирають за швидкістю на середньому шарі.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

12.KP.135.6119м.03.ПЗ.06

Арк.

76

Враховуючи, що в лебідках найбільш часто використовують два-три шари навивки, підбір двигуна і розрахунок міцності деталей лебідок роблять за швидкістю і моменту на другому шарі навивки канату на барабан.

Таблиця 6.2 – Розміри робочого профілю турачок типу А, мм

№ профілю	Найбільші розміри			Розміри елементів профілю										Розрахунковий діаметр витка канату						Відстань <i>c</i>
	Діаметр ст. Канату	довжина кола канату		<i>D</i>	<i>D</i> ₁	<i>D</i> ₂	<i>L</i>	<i>L</i> ₁	<i>R</i>	<i>R</i> ₁	<i>R</i> ₂	<i>r</i> ₁	<i>r</i> ₂	сталого		синтетичного		рослинного		
		синтетичного	рослинного											моментний <i>D</i> ₃	швидкісний <i>D</i> ₄	моментний <i>D</i> ₅	швидкісний <i>D</i> ₆	моментний <i>D</i> ₇	швидкісний <i>D</i> ₈	
1	9,3	40	75	180	260	220	130	82	380	38	19	6	3	202	189	204	193	214	204	25
2	11,5	50	90	220	320	270	160	102	480	48	24	6	3	246	232	250	236	262	249	32
3	13,5	60	100	250	360	310	195	125	580	58	29	6	3	282	264	286	269	298	282	32
4	15,0	80	125	290	440	370	260	170	775	78	38	6	3	330	305	340	316	352	330	40
5	17,0	90	150	320	490	410	290	185	850	85	44	8	4	366	337	376	349	393	368	40
6	19,0	100	175	360	545	450	350	205	950	95	48	8	4	410	379	420	392	444	416	50
7	22,5	115	200	420	630	530	410	240	1090	110	55	8	4	478	443	492	457	518	484	50
8	24,5	125	225	460	690	580	440	260	1180	120	60	10	5	524	485	540	500	566	532	60
9	30,0	150	250	560	850	690	545	315	1450	145	71	10	5	640	590	656	608	682	640	—
10	33,5	175	300	630	950	800	615	360	1650	165	85	12	6	718	664	738	686	774	726	—
11	41,0	200	350	775	1120	975	710	420	1900	195	95	12	6	885	816	905	839	949	887	—
12	41,0	225	350	775	1220	1000	800	460	2120	210	108	14	7	889	816	917	847	953	887	

* Перспективний профіль.

** При збільшенні значення *D* діаметри *D*₁—*D*₈ слід збільшити на ту ж величину. Додатково допускається збільшення діаметрів реборд *D*₁ та *D*₂ до розмірів, необхідних конструкції механізму.

З урахуванням сказаного потужність N, кВт, двигуна в умовах нашої бурової можна знайти за виразом

$$N = \frac{Sv_{\text{расч}}}{v\eta_m} = 125\text{кВт},$$

де

$$v_{\text{расч}} = u \frac{D_{\text{расч}}}{D_1} = 0,357 - \text{розрахункова швидкість вибирання канату, м/с;}$$

$$u = 0,3 - \text{номінальна швидкість вибирання канату, м/с;}$$

$$D_{\text{расч}} = D_{\text{шлк}} = 1,15 - \text{умовний розрахунковий діаметр, м;}$$

$$D_1 = D + d_k = 0,966 - \text{діаметр першого шару навивки канату, м;}$$

$$v = 1000 - \text{коефіцієнт;}$$

$$\eta_m = \eta_{\text{пер}}\eta_6 = 0,95 \cdot 0,95 = 0,903 - \text{ККД механізму;}$$

$$\eta_{\text{пер}} = 0,95 - \text{ККД передачі;}$$

$$\eta_6 = 0,95 - \text{ККД барабану.}$$

Частоту обертання барабану можна знайти за формулою

$$n_6 = \frac{u}{\pi D_1} = 0,095 \text{ об/с.}$$

Наведені формули дозволяють дослідити залежність потужності двигуна від розривного зусилля в канаті (рис. 6.7). Графік, що відображено на рисунку 6.7 має лінійний характер.

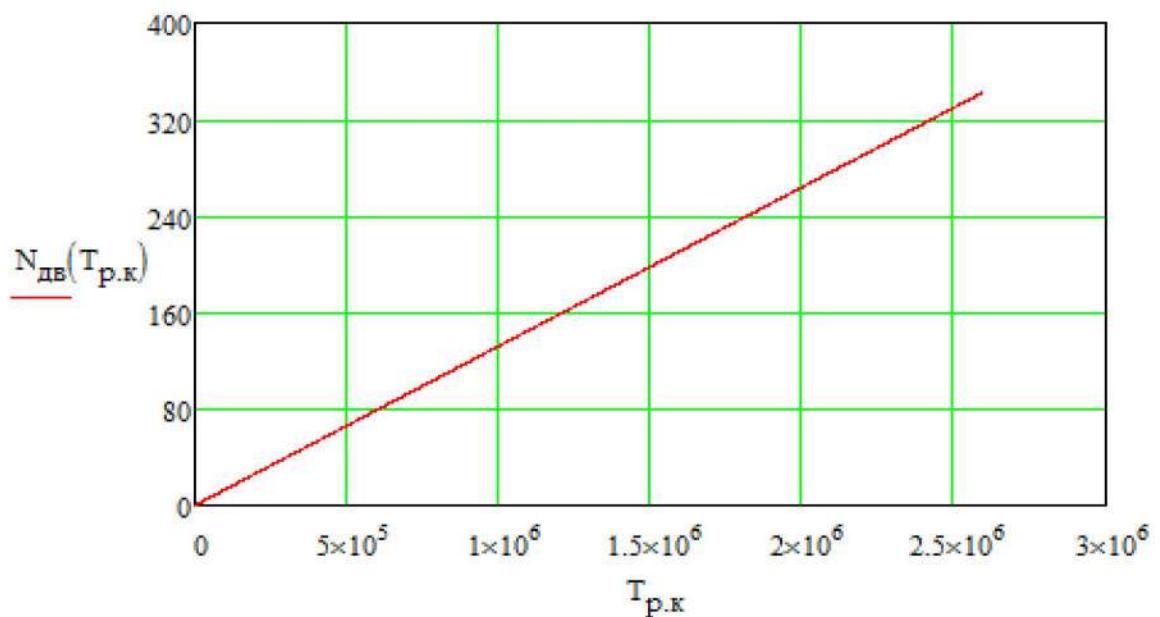


Рисунок 6.7 – Залежність потужності, N , кВт, двигуна від розривного зусилля в канаті T_p , Н

Частота обертання барабану від розривного зусилля має гіперболічну залежність (рис. 6.8).

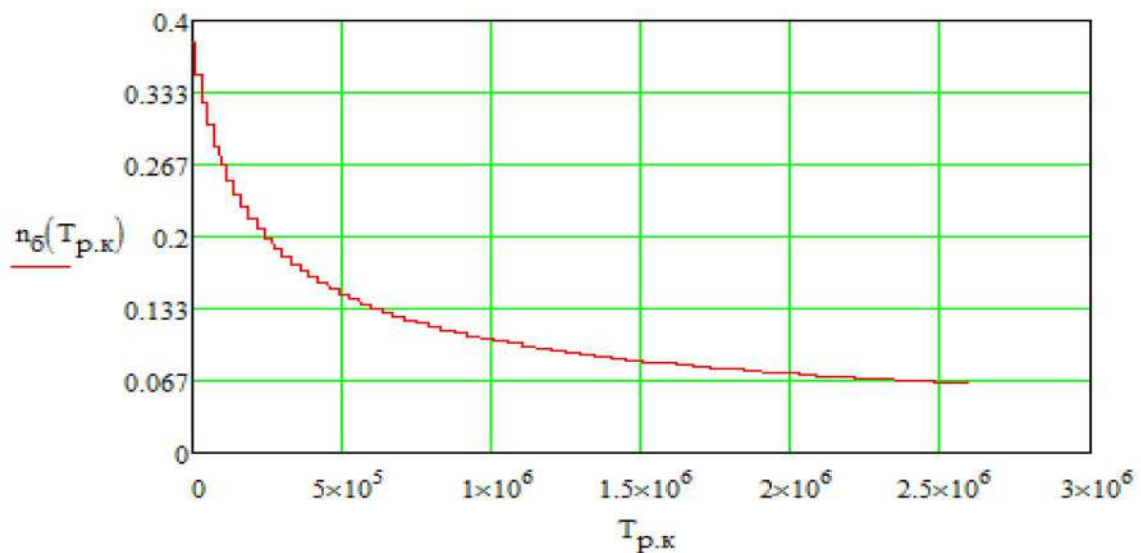


Рисунок 6.8 – Залежність частоти обертання барабану $n_δ$, об/с від розривного зусилля в канаті $T_{p.к}$, Н

Для аналізу залежності геометричних параметрів турачки від зусиль в канатах було використано інформацію з таблиці 6.2. Усі параметри, що наведено в таблиці залежать від діаметра кола канату. Ці залежності близькі до лінійних (рис 6.9).

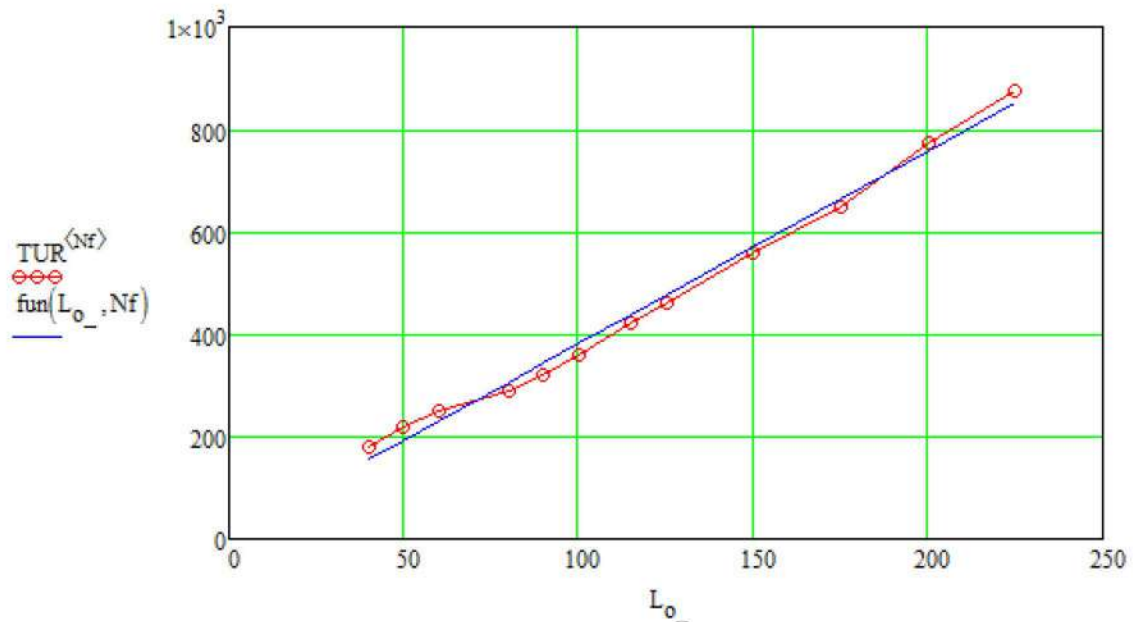


Рисунок 6.9 – Залежність діаметру D , мм, від довжини кола канату, мм (табличні данні та лінійна апроксимація)

Оскільки діаметр кола канату залежить від зусиль в канаті, то отримано залежність усіх геометричних параметрів турачки від зусилля в канаті. Усі залежності мають однакових характер – корінна залежність. Для прикладу на рис. 6.10 наведено одну з них – $D(T_p)$.

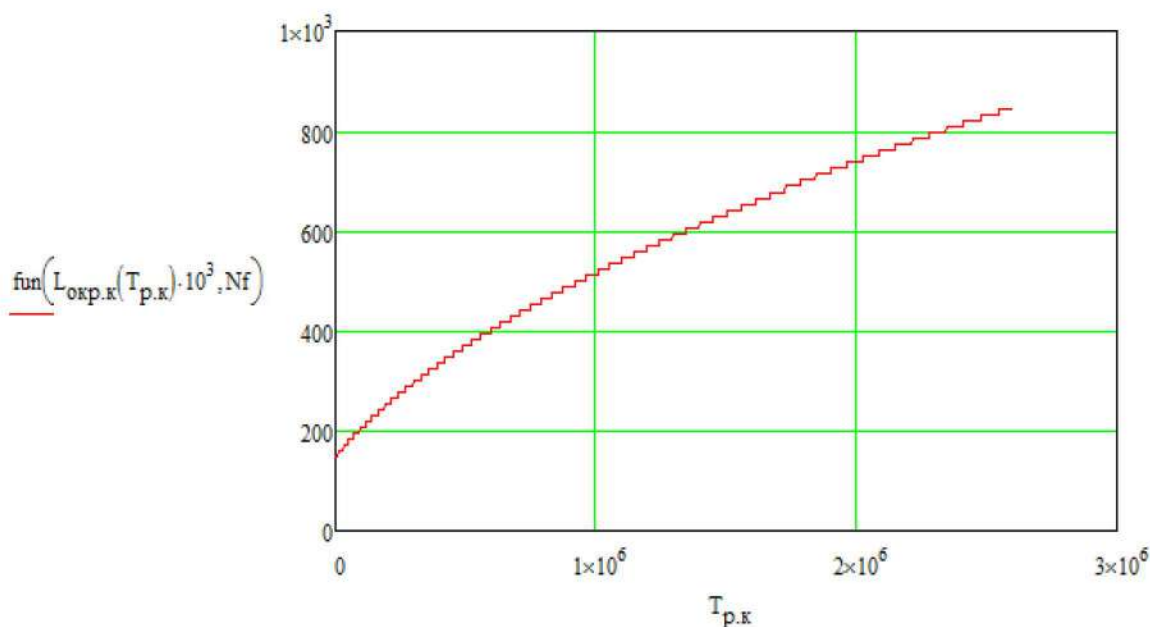


Рисунок 6.10 – Залежність діаметру D , мм, від розривного зусилля в канаті, Н

Розрахунок міцності передач роблять за величиною переданих зубчастими колесами потоків потужності. Працюючи при всіх швидкостях ступені передачі розраховують по більшому навантаженню. Для визначення обертальних моментів на валах, момент на барабані беруть по другому шару навивки, а на турачку – за моментним діаметром.

При роботі лебідки барабаном його гальмо звільнено, а турачка обертається вхолосту. Схему прикладання навантажень для цього випадку приведено на рис. 6.11, а. Напрямок сил тут показано довільно, але при розрахунку вони повинні відповідати дійсним умовам навантаження.

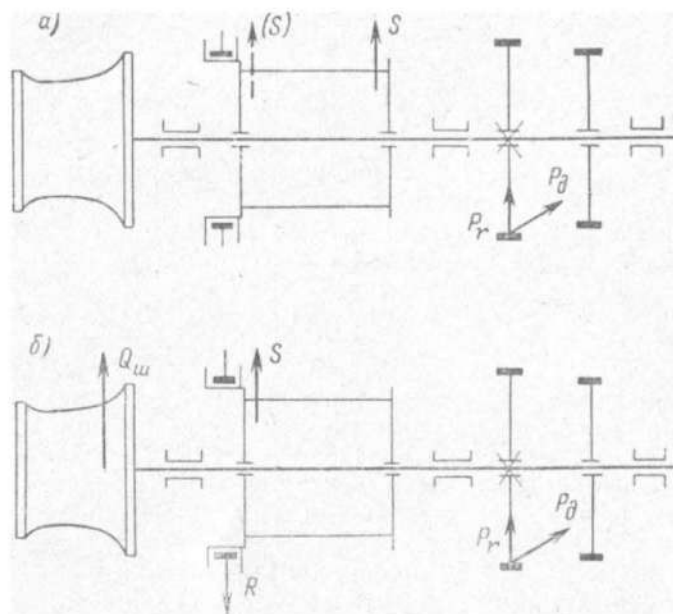


Рисунок 6.11 – Схеми прикладання навантажень на вантажному валу

Найбільше навантаження несе вал при роботі турачкою. Тут діють всі перераховані вище навантаження. Схему їх найбільш несприятливого розташування (без урахування дійсного напрямку сил в просторі) наведена на рис. 6.11, б.

					<i>12.КР.135.6119м.03.ПЗ.07</i>			
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Студент</i>	<i>Ручка Р.А.</i>				<i>Визначення потужності і підбір приводного двигуна якірної ледідки</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Консульт.</i>	<i>Зайцев В.В.</i>						82	8
<i>Керівник</i>	<i>Зайцев В.В.</i>					<i>НУК</i> <i>ім. адм. Макарова</i>		
<i>Зав.каф.</i>	<i>Зайцев В.В.</i>							

7 ВИЗНАЧЕННЯ ПОТУЖНОСТІ І ПІДБІР ПРИВОДНОГО ДВИГУНА ЯКІРНОЇ ЛЕБІДКИ

7.1 Опис алгоритму підбору електродвигуна якірної лебідки

При створенні якірних механізмів необхідно використовувати відповідні стандартизовані керівні матеріали. Ці матеріали слугують для проведення перевірочних розрахунків і відрізняються від звичайних посібників, призначених для проектування приводів загального призначення. Тому з метою підбору електродвигуна та визначення передавального числа редуктора при проектуванні одиничного якірного механізму застосовано метод розрахунку, побудований за звичайною схемою, що задовольняє основним вимогам згаданих керівних матеріалів.

Спроектовано якірний механізм при номінальному тяговому зусиллі на турачку $Q_{ш.н}$ і швидкостях вибирання швартовного канату – номінальна $v_{ш.н}$, мала $v_{ш.м}$, і найбільша $v_{ш.б}$.

Для підбору електродвигуна попередньо знайдемо:

- тягове зусилля на турачці $Q_{ш.м}$ при швидкості $v_{ш.м}$ за умови

$$Q_{ш.м} = 0,75Q_{ш.н},$$

- те ж $Q_{ш.б}$ при швидкості $v_{ш.б}$ за умови

$$Q_{ш.б} = 0,2Q_{ш.н}.$$

Оцінимо далі ККД якірної частини механізму

$$\eta_{ш} = \eta_{пер}\eta_{б}$$

де $\eta_6 = 0,95$ – ККД турачки.

Потужність двигуна визначається залежністю

$$N_{ш.н} = \frac{Qv_{ш.н}}{v\eta_{ш.н}}.$$

Згідно знайденим величинам потужності з урахуванням рекомендацій, наведених у табл. 7.1 (ГОСТ 28327–89) за вибором числа пар полюсів підбираємо електродвигун з табл. 7.2 так, щоб він забезпечував роботу механізму на номінальних режимах вибирання якірного канату.

Таблица 7.1 – Число пар полюсів електродвигунів при роботі на різних потужностях

Диапазон мощности, кВт	Число полюсов											
	2			4			6			8		
	T_l	T_u	T_b	T_l	T_u	T_b	T_l	T_u	T_b	T_l	T_u	T_b
$>0,4 \leq 0,63$	1,9	1,3	2,0	2,0	1,4	2,0	1,7	1,2	1,7	1,5	1,1	1,6
$>0,63 \leq 1,0$	1,8	1,2	2,0	1,9	1,3	2,0	1,7	1,2	1,8	1,5	1,1	1,7
$>1,0 \leq 1,6$	1,8	1,2	2,0	1,9	1,3	2,0	1,6	1,1	1,9	1,4	1,0	1,8
$>1,6 \leq 2,5$	1,7	1,1	2,0	1,8	1,2	2,0	1,6	1,1	1,9	1,4	1,0	1,8
$>2,5 \leq 4,0$	1,6	1,1	2,0	1,7	1,2	2,0	1,5	1,1	1,9	1,3	1,0	1,8
$>4,0 \leq 6,3$	1,5	1,0	2,0	1,6	1,1	2,0	1,5	1,1	1,9	1,3	1,0	1,8
$>6,3 \leq 10$	1,5	1,0	2,0	1,6	1,1	2,0	1,5	1,1	1,8	1,3	1,0	1,7
$>10 \leq 16$	1,4	1,0	2,0	1,5	1,1	2,0	1,4	1,0	1,8	1,2	0,9	1,7
$>16 \leq 25$	1,3	0,9	1,9	1,4	1,0	1,9	1,4	1,0	1,8	1,2	0,9	1,7
$>25 \leq 40$	1,2	0,9	1,9	1,3	1,0	1,9	1,3	1,0	1,8	1,2	0,9	1,7
$>40 \leq 63$	1,1	0,8	1,8	1,2	0,9	1,8	1,2	0,9	1,7	1,1	0,8	1,7
$>63 \leq 100$	1,0	0,7	1,8	1,1	0,8	1,8	1,1	0,8	1,7	1,0	0,7	1,6
$>100 \leq 160$	0,9	0,7	1,7	1,0	0,8	1,7	1,0	0,8	1,7	0,9	0,7	1,6
$>160 \leq 250$	0,8	0,6	1,7	0,9	0,7	1,7	0,9	0,7	1,6	0,9	0,7	1,6
$>250 \leq 400$	0,75	0,6	1,6	0,75	0,6	1,6	0,75	0,6	1,6	0,75	0,6	1,6
$>400 \leq 630$	0,65	0,5	1,6	0,65	0,5	1,6	0,65	0,5	1,6	0,65	0,5	1,6

Передавальне число якірної лебідки $i_{ш}$ і швидкісний розрахунковий діаметр витка (шлягу) канату на турачці $D_{ск}$ для забезпечення заданої швидкості $v_{ш.н}$ знайдеться з виразу

$$D_{ск} = \frac{v_{ш.н}}{\pi n_{ш.н}} = \frac{v_{ш.н} i_{ш}}{\pi n_{дв.ш.н}}$$

де $n_{ш.н}$ – частота обертання турачкі на режимі вибирання якірного канату з номінальною швидкістю; $n_{дв.ш.н}$ – частота обертання двигуна на цьому режимі.

Таблиця 7.2- Номінальні дані електродвигунів АІР для якірного механізму

Двигатель	Мощность	Об/мин.*	Ток при 380В, А*	КПД, %*	Козф. мощн.*	Іп/ Ін	Мп/ Мн	Мтах/ Мн	Момент инерции, кгм2*	Масса, кг*
АІР280М2	132 кВт	2975	235	94	0,9	8,5	1,8	2,2	0,7000	620
АІР280М4	132 кВт	1480	230	95,5	0,88	6,5	2,1	2,2	0,7000	885
АІР280М6	90 кВт	985	164	94,5	0,86	6,5	2,0	2,0	3,3300	780
АІР280М8	75/76 кВт	740	141	93,8	0,84	6,0	1,8	2,0	3,3300	790

З таблиці. 7.1 за прийнятим канатом визначаємо відповідний йому швидкісний розрахунковий діаметр $(D_{ск})_т$ витка (шлягу) канату (наприклад, D_4 для сталевго канату). Якщо цей діаметр менший за розмір $D_{ск}$, знайденого за розрахунком, то номер турачкі можна прийняти відповідно до діаметру канату, а всі її діаметри збільшити на величину

$$\Delta = D_{ск} - (D_{ск})_т.$$

Можна прийняти також більший номер турачкі при обраному діаметрі канату.

Якщо турачкі кріпляться на проміжному валу, то для визначення передаточного числа $i_{ш}$ якірної частини механізму попередньо підбираємо зазначеним вище способом якірних канат. За ним вибираємо турачку і визначаємо її частоту обертання

$$n_{ш.н} = \frac{v_{ш.н}}{\pi D_{ск}},$$

тоді

$$i_{ш} = \frac{n_{дв.ш.н}}{n_{ш.н}}.$$

Після виконання зазначених розрахунків перевіряємо можливість забезпечення електродвигуном роботи механізму на інших режимах.

Швидкість вибору якірного канату:

мала

$$v'_{ш.м} = \pi D_{ск} \frac{n_{дв.ш.м}}{i_{ш}},$$

найбільша

$$v'_{ш.б} = \pi D_{ск} \frac{n_{дв.ш.б}}{i_{ш}}.$$

Отримані значення швидкостей повинні, по можливості, відповідати заданим. Однак ці швидкості не повинні суперечити вимогам ГОСТ 5875-69.

Тягове зусилля, що створюється двигуном на якірні барабани при виборі канату із швидкістю $v'_{ш.м}$

$$Q'_{ш.м} = \frac{2M_{дв.ш.м}}{D_{м}} i_{ш} \eta_{ш};$$

те ж зі швидкістю $v'_{ш.б}$

$$Q'_{ш.б} = \frac{2M_{дв.ш.б}}{D_{м}} i_{ш} \eta_{ш}.$$

Тут $M_{дв.ш.м}$ та $M_{дв.ш.б}$ – моменти, що розвиваються двигуном при числі полюсів, відповідному роботі на кожному даному режимі і приймаються за табл. 7.2; $D_{м}$ – моментний розрахунковий діаметр витка канату, служить для обчислення моменту на турачці і приймається для обраного профілю турачки за табл. 7.1.

Ці тягові зусилля повинні бути не менше знайдених раніше значень $Q_{ш.м}$ та $Q_{ш.б}$ відповідно.

Після вирішення перерахованих питань можна приступити до розробки передачі та конструювання всього механізму.

7.2 Розрахунок і вибір характеристик електродвигуна якірної лебідки

Якірний механізм має номінальне тягове зусилля на турачці $Q_{ш.н} = 376,25$ кН і номінальну швидкість вибирання швартовного канату $v_{ш.н} = 0,3$ м/с.

Тягове зусилля на турачці $Q_{ш.м}$ при швидкості $v_{ш.м}$ за умови

$$Q_{ш.м} = 0,75Q_{ш.н} = 0,75 \cdot 376,25 = 282,19 \text{ кН},$$

- те ж $Q_{ш.б}$ при швидкості $v_{ш.б}$ за умови

$$Q_{ш.б} = 0,2Q_{ш.н} = 0,2 \cdot 376,25 = 75,25 \text{ кН}.$$

ККД якірної частини механізму $\eta_{ш} = \eta_{пер}\eta_{б} = 0,95 \cdot 0,95 = 0,903$

де $\eta_{б} = 0,95$ – ККД турачки, $\eta_{пер} = 0,95$ – ККД передачі.

Потужність двигуна визначається залежністю

$$N_{ш.н} = \frac{Q_{ш.н}v_{ш.н}}{v\eta_{ш}} = \frac{376250 \cdot 0,3}{1000 \cdot 0,903} = 125 \text{ кВт}.$$

Відповідно до знайдених величин потужності з урахуванням рекомендацій, наведених у табл. 7.1 з вибору числа пар полюсів підбираємо електродвигун з табл. 7.2 так, щоб він забезпечував роботу механізму на номінальних режимах вибирання якірного канату.

Приймаємо двигун:

АИР280М4;

кількість полюсів – 4;

					12.KP.135.6119м.03.ПЗ.07	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		87

потужність номінальна – 132 кВт;

$n_{\text{дв.ш.н}} = 16,1$ – частота вращения двигателя (номинальная), об/с;

$n_{\text{дв.ш.м}} = 8,6$ – частота обертання двигуна (з малою швидкістю вибирання канату), об/с;

$n_{\text{дв.ш.б}} = 33,6$ – частота обертання двигуна (з найбільшою швидкістю вибирання канату), об/с;

$M_{\text{дв.ш.н}} = 2730$ – момент, що розвивається двигуном при числі полюсів, відповідному роботі з номінальною швидкістю вибирання канату, Н;

$M_{\text{дв.ш.м}} = 1300$ – момент, що розвивається двигуном при числі полюсів, відповідному роботі з малою швидкістю вибирання канату, Н;

$M_{\text{дв.ш.б}} = 1470$ – момент, що розвивається двигуном при числі полюсів, відповідному роботі, з найбільшою швидкістю вибирання канату, Н;

$M_{\text{пуск}} = 2250$ – пусковий момент.

Відповідно до табл. 6.2, обрано турачку.

Для неї $D_{\text{ск}} = 0,955$ м, а $D_{\text{м}} = 1,033$ м.

Частота обертання турачкі, об/с

$$n_{\text{ш.н}} = \frac{v_{\text{ш.н}}}{\pi D_{\text{ск}}} = \frac{0,3}{3,14 \cdot 0,955} = 0,1,$$

Тоді передавальна кількість швартовного механізму

$$i_{\text{ш}} = \frac{n_{\text{дв.ш.н}}}{n_{\text{ш.н}}} = \frac{16,1}{0,1} = 161.$$

Швидкість вибору якірного канату:

мала

					12.KP.135.6119м.03.ПЗ.07	Арк.
						88
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\nu'_{\text{ш.м}} = \pi D_{\text{ск}} \frac{n_{\text{дв.ш.м}}}{i_{\text{ш}}} = 3,14 \cdot 0,955 \frac{8,6}{161} = 0,16,$$

найбільша

$$\nu'_{\text{ш.б}} = \pi D_{\text{ск}} \frac{n_{\text{дв.ш.б}}}{i_{\text{ш}}} = 3,14 \cdot 0,955 \frac{33,6}{161} = 0,63.$$

Тягове зусилля, що створюється двигуном на швартовному барабані при виборі канату із швидкістю $\nu'_{\text{ш.м}}$

$$Q'_{\text{ш.м}} = \frac{2M_{\text{дв.ш.м}}}{D_{\text{м}}} i_{\text{ш}} \eta_{\text{ш}} = \frac{2 \cdot 1300}{1,033} 161 \cdot 0,903 = 365,9 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

те ж зі швидкістю $\nu'_{\text{ш.б}}$

$$Q'_{\text{ш.б}} = \frac{2M_{\text{дв.ш.б}}}{D_{\text{м}}} i_{\text{ш}} \eta_{\text{ш}} = \frac{2 \cdot 1470}{1,033} 161 \cdot 0,903 = 413,8 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

12.КР.135.6119м.03.ПЗ.07

Арк.

89

					12.КР.135.6119м.03.ПЗ.08			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент	Ручка Р.А.				Розрахунок валу якірної ледідки, його опор	Літ.	Арк.	Аркцшів
Консульт.	Зайцев В.В.						90	15
Керівник	Зайцев В.В.					НУК ім. адм. Макарова		
Зав.каф.	Зайцев В.В.							

8 РОЗРАХУНОК ВАЛУ ЯКІРНОЇ ЛЕБІДКИ, ЙОГО ОПОР

Вали (циліндричні стрижні) є звичайними елементами суднових механізмів: лебідок, брашпилів, шпилів. Призначення їх передача обертального руху. При роботі механізмів вали одночасно чинять опір крученню і вигину. На валу розташовано барабан і турачку. В результаті проектування і розрахунку вала повинна бути забезпечена його статична і втомна міцність.

Розрахункові значення діаметра вала округлюють до стандартних з ряду (розміри в мм): 10, 10,5, ... 12; 14...26, 28, 30...42; 45, 48, 50, 52, 55, 60, 63, 65, 70; 80...110, 120 тощо.

Коефіцієнт запасу при статичній дії навантаження призначається по границі плинності. Реальний коефіцієнт повинен бути не менше 1,5.

Запас міцності з урахуванням циклічності напружень повинен, як мінімум, перевищувати 1,0.

Проектування і розрахунок параметрів вала проводять згідно зі схемами (рис. 8.1 - 8.3).

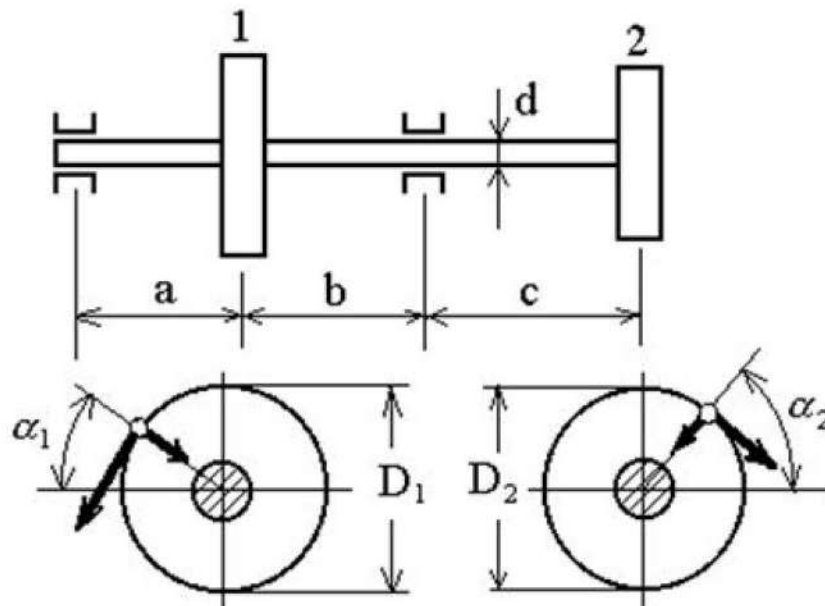


Рисунок 8.1 - Розрахункова схема вала якорної лебідки:

1 - барабан; 2 - турачка

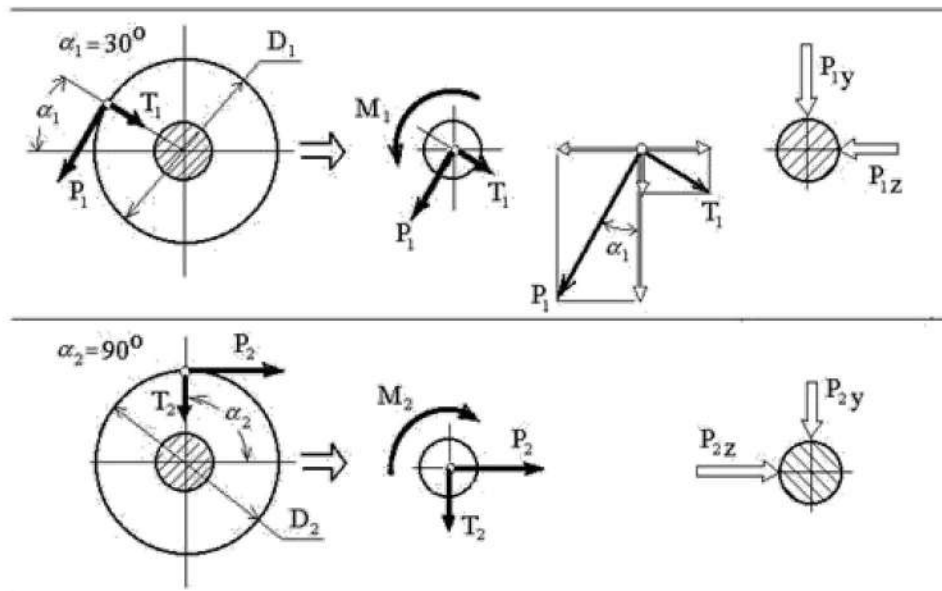


Рисунок 8.2 - Схема сил

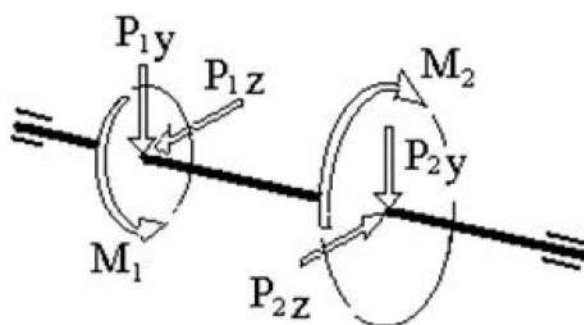


Рисунок 8.3 - Схема вала під навантаженням

Вихідні дані розрахунку наступні:

$D_1 = 0,93$ - діаметр барабану, м;

$D_2 = 1,0$ - діаметр турочки, м;

$P = 376,25$ - тягове зусилля механізму, кН.

$M_1 = \frac{D_1}{2} \cdot P = 175$ - обертальний момент, кНм;

$a = 0,8$ - проліт 1, м;

$b = 0,925$ - проліт 2, м;

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

12.KP.135.6119м.03.ПЗ.08

Арк.

92

$c = 0,925$ - проліт 3, м;

$$\alpha_1 = 30^\circ;$$

$$\alpha_2 = 90^\circ;$$

$$\beta = 20^\circ;$$

Матеріал: Сталь 45;

$\sigma_B = 610$ - межа витривалості, МПа;

$\sigma_T = 360$ - межа плинності, МПа;

$$\sigma_1 = \begin{pmatrix} 250 \\ 340 \end{pmatrix} - \text{МПа (250...340)};$$

$$\tau_1 = \begin{pmatrix} 150 \\ 200 \end{pmatrix} - \text{МПа (150...200)};$$

Зусилля, що діють на вал визначаються залежностями вказаними нижче.

$M_2 = M_1 = 175$ - обертальний момент 2, кН/м;

$$P_1 = \frac{M_1}{0,5 \cdot D_1} = 376,25 - \text{натяг 1, кН};$$

$$T_1 = P_1 \cdot \tan(\beta) = 136,94 - \text{проекція натягу 1, кН};$$

$$P_2 = \frac{M_2}{0,5 \cdot D_2} = 349,9 - \text{натяг 2, кН};$$

$$T_2 = P_2 \cdot \tan(\beta) = 127,36 - \text{проекція натягу 2, кН};$$

$$P_{1Y} = P_1 \cdot \cos(\alpha_1) + T_1 \cdot \sin(\alpha_1) = 394,3 - \text{проекція натягу 1 на вісь Y, кН};$$

$$P_{1Z} = P_1 \cdot \sin(\alpha_1) - T_1 \cdot \cos(\alpha_1) = 69,53 - \text{проекція натягу 1 на вісь Z, кН};$$

$$P_{2Y} = T_2 = 127,36 - \text{проекція натягу 2 на вісь Y, кН};$$

$$P_{2Z} = P_2 = 349,9 - \text{проекція натягу 2 на вісь Z, кН};$$

Епюри внутрішніх зусиль будують на основі наведених нижче схем (рис. 8.4) і розрахунків.

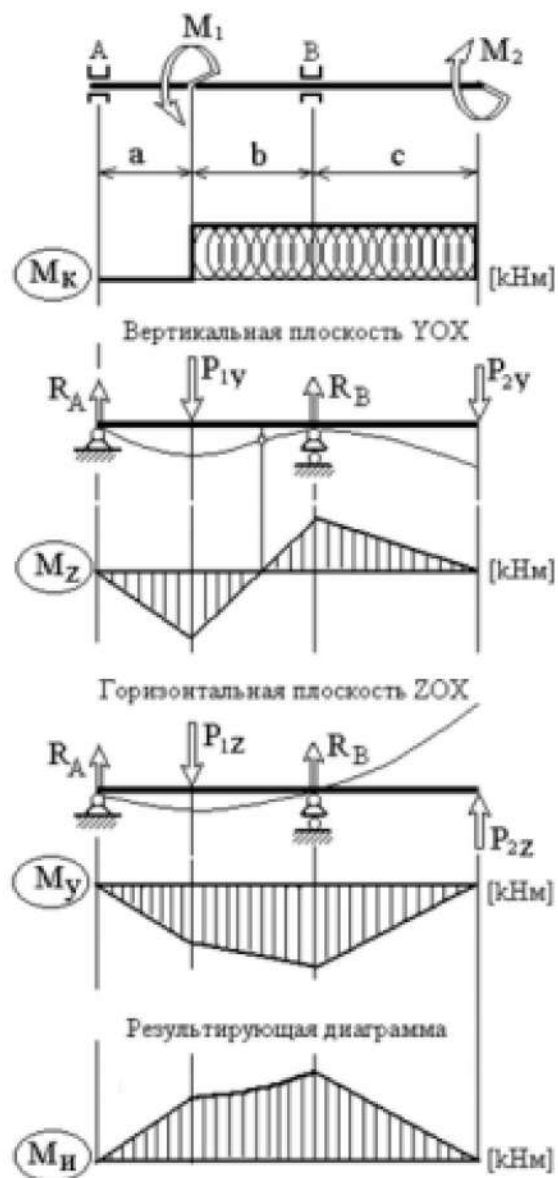


Рис 8.4 – Схеми епюр

Вертикальна площина.

Рівняння рівноваги 1:

$$\sum m_A = R_{B,b} \cdot (a+b) - P_{1Y} \cdot a - P_{2Y} \cdot (a+b+c) = 0$$

$$R_{B,b} = \frac{P_{1Y} \cdot a + P_{2Y} \cdot (a+b+c)}{a+b} = 378,52 \text{ - реакція опори B, кН;}$$

Рівняння рівноваги 2:

$$\sum m_B = R_{A,a} \cdot (a+b) - P_{1Y} \cdot b - P_{2Y} \cdot c = 0$$

$$R_{A.a} = \frac{P_{1Y} \cdot b - P_{2Y} \cdot c}{a+b} = 143,15 \text{ - реакція опори А, кН;}$$

Перевірка:

$$\sum Y = R_{A.b} + R_{B.b} - P_{1Y} - P_{2Y} = 2,842 \cdot 10^{-14}$$

Горизонтальна площина.

Рівняння рівноваги 1:

$$\sum m_A = R_{B.r} \cdot (a+b) - P_{1Z} \cdot a + P_{2Y} \cdot (a+b+c) = 0$$

$$R_{B.r} = \frac{P_{1Y} \cdot a - P_{2Z} \cdot (a+b+c)}{a+b} = -505,302 \text{ - реакція опори В, кН;}$$

Рівняння рівноваги 2:

$$\sum m_B = R_{A.r} \cdot (a+b) - P_{1Z} \cdot b - P_{2Z} \cdot c = 0$$

$$R_{A.r} = \frac{P_{1Z} \cdot b + P_{2Z} \cdot c}{a+b} = 224,917 \text{ - реакція опори А, кН;}$$

Перевірка:

$$\sum Z = R_{A.r} + R_{B.r} - P_{1Z} - P_{2Z} = -5,684 \cdot 10^{-14}$$

Результуючі моменти в характерних перетинах:

Перетин 1:

$$M_{Y.1} = R_{A.b} \cdot a = 114,52 \text{ - проекція згинального моменту на вісь Y, кНм;}$$

$$M_{Z.1} = R_{A.r} \cdot a = 179,934 \text{ - проекція згинального моменту на вісь Z, кНм;}$$

$$M_{II.1} = \sqrt{M_{Y.1}^2 + M_{Z.1}^2} = 213,287 \text{ - результуючий згинальний момент, кНм;}$$

Перетин 2:

$M_{Y,2} = R_{A,b} \cdot (a+b) - P_{1Y} \cdot b = -117,806$ - проекція згинального моменту на вісь Y, кНм;

$M_{Z,2} = R_{A,r} \cdot (a+b) - P_{1Z} \cdot b = 323,669$ - проекція згинального моменту на вісь Z, кНм;

$M_{H,2} = \sqrt{M_{Y,2}^2 + M_{Z,2}^2} = 344,441$ - результуючий згинальний момент, кНм;

$M_H = \max(M_{H,1}, M_{H,2}) = 344,441$ - максимальний згинальний момент, кНм.

Визначення діаметру вала відбувається за допомогою залежностей вказаних нижче.

$n = 1,5$ - коефіцієнт запасу міцності при статичному навантаженні.

$M_{\text{екв}} = \sqrt{M_1^2 + M_H^2} \cdot 10^3 = 386328,34$ - еквівалентний момент, кНм.

$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{\text{екв}}}{\pi \cdot \frac{\sigma_T}{n} \cdot 10^6}} = 0,254$ - мінімальний розрахунковий діаметр вала, м.

Проектне значення діаметра вала приймається на основі стандартного ряду.

Ряд стандартних діаметрів валів, мм.

$d_{st1} = (10 \ 10,5 \ 11 \ 11,5 \ 12 \ 14 \ 16 \ 18 \ 20 \ 22 \ 24 \ 26 \ 28 \ 30 \ 32 \ 34 \ 36)$

$d_{st2} = (38 \ 40 \ 42 \ 45 \ 48 \ 50 \ 52 \ 55 \ 60 \ 63 \ 65 \ 70 \ 80 \ 90 \ 100 \ 110 \ 120)$

$d_{st3} = (130 \ 140 \ 150 \ 160 \ 170 \ 180 \ 190 \ 200 \ 210 \ 220 \ 230 \ 240 \ 250)$

$d_{st4} = (260 \ 280 \ 300 \ 320 \ 340 \ 360 \ 380 \ 400 \ 420 \ 440 \ 450 \ 460 \ 480 \ 500 \ 530 \ 560 \ 600 \ 630)$

$d_{st} := \text{augment}(d_{st1}, d_{st2}, d_{st3}, d_{st4})^T$

$d_n(d) := \left| \begin{array}{l} \delta d \leftarrow d_{st} - d \cdot 10^3 \\ n \leftarrow 0 \\ \delta d \leftarrow \delta d_n \\ \text{while } \delta d < 0 \\ \quad \left| \begin{array}{l} n \leftarrow n + 1 \\ \delta d \leftarrow \delta d_n \end{array} \right. \\ \left(\begin{array}{c} d_{st_n} \\ n \end{array} \right) \end{array} \right|$

$$d_{-n(d_{\min})} = \left(\frac{260}{47} \right)$$

$n_m = d_{-n(d_{\min})_1} = 47$ - номер в ряду стандартних діаметрів.

Приймаємо: $d_{np} = d_{-n(d_{\min})_0} = 260 \text{ мм}$

$$W_z(d) = \frac{\pi \cdot (0,1 \cdot d)^3}{32}$$

$W_z(d_{np}) = 1725,52$ - осьовий момент опору поперечного перерізу вала, см^3 ;

$$W_p(d) = \frac{\pi \cdot (0,1 \cdot d)^3}{16}$$

$W_p(d_{np}) = 3451,04$ - полярний момент опору поперечного перерізу валу, см^3 ;

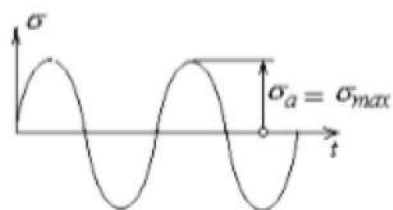
Визначення запасу міцності з урахуванням циклічності напружень проводиться за двома коефіцієнтами запасу по нормальних і дотичних напружень (див рис. 8.5):

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{(k_\sigma) \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}$$

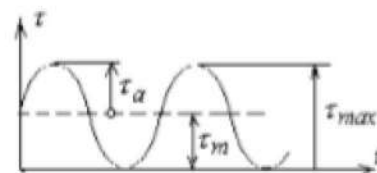
$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{(k_\tau) \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}$$

Результуючий коефіцієнт запасу:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}$$



цикл симметричный ($r = -1$)



цикл пульсирующий ($r = 0$)

Рисунок 8.5 - Схеми циклічних навантажень

$$\sigma_{\max}(d) = \frac{M_H \cdot 10^3 \cdot 32}{\pi \cdot (d \cdot 10^{-3})^3} \quad \sigma_{\max}(d_{np}) = 199,6 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

12.KP.135.6119м.03.ПЗ.08

Арк.

97

$$\sigma_a(d) = \sigma_{\max}(d) \quad \sigma_a(d_{np}) = 199,6 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

$$\sigma_m = 0 \text{ Па.}$$

$$M_K = M_1 = 174,956 \text{ кНм}$$

$$\tau_{\max}(d) = \frac{M_K \cdot 10^3 \cdot 16}{\pi \cdot (d \cdot 10^{-3})^3} \quad \tau_{\max}(d_{np}) = 50,7 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

$$\tau_m(d) = \frac{\tau_{\max}(d)}{2} \quad \tau_m(d_{np}) = 25,3 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

$$\tau_a(d) = \tau_m(d) \quad \tau_a(d_{np}) = 25,3 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

$$k_{\sigma, \text{чн}} = 1,2 + 0,2 \cdot \frac{\sigma_B - 400}{1100} = 1,238 \text{ - коефіцієнт концентрації напружень при відсутності}$$

гострих концентраторів для деталі з чисто обробленою поверхнею.

$$k_{\sigma, \text{кон}} = 1,5 + 1,5 \cdot \frac{\sigma_B - 400}{1100} = 1,786 \text{ - коефіцієнт концентрації напружень з}$$

концентраторами (шпонкові прорізи, канавки, отвори).

$$\varepsilon(d) = 1,2 + 0,1 \cdot \left(\frac{d}{10} - 3 \right)$$

$\varepsilon(d_{np}) = 3,5$ - коефіцієнт, що враховує масштабний фактор.

$\beta_{\kappa, o, n} = 1$ - коефіцієнт якості обробки поверхні.

$$k_{\sigma, \text{рез}}(d) = k_{\sigma, \text{чн}} \cdot \varepsilon(d) \cdot \beta_{\kappa, o, n}$$

$k_{\sigma, \text{рез}}(d_{np}) = 4,334$ - результуючий поправочний.

$$k_{\tau, \text{рез}}(d) = k_{\sigma, \text{рез}}(d)$$

$k_{\tau, \text{рез}}(d_{np}) = 4,334$ - результуючий поправочний коефіцієнт (для дотичних напружень).

$\psi_{\sigma} = 0,15$ - коефіцієнт приведення несиметричних циклів до симетричних:

(0.1 ... 0.2) - для меж витривалості 370...750 МПа;

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

12.KP.135.6119м.03.ПЗ.08

Арк.

98

(0.2 ... 0.3) - для меж витривалості 460...1100 МПа.

$\psi_{\tau} = 0,075$ - коефіцієнт приведення несиметричних циклів до симетричних:

(0.05 ... 0.1) - для меж витривалості 370...750 МПа;

(0.1 ... 0.15) - для меж витривалості 460...1100 МПа.

$n_{\sigma}(d) = \frac{\sigma_{-1} \cdot 10^6}{k_{\sigma, \text{рез}}(d) \cdot \sigma_a(d) + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}$ - запас втомної міцності при плоскому напруженому стані за нормальними напруженнями.

$$n_{\sigma}(d_{np}) = \begin{pmatrix} 0,289 \\ 0,393 \end{pmatrix}$$

$n_{\tau}(d) = \frac{\tau_{-1} \cdot 10^6}{k_{\tau, \text{рез}}(d) \cdot \tau_a(d) + \psi_{\tau} \cdot \tau_m(d)}$ - запас втомної міцності при плоскому напруженому стані по дотичним напруженням.

$$n_{\tau}(d_{np}) = \begin{pmatrix} 1,342 \\ 1,79 \end{pmatrix}$$

$n_{\text{рез}}(d) = \frac{\overrightarrow{n_{\sigma}(d) \cdot n_{\tau}(d)}}{\sqrt{n_{\sigma}(d)^2 + n_{\tau}(d)^2}}$ - результуючий коефіцієнт запасу.

$$n_{\text{рез}}(d_{np}) = \begin{pmatrix} 0,283 \\ 0,384 \end{pmatrix}$$

$\sigma_{\tau, \text{экв}}(d) = \sqrt{\sigma_{\text{max}}(d)^2 + 4 \cdot \tau_{\text{max}}(d)^2}$ - найбільші еквівалентні дотичні напруження, Па.

$$\sigma_{\tau, \text{экв}}(d_{np}) = 223,9 \cdot 10^6$$

$$n_{\text{стан}}(d) = \frac{\sigma_T \cdot 10^6}{\sigma_{\tau, \text{экв}}(d)}$$

$n_{\text{стан}}(d_{np}) = 1,608$ - статичний коефіцієнт запасу.

$$n_{\min}(d) = \min(n_{\sigma}(d), n_{\tau}(d), n_{\text{рез}}(d))$$

$n_{\min}(d_{np}) = 0,283$ - мінімальний запас втомної міцності.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

12.KP.135.6119м.03.ПЗ.08

Арк.

99

Враховуючи те, що мінімальний запас втомної міцності менше 1, необхідно збільшити діаметр валу до такої величини, щоб зазначений коефіцієнт став більше 1. Залежності для пошуку такого діаметру наведено нижче, а графік залежності мінімального запасу втомної міцності від діаметру валу показано на рис. 8.6.

$d = d_{np}, d_{np} + 5 \dots d_{np} + 80$ - діапазон пошуку діаметру валу, мм.

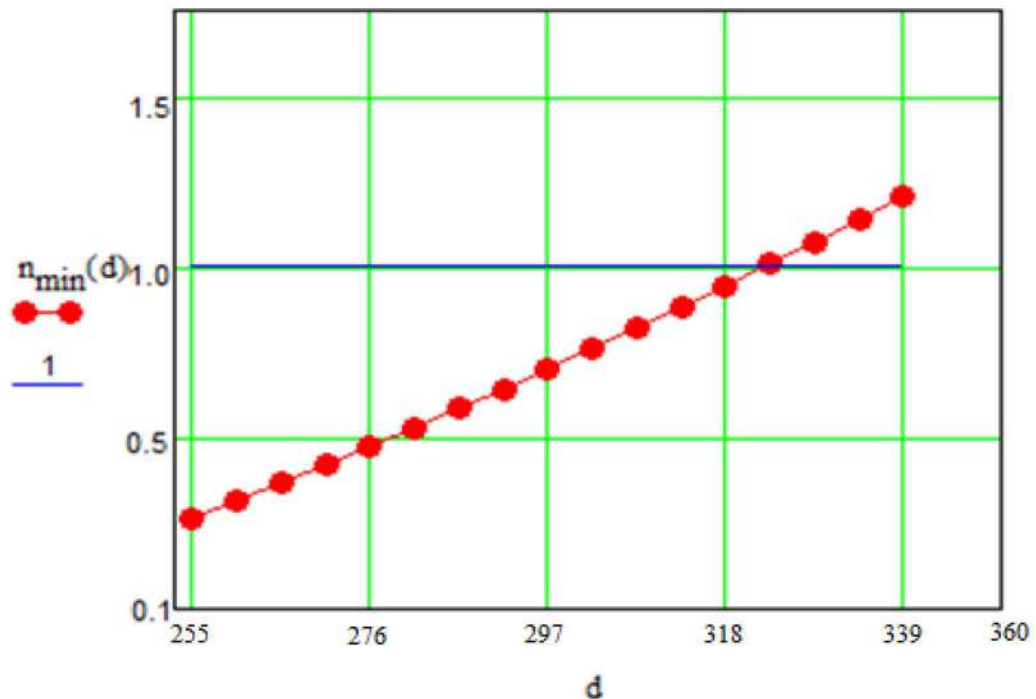


Рисунок 8.6 - Графік залежності мінімального запасу втомної міцності від діаметру валу, мм

$$d_{-} = d_{np} = 260 \text{ мм}$$

$$d_{\min 2} = \text{root}(n_{\min}(d_{-}) - 1, d_{-}) = 460,867 \text{ - рівняння для пошуку діаметру валу, мм.}$$

$$n_{\min}(d_{\min 2}) = 1 \text{ - запас втомної міцності для знайденого діаметру валу.}$$

Після коректування на основі стандартного ряду діаметр валу швартовної лебідки приймається рівним:

$$d_{np2} = d_{-} n(d_{\min 2} \cdot 10^{-3})_0 = 480 \text{ мм}$$

Мінімальний запас втомної міцності для прийнятого діаметру валу:

$$n_{\min}(d_{np2}) = 1,092$$

8.1 Перевірка розрахунку міцності в програмному комплексі SolidWorks Simulation.

Створюємо розрахункову модель вала якірної лебідки в програмному комплексі SolidWorks:



Рисунок 8.7 - Розрахункова модель вала якірної лебідки

Далі на одному з кінців вала, за допомогою команди «Фіксована геометрія», створюємо затиснення типу «Фіксований шарнір».

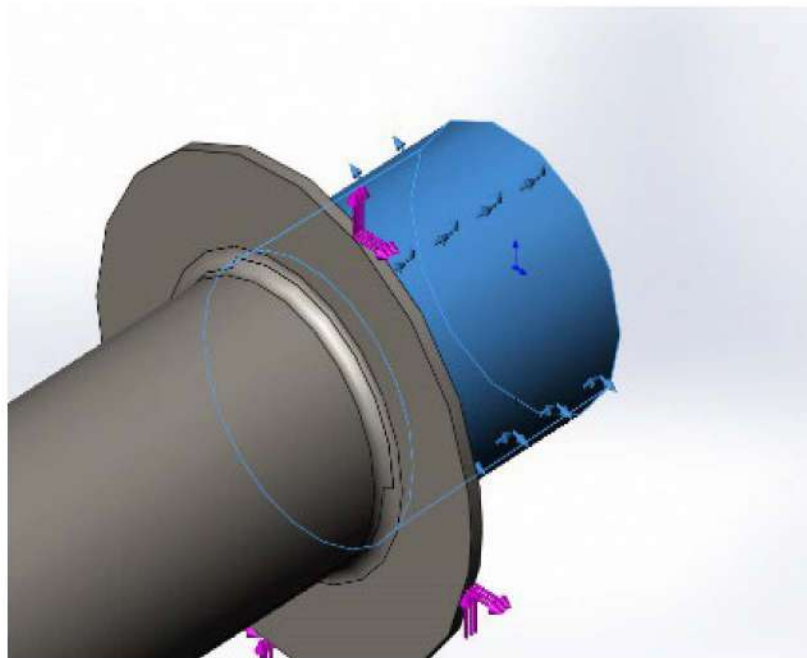


Рисунок 8.8 – Схема затиснення одного з кінців валу.

По поверхні, так званого фланцевого з'єднання, прикладаємо навантаження складових від крутного моменту на осі OX та OY .

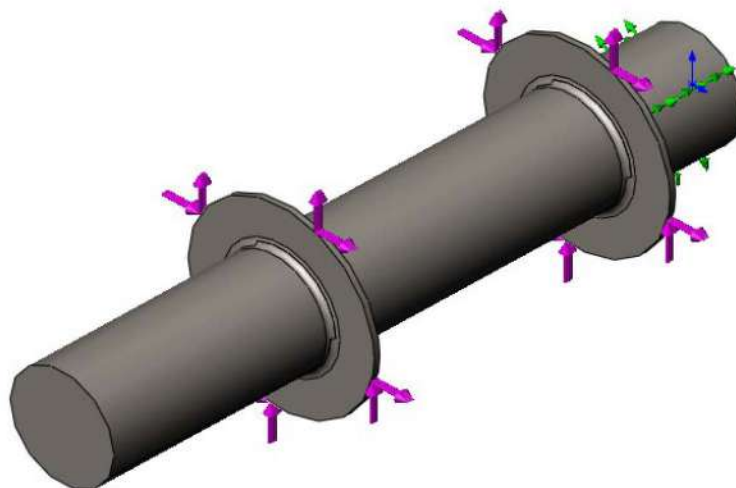


Рисунок 8.9 – Схема прикладання навантажень.

Далі створюємо розрахункову сітку та запускаємо розрахунок. Отримані результати наведені на рисунках 8.7 – 8.13.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

12.KP.135.6119м.03.ПЗ.08

Арк.

102

Model name: Pac-чт vana_d480
Study name: Study 1
Mesh type: Solid mesh

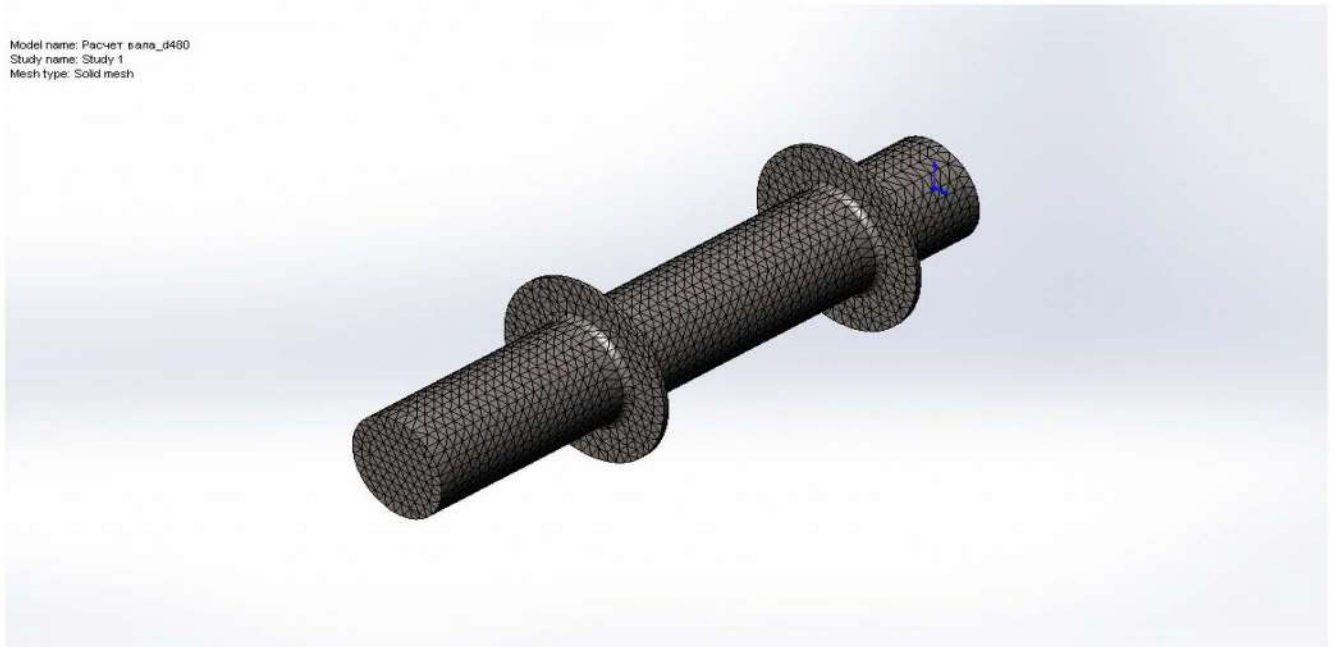


Рисунок 8.10 – Розрахункова сітка.

Model name: Pac-чт vana_d480
Study name: Study 1
Plot type: Static nodal stress Stress1

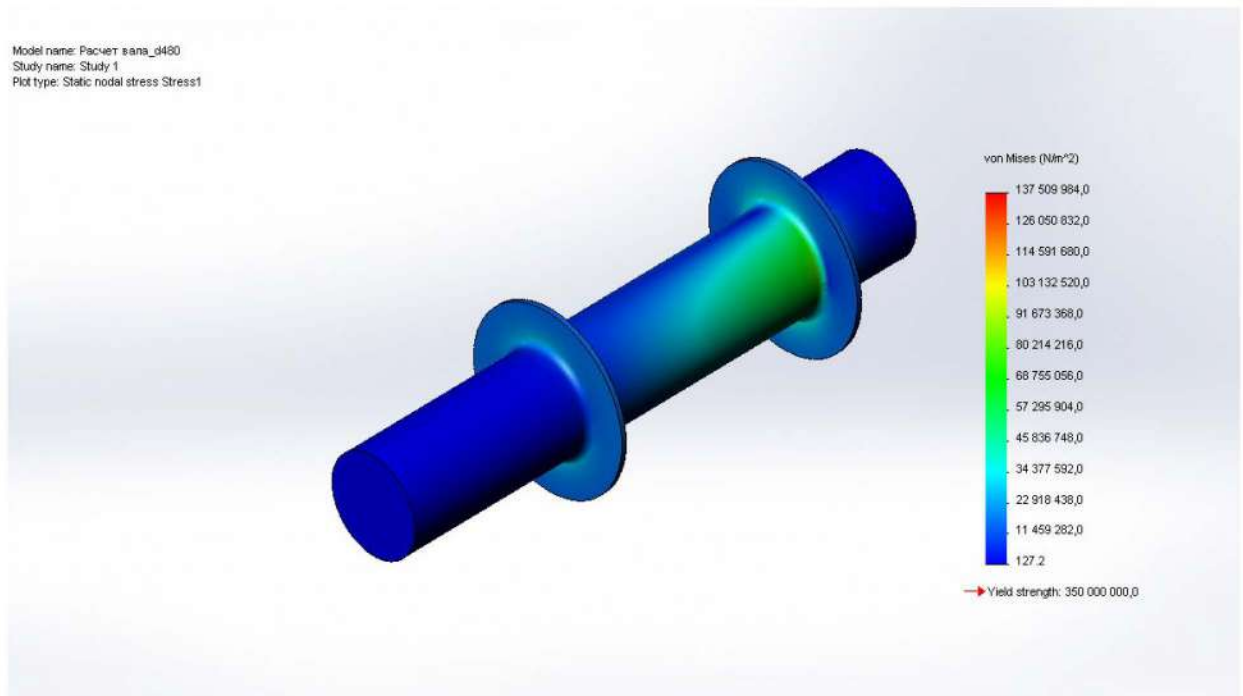


Рисунок 8.11 – Схема розподілення напружень.

Таблиця 8.1 – Розподіл напружень

№ п/п	Положення розрахункової точки	Діючі напруги σ_x , МПа	Допустимі напруги $\sigma_{доп}$, МПа
1		137,5	280

Model name: Pacyet vana_d480
Study name: Study 1
Plot type: Static displacement Displacement1

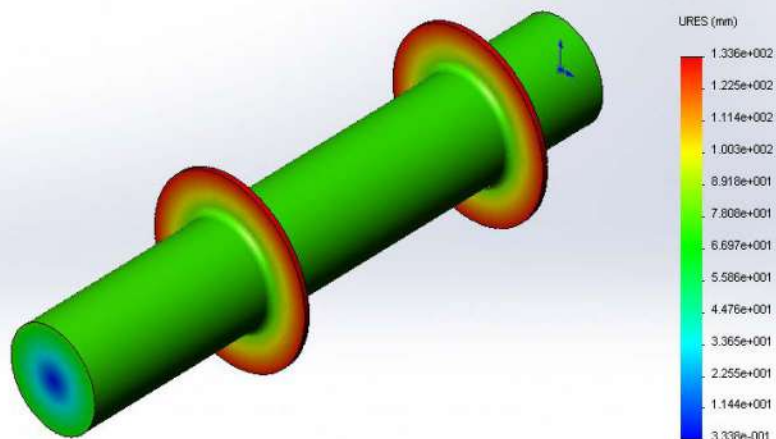


Рисунок 8.12 – Схема розподілення переміщень.

Model name: Pacyet vana_d480
Study name: Study 1
Plot type: Static strain Strain1

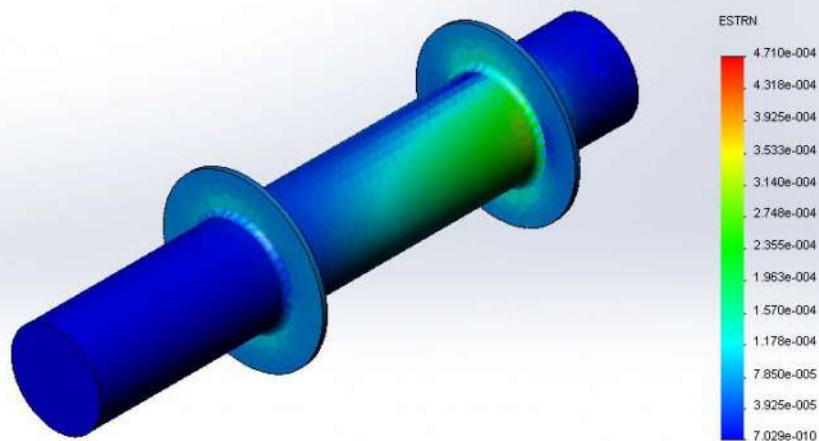


Рисунок 8.13 – Схема розподілення деформацій.

На основі отриманих результатів можемо зробити висновок, що умова міцності виконується.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

12.KP.135.6119м.03.ПЗ.08

Арк.

104

ВИСНОВОК

Метою даної кваліфікаційної роботи на здобуття ступеня вищої освіти "магістр" було визначення головних розміри напівзануреної бурової установки з дослідженням впливу зовнішніх факторів на механізми та елементи її якірної системи.

У роботі було проведено ряд розрахунків та виконана презентація кваліфікаційної роботи. У першому розділі були визначені основні елементи НЗБУ. Дослідження параметрів хвилювання для режимів буріння та виживання. Дослідження сил та навантажень, що діють на НЗБУ в режимі буріння та виживання. Дослідження міцності елементів якірного пристрою. Дослідження якірної стоянки НЗБУ на двох якорях та оцінка зміщення НЗБУ під час буріння та виживання. Дослідження параметрів барабану та турачки якірної лебідки в залежності від зусиль у якірних канатах. Визначення потужності і підбір приводного двигуна. Розрахунок валу якірної лебідки, його опор.

					12.KP.135.6119м.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		105

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. СНиП 2.06.04-89* Навантаження та вплив на гідротехнічні споруди.
2. Скрипник С.Г. Техніка для буріння нафтових та газових скважин: Недра, 1989.
3. Бреббиа К., Уокер С. Динаміка морських споруд: Пер. С англ., 1983 г., 232 с.
4. Бородавкін П.П. Морські нафтогазові спорудження: Підручник. Ч. 1. ООО «Недра-Бізнесцентр», 2006 г., 555 с.
5. Бородавкін П.П. Морські нафтогазові спорудження: Підручник. Ч. 2. –: ООО «Недра-Бізнесцентр», 2006 г., 555 с.
6. Визначення проектних характеристик напівзанурених плавучих споруд на ранніх стадіях проектування / Вісник СевНТУ. Вип. 106: Механіка, енергетика, екологія: зб. наук. пр. – Севастополь: Вид-во СевНТУ, 2010 г.
7. Бернекер Я.С., Рыжаков Н.Н. Стан основних конструктивних рішень морських платформ, які працюють у умовах льодових впливів. 1985 г., с 74.