

Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет
Факультет будівництва, транспорту та енергетики
Кафедра будівельних, дорожніх машин і будівництва

“Допустити до захисту”

Зав. кафедри БДМБ канд. техн. наук, проф.
_____ Владислав НАСТОЯЩИЙ
" ____ " _____ 2024 р.

Кваліфікаційна магістерська робота

на тему: « Дослідження робочих процесів малогабаритних екскаваторів з метою створення екскаватора з ємністю ковша 0,03 м³»

Виконав: здобувач групи ГМ 22 М2
спеціальності 133

“Галузеве машинобудування”

_____ Ігор ГОРБАНЬ

" ____ " _____ 2024 р.

Керівник кваліфікаційної магістерської
роботи, к.т.н., професор

_____ Владислав НАСТОЯЩИЙ

" ____ " _____ 2024 р.

Кропивницький

2024

Центральноукраїнський національний технічний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет будівництва, транспорту та енергетики

Кафедра будівельних, дорожніх машин і будівництва

Освітньо-кваліфікаційний рівень магістр

Спеціальність 133 “Галузеве машинобудування”

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри БДМБ канд. техн. наук, проф.

_____ Владислав НАСТОЯЩИЙ

" ____ " _____ 2024 р.

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ

Горбаню Ігорю Володимировичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) «**Дослідження робочих процесів малогабаритних екскаваторів з метою створення екскаватора з ємністю ковша 0,03 м³**» затверджена наказом по університету від " ____ " ____ 2024 р. № _____ Керівник проекту к.т.н., проф. Настоящий В.А.

2. Термін здачі студентом закінченого проекту (роботи) 30 травня 2024 р.

3. Вихідні данні до проекту (роботи):

1. Об'єкт дослідження – екскаватор з ємністю ковша 0.03 м³

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їй належить розробити)

1. Обґрунтування напрямків удосконалення конструкції ковша.

2. Розрахунково-дослідницький розділ.

2.1. Визначення розмірів робочого обладнання.

2.2. Визначення маси вузлів екскаватора з гідроприводом.

2.3. Дослідження робочого процесу міні-екскаватора.

2.4. Попередній вибір та моделювання гідроциліндра ковша.

2.5. Дослідження реактивних зусиль в гідроциліндрі ковша при копанні рукояттю.

2.6. Визначення тиску робочої рідини з розрахункових зусиль в гідроциліндрі ковша.

2.7. Визначення максимальних навантажень на робоче обладнання зворотної лопати.

2.8. Розрахунок поворотного механізму, моделювання робочого обладнання міні-екскаватора.

2.9. Розрахунок на міцність робочого обладнання.

3. Розробка заходів з охорони праці.

4. Створення реалістичної 3D-моделі з оптимальною ємністю ковша 0,03 м³.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1. Визначення зусиль на зубах ковша при копанні рукояттю.

2. Вісьовий профіль робочої зони.

3. Визначення зусиль при копанні поворотом ковша.

4. Складальне креслення ковша.

5. Складальне креслення рукояті.
 6. Гідроциліндр рукояті.
 7. Рама.
 8. Результати 3D-моделювання.
6. Консультанти по проекту (роботі), із зазначенням розділів проекту, що стосуються їх.

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Розрахунково-дослідницький розділ	Професор Настоящий В.А.		
Охорона праці	Лізунков О.В.		

7. Дата видачі завдання 12. 02. 2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ п/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Обґрунтування призначення і галузі застосування об'єкта дослідження	12.02.2024	
2	Дослідження робочих процесів об'єкта дослідження , розробка розрахункових схем.	15.02.2024	
3	Визначення максимальних навантажень на робоче обладнання зворотної лопати, та розрахунок на міцність робочого обладнання	18.03.2024	
4	Розробка креслень та 3D-моделей міні-екскаватора та його основних вузлів.	29.04.2024	
5	Розробка заходів з охорони праці	06.05.2024	
6	Оформлення альбому документів та презентаційних матеріалів	20.05.2024	

Студент

(підпис)

Горбань І.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

проф. Настоящий В.А.

(прізвище та ініціали)

ВСТУП

Об'єктом дослідження цієї магістерської роботи є робочі процеси малогабаритних екскаваторів, зокрема вивчення їх характеристик, ефективності та можливостей. Одним із головних завдань є розробка моделі екскаватора з ємністю ковша 0,03 м³, яка б відповідала сучасним вимогам та потребам у галузі будівництва та дорожнього господарства.

Актуальність даної теми полягає у постійному підвищенні попиту на компактні та ефективні будівельні механізми, які забезпечують швидкі та якісні робочі процеси. Зокрема, малогабаритні екскаватори стають все більш популярними у сучасному будівництві завдяки своїй маневреності та універсальності.

Метою даного дослідження є розробка моделі малогабаритного екскаватора з оптимальною ємністю ковша 0,03 м³, яка забезпечить ефективне виконання завдань по викопуванню та переміщенню матеріалів на будівельних об'єктах. Досягнення цієї мети дозволить підвищити продуктивність та знизити витрати на операції з використанням екскаваторів у будівництві та дорожньому господарстві..

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Ця магістерська робота здійснюється в контексті використання програмного забезпечення SolidWorks, що дозволяє створювати реалістичні 3D-моделі та проводити розрахунки для підтримки наукових досліджень

					<i>МГЕ 304.003 – 00.00.000 ПЗ</i>			
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>	<i>Горбань</i>				<i>Дослідження робочих процесів малогабаритних екскаваторів з метою розробки моделі екскаватора з ємністю ковша 0,03 м³</i>	<i>Літ.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>	<i>Настоящий</i>						1	82
<i>Т.контр.</i>						<i>ЦНТУ зр. ГМ 22 М2</i>		
<i>Н. Контр.</i>	<i>Карпущин</i>							
<i>Затверд.</i>	<i>Настоящий</i>							

Задачі дослідження:

Створення реалістичної 3D-моделі з оптимальною ємністю ковша 0,03 м3.

Врахування технічних та ергономічних аспектів.

Виконання розрахунків обладнання та елементів екскаватора.

Порівняння результатів роботи розробленого екскаватора з існуючими моделями.

Визначення можливих шляхів покращення характеристик.

Визначення спільноти із сучасними науковими програмами та темами в області будівництва та механіки.

Перевірка відповідності отриманих результатів актуальним науковим напрямкам.

Об'єкт дослідження:

Об'єктом дослідження є малогабаритні екскаватори, спроектовані для використання в будівництві та дорожньому господарстві.

Предмет дослідження:

Предметом дослідження є розробка та оптимізація моделі малогабаритного екскаватора з ємністю ковша 0,03 м3.

Методи дослідження:

Використання програмного забезпечення SolidWorks для створення реалістичної 3D-моделі екскаватора та проведення розрахунків, таких як розподіл навантаження, оптимізація конструкції.

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						5
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ док.м.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Практичне значення одержаних результатів:

Отримані результати магістерської роботи, зокрема оптимізована модель малогабаритного екскаватора, мають практичне значення в покращенні продуктивності будівельних процесів, зменшенні витрат ресурсів та підвищенні безпеки робочих умов, сприяючи конкурентоспроможності виробників на ринку будівельної техніки.

Заводське виконання міні-екскаватора.



Виконання реалістичної 3D-моделі з оптимальною ємністю ковша 0,03 м³.



Рис. 1. Заводське виконання міні-екскаватора і виконання реалістичної 3D-моделі у середовищі SolidWorks

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ док.м.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		6

1. Обґрунтування напрямків удосконалення конструкції ковша.

Міні-екскаватор призначений для розробки ґрунтів І-ІІ категорій, виконання навантажувально-розвантажувальних робіт, руйнування асфальтного і бетонного покриття а також споруд.

Міні-екскаватор – одноковшева машина на колісному ході, з індивідуальним гідравлічним приводом всіх механізмів, жорсткою підвіскою робочого устаткування на повноповоротній платформі, ковшем місткістю 0,03м³. Ходовий візок оснащений дишлом з тягово-зчіпним пристроєм.

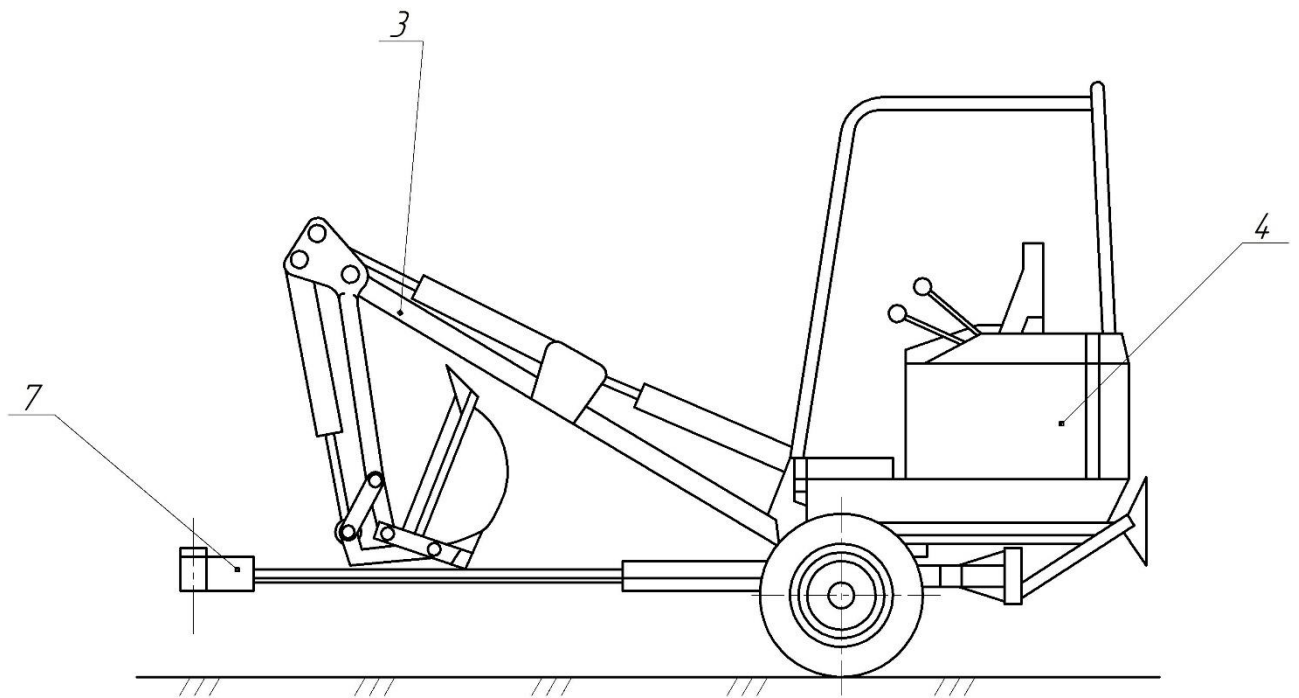
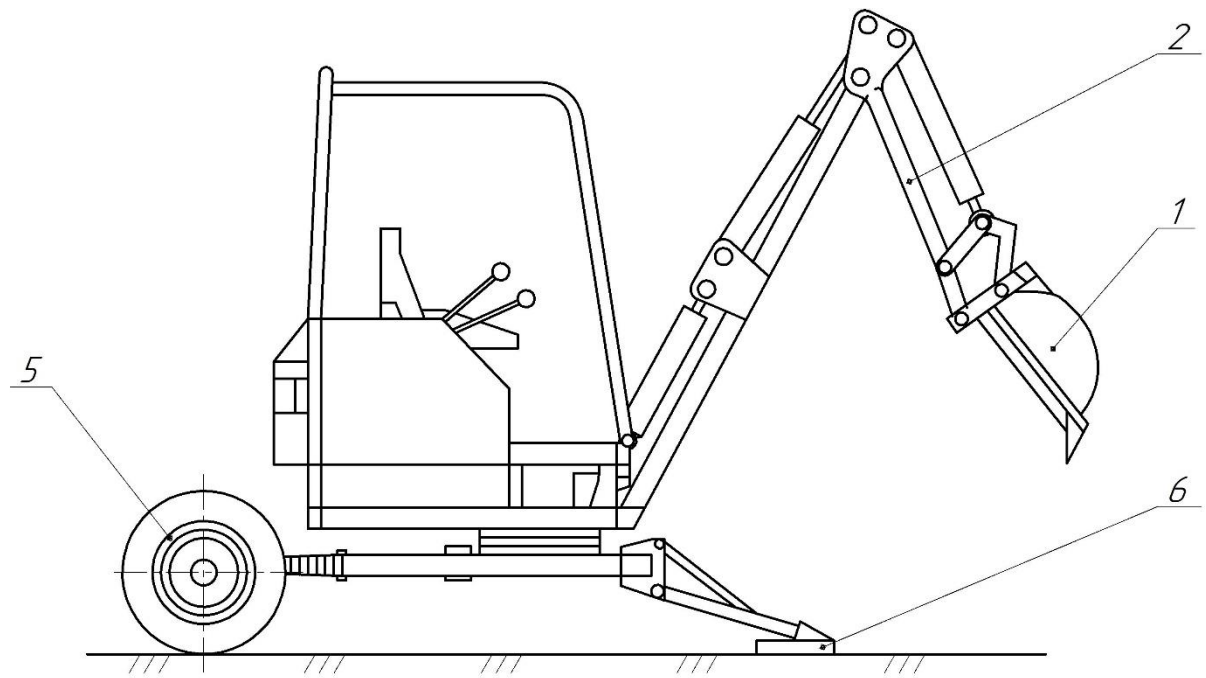
Ходовий візок оснащений двома виносними опорами з механічною фіксацією по висоті установки і пристроєм перестановки коліс. При транспортуванні колеса з маточинами знаходяться в середньому (широкому) положенні відносно ходового візка, при цьому вісь коліс проходить через центр мас екскаватора. Дишло зі зчіпним пристроєм змонтоване на екскаваторі, ківш зафіксований на кронштейні дишла, а виносні опори встановлені в подовжньому, піднятому положенні.

При роботі колеса з маточинами знаходяться в задньому (вузькому) положенні відносно ходового візка. Дишло із зчіпним пристроєм зняте з екскаватора, виносні опори повернені на 45° або 90° до осі екскаватора і опущені в робоче положення, а поворотна платформа з робочим устаткуванням повернена у бік виносних опор. Схема транспортного і робочого положень показана на рисунку 3.1.

Для налаштування міні-екскаватора з транспортного положення в робоче необхідно:

					МГЕ 304.003 – 00.00.000 ПЗ	Арк.
						7
Зм.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		

Транспортне положення



Робоче положення

Рис. 1.1 Міні-екскаватор:

1 – ківш; 2 – рукоять; 3 – стріла; 4 – двигун; 5 – ходовий візок; 6 – виносні упори; 7 – дишло.

									Арк.
									8
Зм.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата	МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ				

від'єднати електричний роз'єм від автомобіля-тягача і укласти кабель на поворотній платформі, розблокувати зчіпний пристрій і при необхідності відкотити екскаватор від автомобіля. Потім потрібно опустити виносні опори до рівня стоянки, повернути їх на кут 45° в зовнішні сторони і зафіксувати за допомогою пальців і шплінтів. Наступним етапом проводимо пуск двигуна, поворотом платформи на кут, достатній для упору ковша в ґрунт біля дишла, при цьому необхідно вивісити колеса (опора на ківш та виносні опори).

Після від'єднання дишла від рами необхідно відвернути болти кріплення маточин коліс, поворотом переставити колеса в робоче положення і закріпити тими ж болтами. Виконавши ці операції, можна опустити екскаватор на колеса, приводячи в рух стрілу, і поворотом платформи розвернути робоче устаткування у бік виносних опор.

Налаштування міні-екскаватора з транспортного положення в робоче і назад таким чином проводиться в лічені хвилини одним оператором, що істотно впливає на його мобільність і продуктивність в цілому. Окрім цього невелика маса міні-екскаватора дозволяє використовувати в ролі автомобіля-тягача навіть легковий автомобіль, що у свою чергу зменшує витрати на транспортування, і дає можливість використовувати даний екскаватор невеликим господарством.

Управління екскаватора здійснюється за допомогою чотирьох секцій гідро розподільвачів, важелі яких зручно розташовані з боків від крісла оператора в наступному порядку:

- 1 - повороту платформи;
- 2 - руху рукояті;
- 3 - підйому-опускання стріли;
- 4 - руху ковша.

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						9
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ док.м.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

2. Розрахунково-дослідницький розділ

2.1. Визначення розмірів робочого обладнання екскаватора, що досліджується

Спочатку визначимо загальну масу екскаватора, що досліджується по заданій місткості ковша.

Маса екскаватора буде рівна:

$$m_k = 24 \cdot g, \text{ де} \quad (2.1)$$

g_k – ємкість ковша ;

$$g_k = 0,03 \text{ м}^3$$

Підставляючи значення у формулу 2.1 отримаємо:

$$m_k = 24 \cdot 0,03 = 0,72 \text{ т}$$

Вибираючи розміри робочого устаткування зворотна лопата ставиться мета досягти високих робочих параметрів і зокрема глибини копання.

Розміри робочого устаткування, гідроциліндрів і місця їх кріплення визначуваний графоаналітичним шляхом по заданих граничних робочих параметрах екскаватора і максимальній висоті вивантаження при опущеній горизонтально рукояті. Необхідні робочі параметри приймаємо з аналога. При цьому аналізуємо навантаження, що діють на робоче устаткування, і координуємо їх.

Для визначення параметрів ковша з ємкістю $g = 0,03 \text{ м}^3$ користуємося наступним співвідношенням:

$$R = (1.25 \cdot \sqrt[3]{g} + 0.25) \cdot 0.7, \text{ де}$$

R – радіус ковша;

g – ємкість ковша.

$$R = (1.25 \cdot \sqrt[3]{0.03} + 0.25) \cdot 0.7 = 447 \text{ мм}$$

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						10
Зм.	Арк.	№ докum.	Підпис	Дата		

$$R_1 = (1.1 \cdot \sqrt[3]{g} + 0.26) \cdot 0.7$$

$$R_1 = (1.1 \cdot \sqrt[3]{0.03} + 0.26) \cdot 0.7 = 421 \text{ мм}$$

$$L_1 = (0.8 \cdot \sqrt[3]{g} + 0.21) \cdot 0.7$$

$$L_1 = (0.8 \cdot \sqrt[3]{0.03} + 0.21) \cdot 0.7 = 321 \text{ мм}$$

$$r_1 = (0.45 \cdot \sqrt[3]{g} + 0.08) \cdot 0.7$$

$$r_1 = (0.45 \cdot \sqrt[3]{0.03} + 0.08) \cdot 0.7 = 154 \text{ мм}$$

$$r_2 = (0.23 \cdot \sqrt[3]{g} + 0.08) \cdot 0.7$$

$$r_2 = (0.23 \cdot \sqrt[3]{0.03} + 0.08) \cdot 0.7 = 106 \text{ мм}$$

Ширину ковша визначаємо шляхом побудови ковша в масштабі.
Для ковша, ємкістю $g = 0,03 \text{ м}^3$ ширина буде рівна $B = 400 \text{ мм}$.

За отриманими даними будуємо модель в середовищі SolidWorks.

Визначимо параметри робочого устаткування. Параметри визначаємо з рівності:

$$A = k' \cdot B \cdot (1 \pm k_v), \text{ де} \quad (2.2)$$

A – шуканий розмір;

k' – коефіцієнт, що береться з довідника;

B – розмір напівбази, м;

$$B = 0.55 \cdot \sqrt[3]{m}$$

$$B = 0.55 \cdot \sqrt[3]{0.72} = 0.493 \text{ м}$$

k_v – коефіцієнт варіації приймається по

Підставляючи знайдені значення у формулу 2.2 отримаємо наступний результат:

Відстань від опорної площі до п'яти стріли:

$$y = 1.22 \cdot 0.493 \cdot (1 - 0.33) = 0.403 \text{ м}$$

Відстань від п'яти стріли до шарніра штока гідроциліндра стріли:

$$l_1 = 1.5 \cdot 0.493 \cdot (1 + 0.2) = 0.887 \text{ м}$$

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		11

Відстань від шарніра штока гідроциліндра стріли до шарніра повороту рукояті:

$$l_2 = 2.32 \cdot 0.493 \cdot (1 - 0.19) = 0.926 \text{ м}$$

Довжина консолі рукояті:

$$l_3 = 0.49 \cdot 0.493 \cdot (1 - 0.001) = 0.241 \text{ м}$$

Відстань від п'яти стріли до шарніра гідроциліндра рукояті:

$$l_4 = 2.34 \cdot 0.493 \cdot (1 + 0.02) = 1.177 \text{ м}$$

Відстань від п'яти стріли до осі повороту екскаватора:

$$x_0 = 0.32 \cdot 0.493 \cdot (1 + 1.5) = 0.394 \text{ м}$$

По аналогу екскаватора приймаємо найбільшу глибину копання: $H_k = 2.4$ м і висоту вивантаження: $H_B = 2.2$ м.

Визначивши розміри робочого устаткування будуємо в середовищі SolidWorks профіль робочої зони.

З побудови знаходимо:

- довжина стріли $L_{стр} = 2.08$ м;
- відстань від шарніра кріплення ковша до рукояті до шарніра кріплення рукояті до стріли;
- кут повороту ковша щодо рукояті;
- кут повороту рукояті щодо стріли;
- кут повороту стріли;
- найбільший радіус копання;

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		12

2.2. Визначення маси вузлів екскаватора , що досліджується при використанні гідропривода.

Масу складових вузлів досліджуваного екскаватора можна приблизно визначити виходячи з геометричної подібності проєктованого і такого, що виготовляється в даний час (аналогічного) екскаваторів по існуючих залежностях.

Так маса вузлів проєктованого екскаватора буде рівна:

$$G = g/g_c \cdot G_c \quad (2.3)$$

G і G_c - маса вузлів проєктованого і виготовленого екскаваторів;
 g і g_c - ємкість ковшів проєктованого і виготовленого екскаваторів.

При заданій схемі ємкості ковша д після формули (2.3) і даних таблиці 4 [9] можна знайти орієнтовне значення маси основних вузлів проєктованого екскаватора.

Маса ковша буде рівна:

$$m_k = 0.03/0.25 \cdot 227 = 27.24 \text{ кг}$$

Маса гідроциліндра ковша буде рівна:

$$m_{ук} = 0.03/0.25 \cdot 100 = 12 \text{ кг}$$

Маса стріли буде рівна:

$$m_{ст} = 0.03/0.25 \cdot 250 = 30 \text{ кг}$$

Маса гідроциліндра стріли буде рівна:

$$m_{ус} = 0.03/0.25 \cdot 133 = 16 \text{ кг}$$

Маса рукояті буде рівна:

$$m_p = 0.03/0.25 \cdot 134 = 16.1 \text{ кг}$$

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						13
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Маса гідроциліндра рукояті буде рівна:

$$m_{ур} = 0.03/0.25 \cdot 133 = 16 \text{ кг}$$

Маса кабіни управління:

$$m_{к.упр} = 0.03/0.4 \cdot 300 = 22.5 \text{ кг}$$

Маса силової установки буде рівна:

$$m_{су} = 0.03/0.4 \cdot 950 = 71.25 \text{ кг}$$

Маса ходової частини буде рівна:

$$m_{ход} = 0.03/0.4 \cdot 4750 = 356.25 \text{ кг}$$

Маса інших вузлів буде рівна:

$$m_{ін} = 0.03/0.4 \cdot 610 = 45.75 \text{ кг}$$

Відповідно до отриманих і заданих величин будемо і коректуємо робочу зону екскаватора.

Коректуємо отримані розміри робочого устаткування і вибираємо місця кріплення штока на стрілі, щоб забезпечити задані робочі параметри.

Одночасно уточнюємо хід гідроциліндра стріли, рукояті і ковша і її вигин.

З побудови отримуємо наступні результати:

Довжина від точки кріплення рукояті з стрілою до точки кріплення ковша з рукояттю рівна: $l = 900 \text{ мм}$

Довжина стріли: $L_{стр} = 2080 \text{ мм}$

Довжина консольної частини рукояті: $L_{кон} = 240 \text{ мм}$

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	АДК.
						14
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

2.3. Дослідження робочого процесу міні – екскаватора

2.3.1. Визначення зусиль на зубах екскаватора, оснащеного ковшем “зворотня лопата”.

Для визначення зусиль на зубах ковша зворотної лопати міні-екскаватора, спочатку необхідно визначити товщину стружки при копанні рукояттю.

Товщину стружки ґрунту при копанні рукояттю ... визначаємо по формулі:

$$C_{max} = \frac{g}{\frac{2}{3}B(L_p + R)\delta_p}, \quad (2.4)$$

де g - місткість (ємкість) ковша, м³;

B - ширина ковша, м;

$L_p + R$ - довжини рукояті і ковша, м;

δ_p - кутове переміщення рукояті за одну операцію копання, рад;

$$\delta_p = \frac{2}{3}\delta,$$

де δ - кут повороту рукояті щодо стріли, в градусах.

Підставляючи значення з розділу 2.2 у формулу (2.4) отримаємо наступний результат:

$$C_{max} = \frac{0.03}{\frac{2}{3}0.4(0.9 + 0.45)120\frac{3.14}{180}} = 0.0394$$

В цьому випадку сила опору копанню рівна:

$$P_{01} = K_1 \cdot B \cdot C_{max}, \quad (2.5)$$

де K_1 - питомий опір ґрунту копанню;

$$K_1 = g \cdot c \cdot (1 + 2.6 \cdot B) \cdot (1 + 0.0075 \cdot \alpha) \cdot z, \quad (2.6)$$

де c - число ударів ударникам ДОРНІІ, для ґрунтів II категорії;

$$c = 8$$

α - кут різання; $\alpha = 48^\circ$

z - коефіцієнт що враховує наявність зубів;

$$z = 0.6$$

					МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ	Адк.
						15
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		

Підставляючи значення у формулу (2.6) отримаємо наступний результат:

$$K_1 = 9.8 \cdot 8 \cdot (1 + 2.6 \cdot 0.4) \cdot (1 + 0.0075 \cdot 48) \cdot 0.6 = 130.5 \text{ кПа}$$

Підставляючи величини у формулу (2.5) отримаємо наступний результат:

$$P_{01} = 130.5 \cdot 0.4 \cdot 0.039 = 2 \text{ кН}$$

Визначимо нормальну складову P_{02} :

$$P_{02} = 0.1 \cdot P_{01} = 0.1 \cdot 2 = 0.2 \text{ кН}$$

При копанні ковшем максимальна товщина стружки визначається за формулою:

$$C_{max} = R \cdot (1 - \cos \frac{1}{2} \lambda_k), \quad (2.7)$$

де R - радіус ковша $R = 0.45 \text{ м}$

λ_k – кут повороту ковша за одну операцію копання

$$\lambda_k = \frac{2}{3} \lambda$$

λ - кут повороту ковша відносно рукояті: $\lambda = 140^\circ$

$$\lambda_k = \frac{2}{3} \cdot 140 = 93.33^\circ$$

Підставляючи отримані значення у формулу (2.7) отримаємо наступний результат:

$$C_{max} = 0.45 \cdot (1 - \cos \frac{1}{2} 93.33) = 0.141 \text{ м}$$

Визначимо силу опору копанню. Її складова буде рівна:

$$P_{01}^k = K_1 \cdot B \cdot C_{max} \cdot \xi, \quad (2.8)$$

де ξ – коефіцієнт, враховуючий зміну довжини та кута нахилу площини ковзання $\xi = 1.1$

Підставляючи раніше отримані величини у формулу (2.8) отримаємо наступний результат:

$$P_{01}^k = 130 \cdot 0.4 \cdot 0.141 \cdot 1.1 = 8 \text{ кН}$$

Нормальну складову визначимо за допомогою наступного виразу:

$$P_{02}^k = 0.1 \cdot P_{01}^k = 0.1 \cdot 8 = 0.8 \text{ кН}$$

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	АДК.
Зм.	АДК.	№ докцм.	Підпис	Дата		16

2.3.2. Визначення активних зусиль на гідроциліндрі ковша

При визначенні активних зусиль в гідроциліндрі ковша, розглядається процес копання ковшем при максимальній опущеній стрілі.

Рукоять повернута на 15° від вертикалі. На зуби ковша діє зусилля P_{01} розраховане з урахуванням C_{max} .

Активне зусилля в гідроциліндрі ковша визначається з рівняння $\sum M_C = 0$ моментів сил відносно шарніра "С" кріплення ковша до рукояті.

$$P_{yk} = \frac{P_{01} \cdot R + G_{kr} \cdot r_{kr}}{r_{yk}}, \quad (2.9)$$

де R - радіус ковша $R = 0.45$ м

G_{kr} – вага ковша, наповненого на половину ємності ґрунтом;

$$G_{kr} = \left(m_k \cdot g_k \cdot \frac{j}{2} \right) \cdot g$$

де m_k – маса ковша $m_k = 27.2$ кг

g_k – ємність ковша.

$$G_{kr} = \left(27.2 \cdot 0.03 \cdot \frac{1800}{2} \right) \cdot 9.8 = 331.2 \text{ Н}$$

r_{kr} і r_{yk} – плечі дії сил G_{kr} і P_{yk} відносно точки С.

Підставляючи значення у формулу (2.9) отримаємо наступний результат:

$$P_{yk} = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot 0.45 + 531.2 \cdot 0.06}{0.21} = 17.3 \text{ кН}$$

					МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ	Адк.
Зм.	Адк.	№ докцм.	Підпис	Дата		17

2.4. Попередній вибір та моделювання гідроциліндра ковша

Головні параметри гідроциліндрів визначаються на основі розрахункових навантажень на робочі органи машини.

Номінальний тиск обирається виходячи з номенклатури та технічних характеристик гідро-обладнання, головним чином насосів та гідромоторів. Слід мати на увазі, що з підвищенням тиску зменшується маса та вартість гідро-ліній, насосів, гідро-двигунів і гідроапаратури. Але в той самий час збільшення тиску призводить до більш значного виявлення властивості стисливості робочої рідини та необхідності підвищення надійності гідроагрегатів і гідро-ліній в таких межах, коли починає позначатися збільшення їх маси.

Номінальний тиск в гідроприводах машин, у котрих застосовують гідроциліндри поділяють на три рівні:

I рівень: 6,3...10 МПа

II рівень: 10...16 МПа

III рівень: 20...32 МПа

Для комунальних машин і обладнання для виробництва будівельних матеріалів характерний I рівень; для більшості дорожніх і деяких видів будівельних машин – II рівень; для більшості будівельних та деяких дорожніх машин – III рівень.

В нашому випадку, так як ми проектуємо малогабаритну будівельну техніку, ми приймаємо номінальний тиск $P_n = 14$ МПа.

Для попереднього розрахунку перепад тиску на 10% менше обраного номінального тиску в гідросистемі.

Діаметр поршня гідроциліндра встановлюється виходячи з розрахункових навантажень та обраного номінального тиску з урахуванням попередніх втрат тиску $\Delta p = 12$ МПа.

При подачі рідини в поршневу порожнину діаметр гідроциліндра ковша дорівнює:

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						18
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

$$D_{yk} = 2 \cdot \sqrt{\frac{P}{\pi \cdot \Delta p \cdot \eta_{GM}}}, \quad (2.10)$$

де P - навантаження на шток поршня.

Для гідроциліндра ковша $P = P_{yk}$

η_{GM} - Гідромеханічний ККД гідроциліндра;

$$\eta_{GM} = 0.95$$

Підставляючи значення в формулу (2.10) отримаємо наступний результат:

$$D_{yk} = 2 \cdot \sqrt{\frac{17.3 \cdot 10^3}{3.14 \cdot 12.6 \cdot 10^6 \cdot 0.95}} = 0.042 \text{ м}$$

Приймаємо діаметр поршня гідроциліндра ковша рівним:

$$D = 40 \text{ мм} = 0.04 \text{ м}$$

Хід штока гідроциліндра буде рівним:

$$S = 320 \text{ мм} = 0.32 \text{ м}$$

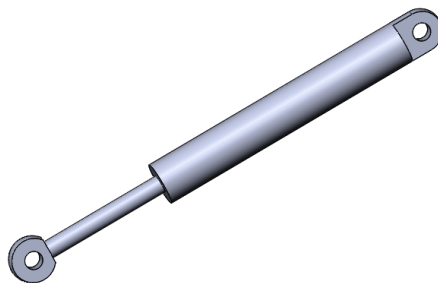


Рис. 2.1 Гідроциліндр виконання реалістичної 3D-моделі у середовищі SolidWorks

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		19

2.5. Дослідження реактивних зусиль в гідроциліндрі ковша при копанні рукояттю

Зусилля в нерухомому гідроциліндрі ковша визначається для шести положень рукояті з рівняння моментів відносно шарніра С кріплення ковша до рукояті.

Для усіх положень рукояті необхідно попередньо знайти дотичне зусилля на зубах ковша при розрахунковому зусиллі в гідроциліндрі рукояті. Для кожного положення рукояті воно знаходиться з рівняння $\sum M_B = 0$ рівноваги рукояті відносно шарніра B_1 , діючих на неї сил.

$$P_{01} = \frac{P_{ур} \cdot r_{ур} \pm G_{kr} \cdot r_{kr} \pm G_p \cdot r_p \pm 0.5G_{ур} \cdot r_{ур} \pm G_{ук} \cdot r_{ук}}{r_{01}}$$

де $P_{ур}, G_{kr}, G_p, G_{ур}, G_{ук}$ - величини, що не залежать від положення рукояті (див.п.п.2.4).

$r_{ур}, r_{kr}, r_p, r_{ук}, r_{01}$ - плечі сил відносно точки В. Визначаються у відповідності до графічних зображень даної схеми.

Зусилля в нерухомому гідроциліндрі ковша визначається з рівняння моментів.

Нормальна складова P_{02} зусиль на зубах ковша для усіх положень приймається рівною 0.2 від P_{01} для відповідного положення.

Визначимо нормальне зусилля в нерухомому гідроциліндрі ковша:

$$\sum M_c = 0$$
$$P_{ук} = \frac{P_{01} \cdot R - G_{kr} \cdot r_{kr}}{r_{ук}} . \quad (2.11)$$

2.5.1. Положення 1

					МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ	Арк.
						20
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		

Для положення 1 враховуємо тільки вагу ковша.

Підставляючи значення у формулу (2.11) отримаємо наступний результат:

$$\sum M_c = 0$$
$$P_{ук} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 0.45 - 266.7 \cdot 0.2}{0.2} = 4.2 \text{ кН}$$

2.5.2. Положення 2

Для положення 2 враховуємо тільки вагу ковша.

Підставляючи значення у формулу (2.11) отримаємо наступний результат:

$$\sum M_c = 0$$
$$P_{ук} = \frac{3.4 \cdot 10^3 \cdot 0.45 - 266.7 \cdot 0.18}{0.2} = 7.4 \text{ кН}$$

2.5.3. Положення 3

Для положення 3 враховуємо вагу ковша на половину заповненого ґрунтом.

Підставляючи значення у формулу (2.11) отримаємо наступний результат:

$$\sum M_c = 0$$
$$P_{ук} = \frac{4.4 \cdot 10^3 \cdot 0.45 - 531.2 \cdot 0.1}{0.2} = 9.6 \text{ кН}$$

2.5.4. Положення 4

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>21</i>

Для положення 4 враховуємо вагу ковша на половину заповненого ґрунтом.

Підставляючи значення у формулу (2.11) отримаємо наступний результат:

$$\sum M_c = 0$$
$$P_{yk} = \frac{4.2 \cdot 10^3 \cdot 0.45}{0.2} = 9.4 \text{ kH}$$

2.5.5. Положення 5

Для положення 5 враховуємо вагу ковша повністю заповненого ґрунтом.

Підставляючи значення у формулу (2.11) отримаємо наступний результат:

$$\sum M_c = 0$$
$$P_{yk} = \frac{2.8 \cdot 10^3 \cdot 0.45 + 795.8 \cdot 0.06}{0.2} = 6.5 \text{ kH}$$

2.5.6. Положення 6

Для положення 6 враховуємо вагу ковша повністю заповненого ґрунтом.

Підставляючи значення у формулу (2.11) отримаємо наступний результат:

$$\sum M_c = 0$$
$$P_{yk} = \frac{1.9 \cdot 10^3 \cdot 0.45 + 795.8 \cdot 0.12}{0.2} = 4.7 \text{ kH}$$

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		22

2.6. Визначення тиску робочої рідини з розрахункових зусиль в гідроциліндрі ковша

Попередньо визначивши активні зусилля на штоці гідроциліндра ковша, виконаємо розрахунок необхідного тиску робочої рідини в гідросистемі.

Тиск P робочої рідини буде рівний:

$$P_n = 4 P_{yk} / \pi D^2 \quad (2.12)$$

D - діаметр поршня гідроциліндра ковша;

$$D = 0,04 \text{ м}$$

P_{yk} - активне зусилля в гідроциліндрі ковша;

$$P_{yk} = 17,3 \text{ кН}$$

Підставляючи значення у формулу (2.12) отримаємо наступний результат:

$$P_n = 4 \cdot 17,3 \cdot 10^3 / 3,14 \cdot 0,04^2 = 13,7 \text{ МПа}$$

Після уточнення тиску в гідроприводі і діаметра поршня визначаємо діючі чи розрахункові зусилля в гідроциліндрі:

$$P_y = P_H \pi D^2 / 4 \quad (2.13)$$

P_H - номінальний робочий тиск в гідросистемі.

$$P_H = 14 \text{ МПа}$$

Підставляючи значення в формулу (2.13) отримаємо наступний результат:

$$P_y = 14 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,04^2 / 4 = 17,6 \text{ кН}$$

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						23
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		

2.7. Визначення максимальних навантажень на робоче обладнання зворотної лопати

Максимальні навантаження на робоче обладнання зворотна лопата діє при копанні ковшем. При цьому реактивний тиск в гідроциліндрі рукояті не може бути вище допустимого значення. Максимальне реактивне зусилля в гідроциліндрі рукояті (при роботі поршневої порожнини) дорівнює:

$$P_{y p \max} = P_{\text{реакт}} \pi D^2 / 4 = 21 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,06^2 / 4 = 59,3 \text{ кН}$$

Навантаження на робоче обладнання досягає коли рукоять повернута на 15 від вертикалі при копанні гідроциліндром ковша приблизно в четвертому положенні. При цьому зусилля зубах ковша не може бути більше ніж при копанні рукояттю з максимальним реактивним зусиллям у її гідроциліндрі.

Зусилля, перпендикулярне радіусу ковша знаходимо зрівняння моментів відносно точки В.

$$\sum M_B = 0$$

$$P_{01}^{\max} = \frac{P_{yp}^{\max} r_{yp} - G_{kr} r_{kr} - G_p r_p + G_{yk} r_{yk} + 0,5 G_{yp} r_{yk}}{r_{01} + 0,2 r_{02}} \quad (2.14)$$

де r_{yp} - плече максимального реактивного зусилля в гідроциліндрі рукояті.

G_{kr} - вага ковша наповненого на $\frac{1}{2}$ ґрунтом.

Підставляючи значення в формулу (2.14) отримаємо наступний результат:

$$P_{01}^{\max} = \frac{59,3 \cdot 10^3 \cdot 0,23 - 531,2 \cdot 0,31 - 156,8 \cdot 0,12 + 0,5 \cdot 156,8 \cdot 0,07}{1,06 + 0,2 \cdot 0,63} = 11,3 \text{ кН}$$

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		24

Нормальна складова зусиль буде рівна:

$$P_{02} = 0,2 P_{01}^{max} = 0,2 \cdot 11,3 = 2,26 \text{ кН}$$

Реактивне зусилля в гідроциліндрі стріли знаходимо з рівняння моментів відносно точки А.

$$\sum M_A = 0$$

$$P_{yc}^p = \frac{P_{01}^{max} r_{01} \pm P_{02} r_{02} \pm G_{yc} r_{yc} + G_c r_c + G_{yp} r_{yp} + G_p r_p + G_{yk} r_{yk} + G_{kr} r_{kr}}{r_{yc}}$$

$$P_{yc}^p = \frac{11,3 \cdot 10^3 \cdot 0,5 - 2,26 \cdot 10^3 \cdot 2,61 + 156,6 \cdot 0,35 + 294 \cdot 0,73 + 156,8 \cdot 1,2 + 156,8 \cdot 1,34 + 117,6 \cdot 1,45 + 398 \cdot 1,14}{0,2}$$

$$P_{yc}^p = -51,5 \text{ кН}$$

Знаходимо реактивний тиск для гідроциліндра стріли по формулі:

$$P_n = 4 P_{yc}^p / \pi D^2 = 4 \cdot 51,5 \cdot 10^3 / 3,14 \cdot 0,08^2 = 10,3 \text{ МПа}$$

Зусилля в тязі ковша буде рівне:

$$T = \frac{P_{01}^{max} r_{01} - G_{kr} r_{kr}}{r_T} \quad (2.15)$$

де r_T - плече тяги ковша $r_T = 0,15 \text{ м}$;

Підставляючи значення в формулу (2.15) отримаємо наступний результат:

$$T = \frac{11,3 \cdot 0,45 + 531,2 \cdot 0,06}{0,15} = 34,1 \text{ Кн}$$

Активне зусилля в гідроциліндрі ковша знайдемо з умови рівноваги важіля:

$$P_{yk} = T r_{yk} / r_T = 34,1 \cdot 0,16 / 0,19 = 28,7 \text{ кН}$$

Зусилля в гідроциліндрі ковша було визначене відносно шарніру О та положення ковша 4 на графічному зображенні схеми зусиль.

					МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ	Адк.
Зм.	Адк.	№ докцм.	Підпис	Дата		25

2.8. Розрахунок поворотного механізму, моделювання робочого обладнання міні – екскаватора.

Перш ніж розраховувати механізм повороту міні-екскаватора необхідно прийняти максимальну частоту обертання поворотної платформи. Оскільки значення кутових прискорень обмежено фізіологічними можливостями оператора міні-екскаватора, приймемо що максимальна частота обертання поворотної платформи не повинна перевищувати гранично допустимого значення.

$$n_{max} = 0,13 \dots 0,16 \text{ c}^{-1}$$

Максимальна кутова швидкість обертання поворотної платформи:

$$\omega_{max} = 0,81 \dots 1 \text{ рад/с}$$

Для проектуваного екскаватора приймаємо:

$$n = 3,2 \text{ хв}^{-1} \quad \omega = 0,33 \text{ рад/с}$$

Що знаходиться в допустимих межах.

Визначимо момент гальмуючий платформу:

$$M_r = \omega^2 \frac{1+r}{2r \beta} I q \quad (2.16)$$

де r - коефіцієнт усереднення моментів розгону та гальмування

$$r = 0,85$$

β - кут повороту платформи;

Приймаємо $\beta = 1,57 \text{ рад}$

I - сумарний момент інерції вузлів машини, що обертаються

При повороті приймаємо положення зворотної лопати на максимальних радіусах центрів мас. Визначимо сумарний момент інерції вузлів машини, що обертаються:

$$I = m_{yc} r_{yc}^2 + m_c r_c^2 + m_{yp} r_{yp}^2 + m_p r_p^2 + m_{yk} r_{yk}^2 + m_{kr} r_{kr}^2 + m_{дв} r_{дв}^2 \quad (2.17)$$

					МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ	Адк.
Зм.	Адк.	№ докцм.	Підпис	Дата		26

де $m_{yc}; m_c; m_{yp}; m_p; m_{yk}; m_{kr}; m_{дв}$ - маси гідроциліндра стріли, стріли, гідроциліндра рукояті, рукояті, гідроциліндра ковша, ковша з ґрунтом та двигуна внутрішнього згорання відповідно.

$r_{yc}; r_c; r_{yp}; r_p; r_{yk}; r_{kr}; r_{дв}$ - радіуси центрів мас гідроциліндра стріли, стріли, гідроциліндра рукояті, рукояті, гідроциліндра ковша, ковша з ґрунтом та двигуна внутрішнього згорання відповідно.

Підставляючи значення в формулу (2.17) отримуємо наступний результат:

$$I = 16 \cdot 0,46^2 + 30 \cdot 1,04 + 16 \cdot 1,58^2 + 12 \cdot 2,5^2 + 16 \cdot 2,58^2 + 81,2 \cdot 2,92^2 + 28 \cdot 0,6^2 = 959 \text{ кг}$$

Зараз підставимо отримані значення у формулу (2.16) та отримуємо наступні величини:

$$M_r = 0,33^2 \frac{1 + 0,85}{2 \cdot 0,85 \cdot 1,57} 959 \cdot 9,8 = 706 \text{ Н м}$$

Отриманий гальмівний момент обмежується умовою зчеплення опорної поверхні ходового обладнання, виносних опор міні-екскаватора з ґрунтом. В результаті ми отримуємо наступну нерівність, якої необхідно дотримуватися:

$$M_T \leq k M_{сц} \quad (2.18)$$

k - коефіцієнт обмеження моментів;

$$k = 0,75$$

$M_{сц}$ - момент зчеплення.

Для пневмоколісних екскаваторів момент зчеплення дорівнює:

$$M_{сц} = 185 (m g)^{4/3}$$

m - маса екскаватора, тон

$$m = 0,72 \text{ т}$$

g - прискорення вільного падіння.

$$M_{сц} = 185 (0,72 \cdot 9,8)^{4/3} = 2503,7 \text{ Н м}$$

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	АДК.
Зм.	АДК.	№ докцм.	Підпис	Дата		27

Підставляючи значення в нерівність (2.18) виконаємо перевірку:

$$706 \leq 0,75 \cdot 2503,7$$

$$706 < 1877 \text{ Н м}$$

Дана умова виконується, отже гальмівний момент достатній.

Між опорно-поворотним кругом та гідромотором використовуємо відкриту передачу з передаточним числом $U=4,8$

Кількість зубів на опорно-поворотному крузі $Z_{\text{пов}} = 96$, тоді кількість зубів ведучої шестерні рівне:

$$Z_B = \frac{Z}{U} = \frac{96}{4,8} = 20$$

Крутний момент на валу гідромотора визначаємо по формулі:

$$M_{\Gamma}^{\text{розр.}} = \frac{M_{\Gamma}}{U} = \frac{706}{4,8} = 147,1 \text{ Н м}$$

Виходячи з вимоги отриманих максимальних навантажень розраховуємо робочий об'єм гідромотора:

$$V_{02} = \frac{2 \pi M_{\Gamma}}{\Delta p \eta_{\Gamma M}} \quad (2.19)$$

де Δp - попередній перепад тиску;

$$\Delta p = 12,6 \text{ МПа}$$

$\eta_{\Gamma M}$ - гідромеханічний ККД гідромотора;

$$\eta_{\Gamma M} = 0,93$$

Підставляючи значення у формулу (2.19) отримаємо наступний результат:

$$V_{02} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 147,1}{12,6 \cdot 0,93} = 79 \text{ см}^3$$

По розрахованим даним попередньо розрахуємо необхідну потужність, що розвивається гідромотором.

$$N_{\text{тр}} = M_{\Gamma} \frac{\omega}{\eta_n} \quad (2.20)$$

де η_n - ККД механізму повороту

$$\eta_n = 0,87$$

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						28
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		

Підставляючи значення в формулу (2.20) отримаємо наступний результат:

$$N_{\text{тр}} = 706 \frac{0,33}{0,87} = 0,26 \text{ кВт}$$

За отриманими даними обираємо регульований планетарно-пластинчатий гідромотор МГП80 з робочим об'ємом 80 см³ і номінальним тиском 14 МПа; частота обертання

$$n = 10 \dots 810 \text{ хв}^{-1}$$

Визначимо крутний момент, що розвивається гідромотором:

$$M = \frac{\Delta p V_p}{2 \pi} \eta = \frac{12,6 \cdot 80}{2 \cdot 3,14} \cdot 0,93 = 149,3 \text{ Н м}$$

При цьому повинна виконуватися нерівність

$$M_{\tau}^{\text{розр}} < M_{\text{кр}}$$

Отримаємо:

$$147,1 < 149,3 \text{ Н м}$$

А отже підбір виконано правильно. Розрахуємо фактичний тиск в гідромоторі для потрібного крутного моменту. Фактичний тиск буде рівний:

$$\Delta p_{\Phi}^M = \frac{M_{\tau}^{\text{розр}} 2 \pi}{V_p \eta_{\text{ГМ}}} = \frac{2 \cdot 147,1 \cdot 3,14}{80 \cdot 0,93} = 12,4 \text{ МПа}$$

Розрахуємо частоту обертання валу гідромотора:

$$n_{\Gamma} = n_n U = 3,2 \cdot 4,8 = 15,36 \text{ хв}^{-1}$$

або

$$\omega_{\Gamma} = \frac{2 \pi n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 15,36}{60} = 1,61 \text{ рад/с}$$

Розрахуємо фактичний тиск для необхідної потужності:

$$\Delta p_{\Phi}^N = \frac{N_{\text{гр}} 2 \pi}{V_{02} \omega_2 \eta_{\text{ГМ}}} = \frac{0,26 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 3,14}{80 \cdot 1,61 \cdot 0,93} = 13,6 \text{ МПа}$$

Фактичний крутний момент гідромотора.

$$M_{\text{кр}}^{\Phi} = \frac{13,6 \cdot 80}{2 \cdot 3,14} \cdot 0,93 = 161 \text{ Н м}$$

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		29

Для підтримання необхідної потужності та частоти обертання необхідно підтримувати тиск в системі не нижче граничнодопустимого значення $P = 13,6$ МПа

Розрахуємо тривалість повороту екскаватора в одну сторону на кут 90

$$t_n = \frac{g I \omega^2}{248 N \eta_n} (1,37 + \eta_n^2) + \frac{\beta}{\omega} \quad (2.21)$$

де I - момент інерції частини міні-екскаватора, що обертається;

$$I = 706 \text{ кг м}^2$$

ω - кутова швидкість $\omega = 0,33 \text{ рад/с}$;

η_n - ККД механізму повороту $\eta_n 0,87$

β - кут повороту; $\beta = 90^\circ = \pi/2$

Підставляючи значення в формулу (2.21) отримаємо наступний результат:

$$t_n = \frac{9,8 \cdot 706 \cdot 0,33}{248 \cdot 260 \cdot 0,87} (1,37 + 0,87^2) + \frac{3,14}{2 \cdot 0,33} = 5,2 \text{ с} \approx 5 \text{ с}$$

Розрахуємо час циклу:

$$t_{\text{ц}} = t_n + t_n^r + t_n^n + t_B \quad (2.22)$$

де t_n - тривалість копання;

t_n - орієнтовно визначимо по емпіричній формулі:

$$t_n = 6,3 \sqrt[3]{g}$$

де g - об'єм ковша, м^3

$$g = 0,03 \text{ м}^3$$

$$t_n = 6,3 \sqrt[3]{0,03} = 2 \text{ с}$$

t_n^r і t_n^n - тривалість повороту з ґрунтом і без ґрунту відповідно

t_B - тривалість розгрузки;

$$t_B = 1 \text{ с}$$

Підставляючи значення в формулу (2.22) отримаємо наступний результат:

$$t_{\text{ц}} = 2 + 5 + 5 + 1 = 13 \text{ с}$$

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		30

Час циклу $t_{ц}$ дорівнює 13 с.

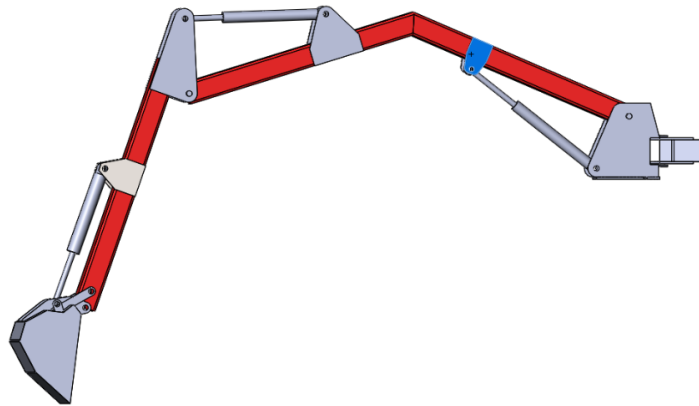


Рис. 2.2 Стріла - виконання реалістичної 3D-моделі у середовищі SolidWorks



Рис. 2.3 Ковш - виконання реалістичної 3D-моделі у середовищі SolidWorks

					МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		31

2.9. Розрахунок на міцність робочого обладнання

Найбільші напруження в перерізах металоконструкцій виникають при копанні гідроциліндром ковша на найбільшій глибині, стріла опущена у кінцеве положення, рукоять відвернута на 15 від вертикалі, ківш в положенні 2. Направлення максимальних навантажень діючих на робоче обладнання, відповідає багатокутникам сил.

Конструктивні та розрахункові схеми стріли та рукояті приведені на рис.2.4.

Проектуємо діючі сили на вертикаль і горизонталь, знаходимо нормальні N та осьові S навантаження.

Складаємо розрахункову схему, котру доповнюємо зосередженими моментами від позацентрового прикладання зусиль в гідроциліндрі стріли P_{yc} та рукояті P_{yp}

$$N_{yc} = P_{yc} \cos \varphi a \quad N_{yp} = P_{yp} \cos \varphi_1 b$$

де a, b - відстань від вісі стріли до точки прикладання сили;

φ, φ_1 - кути між віссю стріли і напрямом дії складових сил.

Потім знаходимо вертикальні опорні реакції та будуємо епюру згинальних моментів.

Розглянемо прикладення сил до рукояті:

$$N_{yc} = P_{yp} \sin 65^\circ = 51\,0,906 = 46,2 \text{ кН}$$

$$N_{yk} = P_{yk} \sin 10^\circ = 17\,0,17 = 2,95 \text{ кН}$$

$$N_y = G_p \sin 15^\circ = 156,8\,0,26 = 0,768 \text{ кН}$$

$$N_F = F_O \sin 46^\circ = 7\,0,72 = 5 \text{ кН}$$

$$M_{yk} = 17\,0,98\,0,11 = 1,84 \text{ кН}$$

$$\sum M_B = 0$$

					МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		32

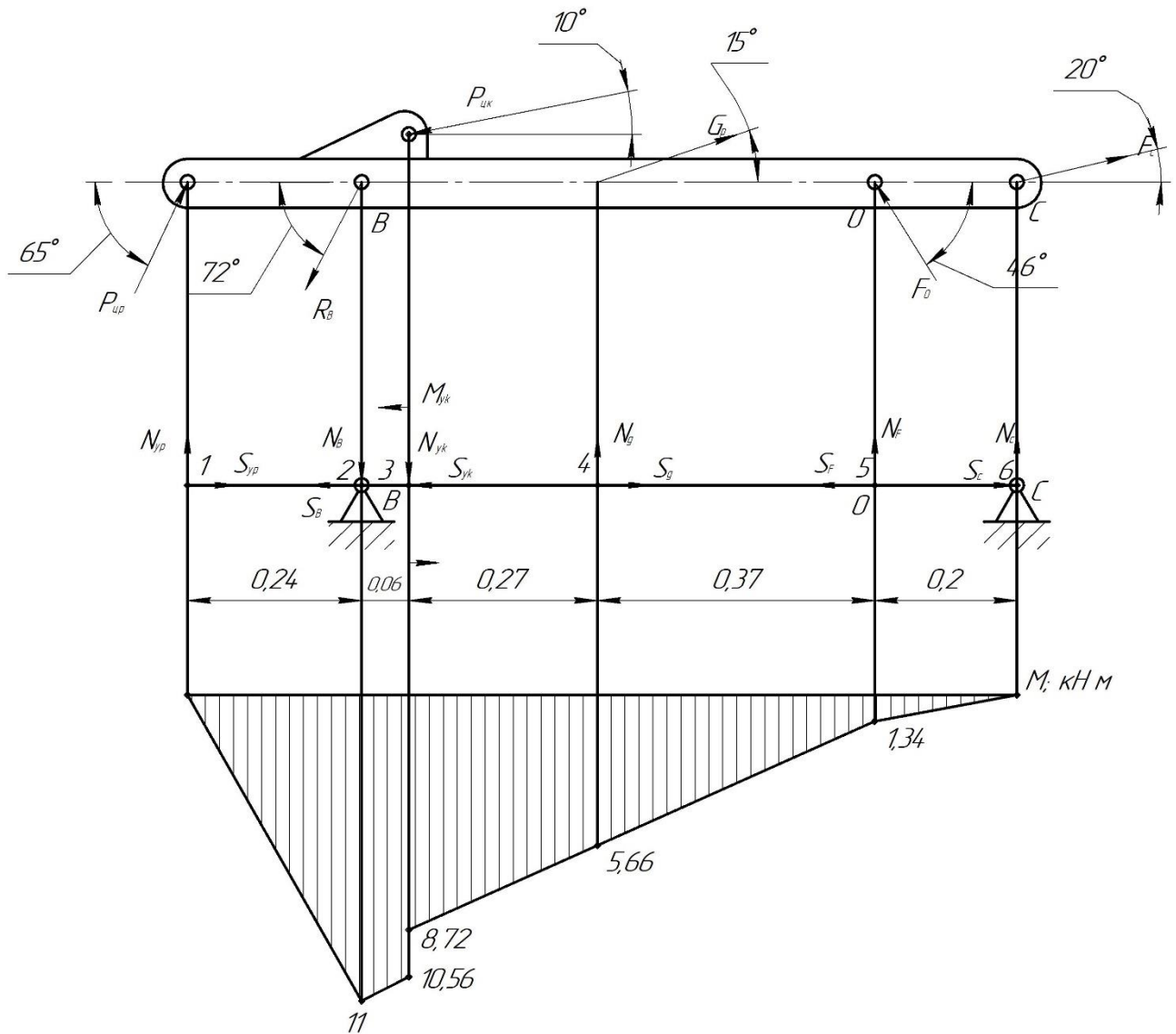


Рисунок 2.4. Схема прикладення сил до рукояті

Визначимо величини сил прикладених до рукояті:

$$N_C = \frac{N_{yk} 0,06 + N_{yp} 0,24 - N_F 0,7 - N_g 0,33 - M_{yk}}{0,9} =$$

$$= \frac{2,95 0,06 + 46,2 0,24 - 5 0,7 - 0,04 0,33 - 1,84}{0,9} = 6,7 \text{ кН}$$

$$\sum M_C = 0$$

$$N_B = \frac{N_{yp} 1,14 + N_y 0,57 - N_F 0,2 - N_{yk} 0,8 - M_{yk}}{0,9} =$$

Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ

$$= \frac{46,2 \cdot 1,14 + 0,04 \cdot 0,57 - 5 \cdot 0,2 - 2,95 \cdot 0,8 - 1,84}{0,9} = 55 \text{ кН}$$

Перевірка:

$$\Sigma Y = 0$$

$$N_{yp} + N_y + N_F + N_C - N_B - N_{yk} = 0$$

$$46,2 + 0,04 + 5 + 6,7 - 55 - 2,95 = 0$$

2.9.1. Розрахунок рукояті

Знаходимо осьові навантаження на рукоять:

$$S_{yc} = P_{yp} \sin 65^\circ = 51 \cdot 0,42 = 21,42 \text{ кН}$$

$$S_{yk} = P_{yk} \sin 10^\circ = 17 \cdot 0,17 = 2,89 \text{ кН}$$

$$S_y = G_p \sin 15^\circ = 156,8 \cdot 0,26 = 40,77 \text{ кН}$$

$$S_F = F_O \sin 46^\circ = 7 \cdot 0,72 = 5,04 \text{ кН}$$

$$S_B = R_B \sin 72^\circ = 58,45 \cdot 0,95 = 55,53 \text{ кН}$$

$$S_C = F_C \sin 20^\circ = 20 \cdot 0,34 = 6,8 \text{ кН}$$

Використовуючи розраховане значення згинального моменту підбираємо переріз балки з сортаменту.

Для рукояті $M_{max} = 11,6 \text{ кН м}$ в точці В. Небезпечною буде точка, що найбільш віддалена від нейтральної лінії. Умова міцності буде мати наступний вигляд:

$$G_{max} = \frac{M_{max}}{W} \leq [\sigma]$$

де G_{max} - максимальне напруження;

M_{max} - максимальний згинальний момент;

W - момент опору перерізу;

$[\sigma]$ - допустиме напруження.

Для сталі Ст.3 граничнодопустиме напруження складає:

$$[\sigma] = 235 \text{ МПа}$$

Знайдемо необхідний момент опору:

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		34

$$W_{\text{розр}} = \frac{M_{\text{max}}}{[\sigma]} = \frac{11,0 \cdot 10^3}{235 \cdot 10^6} = 46 \text{ см}^3$$

Момент опору для трубчатого перерізу дорівнює:

$$W = \frac{\pi D^3}{32} (1 - \alpha^4) \quad (2.23)$$

де D - зовнішній діаметр труби;

α - коефіцієнт співвідношення діаметрів;

$$\alpha = d/D$$

де d - внутрішній діаметр труби

З сортаменту труб обираємо трубу:

$D = 114 \text{ мм}$; $d = 104 \text{ мм}$; m – маса, $m = 13,4 \text{ кг/м}$

$$\alpha = 104/114 = 0,912$$

Підставляючи отримані значення у формулу (2.23) отримаємо наступне:

$$W = \frac{3,14 \cdot 11,4}{32} (1 - 0,912^4) = 46,5 \text{ см}^3$$

Величини моментів опору отриманого ті необхідного майже рівні, отже підбір здійснено вірно.

В нашому випадку можливе копання ґрунту не усіма зубами, а лиш одним крайнім зубом ковша, так як ідеальне зіткнення усіх зубів з ґрунтом одночасно практично неможливе. В цьому випадку на стрілу та рукоять додатково діє крутний момент: тому нам необхідно перевірити міцність рукояті та стріли по дотичним напруженням.

Крутний момент буде рівний:

$$M_{\text{кр}} = P_{01} B/2 \quad (2.24)$$

де P_{01} - дотичне зусилля при максимальному реактивному зусиллі $P_{ур}$; $P_{01} = 8,8 \text{ кН}$

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		35

B - ширина ковша; $B = 0,4$ м

Підставляючи значення в формулу (4.24) отримаємо:

$$M_{кр} = 8,8^{0,4} / 2 = 1,76 \text{ кН м}$$

Дотичне зусилля визначаємо за формулою

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p} \leq [\tau] \quad (2.25)$$

де W_p - полярний момент опору;

$$W_p = \frac{\pi D^3}{16} (1 - \alpha^4) = \frac{3,14 \cdot 11,4^3}{16} (1 - 0,912^4) = 89,3 \text{ см}^3$$

$[\tau]$ - допустиме значення під час кручення

$$[\tau] = 0,58 [\sigma] = 0,58 \cdot 235 = 130 \text{ МПа}$$

Підставляючи значення в формулу (2.24) отримаємо:

$$\tau = \frac{1,76 \cdot 10^3}{89,3 \cdot 10^6} = 19,7 \text{ МПа} < [\tau] = 130 \text{ МПа}$$

Так як отримане значення не перевищує допустимого, значить воно задовольняє заданим умовам. Визначимо товщину пальця в точці кріплення рукояті до стріли згідно Рис.2.5.

$$\sum M_1 = 0$$

$$N_2 = \frac{29 \cdot 0,143 + 29 \cdot 0,027 + 1,76}{0,17} = 39,4 \text{ кН}$$

$$N_1 = \frac{29 \cdot 0,143 + 29 \cdot 0,027 - 1,76}{0,17} = 18,6 \text{ кН}$$

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		36

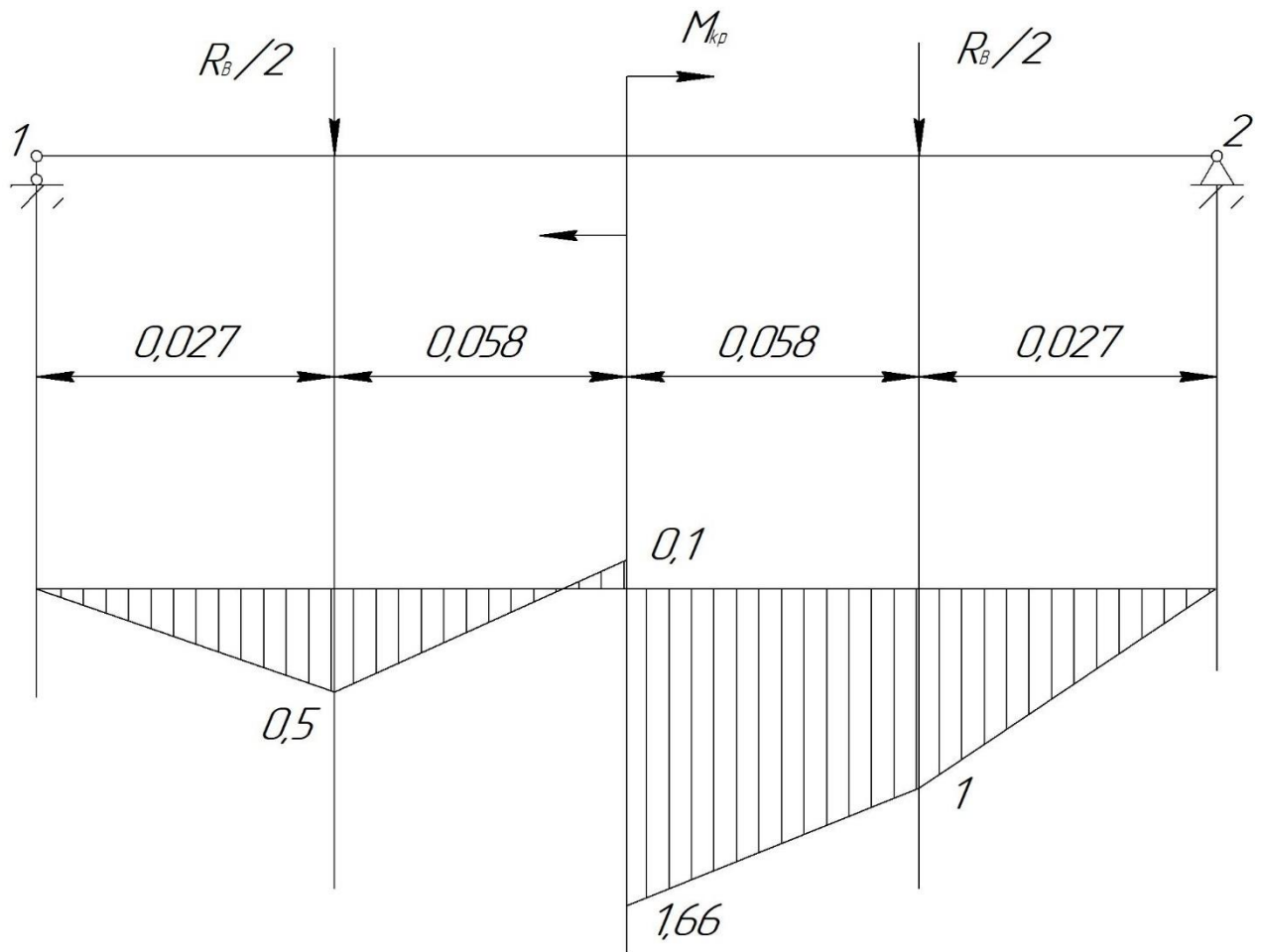


Рисунок 2.5. Розрахункова схема навантажень на палець, що з'єднує рукоять зі стрілою

Розрахунковий діаметр пальця визначимо за формулою:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{max}}{0,1 [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{1,76 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 340 \cdot 10^6}} = 37,2 \text{ мм}$$

$[\sigma]$ - граничнодопустиме напруження для Сталі 45

Приймаємо діаметр пальця $d = 38 \text{ мм}$

Розрахуємо палець на зріз по дотичним напруженням

$$\tau_{зріз} = \frac{4 R_B}{\pi d^2 n} = \frac{4 \cdot 58 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,038^2 \cdot 2} = 25,5 \text{ МПа} < [\tau_{ср}]$$

$$[\tau_{ср}] = 0,6 [\sigma] = 0,6 \cdot 340 = 204 \text{ МПа}$$

									МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата						37

По дотичним напруженням палець також підходить так як величина напруження менше граничнодопустимого значення для Сталі 45.

Перевіряємо точку кріплення рукояті до стріли по нормальним напруженням на розтяг

$$\sigma = \frac{S_B}{A_{nt}} \leq [\sigma_p] \quad (2.26)$$

де $[\sigma_p]$ - допустимі напруження на розтяг;

$[\sigma_p] = 150$ МПа , для сталі Ст.3

A_{nt} - фактична площа поперечного перерізу в місці ослаблення перерізу отвором.

$$A_{nt} = A - A_{op}$$

де A_{op} - площа отвору;

$$A_{op} = (35 \cdot 0,5)2 = 3,6 \text{ см}^2$$

$$A_{nt} = 17,1 - 3,6 = 13,5 \text{ см}^2$$

$[\sigma_p] = 150$ МПа , для сталі Ст. 3

Підставляючи значення в формулу (2.26) отримаємо наступне значення:

$$\sigma = \frac{18,0 \cdot 10^3}{13,5 \cdot 10^4} = 13,3 \text{ МПа}$$

Порівнюємо отримане значення з нормативним:

$$\sigma < [\sigma_p] \quad 13,3 < 150 \text{ МПа}$$

По нормативним напруженням отримане значення задовольняє.

Визначаємо товщину пальця в точці кріплення ковша до рукояті.

Схема прикладання сил на Рис.2.6.

$$\sum M_1 = 0 \quad N_2 = \frac{R_c \cdot 0,067 + M_{кр}}{0,134} = \frac{20 \cdot 0,067 + 1,76}{0,134} = 23,13 \text{ кН}$$

$$\sum M_2 = 0 \quad N_1 = \frac{R_c \cdot 0,067 - M_{кр}}{0,134} = \frac{20 \cdot 0,067 - 1,76}{0,134} = -3,13 \text{ кН}$$

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		38

По отриманим величинам зусиль розраховуємо діаметр пальця:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{max}}{0,1 [\sigma]}}$$

де $[\sigma]$ - допустиме граничне відхилення напруження

$[\sigma]$ - для Сталі 45; $[\sigma] = 340$ МПа

Приймаємо діаметр пальця 38 мм

Розрахуємо палець по дотичним напруженням на зріз:

$$\tau_{зріз} = \frac{4 R_c}{\pi d^2 n}$$

де d - діаметр пальця;

n - число площин срізу.

$$\tau_{зріз} = \frac{4 \cdot 20 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,038^2 \cdot 2} = 8,8 \text{ МПа}$$

Перевірка:

$$\tau_{зріз} < [\tau_{ср}] \quad (2.27)$$

$[\tau_{ср}] = 0,6 [\sigma]$ - граничнодопустиме дотичне напруження на зріз.

$$[\tau_{ср}] = 0,6 \cdot 340 = 204 \text{ МПа}$$

Підставляючи значення в перевірену нерівність (2.27) отримаємо:

$$8,8 \text{ МПа} < 204 \text{ МПа}$$

Визначимо товщину пальця в точці О.

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		39

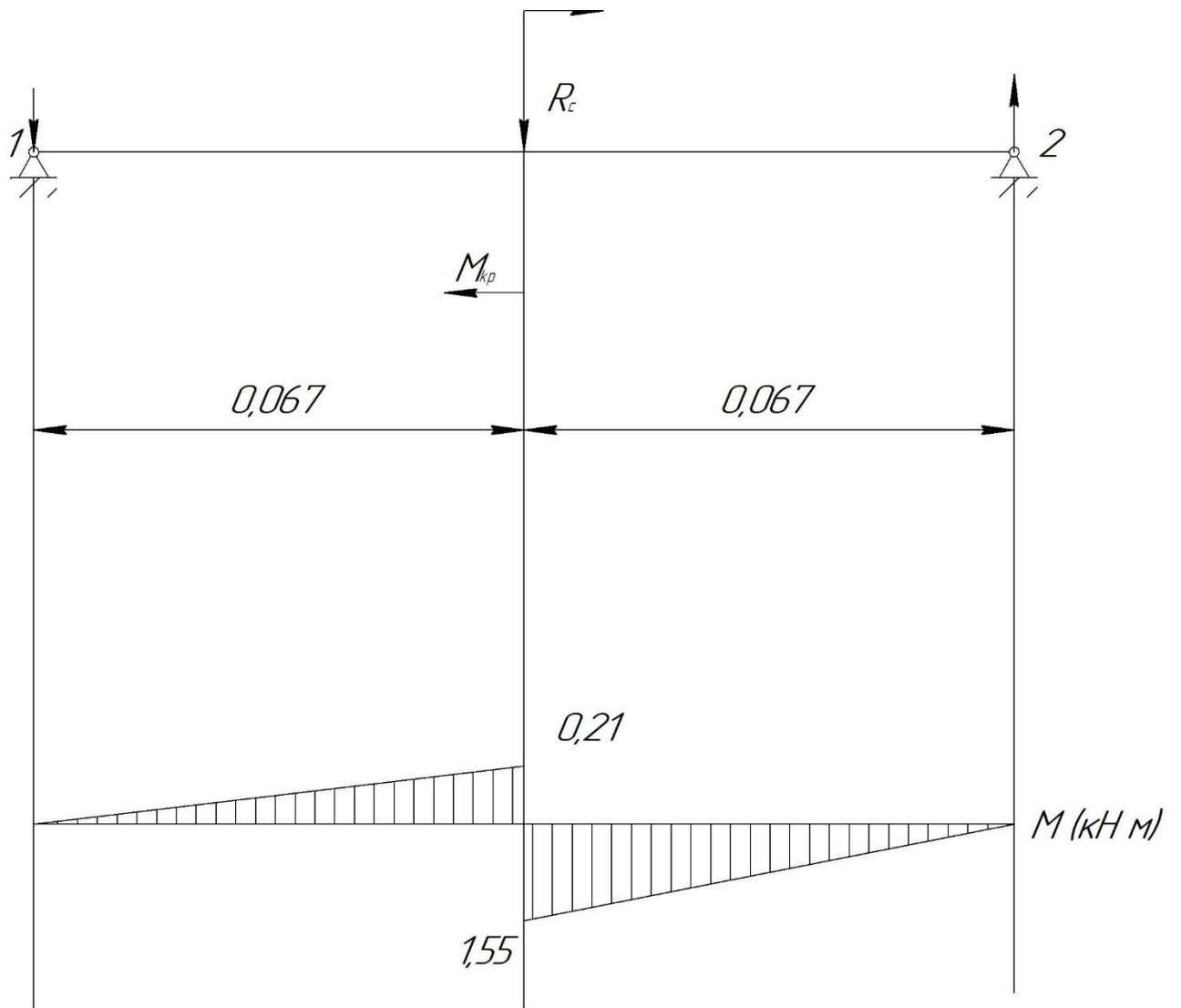


Рисунок 2.6. Розрахункова схема навантажень на палець, що з'єднує рукоять з ковшем екскаватора

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		40

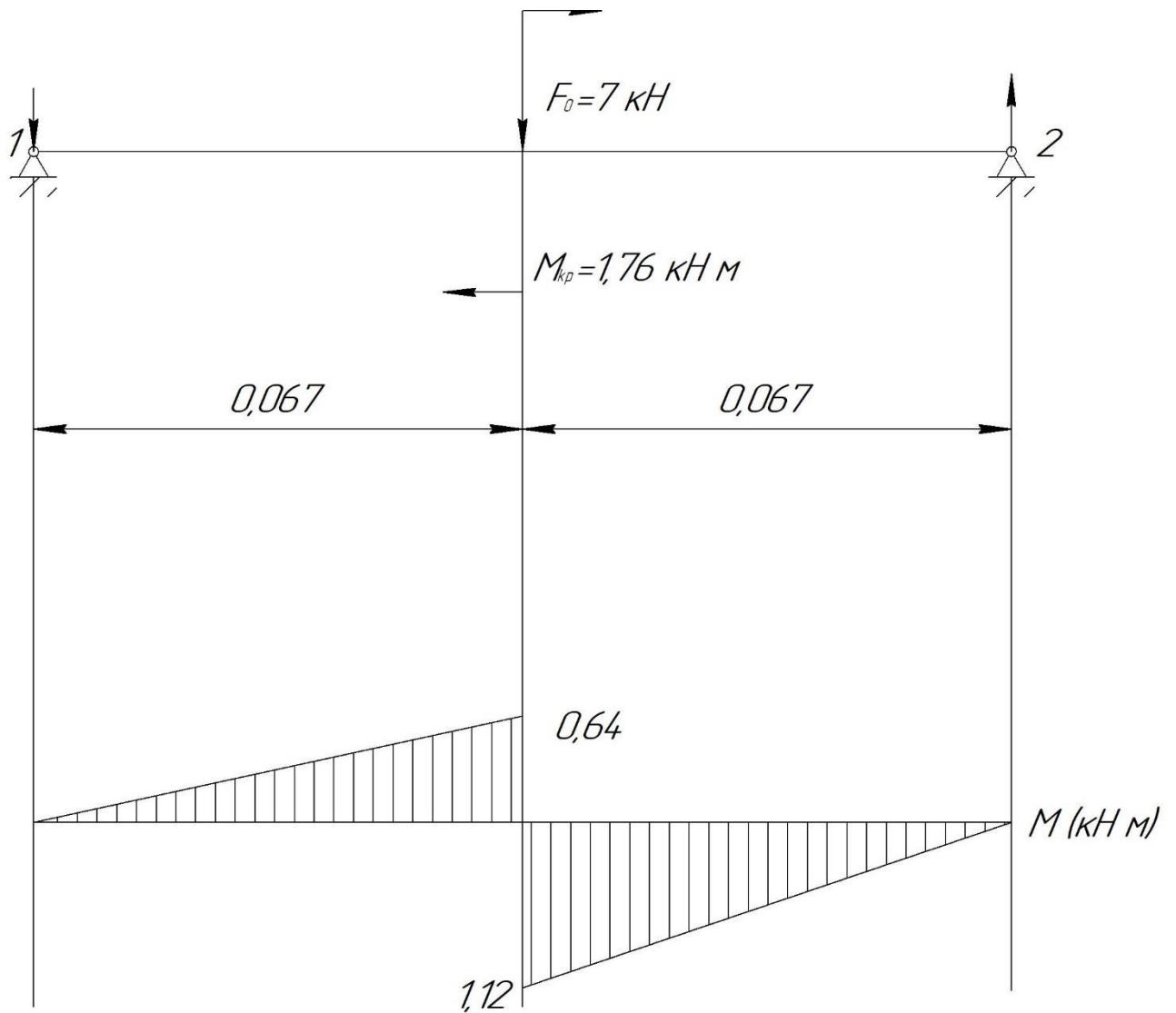


Рисунок 2.7. Розрахункова схема навантажень на палець

Схема прикладання сил показана на Рис.2.7.

$$\sum M_1 = 0 \quad N_2 = \frac{F_0 \cdot 0,067 + M_{кр}}{0,134} = \frac{7 \cdot 0,067 + 1,76}{0,134} = 16,6 \text{ кН}$$

$$\sum M_2 = 0 \quad N_1 = \frac{F_0 \cdot 0,067 - M_{кр}}{0,134} = \frac{7 \cdot 0,067 - 1,76}{0,134} = -9,6 \text{ кН}$$

Розрахуємо діаметр пальця:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{max}}{0,1 [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{1,76 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 340 \cdot 10^6}} = 37,2 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр пальця рівним 38 мм

Перевіримо палець по дотичним напруженням на зріз.

					МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		41

$$\tau_{зріз} = \frac{4 F_0}{\pi d^2 n} = \frac{4 \cdot 7 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,038^2 \cdot 2} = 3,4 \text{ МПа}$$

Перевірка:

$$\tau_{зріз} < [\tau_{ср}]$$

$$3,4 \text{ МПа} < 204 \text{ МПа}$$

2.9.2. Розрахунок провущини для кріплення гідроциліндра ковша досліджуваного екскаватора

Напруження на внутрішній поверхні провущини знаходимо за формулою:

$$\sigma = \frac{P_y k}{2 d \Sigma \delta} \frac{(4 d)^2 + d^2}{(4 d)^2 - d^2} \leq [\sigma_{см}] \quad (2.28)$$

де d - діаметр отвору в провущині;

$\Sigma \delta$ - товщина провущини

$$\Sigma \delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 = 4 + 4 + 4 = 12 \text{ мм}$$

$[\sigma_{см}]$ - допустиме напруження на зминання для сталі Ст.3

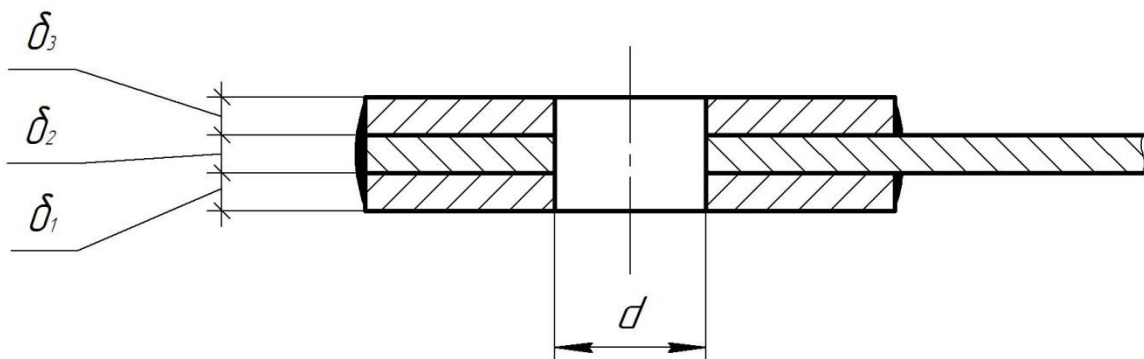
$$[\sigma_{см}] = 350 \text{ МПа}$$

Підставляючи величини у формулу (2.28) отримуємо наступний результат:

$$\sigma = \frac{17 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,025 \cdot 0,012} \frac{(4 \cdot 0,025)^2 + 0,025^2}{(4 \cdot 0,025)^2 - 0,025^2} = 3,2 \text{ МПа}$$

При умові, що зазор між пальцем та отвором провущини не більше 3% від діаметру. Схема розміщення провущини показана на

Рис.2.8



					МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		42

Рисунок 2.8. Схема розташування елементів провушини.

2.9.3. Розрахунок зварного з'єднання

Розрахунки зварного з'єднання визначаємо та виконуємо по відомим джерелам та методикам і зводимо в додатку Д1.

2.9.4. Розрахунок поворотної платформи

Розрахунки поворотної платформи наведені в додатку Д2.

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		43

Додаток Д1

Флангові кутові шви сприймають повздовжнє зусилля та працюють на зріз. Напруження по довжині шва розподіляються нерівномірно. Найбільші зрізуючі напруги виникають на початку та у кінці шва, а в середній його частині вирівнюються.

Зрізуючі напруги в кутовому фланговому шві умовно приймають рівномірно розподіленими по довжині шва та перевіряють у двох перетинах.

По металу шва:

$$\tau_{wf} = \frac{N}{\beta_f k_x l} \leq R_{wf} \gamma_c \quad (2.29)$$

По межі сплавлення:

$$\tau_{wz} = \frac{N}{\beta_z k_x l} \leq R_{wz} \gamma_c \quad (2.30)$$

де $\beta_f; \beta_z$ - Коефіцієнти, які приймаються при зварюванні елементів зі сталі з межею текочості до 580 МПа

$$\beta_f = 0,7 \qquad \beta_z = 1$$

k_x - катет кутового шва, приймаємо

l - розрахункова довжина шва, приймаємо на 10 мм менше.

$R_{wf}; R_{wz}$ - допустимі опори швів на зріз по металу шва и по металу межі сплавлення.

γ_c - коефіцієнт умов роботи

$$R_{wf} = 180 \text{ МПа}$$

$$R_{wz} = 0,45 R_{vn} = 0,45 \cdot 370 = 166 \text{ МПа}$$

R_{vn} - тимчасовий опір

$$R_{vn} = 370 \text{ МПа}$$

По металу шва підставляючи значення в формулу (2.29) отримаємо наступний результат:

$$\tau_{wf} = \frac{17/2 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 0,004 \cdot 0,2} = 15,2 \text{ МПа}$$

					МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ	Арк.
						44
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		

По межі зплавлення підставляючи значення в формулу (2.30) отримаємо наступний результат:

$$\tau_{wz} = \frac{17/2 \cdot 10^3}{1 \cdot 0,004 \cdot 0,2} = 10,6 \text{ МПа}$$

Порівнюючи з допустимими значеннями отримаємо:

1. $15,2 \text{ МПа} < 0,9 \cdot 180 \text{ МПа}$

$$15,2 \text{ МПа} < 162 \text{ МПа}$$

2. $10,6 \text{ МПа} < 0,9 \cdot 166 \text{ МПа}$

$$10,6 \text{ МПа} < 149 \text{ МПа}$$

Отримані значення задовольняють задану нерівність, отже підбір виконано правильно.

Але крім цього потрібно розрахувати зриваючі зусилля у зварних швах. Проведемо ще декілька необхідних перевірок.

У місці зварювання провусин кріплення штока гідроциліндра рукояті виникають напруження. Зриваючі зусилля в цих швах приймаємо рівномірно розподіленими.

Перевірку виконуємо по металу шва:

$$\tau_{wzf} = \frac{N}{\beta_f k_x l} \leq R_{wzf} \gamma_c$$

де τ_{wzf} - дотичне напруження на зріз;

$$N = P_{yc}/2 = 103/2 = 51,5 \text{ кН}$$

Приймаємо катет шва $k_x = 4 \text{ мм}$

Розрахункову довжину шва приймаємо $l = 400 \text{ мм}$

β_f - коефіцієнт, що приймається під час зварювання елементів зі сталі;

$$\tau_{wzf} = \frac{51,5 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 0,004 \cdot 0,4} = 46 \text{ МПа} < R_{wzf} \gamma_c = 162 \text{ МПа}$$

Перевірку по границі зпалвлювання виконуємо:

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						45
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		

$$\tau_{wz} = \frac{N}{\beta_z k_x l} \leq R_{wz} \gamma_c$$

де τ_{wz} - дотичне напруження по межі зплавлення;

β_z - коефіцієнт, що приймається під час зварювання елементів зі сталі; $\beta_z = 1$

$$\tau_{wf} = \frac{51,5 \cdot 10^3}{1 \cdot 0,004 \cdot 0,4} = 32,2 \text{ МПа} < R_{wz} \gamma_c = 149 \text{ МПа}$$

Отримані значення задовольняють задану нерівність.

Розрахунок провущин для кріплення рукояті до стріли

Напруження на внутрішній поверхні провущини знаходимо за формулою:

$$\sigma = \frac{R_B}{2 d \delta} \frac{(4 d)^2 + d^2}{(4 d)^2 - d^2} \leq [\sigma_{cm}] \quad (2.31)$$

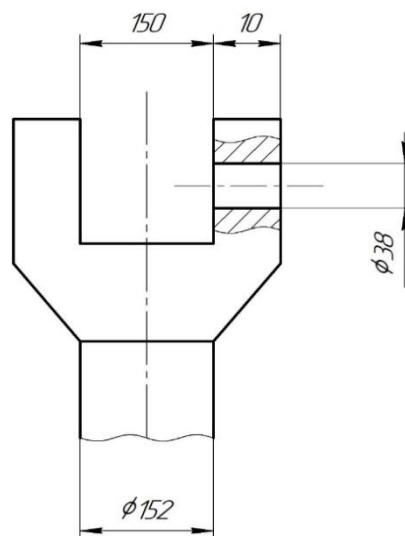
де d - діаметр отвору під палець;

$[\sigma_{cm}]$ - допустиме граничне напруження на зминання для сталі Ст.3 $[\sigma_{cm}] = 350 \text{ МПа}$

Підставляючи величини у формулу (4.31) отримаємо:

$$\sigma = \frac{58 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,038 \cdot 0,01} \frac{(4 \cdot 0,038)^2 + 0,038^2}{(4 \cdot 0,038)^2 - 0,038^2} = 76,3 < 350 \text{ МПа}$$

Схема провущини показана на Рис.2.9.



					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		46

Рисунок 2.9. Спрощена схема провушини

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>47</i>

Додаток 2

Розрахункова схема поворотної платформи показана на Рис.2.11.

Навантаження в точці А знаходимо з умови, що стріла піднята на кут 56 градусів, рукоять витягнута вздовж стріли, ківш підвернутий.

Склавши рівняння моментів відносно точки D знайдемо:

$$\sum M_D = 0$$
$$R_A = \frac{156,8 (0,22 + 0,74 + 1,6) + 294 \cdot 0,57 + 117,6 \cdot 1,64 + 795,8 \cdot 2,1}{0,16} = 15,2 \text{ кН}$$

Схема прикладання сил показана на Рис.2.10.

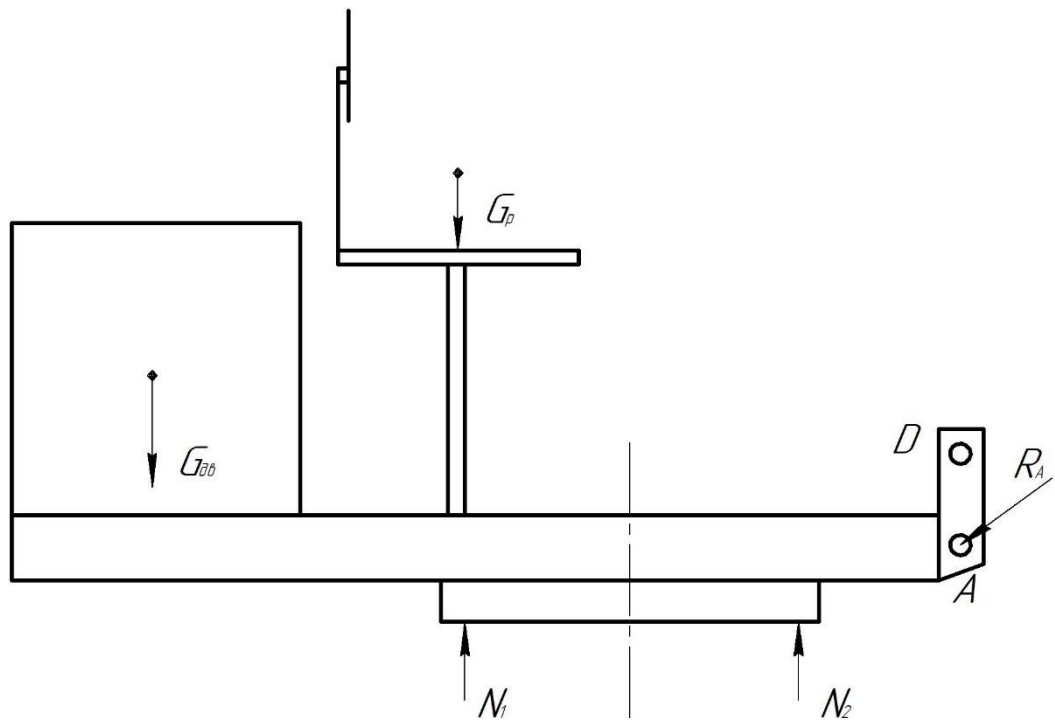


Рисунок 2.10. Спрощена модель навантажень на поворотну платформу

					МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		48

$$\sum M_1 = 0$$

$$N_2 = \frac{N_A 0,08 + G_{дв} 0,88 - G_p 0,48}{0,9} =$$

$$= \frac{12,6 0,08 + 0,658 0,88 - 0,98 0,48}{0,56} = 14,19 \text{ кН}$$

З епюри моментів знаходимо необхідне значення моменту опору з умови міцності. Приймаємо $[\tau]$ - граничнодопустиме значення $[\tau] = 160 \text{ МПа}$ - для сталі Ст.3.

$$W_{розр} \geq \frac{M_{max}}{[\tau]}$$

$$\frac{M_{max}}{[\tau]} = \frac{10^3}{160 \cdot 10^6} = 6,25 \text{ см}^3$$

Конструкцію поворотної платформи виконаємо з рівностороннього кутика.

Момент опору для рівностороннього кутика рівний:

$$W_x = \frac{I_x}{B - Z_0} \quad (2.32)$$

де I_x - момент інерції

Для одного кутика з номером профіля №5 із сортаменту:

№5 50x50x5

Підставляючи величини у формулу (4.32) отримаємо:

$$W_x = \frac{11,20}{5 - 1,42} = 3,12 \text{ см}^3$$

Так як значення моменту опору не задовольняє вказаній нерівності, спробуємо змінити конструкцію поворотної платформи.

Виконаємо поворотну платформу зі швелерів, розташованих за схемою 2x2 (поздовжніх та поперечних). Момент опору для швелера №8 з сортаменту.

Значення моменту опору задовольняє вказану нерівність.

					МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ	Арк.
						50
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		

Розрахунок навантажень, що діють на раму в робочому положенні.

Складаємо рівняння моментів відносно точки В та точки А згідно Рис.2.11.

$$\sum M_A = 0$$
$$N_B = \frac{G \cdot 0,965 + G_{дв} \cdot 1,435}{2,415} = \frac{2,45 \cdot 0,965 + 2,45 \cdot 1,435}{2,415} = 2,43 \text{ кН}$$

$$\sum M_B = 0$$
$$N_A = \frac{G \cdot 0,98 + G_{дв} \cdot 1,45}{2,415} = \frac{2,45 \cdot 0,98 + 2,45 \cdot 1,45}{2,415} = 2,47 \text{ кН}$$

Обираємо два швелера №5 $W_x = 9,1 \text{ см}^3$

Розглянемо діючі навантаження на виносні опори

Схема прикладення сил на виносні опори показана на Рис.2.12.

Побудуємо епюру згинальних моментів від прикладених навантажень.

$$\sum M_A = N_B \cdot 0,63 - N_D \cdot 0,47 \sin 12^\circ$$

$$N_D = 7,75 \text{ кН}$$

$$F_D = \frac{N_D}{\sin 12^\circ} = \frac{7,75}{0,21} = 36,9 \text{ кН}$$

З епюри беремо максимальне значення згинального моменту:

Визначаємо момент опору для перетину труби.

$$W = \frac{\pi D^3}{32} (1 - \alpha^4) \quad (2.33)$$

де $D = 76 \text{ см}$ - зовнішній діаметр труби;

$\alpha = d/D = 0,92$ - коефіцієнт співвідношення діаметрів;

d - внутрішній діаметр труби;

Підставляючи величини в формулу (2.33) отримаємо наступне значення:

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		51

$$W = \frac{3,14 \cdot 7,6^3}{32} (1 - 0,719) = 12,1 \text{ см}^3$$

Допустиме значення моменту опору знайдемо з формули:

$$W_d = \frac{M_{max}}{[\sigma]} = \frac{2,8 \cdot 10^3}{235 \cdot 10^6} = 11,9 \text{ см}^3$$

Отримане значення задовольняє умові, отже обираємо трубу Д76 з товщиною стінки 3 мм.

Оберемо підпірку для виносної опори міні-екскаватора. Схема прикладення сил показана на Рис.2.11.

$$\sigma = \frac{N}{A} = \frac{F_D}{A} \leq R = 160 \text{ МПа}$$

$$F_D = 36,9 \text{ кН}$$

Обираємо трубу Д50

Площа поперечного перетину труби рівна:

$$A = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} = 3,728 \text{ см}^2$$

Нормальна складова напруження буде рівна:

$$\sigma = \frac{36,9 \cdot 10^3}{3,728 \cdot 10^6} = 9,9 \text{ МПа} \leq R = 160 \text{ МПа}$$

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		52

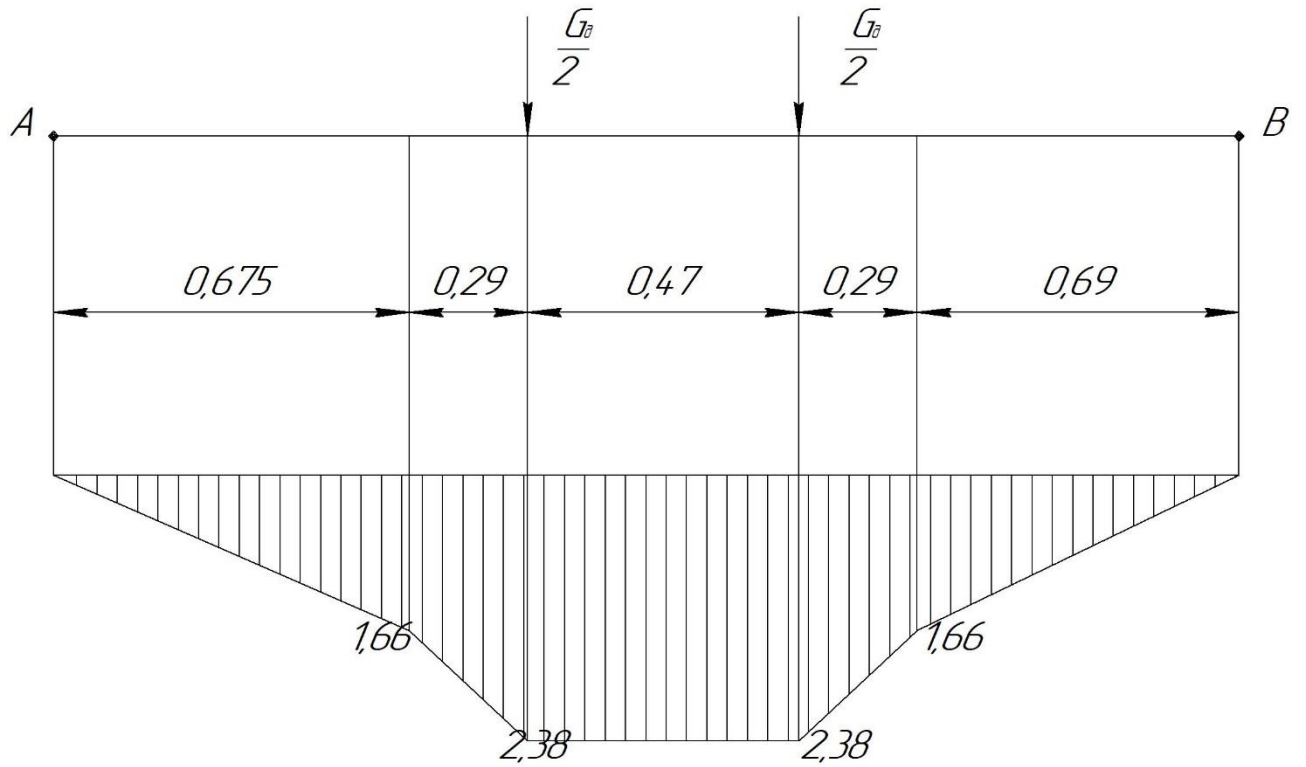


Рисунок 2.12 Розрахункова схема навантажень на поворотну платформу

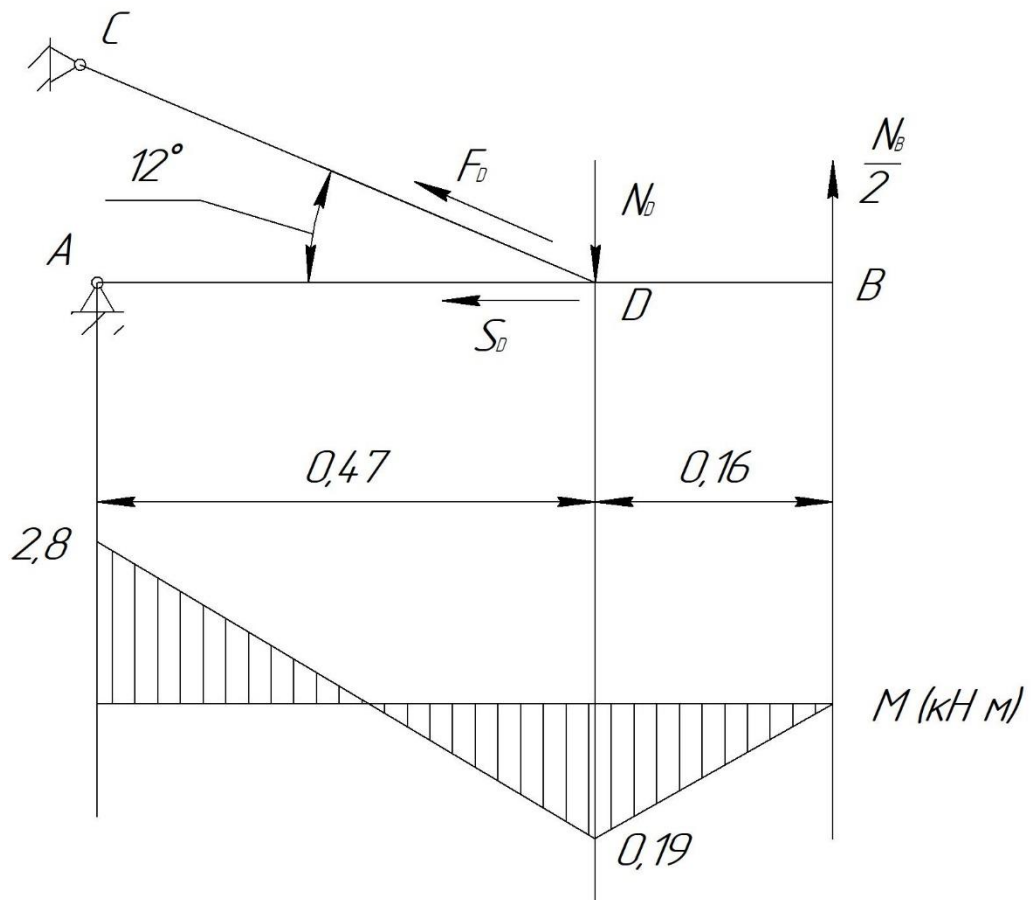


Рисунок 2.13. Схема прикладення сил на виносні опори.

					МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		53

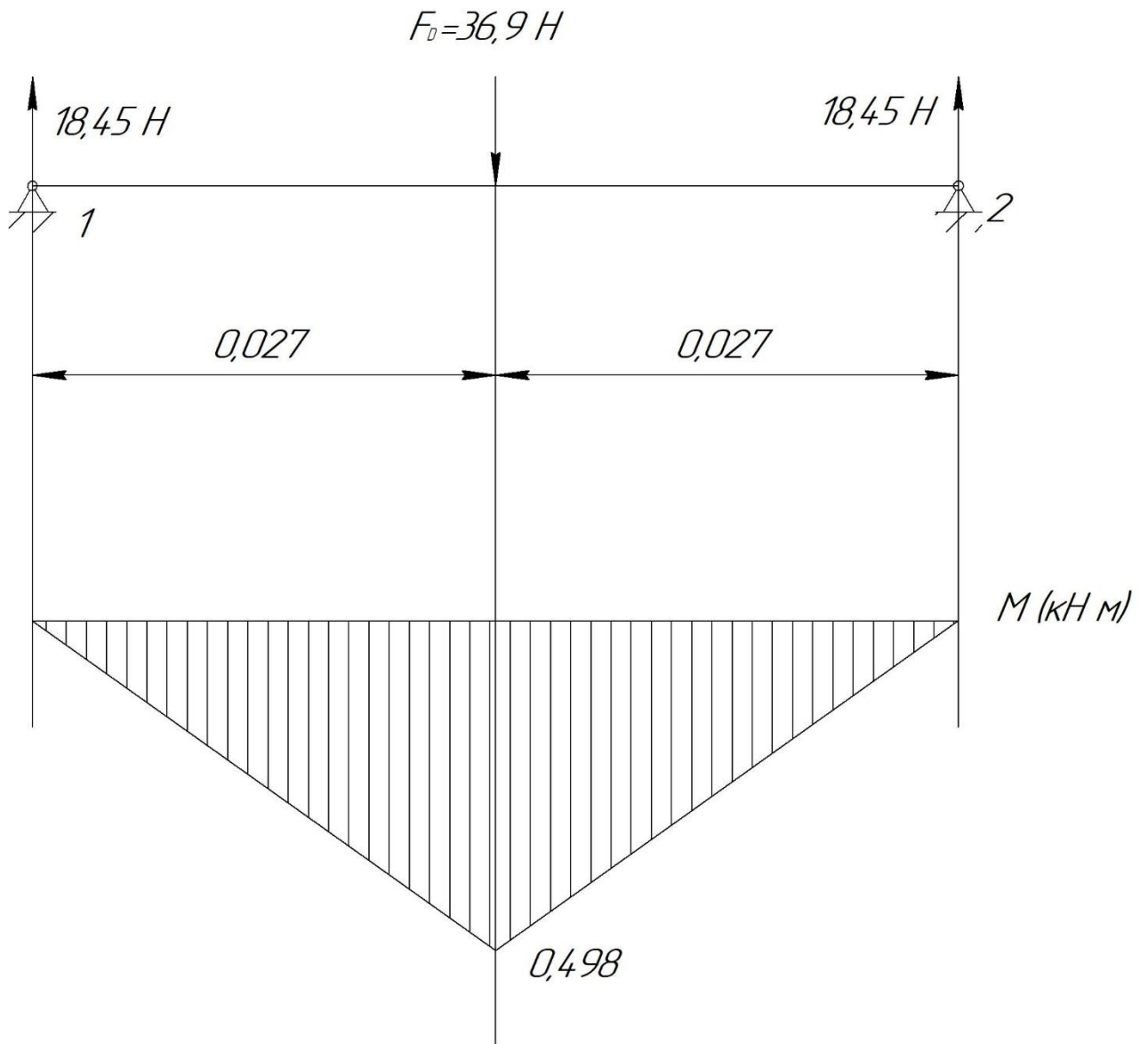


Рисунок 2.14. Схема прикладання сил на підпірку виносної
опори

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		54

Товщина пальця в точці кріплення опори буде рівна:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{0,498 \cdot 10^3}{0,1340 \cdot 10^6}} = 24,4 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр пальця $d = 25 \text{ мм}$

Перевіримо палець по дотичним напруженням на зріз:

$$\tau_{\text{зріз}} = \frac{4 F_D}{\pi d^2 n}$$

де $F_D = 36,9 \text{ кН}$ - діюча сила;

n - кількість площин зрізу;

$$\tau_{\text{зріз}} = \frac{4 \cdot 36,9}{3,14 \cdot 0,025^2 \cdot 2} = 37,6 \text{ МПа}$$

Виходячи з того що отримані значення нормальних та дотичних напружень мають невеликі числові значення, а допустимі граничні значення значно перевищують їх ми робимо висновок, що вказані деталі будуть працювати та сприймати діюче на них навантаження з достатнім запасом, що в свою чергу підвищує надійність та довговічність вузла та машини в цілому. Окрім того у випадку непередбачуваного підвищення навантаження, або наявності дефекту в даному вузлі, цей запас міцності забезпечує безвідмовність роботи.

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						55
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		

3. Охорона праці (Додаток 3)

3.1. Заходи по створенню нормальних і нешкідливих санітарно-гігієнічних умов праці при експлуатації екскаватора

3.1.1. Оздоровлення повітряного середовища і виробничий мікроклімат екскаватора

Мікроклімат визначається діючим на організм оператора екскаватора сполученнями температури, вологості і швидкості руху повітря, а також температури з навколишнього середовища.

Під оптимальними мікрокліматичними умовами варто розуміти сполучення параметрів мікроклімату, що тривалий час зберігають нормальний стан організму оператора екскаватора без напруги реакцій терморегуляції. Вони забезпечують відчуття високого рівня працездатності.

При зміні фізичного стану повітря, тобто при метеорологічних коливаннях, стан здоров'я оператора екскаватора змінюються.

Технологічний процес проектного екскаватору супроводжується виділенням пилу, шкідливих пар і інших шкідливих речовин. Ці речовини, потрапляючи в організм людини, через дихальні шляхи, травний тракт, шкіру рук і обличчя вступають у фізико-хімічні взаємодії з тканинами і можуть викликати отруєння, хвороби шкірного покриву слизоватих оболонок, опіки.

У проектованій машині захист організму оператора екскаватора від впливу шкідливих речовин, що виділяються в ході технологічного процесу, здійснюється в такий спосіб: герметизацією кабіни оператора, вентиляцію кабіни потоком повітря, що проходить через очисні фільтри.

Також для забезпечення нормальної роботи оператора екскаватора, як улітку, так і узимку, у кабіні проектного

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		56

автогрейдера, забезпечує сталість температур, відносній вологості і швидкості руху повітря незалежно від метеорологічних умов зовнішнього середовища кондиціонер.

Для забезпечення, у кабіні оператора екскаватора мікроклімату і гранично-допустимих концентрацій шкідливих речовин у повітрі відповідно до норм влаштовують природну вентиляцію установкою люків, кватирок, у яких опускається скло.

3.1.2. Види і системи освітлення

Організація раціонального висвітлення робочих місць є одним з основних питань охорони праці. При незадовільному освітленні зорова здатність ока знижується і можуть з'явитися короткозорість, різь в очах, катаракта, головні болі.

Вивчення причин нещасливих випадків дало можливість установити, що в осінньо-зимові місяці в міру збільшення використання штучного освітлення число нещасливих випадків трохи зростає.

Збільшення освітленості робочої поверхні поліпшує видимість об'єктів з робочого місця оператора екскаватора за рахунок підвищення яскравості, збільшує швидкість розрізнення деталей, що позначається на росту продуктивності праці. Так, при виконанні точних зорових робіт збільшення освітленості з 50 до 1000 лк дозволяє одержати приріст продуктивності праці на 25% і навіть при виконанні грубих робіт, що не вимагають зорової напруги, збільшення освітленості робочого місця з 50 до 300 лк підвищує продуктивність праці на 5—8%.

У залежності від джерела світла виробниче освітлення може бути трьох видів: природне, штучне і сполучене.

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		57

Природне освітлення робочого місця оператора екскаватора здійснюється прямим чи відбитим світлом неба, що проникає через світлові прорізи. По конструктивних особливостях природне освітлення підрозділяється: на бічне, верхнє і комбіноване (верхнє і бічне).

Бічне освітлення здійснюється через світлові прорізи і вікна, верхнє - через світлові ліхтарі і прорізи в покритті.

Світлові прорізи – це засклені надбудови, що будуються над прорізами, що влаштовуються в покритті будинку. Вони бувають прямокутні, трапецієподібні, трикутні, зенітні і ліхтарі-ілюмінатори.

Штучне освітлення може бути загальним (рівномірним чи локалізованої) і комбінованим (до загального додається місцеве).

При загальному рівномірному освітленні світловий потік розподіляється з урахуванням розташування робочих місць.

Комбіноване освітлення застосовується в приміщеннях, де виконуються точні зорові роботи (гостріння, шліфування, фрезерування і т.п.).

По функціональному призначенню штучне освітлення робочого місця оператора екскаватора підрозділяється на робоче, аварійне, евакуаційне, охоронне і чергове.

Робоче освітлення варто передбачати для всіх приміщень будинків, а також для ділянок відкритих просторів, призначених для роботи, проходу людей і руху транспорту.

Аварійне освітлення необхідно мати, якщо відключення робочого освітлення і зв'язане з цим порушення нормального обслуговування устаткування і механізмів можуть викликати: вибух, пожежа, отруєння людей; тривале порушення робочого процесу; порушення

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	<i>АДК.</i>
<i>Зм.</i>	<i>АДК.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>58</i>

роботи таких об'єктів, як диспетчерські пункти, установки вентиляції і кондиціонування повітря для робочого місця оператора екскаватора.

Евакуаційне освітлення передбачається: у місцях, небезпечних для проходу людей; у проходах і на сходах, що служать для евакуації людей при числі евакуйованих більше 50 чол.; у виробничих приміщеннях з постійно працюючими людьми, де вихід людей із приміщення при аварійному відключенні робочого освітлення зв'язаний з небезпекою травмування через продовження роботи устаткування.

Світильники аварійного освітлення в приміщеннях можуть бути використані і для евакуаційного освітлення.

Для аварійного й евакуаційного освітлення необхідно застосовувати: лампи накаливання чи люмінесцентні лампи в приміщеннях з мінімальною температурою повітря не менш $+5^{\circ}\text{C}$.

Для аварійного й евакуаційного освітлення не можна застосовувати дугові ртутні лампи високого тиску з виправленою кольоровістю (ДРЛ), ксенонові (ДКсТ), металогалоїдні (ДРИ) і натрієві (ДНаО).

В допоміжних будинках виходи з приміщень, де можуть знаходитися одночасно більш 100 чіл., а також виходи з виробничих приміщень без природного світла, де можуть знаходитися одночасно більш 50 людей, чи маючих площу більш 150m^2 , повинні бути відзначені світловими покажчиками, приєднаними до мережі аварійного освітлення.

Охоронне освітлення повинне передбачатися уздовж границь територій, які охороняються у нічний час.

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						59
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

У випадку недостатнього природного освітлення його доповнюють штучним. Таке освітлення називається сполученим.

3.1.2.1. Джерела штучного світла

Вітчизняна промисловість випускає різноманітний асортимент джерел світла. Поряд з лампами накаливання випускаються і люмінесцентні лампи.

Лампи накаливання з вольфрамовою ниткою дають безупинний спектр.

Температура навколишнього середовища, а також вологість на роботу ламп накаливання практично не впливають, за винятком дзеркальних ламп.

У залежності від розподілу світлового потоку по спектрі шляхом застосування різних люмінофорів розрізняють кілька типів ламп: денного світла (ЛД); денного світла з поліпшеною передачею кольору (ЛДЦ); холодно-білого світла (ЛХБ); тепло-білого світла (ЛТБ); білого світла (ЛБ). Найбільш широке поширення одержали лампи білого світла (ЛБ), що мають задовільну передачу і найбільш повну світлову віддачу.

Люмінесцентні лампи мають переваги в порівнянні з лампами накаливання. Їхня світлова віддача 44—70 лм/Вт, у лампи потужністю 400 Вт, у той же час у лампи накаливання потужністю 40 Вт світлова віддача 8 лм/Вт. Термін служби люмінесцентних ламп складає 10000 ч, а ламп накаливання 1 000 ч. Люмінесцентні лампи мають невелику яскравість.

Поряд з перевагами люмінесцентні лампи мають і недоліки: значне зниження світлового потоку в процесі горіння (наприкінці терміну служби) до 60%; пульсація світлового потоку; вплив температури навколишнього середовища на роботу ламп; у

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						60
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

результаті пульсації світлового потоку виникає стробоскопічний ефект, що веде до збільшення травматизму.

Напруга запалювання в люмінесцентних ламп вище напруги мережі, тому для їхнього включення приходиться застосовувати складні пускові пристосування.

3.1.3. Шум і вібрація

3.1.3.1. Вплив на організм оператора екскаватора шуму і його припустимі рівні

Шумом називається всякий небажаний для людини звук, що заважає сприйняттю корисних сигналів. Шум складається з багатьох звуків різної частоти (тонів) і буває:

механічного походження, що виникає унаслідок вібрації поверхонь машин і устаткування, а також одиночних чи періодичних ударів;

аеродинамічного походження, що виникає внаслідок стаціонарних чи нестаціонарних процесів у газах (витікання стиснутого чи повітря газу з отворів, пульсація тиску при русі потоків чи повітря газу в чи трубах при русі в повітрі тіл з великими швидкостями, горіння рідкого чи розпиленого палива у форсунках і ін.);

електромагнітного походження - виникаючий унаслідок коливань елементів електромеханічних пристроїв під впливом перемінних магнітних сил (коливання статора і ротора електромашин, сердечника трансформатора й ін.);

гідромеханічного походження - виникаючий унаслідок стаціонарних і нестаціонарних процесів у рідинах (гідравлічні удари, турбулентність потоку, кавітація й ін.);

повітряний, що поширюється в повітряному середовищі від джерела виникнення до місця спостереження;

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		61

структурними, випромінюваними поверхнями коливних конструкцій стін, перекриттів, перегородок будинків у звуковому діапазоні частот.

З фізичної сторони шум характеризується звуковим тиском, інтенсивністю звуку, частотою й іншими параметрами.

Під впливом шуму високої інтенсивності орган слуху стомлюється, у результаті може розвинути приглухуватість і глухота, що виявляються через кілька років. У початковій стадії захворювання виникають відчуття головного болю, дзенькоту і шуму у вухах.

Потім ці явища робляться більш стабільними. Барабанна перетинка товщає і злегка витягається, відбуваються зміни в нервових закінченнях слухового нерва, розташованих у кортієвому органі. Одночасно відбувається перевтома підкіркових слухових центрів, що регулюють трофіку вуха, що приводить до порушення харчування чуттєвих кліток.

Шум високої і середньої інтенсивності в першу чергу уражає центральну нервову систему, а потім орган слуху. Шум є причиною швидкої стомлюваності і зниження працездатності. Сильний шум нерідко викликає в людей головні болі, запаморочення, почуття страху, безпричинну дратівливість, хитливий емоційний стан. Під дією шуму відбувається ряд змін в організмі людини, що виражаються в порушеннях функціонального стану нервової системи. Шум приводить до зниження концентрації уваги, послабляє пам'ять працюючих, тим самим створює умови для виникнення травм і знижує продуктивність праці. З вітчизняних і закордонних джерел відомо, що під дією тривалого систематичного шуму високого рівня продуктивність праці в ряді випадків знижується до 50— 60%.

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		62

Інтенсивний шум викликає зміни в серцевосудинній системі, з'являється аритмія, іноді змінюється артеріальний тиск, що послабляє організм. Шум приводить до порушення секреторної і моторної функції шлунка. Серед працюючих гучних виробництв нерідкі випадки захворювання гастритом, виразковою хворобою. Іноді він є причиною безсоння. Чим сильніший шум і чим більше тривалість його дії на організм, тим більше значні функціональні порушення він викликає.

Припустимі рівні звукового тиску на постійних робочих місцях у виробничих приміщеннях і на робочих місцях водія й обслуговуючого персоналу приймають відповідно до ДСТ 12.1.003 — 83 «ССБТ. Шум. Загальні вимоги безпеки».

По фізичній природі вібрація так само, як і шум, являє собою коливальний рух матеріальних тіл.

Вібрація - механічні коливання пружних тіл, що виявляються в переміщенні центра їхньої чи ваги осі симетрії в просторі, а також у періодичній зміні ними форми, що вони мали в статичному стані. Параметри вібрації нормує ДСТ 12.1.012—78 «ССБТ. Вібрація. Загальні вимоги безпеки».

Вібрація у відповідності зі стандартом по джерелах її виникнення підрозділяється на:

транспортну, котра, виникає в результаті руху автомобілів по місцевості і дорогам і при їхньому будівництві;

транспортно-технологічну, котра виникає при роботі машин, що виконують технологічну операцію в стаціонарному чи положенні при переміщенні по спеціально підготовленій частині виробничого приміщення, промисловій площадці;

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>63</i>

технологічну, котра виникає при роботі стаціонарних чи машин передається на робочі місця, що не мають джерел вібрації.

По способі передачі на людину вібрація підрозділяється на загальну, що передається через опорні поверхні на тіло оператора екскаватора, і локальну (місцеву), що передається через руки людини.

3.1.3.2. Заходи щодо захисту від шуму і вібрації

Для боротьби із шумом і вібрацією використовуються як загальні, так і індивідуальні засоби захисту.

Для ослаблення шуму, що проникає з двигуна працюючого екскаватора, необхідно використовувати звукоізоляцію конструкцій, що огорожують. Раціоналізація технологічних процесів, застосування глушителів, ретельний пригін усіх частин механізмів, що рухаються — усе це в багато разів знижує шум. Найбільший ефект досягається заміною гучних робіт менш гучними.

Для зниження вібрації використовувати спеціальні конструкції, що знижують шум робочого місця оператора екскаватора, укладати в ізолюючі кожухи гучні вузли агрегату (шестерні редуктори, ланцюгові, ремінні й інші передачі, двигуни).

З метою зменшення вібрації рекомендується застосовувати тверде без пружин сидіння, тому що воно є гарним амортизатором коливань.

Вібрація діє на людину через спину, таз і руки. Тривала експлуатація екскаватора приводить до коливань деталей кузова, що негативно впливає на водія.

Для зменшення вібрації машини варто встановлювати на фундаменті, заглибленому нижче фундаменту стін, ізольованому від ґрунту повітряними розривами. Для ослаблення передачі вібрацій і

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	<i>АДК.</i>
<i>Зм.</i>	<i>АДК.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		64

шуму по воздуховодам і трубопроводах приєднувати їх до вентиляторів і насосів треба за допомогою гнучкої вставки з прогумованої чи тканини гумового патрубку.

Необхідно покривати вібруючі поверхні устаткування вібропоглинаючими матеріалами, що демпфірують, (гумою, спеціальними мастиками, азбестом, бітумом, пластмасами типу «Агат» і т.д.). У місцях зв'язку деталей, що сполучаються, варто використовувати матеріали, що амортизують, (гуму, пробки, картон азбест, пружинні амортизатори) для забезпечення щільного прилегання.

Зменшувати вібрацію в джерелі вібрації, тобто місці її утворення можна такими способами: виключенням з конструкції ударної взаємодії деталей, заміною зворотно-поступального руху деталей обертальним, виключенням неврівноваженості обертючих і деталей, що рухаються, і вузлів машин.

При роботі з пневматичними й електричними ручними машинами виникає вібрація, що передається через рукоятки і корпуси на руки робітників, а іноді і на ноги через оброблюване середовище, звичайно при роботі з трамбуваннями і вібраторами.

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		65

3.2. Техніка безпеки при роботі екскаватора

Для безпечного ведення усіх видів робіт обслуговуючий персонал повинний дотримувати правила техніки безпеки при експлуатації, технічному обслуговуванні і ремонті екскаваторів. Порушення цих правил може привести до нещасливих випадків.

До роботи на екскаваторах допускаються особи, що мають відповідну кваліфікацію і пройшли інструктаж з техніки безпеки.

3.2.1. Техніка безпеки при роботі екскаватора

Перед початком грабарств усі підземні комунікації повинні бути відзначені значками.

У вечірній і нічний час фронт робіт екскаватора у вибої, місце розвантаження ґрунту і підземних шляхів добре висвітлюються.

У населеній місцевості вибій обгороджують і в нічний час огороження висвітлюють.

Робота на несправному екскаваторі заборонена. Перед початком роботи машиніст оглядає машину, про несправність повідомляє адміністрації.

Перед пуском двигунів і механізмів, машиніст дає сигнал попередження.

Робота екскаватора у вибої.

Під час роботи перебування на екскаваторі в радіусі його дії сторонніх облич забороняється. Небезпечна зона – коло, описаний з центра поворотної платформи максимальним радіусом копання, збільшеним у 1,5 рази.

У період роботи двигуна і механізмів екскаватора, не дозволяється кріпити які або частини, змазувати їх і оглядати вузли, розташованих в описаних місцях.

Працюючий екскаватор ставлять на задалегідь вирівняній горизонтальній площадці.

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		66

Проносити ківш над людьми і кабіною шофера при навантаженні ґрунту в самоскид забороняється, самоскид починають завантажувати після сигналу шофера.

Забороняють залишати працюючим двигун без догляду.

Персонал, що передає змінникам машину, попереджає про несправності екскаватора.

3.2.2. Заходи безпеки при експлуатації і ремонті екскаватора

Необхідно попереджати порушення герметичності паливних і масляних систем і влучення олії і палива на розпечені поверхні трубопроводів дизеля.

Після заправлення паливом і робочою рідиною необхідно видалити випадково розлилася рідину.

Перед початком роботи необхідно переконатися в надійному кріпленні вузлів і деталей машини.

Випуск повітря із систем через з'єднання трубопроводів і інші елементи гідроприводу, не призначені для цього, забороняється.

Робота гідроприводу при сталій температурі робочої рідини, що перевищує значення, встановленою інструкцією з експлуатації, не допускається.

При технічному обслуговуванні і ремонті екскаватора на пульті керування кріплять табличку з написом: «Двигун не запускати - працюють люди».

При відході за акумуляторами необхідно дотримувати обережність, тому що кислота, потрапляючи на шкіру, викликає опік, а пари кислоти дратують слизувату оболонку очей і верхніх дихальних шляхів. Тому обслуговування акумуляторних батарей обов'язково повинне вироблятися в рукавичках і у відповідній спецодезії в запобіганні можливого влучення кислоти на шкіру.

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	<i>АДК.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>67</i>

Для нейтралізації кислоти, що потрапила на одяг, треба застосувати нашатирний спирт, а руки ретельно обмити у воді з великим змістом соди.

В запобіганні короткого замикання не допускається одночасного дотику металевих інструментів до різних полярностей висновків акумулятора.

Для монтажу і демонтажу гідравлічних приводів необхідно використовувати спеціальний інструмент і приналежності.

Демонтаж елементів гідравлічного приводу, знайденого під тиском, забороняється.

При іспитах, спробному пуску і роботі гідроприводу забороняється знаходитися біля трубопроводів з високим тиском.

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						68
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

3.3. Пожежна безпека при експлуатації екскаватора

Пожежна безпека забезпечується системами запобігання пожежі і пожежним захистом.

Основними причинами виникнення пожеж вважаються наступні:

- коли у виробничих процесах не передбачені протипожежні заходи; відбувається самозаймання кінців ганчірок просочених олією і рідким паливом, недбало кинутими на гарячі частини машини (випускний колектор).

- перевантаження, несправність електропроводки; відбуваються загоряння ізоляції проводки, необхідно не допускати перевантажень, для цього, на проектуваному екскаваторі, встановлюються в електроустаткуванні різного роду контролюючі і запобіжні пристрої, також необхідно стежити за справністю приладів електроустаткування і проводки;

- необережне обертання з вогнем: підігріваючи, при низьких температурах, у зимовий період часу, ДВЗ відкритим вогнем; для цього необхідно використовувати, передбачені для цього, спеціальні пристрої розігріву двигуна гарячою парою; на проектуваному екскаваторі для розігріву двигуна в зимовий період часу при низьких температурах, установлений передпусковий підігрівник, що дозволяє розігріти двигуна перед пуском, при цьому, не використовуючи відкритий вогонь;

- неправильне розташування баків з горючо-мастильними матеріалами, мастило і паливо проводів стосовно трубопроводів вихлопних газів і глушнику, відсутність іскрогасника на вихлопних трубах, паління при заправленні машини паливом; на проектуваному скрепері олія і паливо проводи вихлопних трубопроводів і глушителя.

										Арк.
										69
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата	МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ					

3.3.1. Причини виникнення пожеж і заходу щодо їхнього попередження

Пожежа на підприємстві наносить великий матеріальний збиток народному господарству і дуже часто супроводжується нещасливими випадками з людьми.

Основні причини заpalення матеріалів і виникнення пожеж на автотранспортних підприємствах: неправильний пристрій термічних печей і котелень топок, несправність опалювальних приладів, несправність електроустаткування і освітлення і неправильна їхня експлуатація; самозаймання від неправильного збереження мастильних і обтиральних матеріалів, наявність статичної електрики, відсутність блискавковідводів, необережне звертання з вогнем, незадовільний нагляд за пожежними пристроями і виробничим устаткуванням.

У системі загальнодержавних заходів щодо забезпечення пожежної безпеки профілактика займає ведуче місце.

Пожежна безпека передбачає комплекс організаційних і технічних заходів, спрямованих на забезпечення безпеки людей, запобігання пожежі, обмеження його поширення, а також створення умов для успішного гасіння пожежі. Пожежна безпека поєднує заходи, здійснювані в процесі проектування, будівництва, експлуатації підприємств автомобільного транспорту.

Пожежна безпека передбачає: збереження, транспортування і зміст на робочих місцях вогненебезпечних рідин і розчинів тільки в закритих ємкостях, забезпечення успішної евакуації людей.

Заходи щодо попередження пожеж складаються з організаційних, технічних, ремонтних і експлуатаційних.

При ремонті паливних баків чи ємкостей з паливних матеріалів необхідно попередньо промити і пропарити їх. Зварювання повинне

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
						70
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

виконуватись при відкритих кришках (горловинах пробках).
Забороняється паління в не відведених спеціально для цього місцях.

Експлуатаційні заходи полягають у профілактичних оглядах, у планових ремонтах обладнання, машин і механізмів. На підприємствах автомобільного транспорту використовуються легкозаймисті продукти згорання, пожежонебезпечні речовини і матеріали.

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>71</i>

3.4. Охорона навколишнього середовища від шкідливого впливу екскаватора

Згідно нормативів на будівельно-дорожні машини димність не повинна перевищувати 15-40%. Також в атмосферу з газами, що відробили, викидаються такі токсичні речовини як окисли азоту і вуглеводнів, також окис вуглецю.

Для зниження концентрації шкідливих речовин у конструкції проєктованого екскаватора передбачені фільтра очищення газів, що відробили. Також для зменшення викидів варто строго дотримувати інструкції з технічної експлуатації машини.

Заміна олії в двигуні виробляється в строго визначених для цього місцях. Утилізація відпрацьованих робочих рідин, олій повинна виробляється шляхом збору її в спеціальні ємності з можливим подальшим її застосуванням.

Мийка машини повинна вироблятися на мийних площадках, де передбачена система очищення води і повторного її використання. Відстійні колодязі повинні періодично очищатися від бруду.

Оператор повинний стежити за підтіканням рідин і невлученням їх на ґрунт, у випадку виявлення підтікання негайно усунути. Не допускати розлив пально-мастильних матеріалів на землю. Для цього передбачені конструкцією зручні заливні горловини.

Для збереження родючого верхнього шару ґрунту необхідно видаляти його за смугу відводу, параметри якого регламентуються СНіП.

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		72

3.5. Електробезпе́чність при експлуатації та обслуговуванні екскаватора

3.5.1. Дія електричного струму на організм оператора та обслуговуючого персоналу

Широке використання електричної енергії ставить за обов'язок керівництву автотранспортних підприємств і громадські організації приділяти більше уваги боротьбі з електро травматизмом.

Велика небезпека електричного струму для здоров'я і життя людей обумовлена тим, що минаючий струм не видний людиною і найчастіше не сприймається їм як джерело безпосередньої небезпеки. Тому строге дотримання правил техніки безпеки, вивчення основ електротехніки обличчями, що обслуговують електричні установки, і робітниками електрифікованих підприємств, — це фактори, що різко знижують число нещасливих випадків на виробництві.

Електрострум, проходячи через тіло людини, робить термічні, електролітичні і біологічні впливи на різні системи організму.

З усіх видів поразки електрострумом найбільшу небезпеку представляють електричні удари. Характерні ознаки електричного удару поява в людини судорог і правця, утрата свідомості, чи припинення сильне ослаблення діяльності органів подиху і кровообігу.

На ступінь ураження електричним струмом впливають:

- сила електричного струму, що протікає через тіло людини;
- частота і тривалість впливу струму;
- шлях струму й індивідуальні властивості організму людини.

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						73
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Сила струму, що проходить через тіло людини, залежить від площі контакту: чим більше його площа, тим менше опір проходженню струму робить шкірний шар. Великий вплив на провідність електроструму мають чистота шкіри і наявність подряпин. Якщо шкіра забруднена речовинами, що добре проводять струм (наприклад, при холодній обробці металу, коли руки робітників покриті олією і дрібними металевими частками), чи вона ушкоджена, то небезпека поразки електричним струмом різко зростає.

На підставі численних наукових досліджень встановлена залежність впливу струму на різні органи людини від сили струму.

Стан організму має важливе значення при поразках електрострумом, найбільше число яких відбувається до кінця робочого дня. Хворобливий стан працюючого, особливо хвороба серця, алкогольне сп'яніння зменшують опірність організму, збільшують імовірність поразки і збільшують його вагу.

Відповідно до держстандарту 12.1.009—76, по наслідках дії електроструму на організм людини струми розділяють на граничні відчутні, граничні невідчутні і граничні фибрілляційні.

Граничні відчутні струми залежать від напруги, опору тіла людини, індивідуальної чутливості до електричного струму і шляху проходження струму.

3.5.2. Класифікація електротехнічних установок по ступені небезпеки

Електроустановки призначені для виробництва, розподілу і споживання електроенергії. У різних електроустановок може бути неоднакова небезпека поразки людей електричним струмом, унаслідок того що параметри електроенергії, умови експлуатації

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						74
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

електроустаткування і середовище приміщень, у яких електроустановка розміщена, дуже різноманітні.

Небезпека і вага поразки електричним струмом залежать від величини його напруги. Відповідно до Правил улаштування електроустановок (ПУЕ) вони розділяються по безпеці на електроустановки напругою: вище 1000В с грузозаземленной нейтраллю (з великими струмами замикання на землю); вище 1000 В с ізольованої нейтраллю; до 1000 В с глухозаземленою нейтраллю; до 1000 В с ізольованої нейтраллю.

Поразка електричним струмом від електричних установок залежить від виробничої обстановки і технологічного процесу. Волога, їдкі пари кислот і лугів, а також висока температура руйнують ізоляцію установок і одночасно знижують опір людини, збільшуючи тим самим небезпека поразки електрострумом.

Відповідно до Держстандарту 12.1.013—78, приміщення по ступені електробезпечності розділяються на приміщення: з підвищеною небезпекою, особливо небезпечні і без підвищеної небезпеки.

До приміщень з підвищеною небезпекою поразки людей електричним струмом відносять приміщення з наявністю:

вологості (випари волога, що конденсується, виділяються у виді дрібних крапель, і відносна вологість повітря перевищує 75%);

провідної пилу (технологічний чи інший пил, осідаючи на проводах, проникаючи усередину машин і апаратів і відкладаючи на електроустановках, погіршує умови охолодження й ізоляції, але не викликає небезпеки чи пожежі вибуху);

струмопровідних основ (металевих, земляних, залізобетонних, цегельних);

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						75
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		

підвищеної температури (незалежно від часу року і різних теплових випромінювань температура перевищує довгостроково 35°C, короткочасно 40°C);

Приміщення з небезпечними умовами поразки електричним струмом характеризуються наявністю:

вологості (дощ, сніг, часте обприскування і покриття вологою стелі, підлоги, стін, предметів, що знаходяться усередині приміщення);

хімічно активного середовища (чи постійно довгостроково містяться агресивні пари, гази, рідина, утворюються чи відкладення цвіль, що діють руйнуюче на ізоляцію і струмоведучі частини електроустаткування) ;

одночасно двох чи більш умов підвищеної небезпеки.

Приміщення без підвищеної небезпеки поразки людей електричним струмом характеризуються відсутністю умов, що створюють підвищену чи особливу небезпеку.

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>76</i>

3.6. Розрахунок заземлення стенду

Під час дослідження режимів різання ґрунту ми використовуємо стенд, який дозволяє зімітувати копання ґрунту в лабораторних умовах.

Для контуру заземлення передбачається використовувати труби діаметром 60мм, довжиною 3м, заглиблення на 1м. Полоса зв'язку – сталева, ширина полоси $b = 40\text{мм}$. Фрунт – суглинок.

На основі “Правил устроювання електроустановок” максимально допустима величина опору заземлюючих пристроїв нетралі для електроустановок напругою до 1 кВ при потужності більш 100 кВ А не повинно бути більш ніж 4 Ом.

Опір одиночного трубчатого заземлювача:

$$R = \frac{\rho}{2 \cdot \pi \cdot l} \left(\ln \cdot \frac{l}{r_0} + \frac{1}{2} \cdot \ln \frac{4l + 7t}{l + 7t} \right) \quad (8.1)$$

де ρ - питомий опір ґрунту;

l - довжина заземлювача;

r_0 - радіус труби;

t - глибина закладання заземлювача.

$$R = \frac{1 \cdot 10^2}{6,28 \cdot 3} \left(\ln \cdot \frac{2 \cdot 3}{0,06} + \frac{1}{2} \cdot \ln \frac{4 \cdot 3 + 7 \cdot 1}{3 + 7 \cdot 1} \right) = 260\text{м}$$

Приблизна кількість одиночних заземлювачів:

$$n = \frac{R}{\eta_0 \cdot R_H}, \quad (8.2)$$

де R_H - опір заземлюючого пристрою;

η_0 - орієнтовний коефіцієнт заземлювачів, $\eta_0 = 2$.

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						77
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		

$$n = \frac{26}{2 \cdot 4} = 3,3$$

Беремо чотири труби, розташуємо їх у ряд з інтервалом 3м.

Тоді співвідношення відстані a між заземлювачами до їх довжини l дорівнює

$$\frac{a}{l} = 1, \quad (8.3)$$

При цьому коефіцієнт використання заземлювачів з труб, без впливу полоси зв'язку дорівнює $\eta_k = 0,75$.

Опір вертикальних заземлювачів:

$$R_k = \frac{R}{n \cdot \eta_k}, \quad (8.4)$$

$$R_k = \frac{26}{4 \cdot 0,75} = 4,80 \text{ м}$$

Коефіцієнт використання з'єднуючої полоси при $n = 4, \frac{a}{l} = 1$

дорівнює $\eta_{II} = 0,77$.

Довжина полоси зв'язку для 4х труб, розташованих з інтервалом 3м дорівнює полоси зв'язку

$$L = 3 \cdot (4 - 1) = 9 \text{ м}, \quad (8.5)$$

Опір з'єднуючих полос без впливу коефіцієнта використання:

$$R_{II}^1 = \frac{\rho}{\pi \cdot l} \cdot \ln \frac{1,5 \cdot l}{\sqrt{b \cdot t}}, \quad (8.6)$$

де b - ширина;

$$R_{II}^1 = \frac{1 \cdot 10^2}{3,14 \cdot 9} \cdot \ln \frac{1,5 \cdot 9}{\sqrt{0,04 \cdot 1}} = 150 \text{ м}.$$

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						78
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		

Опір з'єднуючих полюс з урахуванням коефіцієнта урахування:

$$R_{II} = \frac{R_{II}^I}{\eta_{II}}, \quad (8.7)$$

$$R_{II} = \frac{15}{0,77} = 19,5 \text{ Ом}$$

Тоді опір контура дорівнює:

$$R_0 = \frac{R_k \cdot R_{II}}{R_k + R_{II}}, \quad (8.8)$$

Його значення повинно бути меншим за опір R_H заземлюючого пристрою.

$$R_0 = \frac{4,8 \cdot 19,5}{4,8 + 19,5} = 3,8 \leq 4 \text{ Ом.}$$

Так як опір розрахованого контуру менше встановленої величини, тоді умовам безпеки будуть виконуватись контуром з 4-х труб і з'єднуючою полюсою довжиною 9м.

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						79
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

3.7. Інструкція по експлуатації гідросистеми модернізованого екскаватора

Метою модернізації екскаватора являється розширення функціональних можливостей робочого обладнання за рахунок перестановки центральної вставки. Перестановка центральної вставки дозволяє без переробки рукояті екскаватора змінити можливості розробки матеріалів (грунту), які визначаються як відстань від поверхні стоянки машини до максимально можливої точки розробки матеріалу (див. рис. 3.1).

Гідросхема модернізованого екскаватора представлена на рис. 8.1.

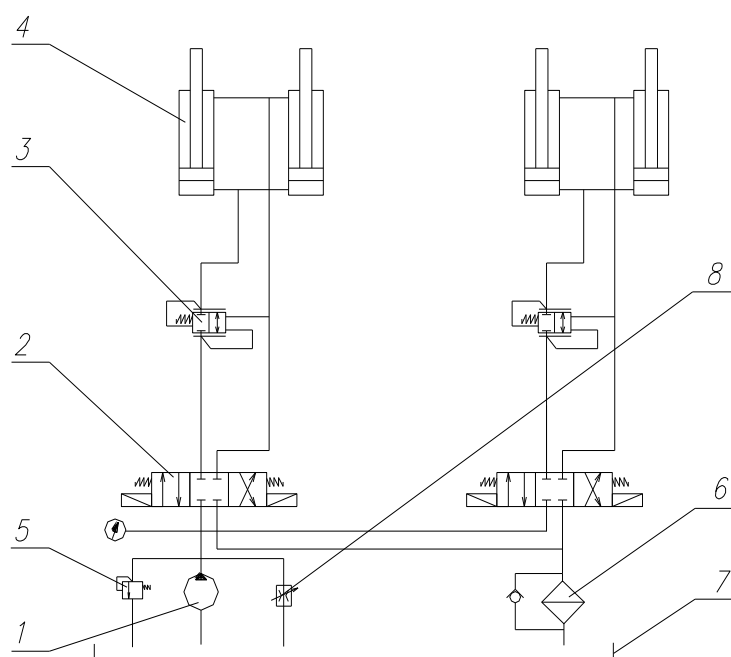


Рисунок 8. 1 - Гідросхема екскаватора

Принцип роботи гідросистеми заключається в наступному. При подачі рідини від насоса і при умові відсутності напруги на електромагнітах гідро розподільників 2 вона направляється через регульований дросель 8 на злив в масляний бак, чим

									Арк.
									80
Зм.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата	МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ				

забезпечується мінімальний тиск в гідросистемі на ділянці від насоса до гідро розподільників. Для забезпечення роботи силових гідроциліндрів 4 необхідно подати напругу на один із електромагнітів гідро розподільників 2. При подачі напруги, наприклад, на лівий електромагніт гідро розподільника 2 робоча рідина від насоса 1 направляється в поршневі порожнини гідроциліндрів 4 через гідро замок 3. Із штокових порожнин гідроциліндрів 1 робоча рідина витісняється в масляний бак 7 через гідро розподільник 2 і фільтр 6. При навантаженнях гідроциліндра які перевищують допустимий рівень по тиску рідини спрацьовує запобіжний клапан 5 який забезпечує захист гідросистеми від пере навантажень. Контроль тиску в гідросистемі контролюється манометром. Використання в гідросистемі гідро замка забезпечує фіксацію робочого обладнання в будь-якому проміжному положенні.

Інструкція з експлуатації і технічному обслуговуванню заключається в наступному:

- контроль наробітку гідросистеми екскаватора;
- постійний контроль тиску в гідросистемі;
- контроль зовнішніх втрат рідини рухомим сполученням;
- контроль температури рідини;
- контроль забрудненості рідини;
- змащення шарнірів робочого обладнання і гідро двигунів (гідроциліндрів);
- контроль зварних з'єднань робочого обладнання;

Пуск в роботу гідросистеми забезпечується при виконанні таких умов:

- рівень рідини в масляному баку повинен знаходитись в допустимих межах;

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		81

- візуальна перевірка зовнішніх втрат рідини;
- перевірка роботи запобіжного клапана;
- перевірка забрудненості фільтруючого елемента;
- перевірка роботи електромагнітів.

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		82

Висновки

Ця магістерська робота є результатом системного та комплексного дослідження у сфері будівельної техніки. Розробка малогабаритного екскаватора, відповідної моделі з оптимальною ємністю ковша 0,03 м³, заснована на вивченні робочих процесів та аналізі характеристик існуючих механізмів. Цей дослідницький проект не лише ставить перед собою завдання розробити ефективні технічні рішення для будівництва та дорожнього господарства, але й спрямований на вдосконалення процесів розрахунків та моделювання за допомогою програмного забезпечення SolidWorks.

Використання інноваційних технологій у створенні екскаватора дозволило не лише розробити реалістичну 3D-модель, але й оптимізувати його конструкцію з урахуванням технічних та ергономічних аспектів. Отримана модель має практичне застосування, і на виході ми отримуємо готовий варіант екскаватора, який може бути впроваджений для виконання будь-яких будівельних робіт.

Практичне значення результатів цієї роботи полягає в підвищенні продуктивності та ефективності будівельних процесів, зменшенні витрат ресурсів та підвищенні рівня безпеки працівників шляхом дослідження робочих процесів міні-екскаватора, на підставі чого визначені параметри, спроектоване робоче обладнання, та забезпечена міцність основних вузлів міні-екскаватора з ємністю ковша 0,003 м³

Розроблена модель екскаватора сприятиме покращенню якості будівельних робіт і стане вагомим внеском у розвиток сучасної будівельної індустрії.

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						83
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Література

1. Хмара Л.А., Кравець С.В. Машини для земляних робіт – Рівне, Дніпро, Харків, 2010.
2. Баладінський В.Л. та ін. Будівельні і меліоративні машини: Підручник – Рівне: РДТУ, 1998. – 404 с.
3. Баладінський В.Л., Гаркавенко О.П., Кравець С.В. та ін. Машини для земляних робіт: Підручник. – Рівне: РДТУ, 1999. – 288 с.
4. Зінь В.С. Меліоративні машини (Теорія і розрахунок): Навчальний посібник. – К.: НМК ВО, 1992. – 120 с.
5. Кириченко І.Г., Назаров Л.В., Нічке В.В. та ін. Наукові основи створення високоефективних землерийно-транспортних машин. – Харків, 2003. – 588 с.
6. Кравець С.В. Теорія руйнування робочих середовищ: Навчальний посібник. – Рівне: НУВГП, 2008. – 124 с.
7. Мусійко В.Д. Експаватори повздовжнього копання: Навчальний посібник. – К.: НТУ, ЗАТ «Віпол», 2008. - 240 с.

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						84
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Зміст

Вступ.....	1
1. Обґрунтування напрямків удосконалення конструкції ковша.....	4
2. Розрахунково-дослідницький розділ.....	7
2.1. Визначення розмірів робочого обладнання.....	7
2.2. Визначення маси вузлів екскаватора з гідроприводом.....	10
2.3. Дослідження робочого процесу міні-екскаватора.....	12
2.4. Попередній вибір та моделювання гідроциліндра ковша.....	15
2.5. Дослідження реактивних зусиль в гідроциліндрі ковша при копанні рукояття.....	17
2.6. Визначення тиску робочої рідини з розрахункових зусиль в гідроциліндрі ковша.....	20
2.7. Визначення максимальних навантажень на робоче обладнання зворотної лопати.....	21
2.8. Розрахунок поворотного механізму, моделювання робочого обладнання міні-екскаватора.....	23
2.9. Розрахунок на міцність робочого обладнання.....	29
Додаток 1.....	41
Додаток 2.....	45
3. Розробка заходів з охорони праці (Додаток 3).....	53
Висновки.....	80
Література.....	81

					<i>МГЕ 304.003 - 00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		85