

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)
Технічної механіки та сільськогосподарських машин
(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Обґрунтування параметрів механізму кріплення
колони навантажувача ПЕ-0,8Б

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи МСм-61
спеціальності _____

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

	_____	<u>Шпак В.О.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Керівник	_____	<u>Хомик Н.І.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Нормоконтроль	_____	<u>Сташків М.Я.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Завідувач кафедри	_____	<u>Бабій А.В.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Рецензент	_____	<u>Шанайда В.В.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)

Тернопіль
2022

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)

Кафедра Технічної механіки та сільськогосподарських машин
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Бабій А.В.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

« »

20__ р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва спеціальності)

студенту Шпаку Володимиру Олеговичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Обґрунтування параметрів механізму кріплення колони
навантажувача ПЕ-0,8Б

Керівник роботи Хомик Надія Ігорівна, к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від « 1 » листопада 2022 року № 4/7-872

2. Термін подання студентом завершеної роботи 21 грудня 2022 року

3. Вихідні дані до роботи вантажопідйомність 8 кН; відривне зусилля 14 кН;
висота підйому при роботі з грейфером 3,6 м; продуктивність при завантаженні сипучих
матеріалів до 100 т/год; кут повороту стріли 270⁰; маса 7 т; агрегатують з трактором МТЗ-80/82.

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

Реферат. Вступ. 1. Аналіз особливостей конструкцій навантажувачів. 2. Обґрунтування
основних параметрів удосконалюваного навантажувача. 3. Дослідження

3. Дослідження основних параметрів удосконаленого навантажувача..

4. Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях. Загальні висновки.

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

1. Кінематична схема навантажувача ПЕ-0,8Б (1А1). 2. Колона навантажувача ПЕ-0,8Б.

Складальне креслення (1А1). 3. Колона. Складальне креслення (1А1). 4. Труба колони (1А1).

5. Ферма колони. Складальне креслення (1А1). 6-8. Деталювання (2А1).

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці та	Окіпний І.Б., доцент		
безпека у надзвичайних ситуаціях	Клепчик В.М., ст.викл.		

7. Дата видачі завдання

1 листопада 2022 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз особливостей конструкцій навантажувачів	до 20.11.22	
2	Обґрунтування основних параметрів удосконалюваного навантажувача	до 01.12.22	
3	Дослідження основних параметрів удосконаленого навантажувача	до 10.12.22	
4	Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	до 11.12.22	
9	Реферат. Вступ. Висновки.	до 11.12.22	
10	Графічна частина. Специфікації.	до 11.12.22	

Студент

_____ (підпис)

Шпак В.О.

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Хомик Н.І.

_____ (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Автор роботи – Шпак Володимир Олегович

Тема роботи – «Обґрунтування параметрів механізму кріплення колони навантажувача ПЕ-0,8Б».

Робота виконана на кафедрі технічної механіки та сільськогосподарських машин Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

Керівник роботи – Хомик Надія Ігорівна, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин.

Структура роботи. Робота складається зі вступу, 4 розділів, висновків, переліку посилань (48 найменувань), 8 додатків. Загальний обсяг текстової частини – 81 сторінки, на яких є 30 рисунків. Додатки розміщені на 15 сторінках. Графічна частина складається з 8 аркушів формату А1.

Актуальність теми роботи. Навантажувачі періодичної дії є одними із найнеобхідніших машин, які виконують транспортні та вантажорозвантажувальні роботи у аграрному виробництві та інших сферах.

Кваліфікаційна робота направлена на удосконалення механізму повороту колони навантажувача ПЕ-0,8Б. Причиною цього є поломки частин колони. Найчастіше це трапляється у зоні роботи механізму повороту – поломка хвостовика колони і зубчастого колеса.

Рейковий механізм повороту колони навантажувача має свої переваги: значні кути та швидкості повороту, високі технічні параметри і порівняно низька вартість. Завдяки цьому доцільним є його застосування для забезпечення повороту маніпуляторів у самохідних та начіпних навантажувачах.

Мета роботи Дослідження напруженого стану колони навантажувача ПЕ-0,8Б для удосконалення її механізму повороту. Реалізована визначенням кращого місця для встановлення вузлів, які з'єднуються із колоною та визначенням параметрів найбільш навантажених конструктивних елементів колони – хвостовика та зубчастого колеса.

Завдання дипломної роботи магістра:

- виконати огляд конструкцій навантажувачів;
- проаналізувати базову конструкції навантажувача;
- проаналізувати переваги та недоліки опорно-поворотних механізмів навантажувачів;
- обґрунтувати зміни внесені у конструкцію механізму повороту колони навантажувача ПЕ-0,8Б;
- проаналізувати і розрахувати напружений стан колони;
- виконати розрахунок маніпулятора навантажувача;
- виконати силовий аналіз колони навантажувача;
- виконати розрахунок на міцність колони навантажувача (хвостовика);
- виконати проєктування шестерні колони навантажувача;
- визначити прогини та моменти інерції удосконаленого механізму повороту колони;
- розробити рекомендації щодо визначення основних параметрів навантажувачів при їх удосконаленні;
- розробити вимоги охорони праці під час експлуатації та підготовки до експлуатації, транспортування та зберігання навантажувача-екскаватора ПЕ-0,8Б;
- проаналізувати та запропонувати и заходи з підвищення стійкості роботи об'єктів в умовах надзвичайних ситуацій.

Об'єкт, методи та джерела дослідження

Об'єкт дослідження. Конструктивні елементи механізму повороту колони навантажувача ПЕ-0,8Б.

Предмет дослідження. Силові розрахунки та розрахунки на міцність конструктивних елементів механізму повороту колони навантажувача ПЕ-0,8Б.

Методи дослідження. Теоретико-емпіричний, теорії міцності, графічний, порівняльний, математичного моделювання.

Наукова новизна отриманих результатів.

Доведено можливість використання удосконаленої конструкції механізму повороту колони навантажувача ПЕ-0,8Б, запропоновано змінити конструкцію хвостовика колони та шестірні рейкового механізму повороту колони. Конструктивні зміни розроблені у результаті аналізу навантаженого стану колони для двох випадків: колона нерухома, вантаж на максимальному вильоті стріли. Другий випадок – колона повертається, механізм повороту розміщено зліва від осі колони. Визначено, що найбільш навантажений в обох випадках хвостовик колони, у результаті чого колона зазнає руйнувань. Аналіз розподілу сил при розрахунку колони навантажувача виконано за умови утримання ним максимального вантажу при максимальному вильоті стріли. Величину вильоту визначено за рівнем налаштування запобіжних клапанів гідросистеми, враховано також дію сил у механізмі повороту.

Практичне значення отриманих результатів.

Розроблено удосконалену конструкцію механізму повороту колони навантажувача. Це рейковий механізм, який має високі технічні параметри та порівняно низьку вартість, значні кути та швидкості повороту. Визначено розміри хвостовика колони та розміри зубчастої шестірні рейкового механізму повороту. Використання такого механізму повороту запобігатиме поломкам хвостовика колони і зубчастого колеса. Для підтвердження прийнятих конструктивних рішень (зміна хвостовика колони і зубчастого колеса) визначено такі характеристики удосконаленого механізму повороту: прогини та моменти інерції. Наведено також рекомендації щодо визначення основних параметрів навантажувачів при їх удосконаленні.

Апробація. Окремі результати роботи доповідались V Міжнародній студентській науково-технічній конференції «Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання», Тернопіль, ТНТУ, 28-29 квітня 2022 року.

Ключові слова: навантажувач-екскаватор, рейковий механізм повороту, колона, хвостовик колони, гідроциліндри, зубчасте колесо, виліт стріли.

ЗМІСТ

	Стр.
ВСТУП	8
1. АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ КОНСТРУКЦІЙ НАВАНТАЖУВАЧІВ	10
1.1. Короткий огляд конструкцій навантажувачів	10
1.2. Аналіз базової конструкції навантажувача	14
1.3. Обґрунтування теми	22
2. ОБГРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ УДОСКОНАЛЮВАНОВОГО НАВАНТАЖУВАЧА	23
2.1. Аналіз напружень колони навантажувача	23
2.2. Розрахунок маніпулятора навантажувача	30
2.3. Аналіз силового стану колони навантажувача ПЕ-0,8Б	33
2.4. Міцнісний розрахунок колони навантажувача ПЕ-0,8Б	38
2.5. Проектування шестерні колони навантажувача	41
3. ДОСЛІДЖЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ УДОСКОНАЛЕНОВОГО НАВАНТАЖУВАЧА	49
3.1. Параметри навантажувального механізму навантажувача	49
3.2. Характеристики удосконаленого механізму повороту навантажувача	53
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	64
4.1. Організація робіт з техніки безпеки та охорони праці	64
4.2. Заходи безпеки під час роботи з навантажувачем- екскаватором	63
4.3. Підготовка навантажувача-екскаватора до роботи. Безпека під час транспортування і зберігання	68
4.4. Підвищення стійкості роботи об'єкту в умовах надзвичайних ситуацій	71
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	77
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	78
ДОДАТКИ	82

ВСТУП

У сільськогосподарському виробництві використовують дуже різноманітні машини через велику низку необхідних для виконання технологічних операцій.

Важливими та необхідними є машини для виконання навантаження і розвантаження різних матеріалів, а також для переміщення їх на невеликі відстані. Цю нішу займають навантажувачі, вони є різні за набором робочих органів, продуктивністю, вантажопідйомністю та іншими характеристиками. Серед них є машини, які можуть працювати безперервно або циклічно, мають властивості універсальності.

Без навантажувачів неможливий жоден із технологічних процесів у сільськогосподарському виробництві, починаючи із навантаження добрив як мінеральних так і органічних, коренеплодів. Їх застосовують на фермах, складах. Роботи пов'язані із навантаженням-розвантаженням у сільському господарстві потребують значних енергозатрат і суттєво впливають на собівартість отримуваної продукції – до 40%.

Недостатня кількість засобів для навантажувальних і розвантажувальних робіт спричиняє простої важливого технологічного обладнання, затримує технологічні процеси, спричиняє простої транспортних засобів. Наслідком цього є збільшення затрат на виробництво продукції і відповідно зростає собівартість товарів.

Вантажувально-розвантажувальні і транспортні роботи потребують машин та агрегатів, які можна було б переналагоджувати на роботу з різними вантажами, тобто потребують змінних робочих органів для універсальності цих машин.

Найвідповідальнішими і найбільш навантаженими конструктивними елементами навантажувачів є колона, стріла і механізм повороту. Дана кваліфікаційна робота направлена на удосконалення механізму повороту колони навантажувача ПЕ-0,8Б.

Удосконалюючи конструкції навантажувачів потрібно враховувати особливості їх роботи, а саме, взаємодію із вантажами, які є різними за формою, фізико-механічними властивостями, способом навантажування, транспортними умовами.

Характерним для сільськогосподарських вантажів є те, що у них протікають біологічні процеси, які впливають на їх якість. Через перевантажування і транспортування вони зазнають травмування, що може викликати значні втрати кінцевої продукції іноді до 40% [39, 40, 41].

Сільськогосподарські вантажі можна розділити на тверді (добрива, зерно, коренеплоди), рідкі (паливо, вода, молоко). При навантаженні потрібно враховувати також щільність вантажів – їх основний показник, який коливається від 70-150 кг/м² (полова, сіно і солома зі стогу), 270-290 кг/м² (солома і сіно пресовані), 300-400 кг/м² (свіжоскошена трава), 600-750 (силос з ями, картопля), 650-810 (ячмінь, кукурудза, горох, пшениця), 750-900 (мінеральні добрива), 700-750 (спресований гній), 1200-2000 (гравій, пісок, ґрунт).

Під час проектування навантажувачів та визначення їх експлуатаційних характеристик враховують такий важливий параметр як кут природного нахилу вантажу. Це кут між поверхнею вантажу, що осипався та горизонтальною площиною. Є два кути природного нахилу – спокою $\varphi_{сп}$ і руху φ_p . Приймають для розрахунків $\varphi_p=0,7\varphi_{сп}$. Кут природного нахилу зменшується через вібрації.

Щільність вантажів зменшується також через вологість, при збільшенні вологості кут природного нахилу збільшується.

Основні операції під час навантаження вантажів піднімання, переміщення, розвантаження. Перенесення вантажів виконують періодично окремими частинами. Через це у сільськогосподарському виробництві найчастіше застосовують навантажувачі періодичної дії. Вони забезпечують обслуговування таких виробничих процесів як завантаження транспорту та переробка сировини.

1. АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ КОНСТРУКЦІЙ НАВАНТАЖУВАЧІВ

1.1. Короткий огляд конструкцій навантажувачів

Машина, які виконують навантажувально-розвантажувальні операції у сільськогосподарському виробництві є безперервної та періодичної дії.

Ті агрегати, які здійснюють підйом і транспортування вантажів під час виконання технологічних процесів, навантаження транспортуючих машин, чи машин призначених для переробки сільськогосподарської сировини, є навантажувачами періодичної дії. Такі машини працюють циклічно. Цикл навантаження поєднує кілька окремих процесів: підбирання вантажу; піднімання; подача до машин, які будуть транспортувати (автомобілі, причепи та ін.); розвантаження та повернення до початкового положення. Продуктивність навантажувачів періодичної дії визначається тривалістю циклу роботи [15, 16].

Машина безперервної дії навантажувально-розвантажувальні безперервно підбирають і подають навантажувальні матеріали до місць зберігання або транспортних засобів.

Навантажувальні машини за призначенням поділяють на спеціальні та універсальні.

Універсальні можна застосовувати для переміщення різних за механічними характеристиками вантажів. Вони мають набір змінних робочих органів.

Спеціальні навантажувачі застосовують для навантаження якогось одного матеріалу, наприклад зерна чи коренеплодів (цукрових буряків) чи якогось іншого виду продукції.

Проаналізуємо кілька конструкцій навантажувачів.

Навантажувач-бульдозер ПБ-35. Це фронтально-перекидна машина з ковшом, застосовують, щоб навантажувати з буртів та куп добрива (гній,

компост, торф), пісок, гравій та інші сипкі матеріали і продукти, що не бояться травмувань. Такі машини можуть пересуватися фронтально або перекидним способом. Навантажуючи матеріали у невисокі транспортні засоби, роблять це фронтальним способом. У цьому випадку під'їжджаючи до вантажу опускають ківш і захоплюють вантаж. Захопивши вантаж, ківш піднімають на таку висоту, щоб забезпечити прохід над транспортним засобом і розвантажити його задіявши гідроциліндри. Якщо виконують навантаження у причіпи або автомобілі, то застосовують перекидний спосіб. Навантажувач має вантажопідйомність до 1500 кг, також крім ковша до стріли можна приєднати полицю бульдозера з шириною захвату 2500 мм, висотою 800 мм. У комплектацію також входить валкоукладач, щоб добувати трофокрошку на осушених болотах. Агрегатують його з тракторами Т-74, продуктивність до 80 т за годину [15, 16, 22].

Навантажувач начіпний ПФП-2 зі змінними робочими органами. Застосовують, щоб завантажувати із куп та бортів у транспортні засоби органічні та мінеральні добрива, пісок, гравій та інші сипкі матеріали. Комплектація: ківш об'ємом $1,05 \text{ м}^3$, стріла, гідросистема, пристрій управління робочими органами, лопата бульдозерна. Агрегатують з тракторами типу Т-150. Вантажопідйомальна здатність до 2500 кг. Висота навантаження за умови роботи фронтальним способом (попереду трактора) 2,5 м, при перекидному способі (позаду трактора) – до 2,2м. Продуктивність у межах 100-140 т/год, виліт стріли – 1,1 м [15, 16, 22].

Навантажувач фронтально-перекидний ПФП-1,2 має змінні робочі органи, застосовують, щоб завантажувати у транспортні сипкі, подрібнені та малосипкі матеріали та добрива. Агрегатують з тракторами ДТ-75М. Працює як перекидним, так і фронтальним способами. У комплект входять: ківш $1,1 \text{ м}^3$, ширина захвату 2 м, задня і передня балки, гідравлічна система, лопата бульдозера з шириною захвату 2,5м. Працює обома способами – фронтальним і перекидним. Вантажопідйомальна здатність 1500-1800 кг,

продуктивність 100-125 т/год, маса 1780 кг. Максимальна висота за фронтального способу навантаження – 2,5 м [15, 16, 22].

Грейферний універсальний навантажувач ПГ-0,2. Встановлюють на шасі самохідне Т-16М або на трактор Т-25А1. Використовують для роботи у парниках та на фермах, а також для навантаження різних вантажів у транспортні засоби. У його склад входять: ківш грейферний, ківш для коренеплодів, кігті, гак та бульдозер. Основні параметри такі: продуктивність – 40 т/год; вантажопідйомність з грейфером 220 кг, якщо гак, то 350 кг; висота вантаження 3,2 м; глибина занурення у траншеї та ями до 1,5 м [15, 16, 22, 23].

Навантажувач грейферний ПГХ-0,5 використовують на навантажувально-розвантажувальних роботах із переміщення силосу, органічних добрив, сипких матеріалів, затарених і штучних вантажів, підгрібання навантажувального матеріалу, легкі роботи із планування. Комплектація: змінні грейфери, гак, лопата бульдозерна. Продуктивність різна на різних операціях: навантаження силосу – 11,4 т/год, бавовни 8,5 т/год, сипких вантажів – 36 т/год. Висота роботи від 4 до 7 м, глибина забирання матеріалів 2,2м, вантажопідйомність 0,3-0,5 т. Маса – більше 2 т.

Навантажувач фронтальний ПКУ-0,8 виконує навантажувально-розвантажувальні роботи у складських приміщеннях із зберігання мінеральних добрив. Він може також навантажувати та переміщати контейнера та штучні вантажі на невеликі відстані. Має у складі змінні робочі органи: ківш до 0,5 м³ об'ємом для мінеральних добрив та сипких матеріалів, ківш 0,75 м³, щоб завантажувати торф, вилковий захват для штучних та запованих у тару вантажів. Керування технологічним процесом здійснюється гідросистемою трактора. Приєднують до трактора МТЗ-80. Продуктивність до 48 т/год, вантажопідйомна здатність 750 кг, маса – більше 1 тонни [15, 16, 22, 23].

Навантажувач-екскаватор автономний ПЕА-1,0 використовують щоб завантажувати органічні та мінеральні добрива, силос, сінаж, упаковані вантажі та виконувати землерийні роботи. Встановлюють його на трактор

ЮМЗ-6. Керують змінними робочими органами через гідросистему. Рівень тиску – 10 кПа. Продуктивність 150-160 т/год, вантажопідйомність до 1,2 т. висота навантаження до 2 м. Висота піднімання під час роботи грейфером 4,3 м. Кут повороту стріли 270 град (4,7 рад), тривалість циклу 15-20 с. Маса 7500 кг, зі змінними робочими органами – 9000 кг [15, 16].

Провідні фірми світу випускають різні за призначенням та конструктивними особливостями навантажувачі періодичної дії. Комплектують їх також змінними робочими органами, щоб забезпечити навантаження як розсипних (силос, сіно, солома, коренеплоди) та упакованих у тару вантажів.

Один із найпопулярніших виробників – фірма «Zeppelin», яка є виробником декількох моделей навантажувачів-екскаваторів. Є моделі пневмоколісні та на гусеничному ході. Особливість їх також у потужних дизельних двигунах, які деколи є противагами, щоб запобігти перекиданню під час виконання технологічних операцій. Маса багатьох моделей біля 4 т, двигуни потужністю 32-35 кВт. Виліт стріли 5800мм. Зусилля занурення у ґрунт – 31 кН.

Більшість моделей мають велику стійкість і малий тиск на ґрунт, використовують мастило, якого вистачає без заміни на весь термін експлуатації. Гідросистема таких машин має здвоєний насос, завдяки чому продуктивність сумується. Кут повороту робочого обладнання 360°. Стріла має можливість повороту у горизонтальній площині, а також переміщатися впоперек осі симетрії машини і є можливість фіксувати її у трьох положеннях. Керування машиною здійснюється важелями. Ергономічна кабіна з вібросидінням. Є також важіль безпеки, який дозволяє керувати машиною тільки за присутності водія у кабіні. Зручний привод, який повністю ізольований, зручне керування гусеничним рушієм. Механізм повороту – зубчастий поворотний круг, полегшена система змащування, гідростатичний привод, який має автоматичну систему безпеки, регульована гідравліка сидіння, ергономічна кабіна, а також кінематичний механізм, яким

можна забезпечити паралельне встановлення відносно осі врізання у ґрунт з максимальною глибиною [15, 16, 22, 23].

Завдяки різноманітності вантажів та вимог до умов праці доцільною є універсалізація навантажувачів з покращенням їх технічних характеристик, особливо механізмів повороту для забезпечення надійності у роботі.

1.2. Аналіз базової конструкції навантажувача

Навантажувач ПЕ-0,8Б (рис. 1.1) виконують у начіпному варіанті, він може працювати як навантажувач і як екскаватор. Застосовують, щоб завантажувати силос, соломку, коренеплоди, добрива (органічні та мінеральні), невиспучі та сипучі матеріали, запаковані у тару вантажі та ін. Як екскаватор може копати траншеї рови, канали та ін.

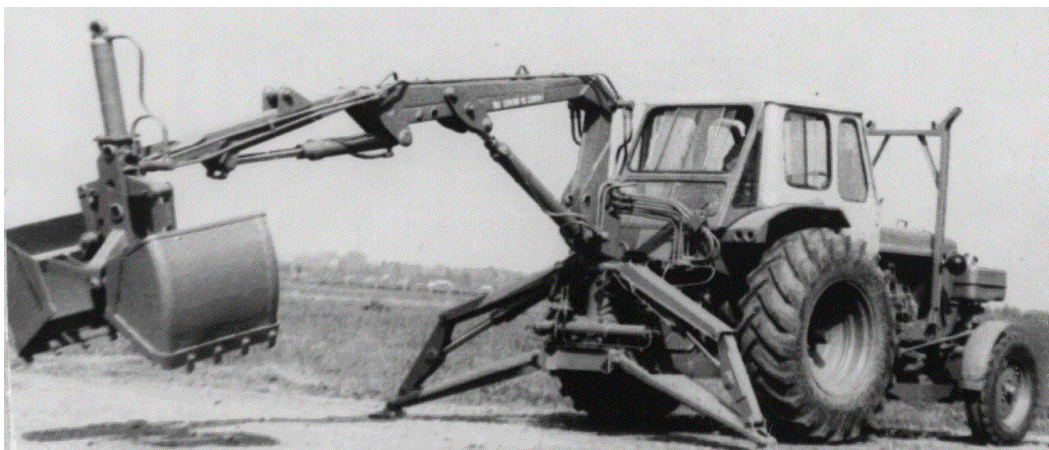


Рисунок 1.1

Встановлюють ПЕ-0,8Б на трактор МТЗ-80/82 [18]. Виконують це у такій послідовності: спершу закріплюють раму – 11 (рис. 1.2), вона призначена бути основою поворотної частини. А це основне технологічне обладнання, яке має колону 3, стрілу 4, механізм робочого органу 6 та робочий орган (лопата, грейфер, кігті). Щоб забезпечити стійке положення

під час навантажувально-розвантажувальних чи екскаваторних робіт застосовують бульдозер 12 і домкрати 10. навантажувач має декілька гідроциліндрів, зокрема 5, 8, 9 здійснюють повертання поворотної частини, приведення у рух робочого органу, зміну положення (опускання) стріли.

Навантажувач має робочу зону, визначають її такі параметри: висота підйому вантажу, максимальний виліт стріли, глибина забирання (черпання), кут повороту стріли. Величину робочої зони створюють розміри стріли, надставки і ходи гідроциліндрів. Всі гідроциліндри урухомлюються гідросистемою навантажувача. Робочий тиск у гідросистемі до 15 МПа.

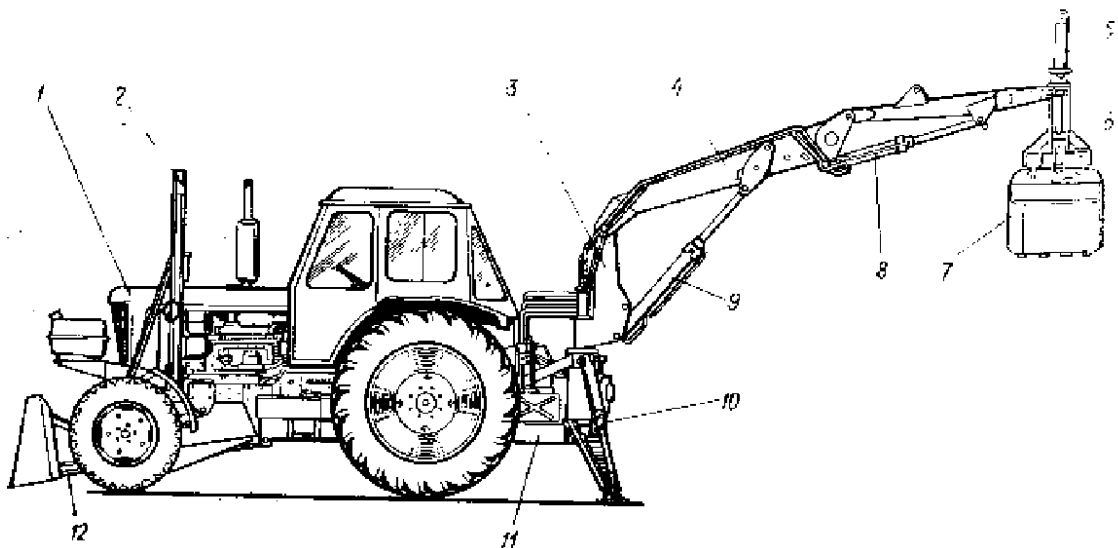


Рисунок 1.2

Основні технічні характеристики визначають сферу застосування навантажувача ПЕ-0,8Б. Основні з них такі:

- продуктивність на завантаженні сипких речовин зі щільністю до 1500кг/м^2 у межах 80-100 т/год;
- вантажопідйомність – 8 кН;
- зусилля відриву – 14 кН;
- максимальна висота під час роботи з грейфером – 3,6 м;
- кут повороту стріли – 4,7 рад або 270 град;
- маса – до 7 тонн.

До стріли шарнірно прикріплюють робочий орган навантажувача. Це може бути двохчелюсний захват. Під час роботи челюсті рухаються круговою траєкторією довкола загальної осі. У рух їх приводять гідроциліндром через дві тяги і траверсу.

Навантажувач має у своїй комплектації шість гідроциліндрів. Два з них приводять у рух опорні домкрати.

Гідровузли і контрольно-регулюючі пристрої гідросистеми запобігають гідроударам у системі, навантажувач захищають від динамічних навантажень, які можуть виникати у роботі [18, 19].

Для універсальності застосування на різних операціях, завантажування різних вантажів, навантажувач ПЕ-0,8Б обладнують змінними робочими органами (рис. 1.3). Для сипучих матеріалів застосовують грейфер (рис. 1.3а), для в'язких матеріалів – кігті (рис. 1.3б) та вила, для упакованих у тару та поштучних вантажів – гак (рис. 1.3д). Такі змінні робочі органи надають йому універсальності у роботі. Також він може працювати як бульдозер (рис. 1.3в) і як екскаватор, якщо встановити лопату (рис. 1.3г).

Під час роботи у технологічному циклі навантажувача можна виділити такі операції: захоплення і перенесення вантажу, розвантаження і наведення робочого органу на об'єкт транспортування. Завдяки конструктивним особливостям вантаж можна переміщати як вертикально, так і горизонтально.

Технологічним обладнанням навантажувача є піднімально-поворотна стріла і до неї закріплюють змінні робочі органи. Можна виділити такі основні вузли навантажувача (рис. 1.4): рама; колона – 4, урухомлює її механізм повороту – 7; стріла 3 з надставкою 4; виносні упори 8, які забезпечують стійке положення навантажувача під час роботи та гідроциліндри, які керують стрілою та робочим органом.

Технологічне обладнання має рухому і нерухому частини. Колона призначена щоб повертати стрілу навантажувача, вона є першою ланкою рухомої частини. До рами колону приєднують опорно-поворотним механізмом (рис. 1.5).

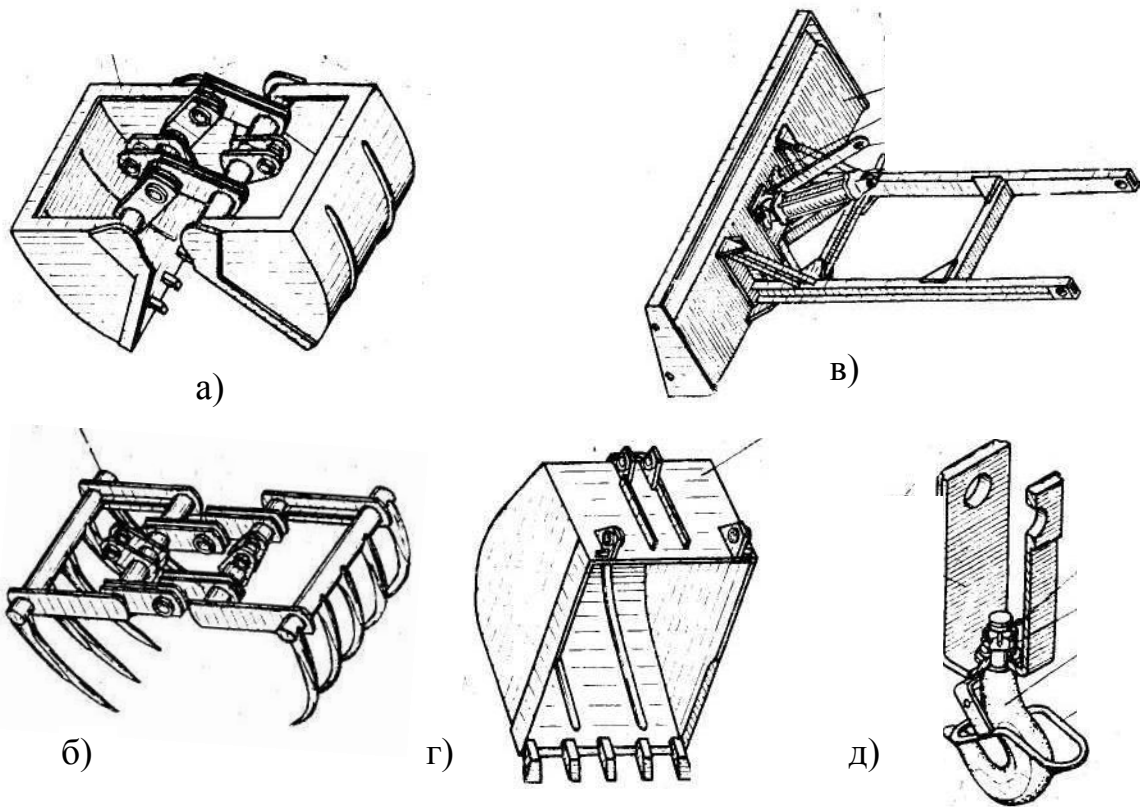


Рисунок 1.3

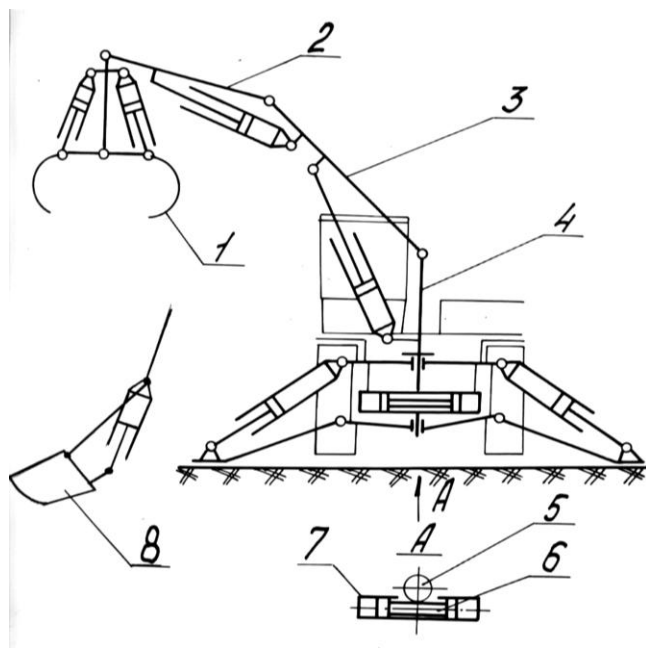


Рисунок 1.4

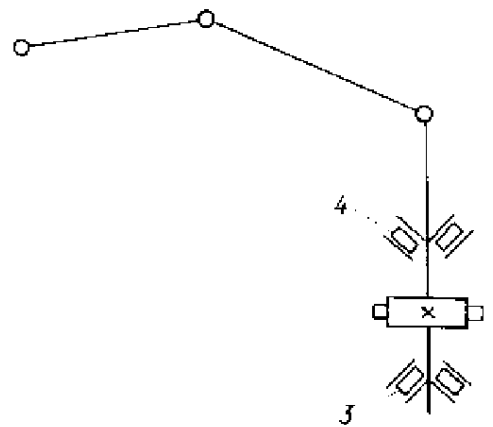


Рисунок 1.5

Колону встановлюють на нерухомій рамі на підшипниках 3 і 4. Підшипники дають змогу колоні вільно обертатися навколо осі і добре сприймають вертикальні і горизонтальні зусилля.

Рама (рис. 1.6) виконує роль основи для поворотної частини, яка є основним технологічним обладнанням.

На рис. 1.7-1.9 відповідно показані стріла, колона і механізм робочого органу.

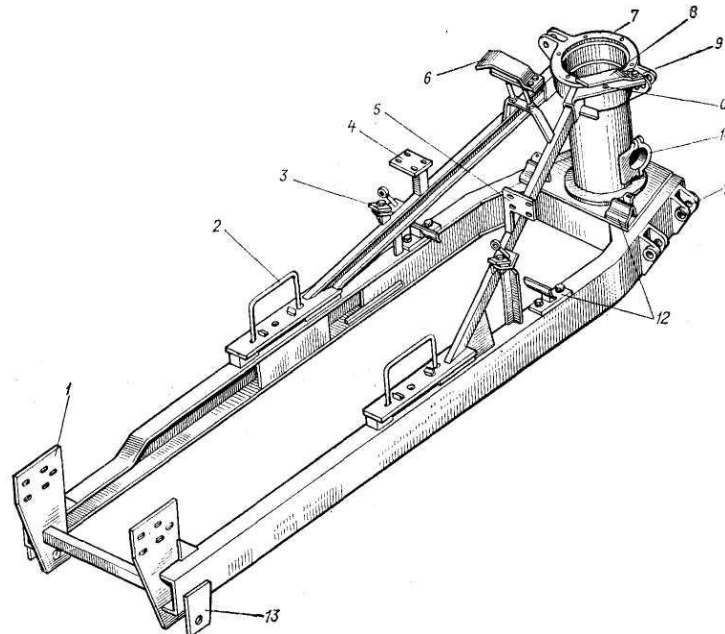


Рисунок 1.6

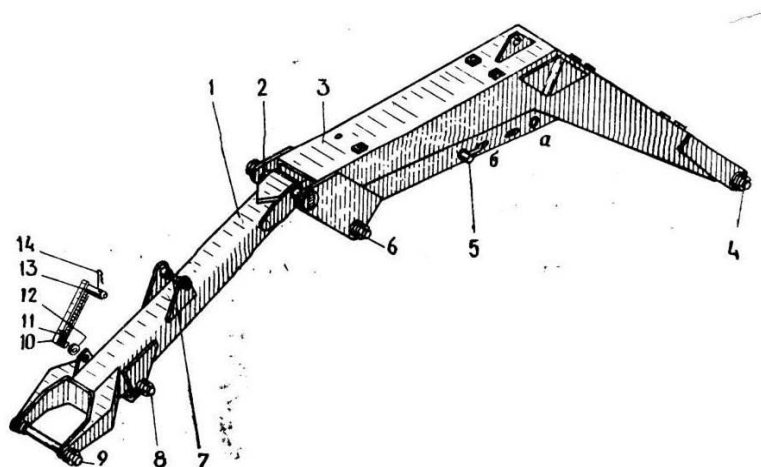
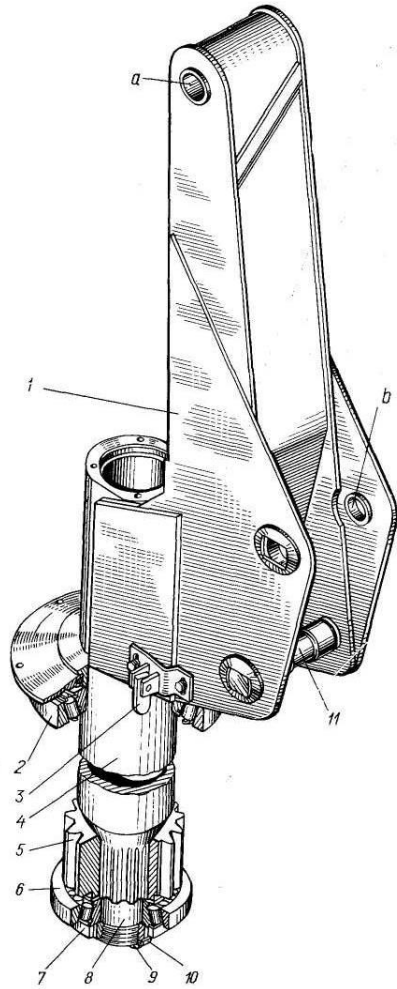


Рисунок 1.7

Колона (рис. 1.8) навантажувача – це труба з привареним хвостовиком і фермою колони. До ферми кріплять стрілу і гідроциліндр її приводу. У внутрішню порожнину корпусу колони, яка має виточки запресовують конічні роликові підшипники. На хвостовику колони насаджена шестерня, вона контактує з рейкою, що є на механізмі повороту. Опорами колони є підшипники, їх встановлюють у корпус рами навантажувача [18].



1 – ферма; 2, 6 – конічні роликопідшипники; 3 – вимикач; 4 – труба; 5 – зубасте колесо; 7 – гайка; 8 – хвостовик; 10 – стопорна планка; 11 – палець; а – отвір кріплення стріли; б – отвір кріплення гільзи гідроциліндра для варіанту «екскаватора»

Рисунок 1.8 – Колона навантажувача ПЕ-0,8Б

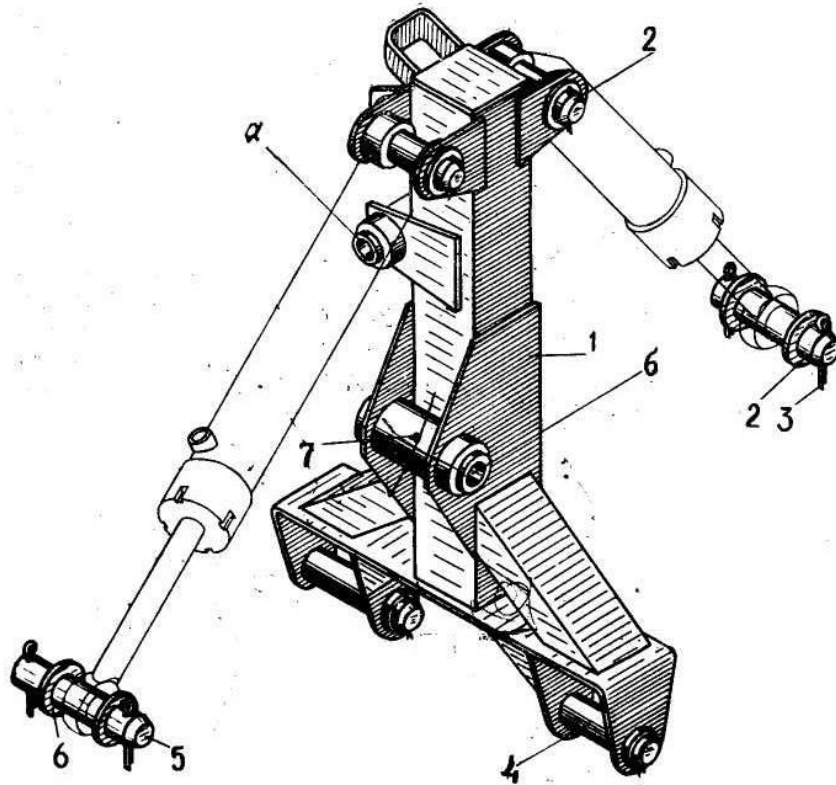


Рисунок 1.9

Колона має механізм повороту рейкового типу (рис. 1.10). Зубчаста рейка 6 рухається у гільзі гідроциліндра 7 і здійснює зачеплення з шестернею 5, яка встановлена на колоні. Ведуча ланка – зубчаста рейка, рухається завдяки тиску на неї, що йде у порожнину гідроциліндра від гідросистеми навантажувача.

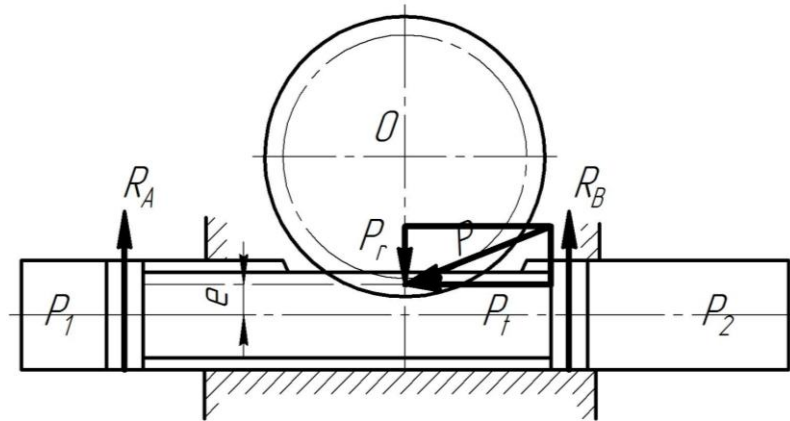


Рисунок 1.10 – Розподіл сил у механізмі колони

Стріла повертається у горизонтальній площині на кут 270° завдяки механізму повороту рейкового типу. Будова механізму: гідроциліндр, яким переміщується зубчаста рейка завдяки силі тиску від гідросистеми навантажувача. Відбувається це завдяки тому, що зубчаста рейка контактує із зубами шестерні на колоні і в результат повертає колону на потрібний кут. Через шестерню на колону передається зусилля тиску.

На випадок гальмування процес йде у зворотному напрямку. Оскільки частини (ланки) стріли масивні, то під час гальмування стріла буде рухатися по інерції. У цей момент шестерня передає навантаження не рейку, у результат вона рухається, а це спричиняє підвищення тиску, що є у порожнині гідроциліндра. Під час гальмування колони підвищення тиску спричиняє гальмівну силу, відповідно до колони – гальмівний момент. Під час гальмування тиск у гідросистемі перевищує робочий у 3-4 рази і може досягати 30-35 МПа [18].

Колона передає на раму навантажувача зусилля, які викликані силами тяжіння частин металоконструкції, вантажу і робочого органу. Такі навантаження створюють складний напружений стан у колоні навантажувача – вертикальні зусилля і згинальні моменти. На колону також діятимуть сили, що виникають у зубчастому зачепленні механізму повороту. Механізм повороту навантажувача дасть колону крутний момент та згинальний момент у двох площинах.

Під час роботи навантажувача, його необхідно встановити таким чином, щоб з допомогою домкратів колона отримала чітко вертикальне положення і була зручність навантаження у транспорті засоби і якомога ширший фронт робіт з однієї установки.

На рис. 1.11 зображено робочу зону навантажувача. Робочий сектор позаду трактора, кут 160° .

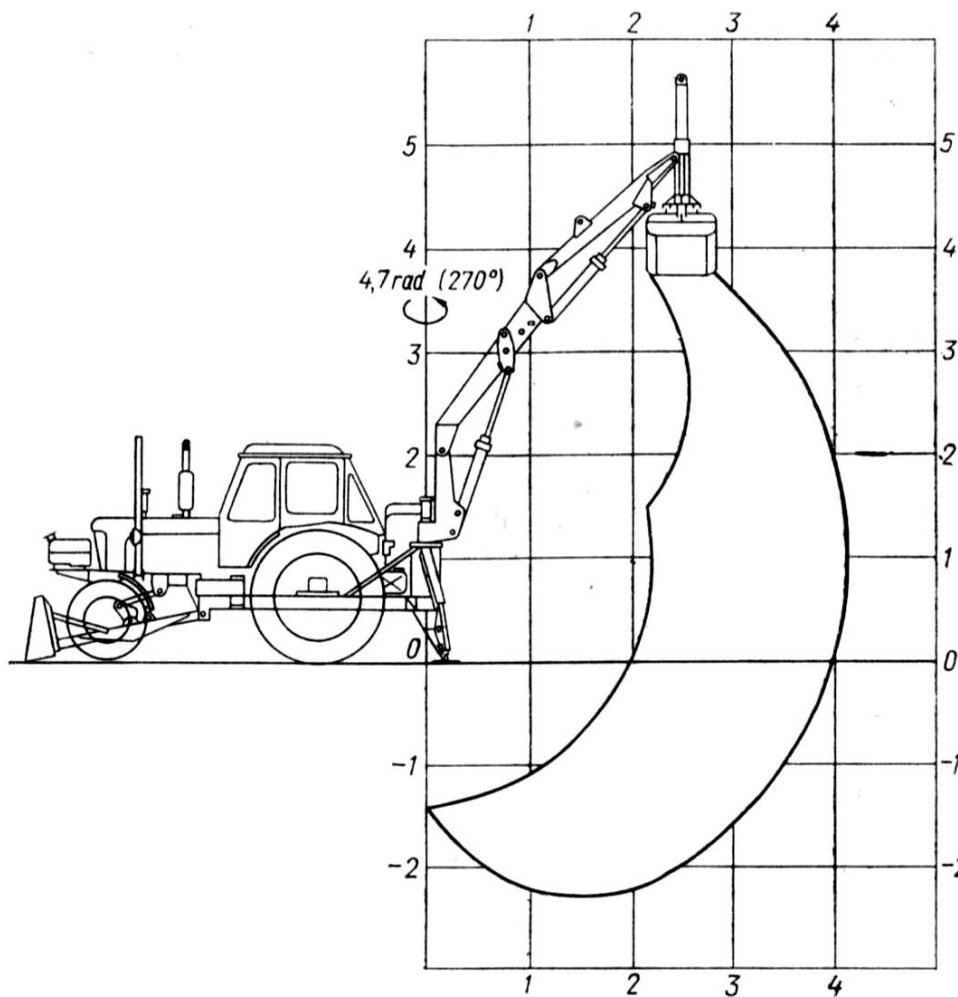


Рисунок 1.11

1.3. Обґрунтування теми

Тема кваліфікаційної роботи «Обґрунтування параметрів механізму кріплення колони навантажувача ПЕ-0,8Б».

Колона навантажувача ПЕ-0,8Б як елемент конструкції маніпулятора сприймає значні навантаження. Підтвердженням цього є поломки частин колони, найчастіше виникають поломки хвостовика колони і зубчастого колеса, а це зона роботи механізму повороту. Виходячи з цього доцільним є виконати дослідження, які знижуватимуть напружений стан колони і підвищать надійність її конструкції. Здійснити це можна удосконаливши механізм кріплення колони.

У роботі проаналізовано особливості застосування різних конструктивних виконань механізмів повороту маніпуляторів. Для удосконалюваного навантажувача найдоцільнішим є рейковий механізм повороту колони. Знизити напружений стан колони навантажувача можна завдяки раціональному прикладанню зовнішніх сил. Конструктивно це можна реалізувати пошуком кращого місця розташування вузлів механізму повороту, які з'єднують із колоною.

Відповідно до поставленого завдання потрібно проаналізувати і розрахувати напружений стан колони навантажувача, розробити схему прикладання сил у досліджуваній конструкції, виконати силовий аналіз конструктивних елементів колони та розрахунок на міцність.

Для удосконаленої конструкції навантажувача доцільно визначити геометричні параметри навантажувального механізму та як будуть розподілятися конструктивні маси навантажувача, а також визначити характеристики удосконаленого механізму повороту навантажувача.

2. ОБГРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ УДОСКОНАЛЮВАНОВОГО НАВАНТАЖУВАЧА

2.1. Аналіз напружень колони навантажувача

Зона дії навантажувача ПЕ-0,8Б відповідно до його кінематичної схеми показана у графічній частині. Там же розміщено креслення колони навантажувача, також колона показана на рис. 2.1. Щоб встановити слабкі місця конструкції колони необхідно проаналізувати її навантажений стан. Схему навантажень, що прикладні до колони покажемо на рис. 2.2. Колону вважатимемо стержневою конструкцією для зручності аналізу її навантаженого стану. Стержневу конструкцію колони накладемо у систему координат XOY . Опорами колон вважатимемо точки $Ж$ та O . Колона має два шарніри, позначимо їх C і D . До них прикріплені елементи маніпулятора: до шарніру C – стріла, до шарніру D – гідроциліндр стріли. Положення шарнірів C і D таке, що вони мають зміщення на величини a_1 і a_2 , а також їх положення визначається висотами h_1 і h_2 . Для зручності пропишемо координати цим шарнірам: $C(a_1, h_1)$ і відповідно $D(a_2, h_2)$. Щодо шарніра C , то реакція від стріли навантажувача матиме дві складові R_{CX} та R_{CY} . На схемі (рис. 2.2) вказані також напрями цих реакцій. Щодо шарніра D , то там буде зусилля від гідроциліндра $P_{ГЦ.СТР}$. Напряма його буде вздовж осі циліндра. За умови горизонтального розміщення стріли вісь має бути під кутом 63° . Зусилля $P_{ГЦ.СТР}$ для зручності розкладаємо на дві складові $X = P_{ГЦ.СТР} \cdot \sin 63^\circ$ і $Y = P_{ГЦ.СТР} \cdot \cos 63^\circ$.

Усі ці зусилля діятимуть у випадку, коли колона є нерухома і утримує піднятий вантаж. Під час повороту на колону діятимуть також сили від механізму її повороту. Для такого механізму повороту, тобто зубчаста рейка і шестерня (див. рис. 1.10), з боку зубчастої рейки виникатимуть осьова і нормальна сили.

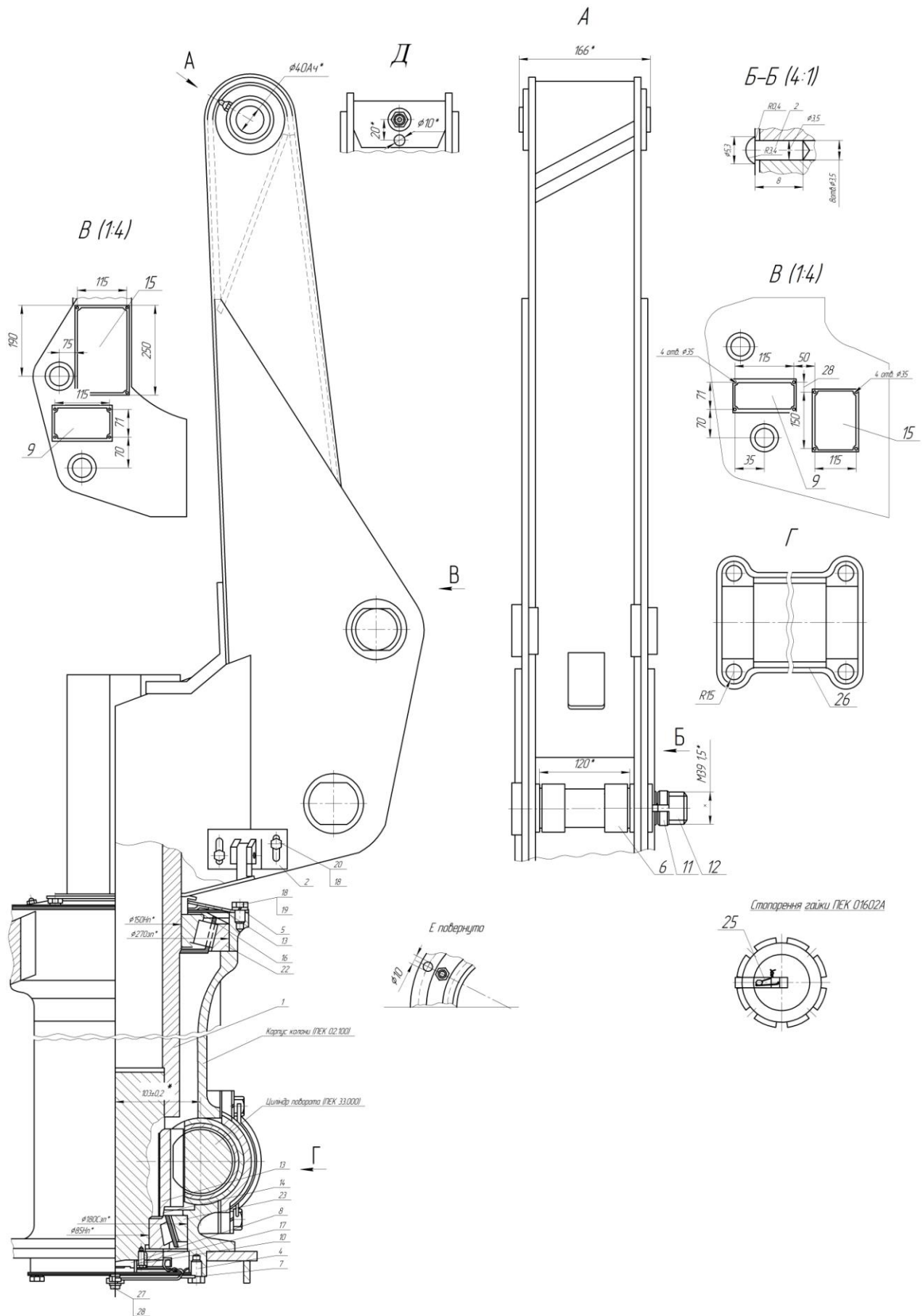


Рисунок 2.1

Вздовж осі циліндра буде направлена осьова сила, тому напрям її буде по дотичній до початкового кола шестерні. Завдяки осьовій силі виникатиме крутний момент, який забезпечує повертання колони відносно осі.

В бік осі колони направлена нормальна сила. Ця сила спричиняє згинальні деформації колони. Щодо деформації згину, то колона зазнаватиме його і від осьової сили, але в іншій площині.

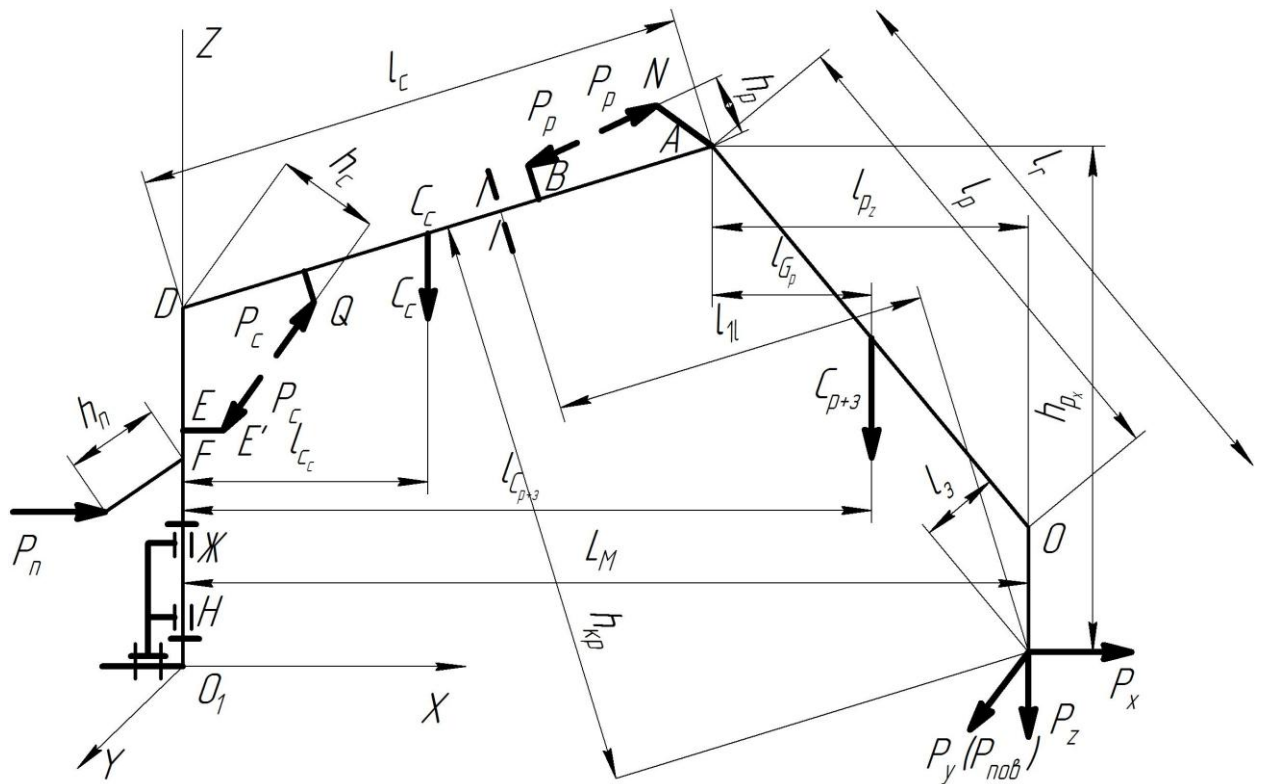


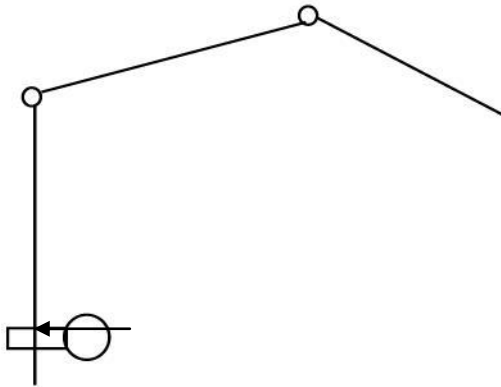
Рисунок 2.2

Стан напруження колони обумовлений як величинами прикладених сил, так і їх напрямом дії. Це обумовлює місце розміщення механізму повороту колони (рис. 2.3).

Для одного з варіантів (рис. 2.3а) гідроциліндр, який забезпечує поворот колони, встановлено справа від осі колони. Радіальна сила матиме напрям вліво.

У другому варіанті механізм повороту розміщено з лівої сторони колони і радіальна сила діє вправо (рис. 2.3б).

а)



б)

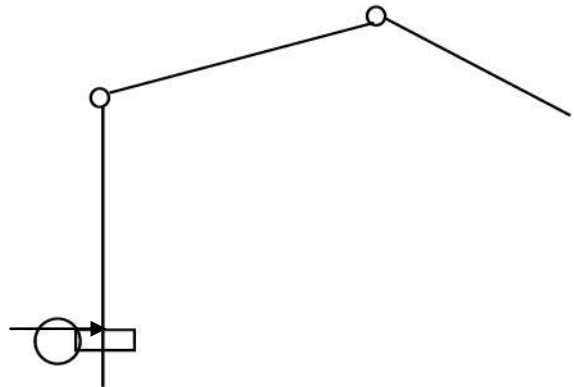


Рисунок 2.3

Щоб розрахувати напружений стан колони навантажувача розробляємо розрахункову схему, користуючись рекомендаціями [5, 16, 23]. Орієнтуючись на схему (див. рис. 2.3), вкажемо, що колона навантажувача ПЕ-0,8Б зображена разом з маніпулятором, тут враховані також параметри окремих її ланок, а саме, стріли і надставки, також показане встановлення гідроциліндрів на момент переміщення вантажу.

Доцільно прийняти такі умовні позначення:

P_C, P_P - зусилля у гідроциліндрах, які піднімають стрілу та надставку;

G_C, G_H, G_{PO}, G_B - вага окремих ланок колони, відповідно надставки, стріли, робочого органу та вантажу;

l_{\max} - для маніпулятора його максимальний виліт;

l_C, l_H - довжина надставки та стріли відповідно;

h_C, h_H - для стріли та надставки плечі гідроциліндрів відповідно.

Наведемо схему (рис. 2.4) для визначення реакцій в опорах колони, вважаючи колону нерухоною. Дією механізму повороту знехтуємо. Схему наведено для проміжного положення маніпулятора. Дію гідроциліндрів підйому надставки і стріли замінимо реакціями в'язей.

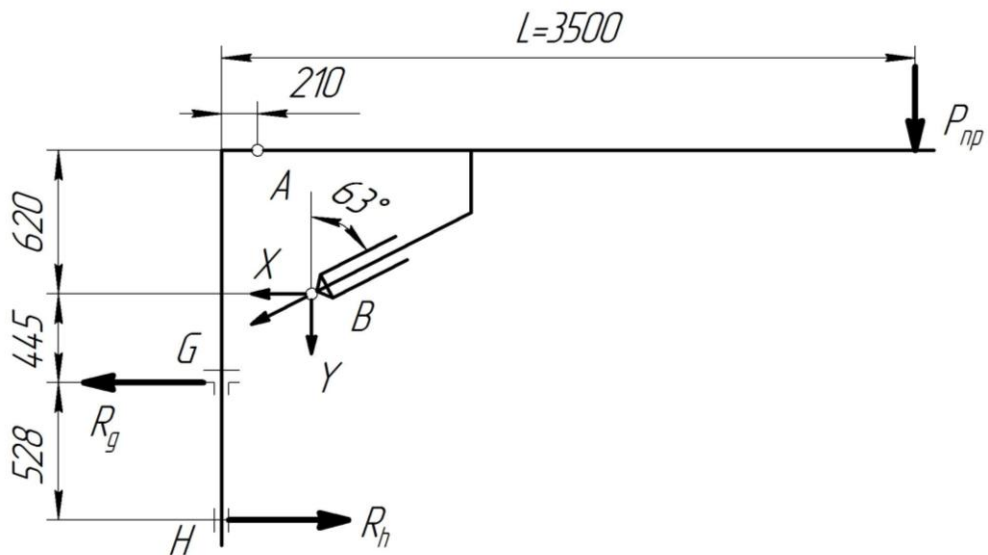


Рисунок 2.4

З умови дотримання максимальної вантажопідйомності за максимального вильоту маніпулятора виконаємо розрахунок зусиль у приводі стріли колони.

Зусилля, яке виникає у гідроциліндрі стріли, буде [20, 23]

$$P_{ГЦ\ стр} = \frac{(G_B + G_{PO})l_{\max} + G_H l_H + G_C l_C}{h_C} \quad (2.1)$$

Щоб розрахувати зусилля гідроциліндра стріли скористаємося такими числовими значеннями зовнішніх сил $G_C = 1440\text{Н}$; $G_H = 1200\text{Н}$; $G_{PO} = 4800\text{Н}$; $G_B = 8000\text{Н}$. Інші дані такі: відповідні довжини стріли і надставки $l_C = 0,9\text{м}$; $l_H = 2,7$, виліт маніпулятора $l_{\max} = 3,5\text{м}$. Плече $h_C = 0,63\text{м}$ гідроциліндра стріли.

Розрахуємо зусилля у гідроциліндрі стріли

$$P_{ГЦ\ стр} = \frac{(8000 + 4800) \cdot 3,5 + 1200 \cdot 2,7 + 1440 \cdot 0,9}{0,63} = 960560 \quad \text{Н} = 960\text{кН}.$$

Рівень тиску, на який налаштовують запобіжні клапани, обмежує максимальне зусилля, яке може виникнути у гідроциліндрі стріли.

Номінальний тиск у гідросистемі навантажувача ПЕ-0,8Б не більше 12,5 МПа [18].

Гідроциліндр стріли під дією номінального тиску створює зусилля

$$P_{\text{гц.стр}} = P_{\text{ном}} \cdot F, \quad (2.2)$$

де $P_{\text{ном}}$ – тиск номінальний у гідросистемі навантажувача;

F – площа поршня ефективна, $F = \pi D^2 / 4$;

тут D – діаметр поршня, $D = 100$ мм.

Гідроциліндр стріли має розвивати зусилля $P_{\text{гц.стр}} = 960$ кН за умови номінального тиску у системі 10 МПа. Доцільно взяти гідроциліндр діаметр поршня якого 10 мм.

Маючи величини зовнішніх сил і геометричні розміри маніпулятора, можна визначити реакції, які виникають в опорах колони.

Колона навантажувача перебуває у рівновазі і навантажена просторовою системою зовнішніх сил. Спершу доцільно розглядати рівновагу колони, яка перебуває у нерухомому стані, тобто у механізмі повороту сили відсутні. Колону маніпулятора навантажувача доцільно представити стержневою конструкцією (див. рис. 2.4). Колону утримують дві опори G і H . Верхня опора G – конічний підшипник, він сприймає все вертикальне навантаження від колони. Нижньою опорою H є циліндричний підшипник. Зовнішні сили тяжіння, які виникають від вантажу, робочого органу та складових частин маніпулятора зрівноважують опорні реакції колони R_G і R_H . Щоб визначити опорні реакції колони навантажувача скористаємося розрахунковою схемою маніпулятора (рис. 2.2). Максимальний виліт маніпулятора можуть забезпечити стріла і надставка, які перебувають у горизонтальному положенні. Для такого випадку положення осі гідроциліндра стріли з віссю колони утворює кут 63° . Систему зовнішніх сил можна замінити зведеною і прикласти її у місці кріплення вантажу $P_{\text{пр}}$.

Отже, на маніпулятор діятиме сила, яка є зведеною від ваги елементів металоконструкції, робочого органу та вантажу. Величина цієї сили обумовлена технічними умовами на навантажувач, які враховують номінальний тиск і забезпечують при цьому його максимальну вантажопідйомність.

Дія зведеної сили у гідроциліндрі стріли спричиняє зусилля і також відповідний йому тиск у порожнині гідроциліндра. Гідросистема навантажувача розвиває номінальний тиск, у результаті чого гідроциліндр стріли піднімає стрілу маніпулятор разом із вантажем. Номінальний тиск у гідроциліндрі стріли визначається рівнем настройки запобіжних клапанів і дорівнює 10Па.

Гідроциліндр стріли повинен реалізувати отримане значення зведеної сили. Умова рівності моментів сил, прикладених до стріли

$$P_{\text{ПР}} (L + a_1) + 0,62 P_{\text{ГЦ СТР}} \sin 63^\circ - a_2 P_{\text{ГЦ СТР}} \cos 63^\circ = 0. \quad (2.3)$$

Звідси

$$P_{\text{ПР}} = \frac{0,62 P_{\text{ГЦ СТР}} \sin 63^\circ + a_2 \cdot P_{\text{ГЦ СТР}} \cos 63^\circ}{L + a_2} = 13980\text{Н} \approx 14\text{кН}.$$

Необхідно також визначити величини реакцій опор колони від дії зведеної сили $P_{\text{ПР}}$.

Позначення зусиль в опорах таке: для верхньої $R_{\text{ГХ}}$, для нижньої – $R_{\text{НХ}}$. Ці опорні реакції мають урівноважити момент, який спричиняє зовнішня зведена сила $P_{\text{ПР}} = 14$ кН. На рис. 2.4 показано напрям цих опорних реакцій.

Значення цих реакції можна отримати із залежності

$$R_{\text{ГХ}} + R_{\text{НХ}} = \frac{P_{\text{ПР}} (L + a_1)}{l}, \quad (2.4)$$

де L – виліт маніпулятора, 3,5м;

a_1 – відстань від осі колони, яка визначає положення шарніра C , який кріпить стрілу, $a_1=0,21$ м;

l – міжпорна відстань $l=0,528$ м.

Розрахувавши формулу (2,4), матимемо

$$R_{GX} + R_{HX} = \frac{14000 (3,5 + 0,21)}{0,528} = 92670 \quad H=92,7 \text{ кН.}$$

Отримані величини реакцій відповідають моменту, якщо колона нерухома. На випадок повороту колони на неї діятимуть додаткові сили від механізму повороту.

2.2. Розрахунок маніпулятора навантажувача

Конструктивні елементи маніпулятора з'єднані шарнірно, розрахунок їх на міцність доволі складний, виходячи з умови максимального навантаження. Кінематичну схему маніпулятора можна проектувати виходячи з можливості функціонувати за мінімальних силових параметрів гідропривода [3].

Розробляючи компоновочну кінематичну схему маніпулятора вирисовують положення механізму повороту відносно колони. Розташування механізму повороту розміщують відносно колони зліва (рис. 2.5).

Розглядаючи рівновагу твердого тіла, що знаходиться у системі плоских зовнішніх сил, можемо записати суму проекцій всіх сил, які прикладені до тіла на кожен координатну вісь, а також рівняння моментів щодо шарніра і прирівнюємо їх до нуля. Для такої системи складаємо три рівняння рівноваги [1, 5].

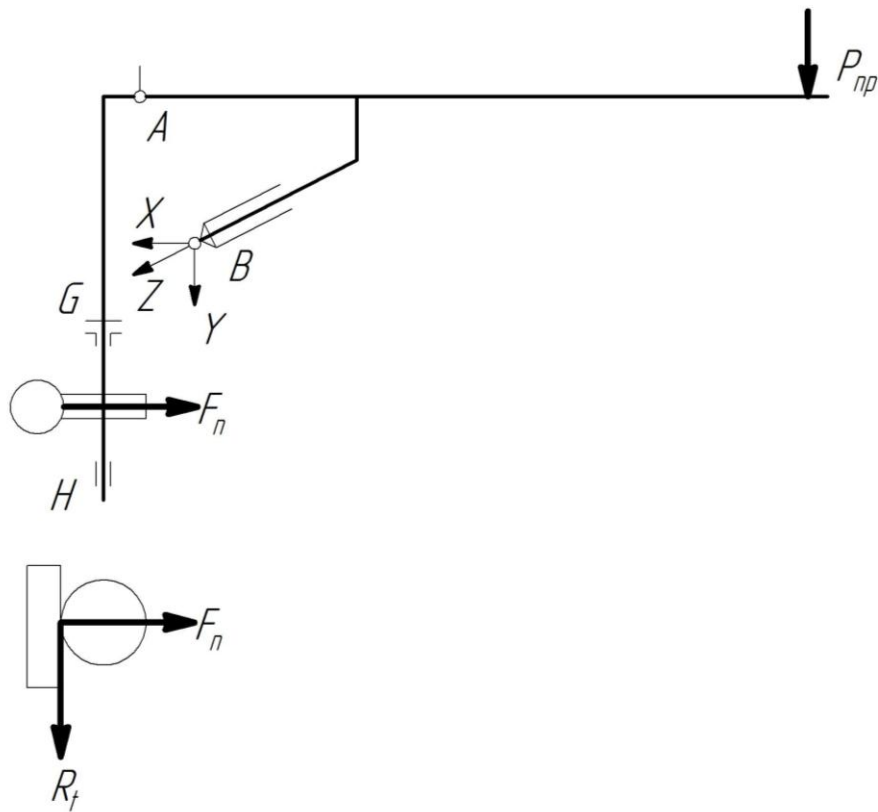


Рисунок 2.5

Розрахунок силовий колони доцільно виконувати за умови утримання максимального вантажу на максимальному вильоті маніпулятора. Величину вильоту визначають за рівнем налаштування гідросистеми через запобіжні клапани. Водночас із цим у механізмі повороту також будуть діяти сили.

У точках A і B колони (див. рис. 2.5) з боку маніпулятора будуть діяти зусилля R_{AX} , R_{AY} , P_C . Зусилля, що виникає у гідроциліндрі стріли визначаємо з (2.1).

Шарнір A – це місце кріплення до колони стріли. Щоб визначити реакцію у ньому, розглянемо рівняння рівноваги стріли:

$$R_{AY} = P_{пр} - Y ; \quad R_{AX} = X ,$$

де X , Y – складові від сили P_C . Їх можна визначити із рівнянь

$$Y = P_C \cdot \cos \alpha ; \quad X = P_C \cdot \sin \alpha .$$

Розрахувавши, отримаємо такі величини:

$$X=43787 \text{ Н}=44 \text{ кН}; \quad Y=85936 \text{ Н}=86 \text{ кН}.$$

У шарнірі А складові реакції

$$R_{AX} = 85936 \text{ Н} \approx 86 \text{ кН}; \quad R_{AY} = 43787 \text{ Н} \approx 44 \text{ кН}.$$

До отриманих зусиль додаються з боку опор у точках G і H . реакції. Верхньою опорою є конічний підшипник, добре сприймає горизонтальні та вертикальні зусилля, нижньою опорою є циліндричний підшипник, який компенсує горизонтальне навантаження.

На колону також діятимуть сили F_T і F_N , під час повороту маніпулятора виникатиме також і крутний момент. Визначають його так

$$M_{KP} = F_T \cdot h \cdot K_D, \quad (2.5)$$

де F_T – сила осьова, вона має напрям вздовж осі циліндра;

F_N – сила радіальна, її напрям є в бік колони;

h – плече сили;

K_D – коефіцієнт динамічності.

Виникають також дві сили F_T і F_N , які спричинені передачею крутного моменту, через рейкову передачу (шестерня-рейка). Сила R_C діятиме у площині, яка перпендикулярна площині дії розглянутих сил. Якщо врахувати коефіцієнт динамічності, то епюри згинальних моментів будуть у двох площинах. Епюру крутного моменту будуюмо окремо. Далі визначають сумарне значення згинального моменту. Маючи величини сумарного згинального моменту і крутний момент, можна визначити розмір поперечного перетину колони навантажувача.

2.3. Аналіз силового стану колони навантажувача ПЕ-0,8Б

Навантаження колони розглянемо для двох ситуацій:

- нерухома колона, на максимальному вильоті встановлено вантаж;
- колона виконує поворот, зліва від осі колони розміщений механізм повороту.

Для першого випадку (рис. 2.6) від стріли у шарнірі A на колону будуть діяти реакції R_{Ax} і R_{Ay} . У шарнірі C зусилля, яке виникає у гідроциліндрі стріли P_C , розкладають на дві складові X і Y . У гідроциліндрі стріли виникає зусилля $P_{ГЦСТР} = 96450 \text{ Н} = 96,5 \text{ кН}$. Складові реакції будуть визначатися так

$$Y = P_{ГЦСТР} \cdot \cos \alpha ; \quad X = P_{ГЦСТР} \cdot \sin \alpha .$$

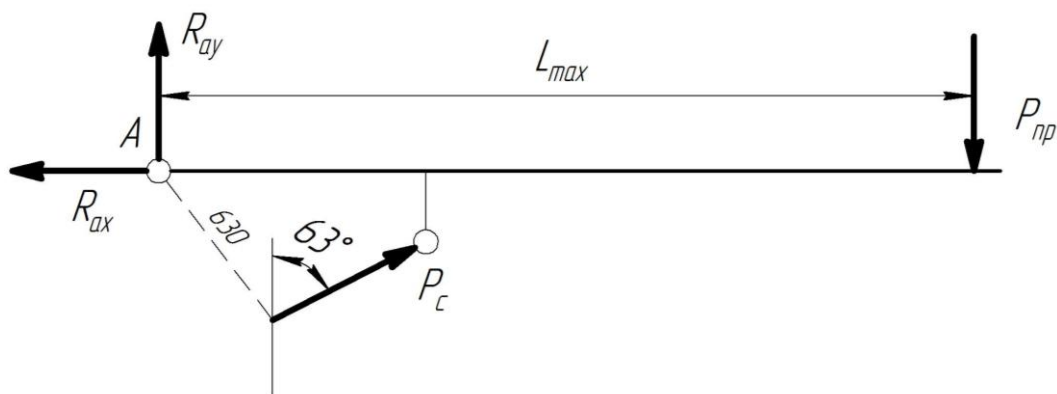


Рисунок 2.6

Для нерухомого стану колони реакції опор визначені у п.2.1.

$$R_{Gx} = 124714 \text{ Н} = 125 \text{ кН};$$

$$R_{Gy} = 24715 \text{ Н} = 125 \text{ кН};$$

для шарніра C реакції будуть

$$R_{Cx} = 85936 \text{ Н} = 86 \text{ кН};$$

$$R_{CY} = 29805 \text{ Н} = 30 \text{ кН.}$$

Для випадку нерухомої колони від механізму повороту зусилля на колону не передаються.

Для характерних перетинів колони можна визначити згинаючі моменти. Номера перетинів і значення згинальних моментів у них наведені у таблиці 2.1. Будуємо епюру згинальних моментів (рис. 2.7). У перетині 1 верхньої частини колони діятиме момент згинальний $M_1 = a_1 \cdot R_{AY}$. Цей момент виникає через зміщення відносно осі колони шарніру C . Епюра має стрибок на рівні шарніру D . Величина моменту буде $M_2 = a_2 \cdot Y$. Поява стрибка на епюрі моментів спричинена зміщенням шарніра D , яким кріпиться гідроциліндр стріли.

Навантаженість колони навантажувача змінюється залежно від розміщення механізму повороту. Для розглядуваного випадку механізм повороту встановлено справа щодо осі колони (див. рис.2.3).

З боку механізму повороту на колону буде діяти нормальна сила F_N , напрям її буде у бік колони. Вздовж осі циліндра направлена також осьова сила F_T , вона приведена до колони у співдії з крутним моментом.

До осі колони будуть також прикладені сили R_{AY} та Y , а також моменти M_1 і M_2 (див. рис. 2.4)

$$M_1 = a_1 \cdot R_{AY}; \quad M_2 = a_2 \cdot Y.$$

Оскільки прикладені сили діють у різних площинах, то епюри згинальних моментів побудовані окремо.

Запишемо умови рівноваги колони у системі координат xHy :

$$\sum F_x = 0; \quad \sum F_y = 0; \quad \sum M_H = 0. \quad (2.6)$$

Таблиця 2.1 – Згинальні моменти характерних перетинів колони навантажувача за умови нерухомої колони

Характерний перетин	Місце встановлення	Згинальний момент і його числове значення
1 перетин	шарнір А	$M_x = R_{Ay} \cdot a_1 = 6260 \text{ Н} = 6,3 \text{ кН}$
2 перетин	шарнір В	$M_x = R_{Ay} \cdot a_1 - 0,62 R_{Ax} =$ $= -47021 \text{ Н} = -47,02 \text{ кН}$
2а перетин	шарнір В (знизу)	$M_x = -R_H (0,528 + 0,445) +$ $+ 0,445 R_G = -65856 \text{ Н} = -66 \text{ кН}$
3 перетин	точка G (знизу)	$M_x = -0,528 R_H = -65856 \text{ Н} =$ $= -66 \text{ кН}$
4 перетин	місце кріплення зубчастого колеса	$M_x = R_H (0,528 - 0,409) =$ $= 14840 \text{ Н} = 15 \text{ кН}$
5 перетин	точка Н (нижня опора)	$M_x = 0$

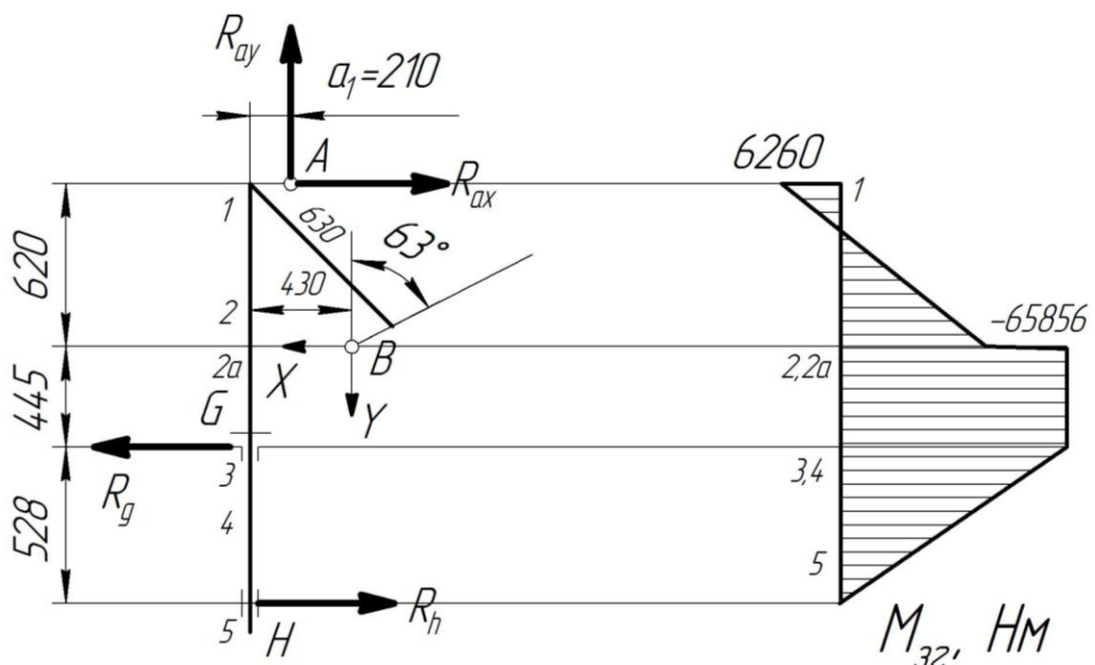


Рисунок 2.7 – Колона нерухома (схема та епюра моментів)

При повороті колони система рівнянь рівноваги буде виглядати таким чином:

$$\begin{cases} R_X + F - R_G - X + R_{AX} = 0; \\ R_{AY} - Y + R = 0; \\ 0,528 R_G + (0,528 + 0,445) X - (0,528 + 0,445 + 0,620) R_{AX} + \\ + M_1 - M_2 - 0,119 F = 0. \end{cases} \quad (2.7)$$

Вираз для визначення невідомої опорної реакції в опорі H можна отримати із третього рівняння системи (2.7)

$$R_G = - \frac{0,973 X - 1,593 R_{AX} + M_1 - M_2 - 0,119 F}{0,528}.$$

Розрахуємо реакції за умови, що нормальна сила $F=107143 \text{ Н}=107\text{кН}$.

$$R_G = - \frac{0,973 X - 1,593 R_{AX} + 0,21 R_{AY} - 0,43 Y - 0,119 F}{0,528} = 148862 \text{ Н} = 15 \text{ кН}..$$

З перших двох рівнянь системи (2.7) можемо визначити реакцію у підшипнику H і вертикальну складову R_{AX}

$$R_{AY} = Y - R = 29805 \text{ Н} = 30 \text{ кН}; \quad R_H = R_G - F + X - R_{AX} = 47719 \text{ Н} = 48 \text{ кН}.$$

Результати розрахованих згинальних моментів у площині стріли наведені у таблиці 2.2.

Отримані значення (див. табл. 2.2) використані для побудови епюри згинаючих моментів (рис. 2.8).

Таблиця 2.2 – Згинальні моменти характерних перетинів колони навантажувача за умови підйому колони сумісно з поворотом

Характерний перетин	Місце встановлення	Згинальний момент і його числове значення
1 перетин	шарнір А	$M_x = R_{AY} \cdot a_1 = 6259 \text{ Н} = 6,3 \text{ кН}$
2 перетин	шарнір В	$M_x = R_{AY} \cdot a_1 - 0,62 R_{AX} =$ $= -47021 \text{ Н} = -47,02 \text{ кН}$
2а перетин	шарнір В (знизу)	$M_x = -R_H (0,528 + 0,445) +$ $+ 0,445 R_G - F_N (0,409 + 0,445) =$ $= -65849 \text{ Н} = 66 \text{ кН}$
3 перетин	точка Г (знизу)	$M_x = -0,528 R_H + 0,489 F =$ $= -65849 = -66 \text{ кН}$
4 перетин	місце кріплення зубчастого колеса	$M_x = -(0,528 - 0,409) R_H =$ $= -4964 \text{ Н} = -5 \text{ кН}$
5 перетин	точка Н (нижня опора)	$M_x = 0$

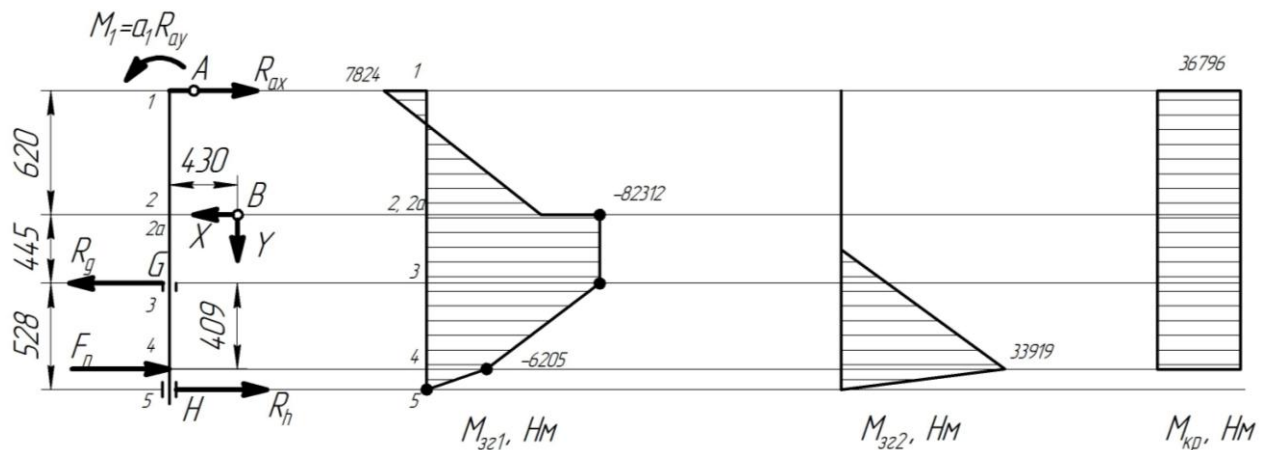


Рисунок 2.8 – Колона під час повороту (схема та епюри моментів)

Для площини дії F_T осьової сили величини моментів будуть такими ж як і для першого випадку.

Згинальний момент набуває максимального значення у перетині 4.
Вираз для визначення

$$M_{зг 2} = R_G (0,528 - 0,409) = 33919 \text{ Нм} = 34 \text{ кН}.$$

Під час повороту колона буде також навантажена крутним моментом, який можна визначити за формулою

$$M_{кр} = 0,5 F_T \cdot D = 82312 \text{ Н} = 82,3 \text{ кН}.$$

Епюри крутного моменту для колони та згинальних моментів для двох площин є на рисунку 2.8.

Доцільно також визначити сумарний згинальний момент, який буде діяти на колону

$$M_{зг с} = \sqrt{M_x + M_y}. \quad (2.8)$$

Отримані результати поміщені у таблиці 2.3.

2.4. Міцнісний розрахунок колони навантажувача ПЕ-0,8Б

Аналіз епюр моментів колони навантажувача вказує на те, що найбільше навантаженими будуть 3 і 4 перетини, а це хвостовик колони (рис. 2.9). Визначимо напруження, які можуть появитися у цих перетинах. Виконаємо це враховуючи те, як розміщений механізм повороту колони.

Для перетину 4 – форма круг, так як колона – це суцільний вал діаметром 105 мм. У цьому перетині встановлене зубчасте колесо, яке зазнає сумісної дії згину та кручення.

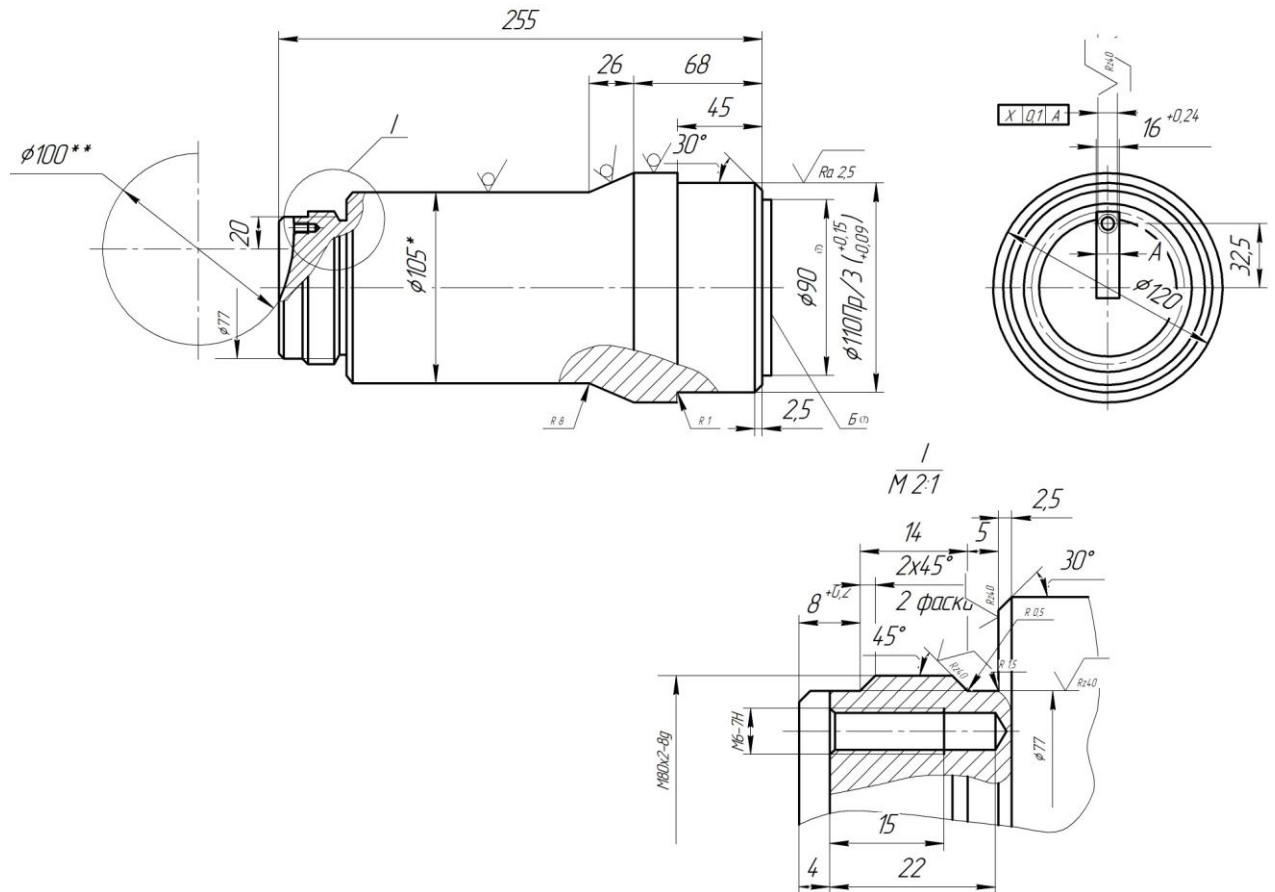


Рисунок 2.9 – Хвостовик колони

Для нормальних напружень маємо відому залежність [4, 10, 12, 13]

$$\sigma = \frac{M_{зг\ c}}{W_x} \leq [\sigma], \quad (2.9)$$

де $M_{зг\ c}$ – сумарне значення згинального моменту, з табл.2.3

$$M_{зг\ c} = 27585,6 \text{ Нм};$$

W_x – для поперечного перетину колони значення осьового моменту

$$\text{опору, для круга матимемо } W_x = \pi D^3 / 32 ,$$

$$\text{для перетину, який перевіряємо на міцність } W_x = 0,000414 \text{ м}^3;$$

$[\sigma]$ – допустиме нормальне напруження, залежить від матеріалу

хвостовика колони, для сталі $[\sigma] = 120 \text{ МПа}$ [13].

Таблиця 2.3 – Значення згинаючого $M_{зг}$ та крутного $M_{кр}$ моментів для двох випадків навантаження колони

Позначення перетину	Нерухома колона	Механізм повороту розташований зліва			Момент крутний $M_{кр}$, Нм
	$M_{зг}$, Нм	$M_{зг1}$, Нм	$M_{зг2}$, Нм	$M_{згc}$, Нм	
1	6259	6259		6259	29437
2	47021	47021		47021	29437
2а	-65850	-65850		-65850	29437
3	-65850	-65850		-65850	29437
4	-14841	-4964	27135	27586	29437
5	0	0	0	0	0

Розрахуємо залежність (2.9) і визначимо нормальні напруження для характерних станів колони:

- колона нерухома, $M_{кр} = 0$

$$\sigma = \frac{14848,8}{0,000414} = 35,8 \text{ МПа};$$

- колона рухома, зліва знаходиться механізм повороту, нормальні напруження визначають за формулою [4, 10, 12, 13]

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{M_{згc}}{W_x}\right)^2 + 4\left(\frac{M_{кр}}{W_p}\right)^2} \leq [\sigma], \quad (2.10)$$

де W_p – полярний момент опору для поперечного перетину колони, для

круга $W_p = \pi D^3 / 16$; для перетину, який досліджуємо

$$W_p = 0,000828 \text{ м}^3.$$

Розрахувавши залежність (2.10) матимемо

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{27585,6}{0,000414}\right)^2 + 4\left(\frac{36796}{0,000828}\right)^2} \leq 111 \text{ МПа} < [\sigma] = 120 \text{ МПа}.$$

Значення, які отримали задовільняють умову міцності матеріалу хвостовика колони.

2.5. Проектування шестерні колони навантажувача

Циліндр повороту колони навантажувача має зубчасту рейку, яка входить у зачеплення із шестернею (рис 2.10). Шестерню встановлюють на хвостовик колони через шліцьове з'єднання. Вона ж забезпечує передачу крутного моменту, для виконання повороту колони. Габаритні розміри шестерні обмежені місцем її встановлення, тому вона порівняно невеликого діаметру і є дуже навантаженою деталлю механізму повороту.

Виконаємо її розрахунок застосовуючи відомі методики розрахунку зубчастих коліс [4, 13, 35]. Доцільним є проектний розрахунок за робочим навантаженням (номінальним) і перевірка за піковими короткотривалими навантаженнями виходячи з відповідних умов міцності.

Для розрахунків використаємо значення номінального тиску у гідросистемі, а саме у гідроциліндрі, який задіяний у повороті колони навантажувача Цей тиск - $p_{НОМ} = 15 \text{ МПа}$ [18].

Визначатимемо номінальні значення навантажень, що діють з боку зубчастої рейки циліндра повороту на шестерню.

Осьова сила

$$P_{OC} = p_{НОМ} \cdot F ; \quad (2.11)$$

нормальна сила

$$P_H = P_{OC} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ. \quad (2.12)$$

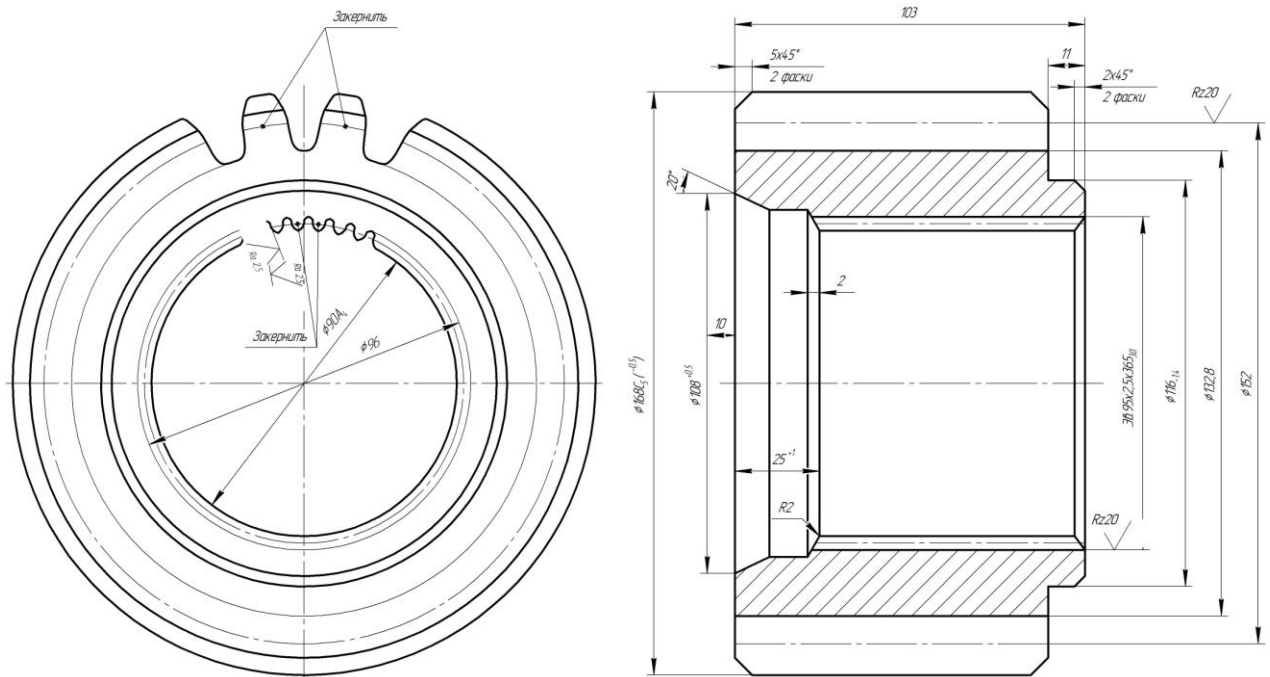


Рисунок 2.10 – Шестерня

Розрахувавши, матимемо:

$$P_{OC} = 15 \cdot 10^6 \cdot 0,01 = 150000 \quad H=150 \text{ кН};$$

$$P_H = 15000 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 54596 \quad H=54,6 \text{ кН}.$$

Сумарне значення сили для зубчастого зачеплення буде

$$P = \sqrt{P_{OC} + P_H}. \quad (2.13)$$

Отримаємо

$$P = 150000 + 54596 = 204596 \quad H=204,6 \text{ кН}.$$

Шестерня передає крутний момент, отримати його можемо так

$$M_{KP} = P_{OC} \cdot r . \quad (2.14)$$

де r – відстань, яку визначаємо залежно від габаритів механізму повороту колони, $r = d/2 = 0,152$ м.

Буде

$$M_{KP} = 204596 \cdot 0,152 / 2 = 15549 \text{ Нм} = 15,6 \text{ кНм}.$$

На зуб шестерні хвостовика колони будуть діяти сили, схема яких показана на рисунку 2.11.

Матеріал шестерні – сталь 12ХНЗА. Розрахунок допустимого напруження виконаємо користуючись відповідними рекомендаціями [4, 13, 35]. Прийmemo механічні характеристики сталі $\sigma_B = 670$ МПа і $\sigma_{-1} = 340$ МПа.

Для визначення допустимих навантажень на зуби шестерні використаємо формулу [13]

$$[\sigma_{зr}] = \frac{(1,4 - 1,6) \cdot \sigma_{-1}}{[n] \cdot k_\sigma}, \quad (2.15)$$

де $[n]$ – коефіцієнт допустимий запасу міцності, для коліс виготовлених зі сталі з термообробкою закалюванням $[n] = 1,5$ [13];

k_σ – коефіцієнт ефективний, який визначає концентрацію напружень біля кореня зубів шестерні $k_\sigma = 1,2$.

Визначимо, користуючись (2.15), допустимі значення напружень у шестерні

$$[\sigma_{зr}] = \frac{1,6 \cdot 390 \cdot 10^6}{1,5 \cdot 1,2} = 29,2 \text{ МПа}.$$

Так як про передачу є обмежені відомості, то розрахунок геометричних параметрів шестерні колони виконаємо як проектний за формулою [13]

$$m = \sqrt[3]{\frac{2}{z \cdot y \cdot \psi [\sigma_{3T}]} \cdot K_K K_D M_K} \cdot \quad (2.16)$$

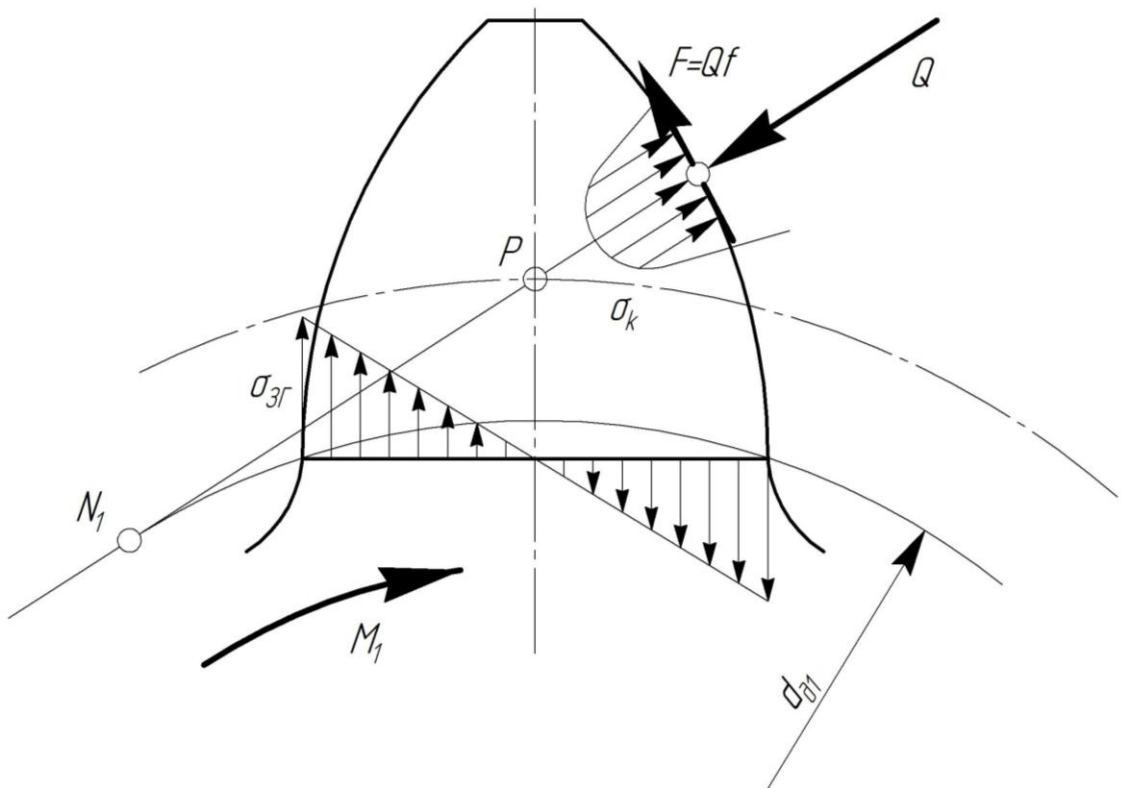


Рисунок 2.11 – Схема дії сил на зуб шестерні у передачі рейка-шестерня

Щоб розрахувати модуль шестерні задаємо необхідні величини:

z – кількість зубів, прийmemo $z = 19$;

y – коефіцієнт форми зуба, $y = 0,47$;

ψ – коефіцієнт довжини зуба або ширини вінця зубчастого колеса, $\psi = 14,6$;

K_K – коефіцієнт концентрації, $K_K = 1,05$;

K_D – динамічний коефіцієнт, $K_D = 1,1$.

Розрахуємо

$$m = \sqrt[3]{\frac{2}{19 \cdot 0,47 \cdot 14,6 \cdot 29,2 \cdot 10^6} \cdot 1,05 \cdot 1,1 \cdot 11400} = 0,0081 \text{ м.}$$

Відповідно прийmemo $m=8$ мм.

Вважатимемо, що зуби шестерні не кориговані. Визначимо геометричні параметри шестерні, яка приводить у рух колону навантажувача [4, 13, 35]:

$$d_{\text{д}} = m \cdot z ; \quad (2.17)$$

діаметри впадин і головок зубів

$$d_{\text{г}} = m \cdot (z + 2) ; \quad (2.18)$$

$$d_{\text{б}} = m \cdot (z - 2,5) . \quad (2.19)$$

Отож

$$d_{\text{д}} = 8 \cdot 19 = 152 \text{ мм};$$

$$d_{\text{г}} = 8 \cdot (19 + 2) = 168 \text{ мм};$$

$$d_{\text{б}} = 8 \cdot (19 - 2,5) = 132 \text{ мм}.$$

Зуби шестерні не кориговані. Визначимо радіус основного кола r , який потрібний, щоб формувати евольвентний профіль зубів. Він описаний так

$$r = R_{\text{д}} \cdot \cos \alpha , \quad (2.20)$$

де α – кут зачеплення, $\alpha = 20^{\circ}$.

Буде

$$r = (152 / 2) \cdot \cos 20^{\circ} = 142 ,3 \text{ мм}.$$

Зуби шестерні евольвентного профілю. Потрібно також визначити товщину зуба. Можна це робити на будь-якому колі відповідним радіусом R_i , для цього скористаємося виразом [1]

$$a'_i = 2R_i \left(\frac{a'_d}{2R_L} + \text{inv } \alpha_0 - \text{inv } \alpha_i \right). \quad (2.21)$$

Для такого випадку доцільно використовувати спеціальні функції

$$\text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha - \alpha; \quad i \text{ inv } \alpha_i = \text{tg } \alpha_i - \alpha_i.$$

Формула (2.21) забезпечує отримання значень товщини зуба на основному і ділильному колах, а також висоту головки зуба. Результати вміщено у таблицю 2.4.

Таблиця 2.4 – Величини товщин зуба шестерні

Кола	Ділильне	основне	Висота головки
Значення діаметра, мм	152	142	168
$\text{inv } \alpha =$	0,0149044	0,014904384	0, 0149044
товщина зуба, a , мм	12,56	14,38	5,68

Маючи основні параметри зубів шестерні, необхідно також виконати перевірку зубів на міцність. Для ілюстрації сил, які діють на зуби шестерні скористаємося рисунками 2.11-2.12.

У небезпечному перетині зуба виникне максимальне напруження, його можна отримати користуючись формулою [13]

$$\sigma = \frac{K_K \cdot K_D \cdot P}{y m b} \leq [\sigma], \quad (2.22)$$

де b – ширина вінця шестерні (довжина зуба), $b=103$ мм;

y – коефіцієнт, що визначає форму зуба, знаходимо так

$$y = \frac{1}{\frac{6 m l}{s^2} - \frac{m \cdot \sin \alpha'}{s \cdot \cos \alpha}} = 0,57, \quad (2.23)$$

де s – товщина зуба, який він має у небезпечному перетині, $s = 14,88$ мм;

l – висота зуба, яка є плечем сили, що згинає зуб, $l = 18$ мм.

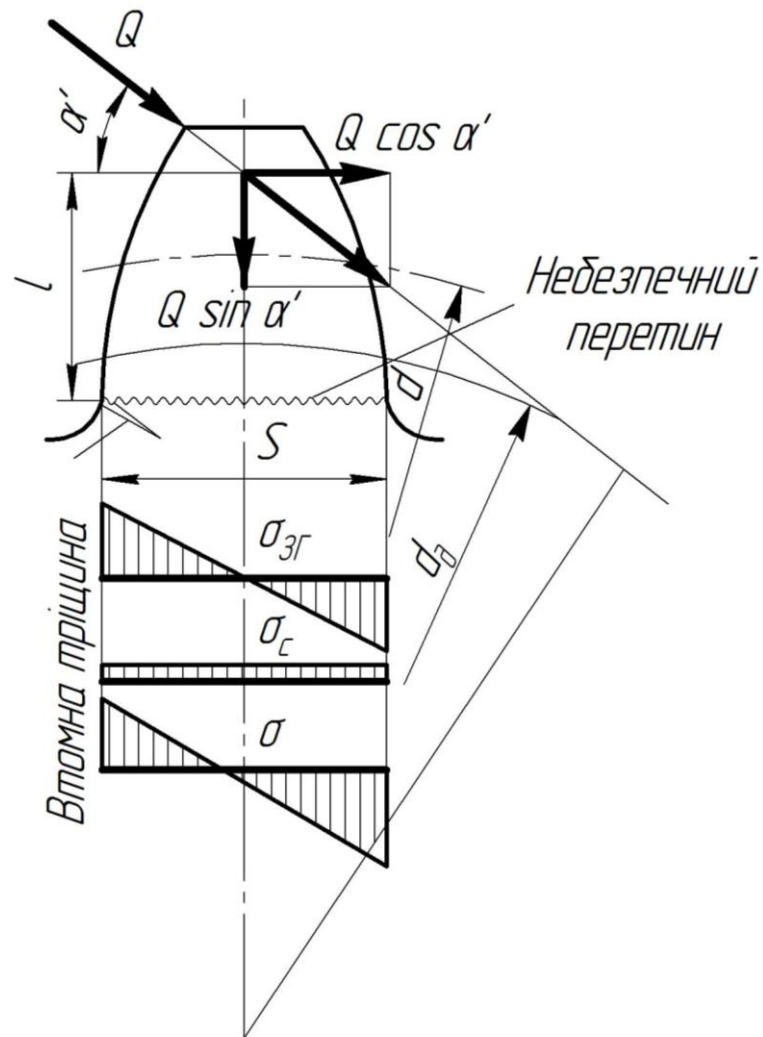


Рисунок 2.12

Згідно залежності (2.22) визначаємо максимальні напруження у перетині зуба

$$\sigma = \frac{1,05 \cdot 1,1 \cdot 159626}{0,57 \cdot 0,008 \cdot 0,103} \approx 380 \text{ МПа} < [\sigma] = 418 \text{ МПа.}$$

Отримане значення показує, що умова міцності для зубів шестерні для номінальних напружень, виконується. На шестерню також будуть діяти короткочасні пікові навантаження. Їх спричиняє зростання тиску до 30 МПа.

Це зусилля спричиняє появу осьової сили $P=369$ Н і крутного моменту $M=Pd/2=33948$ Нм=34 кНм.

Міцність зубів шестерні на випадок короткотривалої дії перевантажень виконують так [13]

$$\sigma_{\max} = \sigma_{зг} (M_{II} / M) < [\sigma_{зг}]_{ПП}, \quad (2.24)$$

де σ_{\max} – нормальне максимальне напруження згину на випадок дії M_{II} , викликаного піковими навантаженнями;

$\sigma_{зг}$ – нормальне напруження, що виникає у зубах шестерні завдяки дії моменту M ;

$[\sigma_{зг}]_{ПП}$ – допустиме значення навантаження (граничне). Для сталі 18ХГТ це значення беруть із співвідношення

$$[\sigma_{зг}]_{ПП} = 0,8 \sigma_B = 0,8 \cdot 950 = 760 \text{ МПа.}$$

Результат (2.24)

$$\sigma_{\max} = 38 \cdot \frac{34}{15,3} = 74,4 \text{ МПа.}$$

Для матеріалу шестерні при дії короткочасних перевантажень умова міцності виконується. Отже, виконані розрахунки підкріплюють прийняті рішення.

3. ДОСЛІДЖЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ УДОСКОНАЛЕНОГО НАВАНТАЖУВАЧА

3.1. Параметри навантажувального механізму навантажувача

Завдяки маневреності та високій продуктивності на різних сільськогосподарських та будівельно-монтажних роботах застосовують універсальні навантажувачі. Простота конструкції, змінні робочі органи та можливість використання базового шасі як тягача – основні переваги таких навантажувачів. Навантажувачі періодичної дії на колісному чи гусеничному ході мають кожен свої переваги. Колісні мають більшу маневреність і мобільніші, не руйнують поверхонь, на яких працюють, легші у керуванні, менше спрацьовуються. Щодо гусеничних, то їм властиві більші напрані зусилля, повніше наповнення ковшів, вища прохідність завдяки меншому питомому тиску на поверхню [2, 8, 9, 23, 42-42].

У даній кваліфікаційні роботи удосконалено механізм повороту колони грейферного навантажувача ПЕ-0,8Б. Він обладнаний поворотною стрілою, має можливість працювати на невеликих площадках, універсальний, цикл навантаження скорочений, може вибирати матеріал із ям і траншей. Для зручності у роботі має керовані гідроциліндрами виносні опори та на передній навісці лопату. Завдяки такій конструкції розвантажуються колеса, підвищується бокова та поздовжня стійкість.

Навантажувач обладнаний колоною з механізмом повороту встановленим на рамі. До колони кріплять стрілу, яка складається із двох секцій з гідроциліндрами керування та вантажозахватний орган.

Удосконалення конструкції навантажувача потребує певних обґрунтувань та розрахунків. Виконують їх за схемою як для фронтальних навантажувачів (рис. 3.1). Вихідні дані: вантажопідйомність Q , навантажувальна висота $H = 2,5 \dots 6$ м, діапазон роботи грейфера (висота

підвісу $H_{ГР}$ та глибина опускання H_o), виліт стріли $L = 1...5$ під час навантаження. Важливими є показники базової машини: координати центра ваги, маса, поздовжня база, діаметр коліс, розмір їх колії і навантаження на них та кут повороту [23].

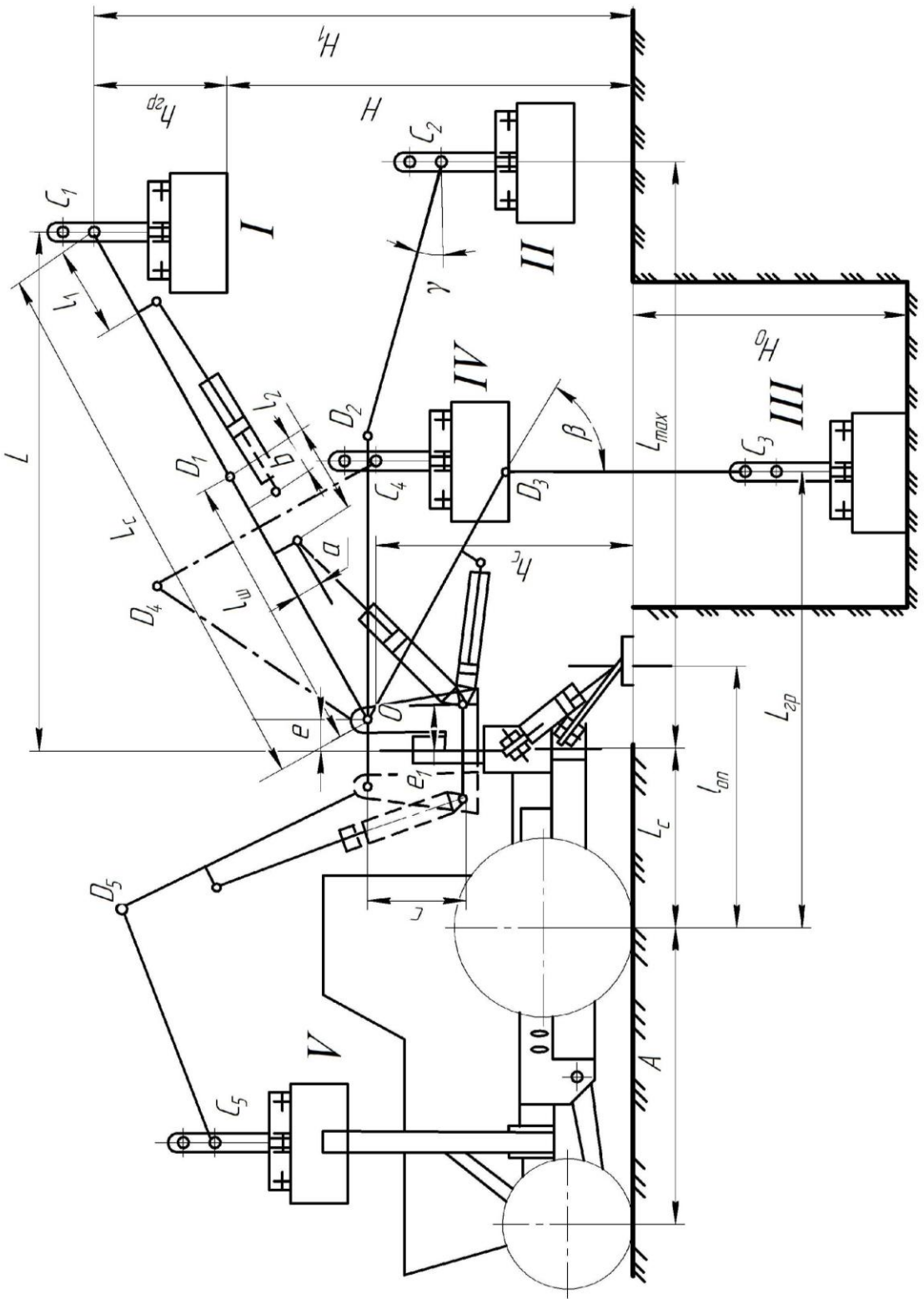


Рисунок 3.1

Визначити геометричні параметри навантажувального механізму грейферного навантажувача можна лише графічно, оскільки вони взаємопов'язані. Спершу необхідно визначити висоту до отвору у штанзі грейфера, завдяки якому його з'єднують зі стрілою т.с₁ (див. рис.3.1). Переважно є два отвори для роботи на різних висотах, один для опорної площадки, інший для роботи у заглибленнях (ямах, траншеях). Нижчий отвір має висоту $h_{gp} = 1,5 R$, де R – радіус для підвішання щелеп грейфера.

Щоб визначити довжину стріли, спершу визначають висоту шарніра грейфера стріли, тобто т.с₁ для положення завантаження матеріалу (І положення)

$$H_1 = H + h_{gp} . \quad (3.1)$$

тоді довжина стріли [23]

$$L_c = \sqrt{L^2 + (H_1 - h_c)^2} , \quad (3.2)$$

де L – при завантаженні виліт стріли;

h_c – висота розташування на порталі шарніра стріли, з [23]

$$h_c = (0,5 - 0,6)H . \quad (3.3)$$

Положення т. D₁ – відстань до встановлення шарніра секцій стріли

$$l_{ш} = (0,5 - 0,7)L_c . \quad (3.4)$$

Якщо ці значення є великі, то зменшують глибину опускання грейфера H_0 .

Важливим є також визначити місця розташування кріплень стріли та гідроциліндрів [23]

$$l_c = (0,45 - 0,55)A ; c = (0,12 - 0,13)L_c ; e = (0,05 - 0,06)L_c ; a = (0,02 - 0,03)L_c ;$$

$$b = (1,5 - 1,8)a ; \quad e_1 = (1,1 - 1,2)e ; \quad l_1 = l_2 = (0,15 - 0,16)L_C . \quad (3.5)$$

Місця встановлення гідроциліндрів можна змінювати відносно їх довжин [23]:

$$L_{Ц.В} = 2h + (300 \dots 320) ; \quad L_{Ц.ВТ} = h + (300 \dots 320) . \quad (3.6)$$

Для положення II (див. рис. 3.1) на відриві матеріалу визначають максимальний виліт стріли L_{\max} . Друга секція стріли має мати кут нахилу $\gamma = 15 \dots 30^\circ$, щоб забезпечити відрив матеріалу водночас двома циліндрами

$$L_{\max} = l_{III} + (L_C - l_{III}) \cos \gamma + e . \quad (3.7)$$

Відстань розташування грейфера до осі моста $L_{ГР}$ та глибину опускання грейфера H_O визначають для положення III (див. рис. 3.1) залежно від кута опускання β . Цей кут залежить від розташування першої із секцій стріли. Її визначатиме довжина гідро циліндра при витягнутому штоці. Щоб забезпечити нормальну роботу навантажувача рекомендують $[L_{ГР}] = 2,5 \dots 3$ м, $\beta \geq 45^\circ$ [23]. Удосконалюючи навантажувачі ці параметри визначають так [23]:

$$L_{ГР} = l_C + l_{III} \cdot \sin \beta + e > [L_{ГР}] ; \quad (3.8)$$

$$H_O = h_{зр} + (L_C - l_{III}) - (h_C - l_{III} \cdot \cos \beta) . \quad (3.9)$$

Транспортне положення для коротких відстаней (положення IV, див. рис. 3.1) за максимального підйому стріли і мінімального кута між секціями стріли дає змогу визначити найбільшу з довжин гідроциліндра, який піднімає стрілу і найменшу з довжин гідроциліндра, який повертає другу секцію. Для першого гідро циліндра шток має бути висунутим, для другого – втягнутим.

Транспортне положення навантажувача для значних відстаней (положення V, див. рис. 3.1) при русі на максимальній швидкості базової моделі машини має бути таким, щоб розташування стріли з підвішеним до неї грейфером, який розташовується над двигуном, забезпечувало достатній огляд водію.

3.2. Характеристики удосконаленого механізму повороту навантажувача

Рейковий механізм повороту навантажувача ПЕ-0,8Б має певні кінематичні характеристики, які залежать від параметрів шестерні та рейки. Модуль зачеплення для зубів шестерні та рейки – 8 мм. Відстань від осі шестерні до бази рейки – 122 мм. Кути: профілю зубів 20° , гальмування – 25° . Щоб забезпечити поворот колони на 270° хід рейки має бути 460 мм. Конструктивно зубчасту рейку встановлюють на два поршні, завдяки чому вона може переміщатися у гільці гідроциліндра діаметром 125 мм. Зазор між рейкою та гільзою циліндра – 2мм. Діаметр рейки зовнішній 121 мм, висота зубів 16 мм. Так як на рейці нарізані зуби, то міцність її зменшується під час експлуатації. Кінці гільзи циліндра, у якій знаходиться рейка, встановлені консольно і під час роботи через дію поршнів отримують додаткові навантаження [8, 42, 43, 44].

Навантаження передається так: сила інерції P через зуби шестерні на колоні буде діяти на зуби рейки. Для зручності розкладемо силу інерції на складові: нормальну P_r (напряв перпендикулярно осі рейки) і поздовжню P_t (напряв паралельно осі рейки). Поздовжня сила відносно нейтральної осі рейки прикладена з ексцентриситетом. Дія зовнішніх сил на рейку спричиняє виникнення реакцій R_A і R_B в опорах, якими є поршні. Через поршні реакції будуть передаватися на гільзу поршня. Сила P_t спричинятиме зростання тиску у порожнині гідроциліндра, яке сприйматиме кришка.

Характерним для розрадуваного випадку є те, що усі частини механізму повороту будуть зазнавати складного напруженого стану: для гільзи циліндра буде згин і розтяг, для рейки – згин і позацентровий стиск. Такий навантажений стан буде спричиняти деформацію конструктивних елементів механізму повороту. Наслідком буде прогин рейки у бік гільзи циліндра. Результат – порушення технологічного процесу.

Щоб виявити причини небажаних деформацій у вузлах механізму повороту розрахункову схему (рис. 3.2). Рейку розглядатимемо як балку постійного поперечного перетину, встановлену на дві опори, якими є поршні. Коли рейка переміщається, то один із поршнів буде заходити на консольну ділянку гільзи. Через це виникатиме додаткова деформація гільзи – прогин від поршнів. Тому у розрахунковій схемі одна із опор балки (рейки) буде на пружній основі.

Балка навантажена вертикальною силою P_r і згинальним моментом $M=P_t \cdot e$, який створює поздовжня сила P_t , яка відносно нейтральної осі рейки прикладена з ексцентриситетом $e=0,04\text{м}$. Значення цих зусиль визначаємо за величини тиску у гідросистемі $p_r=25\text{ МПа}$, що появляється під час гальмування. Поздовжня сила

$$P_t = F \cdot p_r, \quad (3.10)$$

де F – площа перетину поршнів гідроциліндрів.

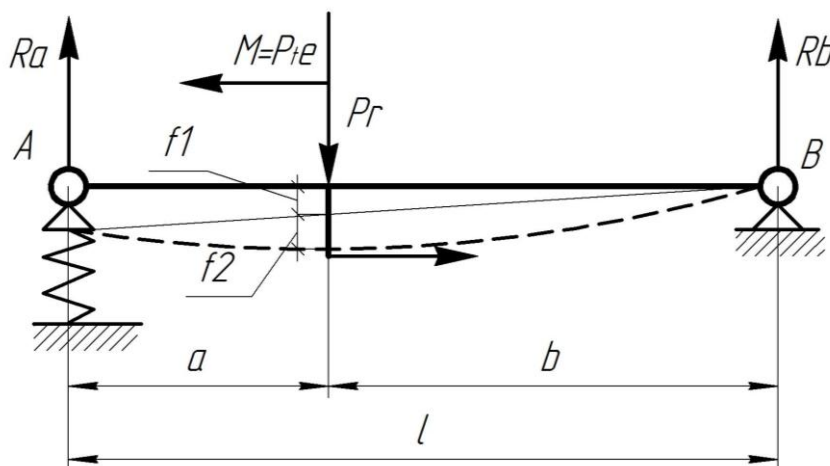


Рисунок 3.2

Нормальну силу P_r , що діє на рейку вертикально, визначають з кінематики зубчастого зачеплення, враховуючи, що кут зачеплення $\alpha=20^\circ$

$$P_r = P_t \cdot \operatorname{tg} \alpha . \quad (3.11)$$

Розрахункові значення сил $P_t=250$ кН, $P_r=91$ кН, які виникають у зачепленні шестерня-рейка механізму повороту, визначаємо за формулами (3.28) і (3.29).

Повне значення сили P матимемо

$$P = \sqrt{P_t^2 + P_r^2} = \sqrt{250^2 + 91^2} = 266 \text{ кН.}$$

Момент згину буде $M=10,7$ кНм.

Користуючись рекомендаціями з опору матеріалів [10, 12, 47, 48] визначимо повний прогин балки – рейки механізму повороту колони навантажувача

$$f=f_1+f_2, \quad (3.12)$$

де f_1 – прогин, якого рейка зазнає від згину;

f_2 – прогин через просідання під поршнем гільзи гідроциліндра.

Окремо розглядатимемо навантаженість рейки передачі рейка-шестерня і гільзи циліндра.

Схема для визначення прогину рейки показана на рис. 3.3. Рейка замінена балкою довжиною l , яка поміщена на дві шарнірні опори, якими є поршні. На відстані b від правої опори, або a від лівої опори навантажимо балку зосередженою силою P_r і моментом згинальним M , який викликаний через позацентрове прикладання сили P_t .

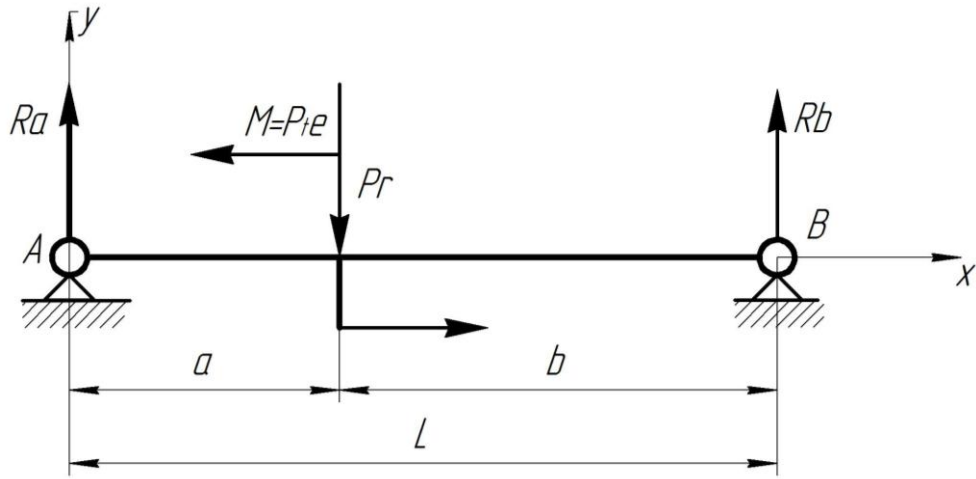


Рисунок 3.3

Реакції в опорах (поршнях) будуть

$$R_A = (P_r \cdot b + M) / l, \quad R_B = (P_r \cdot a - M) / l.$$

На лівій опорі, опорі А, прикладемо початок координат. Вісь X зорієнтуємо вправо. На балці виділимо дві ділянки, вирази згинальних моментів будуть різні, Запишемо їх:

- на першій ділянці

$$M_1 = \left(\frac{P_r \cdot b + M}{l} \right) x_1;$$

- на другій ділянці

$$M_2 = \left(\frac{P_r \cdot b + M}{l} \right) x_2 - P(x_2 - a) - M.$$

Щоб отримати значення прогинів рейки, скористаємося диференціальним рівнянням зігнутої осі балки і проінтегруємо його (таблиця 3.1).

Таблиця 3.1

Ділянка перша	Ділянка друга
---------------	---------------

$EI y_1'' = \left(\frac{P_r \cdot b + M}{l} \right) x_1$	$EI y_2'' = \left(\frac{P_r \cdot b + M}{l} \right) x_2 - M$
$EI y_1' = \left(\frac{P_r \cdot b + M}{l} \right) \frac{x_1^2}{2} + C_1$	$EI y_2' = \left(\frac{P_r \cdot b + M}{l} \right) \frac{x_2^2}{2} - M \cdot x_2 + C_2$
$EI y_1 = \left(\frac{P_r \cdot b + M}{l} \right) \frac{x_1^3}{6} + C_1 x_1 + D_1$	$EI y_2 = \left(\frac{P_r \cdot b + M}{l} \right) \frac{x_2^3}{6} - \frac{M \cdot x_2^2}{2} + C_2 + D_2$

Рівняння для визначення кутів повороту і прогинів балки (зубчастої рейки) містять чотири постійних інтегрування D_1, D_2, C_1, C_2 . Щоб визначити ці постійні, потрібно скласти чотири умови. Як початкові приймемо умови на опорах. Перетин на опорі А: $x_1=0$ прогин буде $y_1=0$. Перетин на опорі В: $x_2=l$ прогин буде $y_2=0$. Ще дві умови будуть на границях ділянок, при $x_1=x_2=a$

$$EI y_1' = EI y_2'; \quad EI y_1 = EI y_2. \quad (3.13)$$

Запишемо рівняння для постійних інтегрування

$$C_1 = -\frac{P_r \cdot b}{6l} (l^2 - b^2) - M \cdot a + \frac{M \cdot a^2}{2l} + \frac{M \cdot l}{3};$$

$$C_2 = -\frac{P_r \cdot b}{6l} (l^2 - b^2) + \frac{M \cdot a^2}{2l} + \frac{M \cdot l}{3};$$

$$D_1 = 0; \quad D_2 = \frac{M \cdot l^2}{3} - C_2 l.$$

Опираючись на отримані результати, можна визначити прогин першої ділянки балки, враховуючи різні положення зовнішніх навантажень (згинального моменту і зосередженої сили).

Рівняння для прогину балки на першій ділянці [12]

$$EIy_1 = \left(\frac{P_r b}{l} + \frac{M}{l} \right) \frac{x_1^3}{6} + \left[-\frac{P_r b}{6l} (l^2 - b^2) - Ma + \frac{Ma^2}{2l} + \frac{Ml}{3} \right] x_1. \quad (3.14)$$

Рівняння (3.14) можна використати, щоб визначити прогин рейки f_1 . Щоб отримати числове значення прогину, необхідно знати яким є поперечний перетин рейки, так як у рівняння для визначення прогинів і кутів повороту входить величина I – осьовий момент інерції поперечного перетину розраховуваної балки. Цей параметр – основна характеристика поперечного перетину балки, що зазнає деформації згину, характеризує її жорсткість, тобто здатність протистояти деформаціям.

Зубчасту рейку виготовляють нарізавши зуби вздовж заготовки циліндричної форми. Реально зубчаста рейка – балка, яка має змінний поперечний перетин, враховуючи чергування виступів і впадин. За формою поперечний перетин як на зубах, так і впадинах зубчастої рейки – коло з відрізним сегментом (рис. 3.4). Для зубів цей сегмент буде меншим, ніж для впадин.

Зубчаста рейка механізму повороту навантажувача ПЕ-0,8Б виготовлена зі сталевого круга діаметром $D=121$ мм. Зрізи сегментів для зубів 17,26 мм, для впадин 33,26 мм.

Параметр a – відстань від головки або впадини зуба до осі рейки.

Величина a буде для

- зубів $a = (121 / 2) - 17,26 = 43,24$ мм;

- для впадин $a = (121 / 2) - 33,26 = 27,24$ мм.

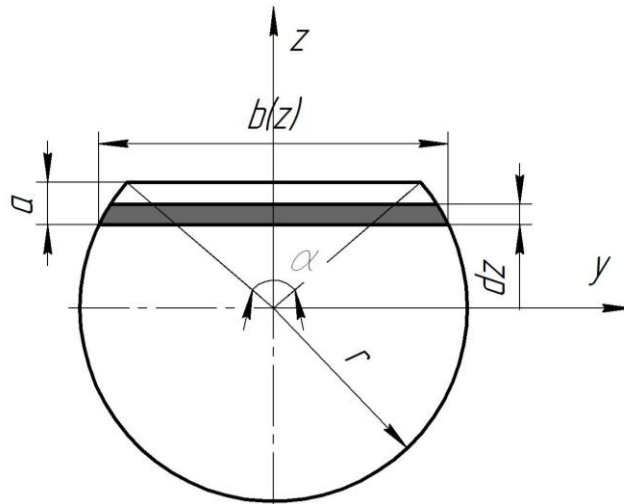


Рисунок 3.4

Щоб визначити момент інерції поперечного перетину рейки (півколо з відрізанним сегментом радіусом r) усю площу потрібно розбити вздовж осі Oz на вузькі смуги розміром dz . Ширина смуг за висотою перетину буде змінною $b=b(z)$. Відповідно елементарну площу можна визначити так

$$dF = b(z)dz. \quad (3.15)$$

Визначимо момент інерції

$$J_B = \int_F z^2 \cdot b(z) dz. \quad (3.16)$$

Для розрахунку доцільно ввести нову змінну інтегрування кут α

$$z = r \cos \frac{\alpha}{2}; \quad dz = -\frac{1}{2} r \sin \frac{\alpha}{2} d\alpha; \quad b(z) = 2r \sin \frac{\alpha}{2}. \quad (3.17)$$

Для змінної z і для змінної α межі інтегрування у таблиці 3.2.

Враховуючи залежність (3.34) можна визначити момент інерції перетину рейки

$$J_B = - \int_{\pi}^{2 \arccos \frac{r-a}{r}} r^2 \cos^2 \frac{\alpha}{2} \cdot 2r \sin \frac{\alpha}{2} \cdot \frac{1}{2} r \sin \frac{\alpha}{2} d\alpha = \frac{r^4}{4} \left(\frac{\alpha}{2} - \frac{\sin 2\alpha}{4} \right) \Bigg|_{\pi}^{2 \arccos \frac{r-a}{r}} \quad (3.18)$$

Таблиця 3.2

Змінні	Верхня межа	Нижня межа
z	π	0
α	$2 \arccos \frac{r-a}{r}$	$r-a$

Момент інерції для півкруга [10, 12]

$$J_H = \pi \cdot r^4 / 8. \quad (3.19)$$

Для поперечного перетину рейки повний момент інерції можна визначити так

$$J = J_B + J_H. \quad (3.20)$$

Через те, що поперечний перетин рейки змінний, то будуть змінюватися моменти інерції балки. Якщо розглядати балку постійного поперечного перетину, то доцільно визначати еквівалентний момент інерції, яким є середнє значення мінімального і максимального моментів інерції

$$J_{екв} = \frac{J_{max} + J_{min}}{2}. \quad (3.21)$$

Для рейки механізму повороту навантажувача еквівалентний момент інерції $6392440 \text{ мм}^4 = 6,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$.

Напружений стан всього механізму повороту навантажувача спричинений силовою взаємодією у зачепленні рейка-шестерня. Рейка механізму повороту переміщається у гідроциліндрі, відповідно шестерня змінює своє положення відносно рейки, у результаті буде змінюватися місце прикладання зовнішніх силових факторів. Аналізуючи розрахункову схему (рис. 3.5) можна стверджувати, що величина a – перетин, у якому прикладені зосереджена сила і момент, може змінюватися від 0 до l , тобто $0 \leq a \leq l$. Тому необхідно визначити положення рейки, відстань a , за якого прогин буде найбільшим.

Прогин рейки розраховуємо. Силкові фактори, прикладені до рейки (балки у схемах), визначають при максимальному тиску у циліндрі, це відбувається під час гальмування стріли. Дані вміщені на початку розділу.

Розрахунок прогину реалізуємо з допомогою комп'ютера. У розрахунках приймемо допущення – величини моменту інерції поперечного перетину рейки (балки) вважатимемо постійними. Для визначення прогину скористаємося блок-схемою програми (рис. 3.5), у якій реалізовано модифікацію вхідного параметра a , тобто зміни точки прикладання зосереджених силових факторів – сили та згинального моменту.

Розрахунок виконано для значень a , що змінюються від 0 до $l=590$ мм. На кожному значенні a числовими методами модифікацією x на крок 0,01 мм визначено максимальний прогин f_1 . Значення прогину рейки механізму повороту колони навантажувача залежно від відстані a , тобто точки прикладання сили P показано графічно (рис. 3.6).

Найбільше значення прогину $f_{\max} = 1,3$ мм буде тоді, коли зовнішнє навантаження діятиме на $a=0,5$ м від опори зліва.

Поршні є опорами рейки механізму повороту. Якщо лівий поршень буде на відстані $a=0,5$ м від зони зачеплення рейки і шестерні, то буде знаходити на консоль гільзи гідроциліндра. Положення поршня у гільзі потрібно визначити. Використаємо такі дані: консольна частина гільзи на навантажувачі – 340 мм; робоча поверхня рейки довжиною 590 мм; довжина поршня – 48 мм. Положення поршня таке: $(560-500=60$ мм – відстань від краю гільзи, або відстань $340-60=280$ мм відстань від защемлення гільзи гідроциліндра. Для розглядуваного випадку консольна частина гільзи на відстані 280 мм буде навантажена вертикальною реакцією поршня.

Визначимо прогин гільзи. Гільзу на розрахунковій схемі (рис. 3.7) покажемо у вигляді балки жорстко закріпної одним кінцем. Зосереджена сила R_a буде діяти на відстані 0,28 м. Визначимо її

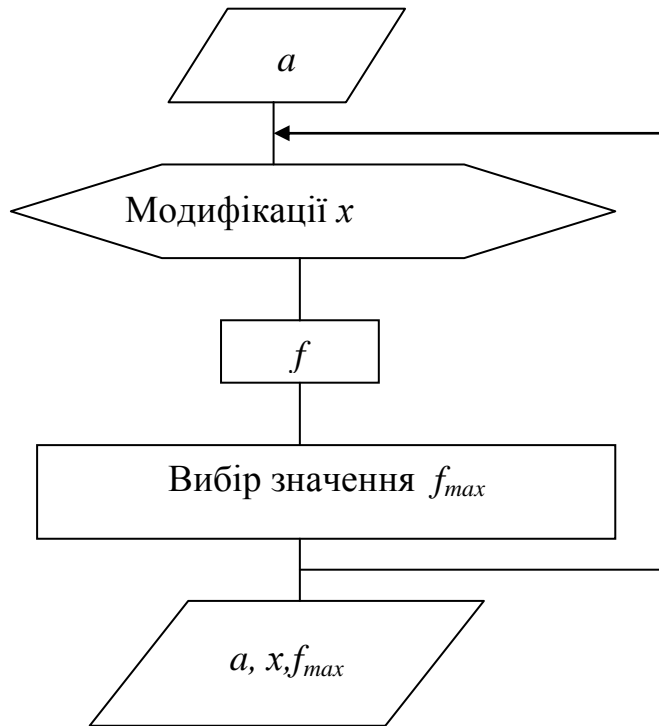


Рисунок 3.5

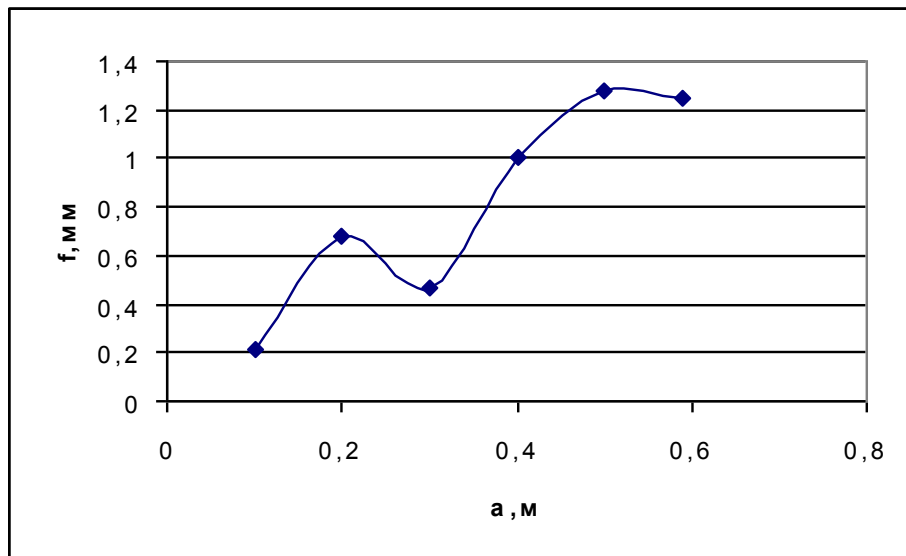


Рисунок 3.6

$$R_a = \frac{P_r (l - a)}{l} + \frac{M}{l} = \frac{91000 \cdot (0,59 - 0,5)}{0,59} + \frac{10700}{0,59} = 32017 \text{ Н} = 32 \text{ кН.}$$

Щоб визначити момент інерції перетину гільзи циліндра, прийємо такі вихідні дані: зовнішній діаметр 145 мм, внутрішній – 125 мм. Момент інерції перетину гільзи згідно [10, 12]

$$I_{zil} = \frac{\pi D_{зовн}^4}{64} - \frac{\pi D_{вн}^4}{64}. \quad (3.22)$$

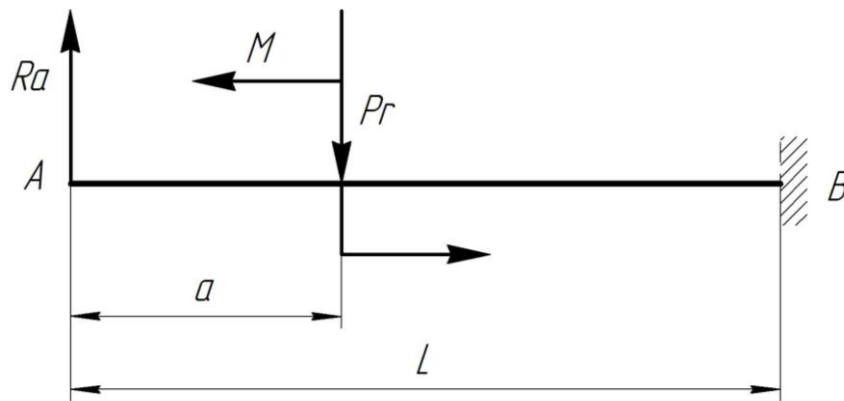


Рисунок 3.7

Отримаємо

$$I_{zil} = \frac{3,14 \cdot (0,145)^4}{64} - \frac{3,14 \cdot (0,125)^4}{64} = 9,71 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4.$$

Прогин гільзи визначатимемо як для консолі, беручи перетин, у якому розташований поршень

$$f_{zil} = \frac{R_a \cdot l^3}{3EI_{zil}}. \quad (3.23)$$

Числове значення

$$f_{zil} = \frac{45853 \cdot (0,28)^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 9,71 \cdot 10^6} = 0,172 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 0,172 \text{ мм}.$$

Для зубчастої рейки механізму повороту колони навантажувача повний прогин залежатиме від згину рейки і просадки опори під поршнем.

Просумуємо отримані значення прогинів і матимемо, що повний прогин буде $\approx 1,5$ мм, що цілком допустимо для таких конструкцій.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Організація робіт з техніки безпеки та охорони праці

У господарствах, які використовують сільськогосподарську техніку, керівництво і відповідальність за організацію робіт з охорони праці та щодо технічного обслуговування машинно-тракторного парку покладають на головного інженера; на пунктах технічного обслуговування – на безпосередніх керівників цих підрозділів.

Особи, відповідальні за техніку безпеки, під час організації технічного обслуговування (інженери з експлуатації, механіки, бригадири, майстри та інші керівники), зобов'язані [6]:

- не допускати перевірку тракторів, комбайнів і самохідних машин, що знаходяться у русі;

- не допускати до роботи на пересувних засобах технічного обслуговування, металообробних верстатах, до електро- і газозварювальних, ковальських та інших робіт осіб, що не мають відповідних посвідчень або інших документів;

- стежити за справним станом пересувних засобів технічного обслуговування й обладнання, що знаходиться на стаціонарному пункті технічного обслуговування, а також за наявністю і справністю всіх передбачених правилами техніки безпеки запобіжних пристроїв, огорожень та індивідуальних засобів захисту, що забезпечують безпечні умови праці на відповідній ділянці роботи;

- визначати маршрути проходження пересувних засобів технічного обслуговування до місця роботи;

- вимагати дотримання робітниками і особами, що працюють за трудовим договором чи угодою, правил та інструкцій з техніки безпеки,

строго стежити за дотриманням безпечних методів праці і використанням усіх наявних запобіжних і захисних засобів;

- усі робітники, що приходять на роботу, повинні пройти вступний інструктаж, інструктаж на робочому місці, а потім через кожні шість місяців проходити періодичний інструктаж.

Вступний інструктаж з питань охорони праці проводять з усіма працівниками, яких приймають на роботу (постійну або тимчасову) незалежно від їх освіти, стажу роботи за цією професією або посади.

Вступний інструктаж проводять у кабінеті охорони праці або у приміщенні, що спеціально для цього обладнано, з використанням сучасних технічних засобів навчання та наочних посібників (плакатів, натурних експонатів, макетів, моделей, кінофільмів, діафільмів, відеофільмів тощо).

Первинний інструктаж на робочому місці до початку роботи проводять: з працівником новоприйнятим (постійно чи тимчасово) на підприємство; перед виконанням працівником нових видів робіт.

Програму первинного інструктажу розробляє керівник цеху, дільниці, узгоджує із службою охорони праці і затверджує її керівник підприємства.

Повторний інструктаж проводять на робочому місці з усіма працівниками: на роботах з підвищеною небезпекою – 1 раз у квартал, на інших роботах – 1 раз на півріччя.

Повторний інструктаж проводять індивідуально або з групою працівників, які виконують однотипні роботи, за програмою первинного інструктажу у повному обсязі.

Позаплановий інструктаж проводять з працівниками на робочому місці або в кабінеті охорони праці: при перерві у роботі виконавця робіт більше ніж на 30 календарних днів – для робіт з підвищеною небезпекою, а для решти робіт – більше 60 днів.

Цільовий інструктаж проводять з працівниками при: виконанні разових робіт, що не пов'язані з безпосередніми обов'язками за фахом; ліквідації

аварії, стихійного лиха; проведенні робіт, на які оформляється наряд-допуск, дозвіл.

Керівник підприємства зобов'язаний видати робітнику примірник інструкції з охорони праці за його професією або вивісити її на його робочому місці [6].

4.2. Заходи безпеки під час роботи з навантажувачем-екскаватором

Перед пуском двигуна важелі всіх гідророзподілювачів повинні знаходитися в нейтральному положенні, задній ВВП трактора повинен бути вимкнений.

Перед початком роботи навантажувачем-екскаватором дати застережливий сигнал. З'єднання гідросистеми повинні бути щільними. Роботи в нічний час проводити тільки при достатньому освітленні, користуючись, при необхідності, переносним низьковольтним світильником.

Бульдозерні роботи проводити з встановленням робочого органу на підставку. При використанні агрегату на бульдозерних роботах дотримуватись правил виконання бульдозерних робіт.

Перед тим, як зійти з агрегату, встановити робочий орган на підставку або на землю, важелі гідророзподілювачів встановити в нейтральне положення, задній ВВП трактора вимкнути.

Ремонт і технічне обслуговування навантажувача-екскаватора проводити при зупиненому двигуні.

Дотримуватися правил протипожежної безпеки.

При експлуатації навантажувача-екскаватора забороняється [3, 8, 19]:

- переводити стрілу в транспортне положення при встановленні гідроциліндра підйому у варіант «Екскаватор»;

- переводити стрілу в транспортне положення при неповністю висунутому штоці гідроциліндра підйому;
- сходити з агрегату і сідати на нього під час руху;
- проводити транспортні переїзди без встановлення робочого органу на підставку, домкратів – у транспортне положення, без фіксації бульдозера в транспортному положенні;
- переїздити із швидкістю більше 19 км/год;
- працювати на схилах, на яких неможливо за допомогою домкратів і бульдозера виставити вісь повороту колони у вертикальне положення;
- повертати стрілу без встановлення домкратів в робоче положення;
- знаходитися в зоні дії робочих органів;
- проводити роботи при несправних або невідрегульованих гідророзподільниках, погашувачах, регуляторах швидкості, демпферах, гідравлічних вимикачах;
- проводити різке перемикання гідроциліндра підйому стріли з підйому на опускання;
- проводити вантажні або екскаваторні роботи при заблокованому замочному пристрої погашувача;
- піднімати гаком вантажі масою більше 800 кг, а також переміщати їх по поверхні;
- проводити вантажні або екскаваторні роботи при кріпленні гільзи гідроциліндра підйому до колони у варіанті «Екскаватор» (верхні отвори) і положенні гойдалки стріли у варіанті «Навантажувач» (ближче до колони);
- проводити роботи при температурі масла вище 80 °С.

4.3. Підготовка навантажувача-екскаватора до роботи. Безпека під час транспортування і зберігання

Навантажувач-екскаватор відправляється із заводу-виробника у варіанті «Навантажувач» з грейфером, для сипких матеріалів. При підготовці навантажувача-екскаватора до роботи виконати роботи згідно технічному опису трактора ЮМЗ-6Л/6М і крім того [3, 8, 19]:

- помістити в бульдозер 130 кг баласту;
- перевірити рівень масла в гідробаку і, при необхідності, долити масло. Рівень масла повинен бути не нижче за відмітку на щупі «1/2», і не вище за відмітку «П». Місткість гідросистеми навантажувача-екскаватора 100 дм³, зокрема гідробаку 63 дм³;
- змастити навантажувач-екскаватор;
- перевірити, чи правильно відрегульовані запобіжні клапани гідророзподільовачів. Відривне зусилля, що створюється гідроциліндром підйому при максимальному вильоті стріли у варіанті «Навантажувач», на рівні землі повинне бути 14 кН. Початок зливання масла повинен відбуватися при тиску в нагнітаючій магістралі 10...11 МПа. При регулюванні гідророзподільовачів без зняття їх з навантажувача-екскаватора в першу чергу відрегулювати гідророзподільовач Р-75-43-ПГ-1А;
- перевірити, чи правильно відрегульований погашувач. При правильно відрегульованому погашувачі зупинка стріли на максимальному вильоті з вантажем масою 400 кг в робочому органі відбувається на відстані 0,6...0,8 м; поворот стріли на кут 180° відбувається за 6...8 с. При цьому тиск спрацювання клапанів прямої дії погашувача складає 12...13 МПа;
- перевірити чи справний демпфер. При справному демпфері відбувається плавна зупинка стріли в кінці сектора повороту (при повороті стріли проти годинникової стрілки). При виявленні несправності демпфер розібрати, несправність усунути;

- перевірити, чи правильно відрегульований гідравлічний вимикач повороту. Для переведення навантажувача-екскаватора з робочого положення в транспортне (після гідравлічного вимикача повороту) на короткий час перемкнути рукоятку управління гідроциліндром повороту, після чого стрілу плавно довести в транспортне положення;

- перевірити, чи правильно відрегульований момент спрацьовування гідравлічного вимикача опускання стріли. При правильному регулюванні виключення відбувається в мить, коли відстань від гідроциліндра підйому до кабіни складає 0,05...0,10 м. При необхідності відрегулювати висоту установки упору;

- перевірити роботоздатність і чи правильно відрегульований регулятор швидкості. Регулятор відрегульований правильно, якщо за наявності в робочому органі вантажу масою менше 400 кг стріла швидко опускається (з швидкістю не менше 1,0 м/с), а за наявності вантажу масою більше 400 кг опускається поволі (з швидкістю не більше 0,5 м/с). При цьому тиск спрацьовування складає 5...7МПа.

При навішуванні грейфера для гною від'єднати грейфер для сипких матеріалів від механізму робочого органу і під'єднати грейфер для гною.

При навішуванні гака:

- від'єднати трубопроводи від з'єднуваної муфти, що підводить масло до гідроциліндра робочого органу, зняти муфту;

- зняти (при переобладнанні з варіанту «Екскаватор») гідроциліндр робочого органу;

- від'єднати механізм робочого органу від стріли;

- перевірити, чи заштопорена контргайка гака (гак знаходиться в ящику ЗИП навантажувача-екскаватора);

- відрегулювати регулятор швидкості. При вантажі на гаку масою більше 200кг стріла на повному вильоті повинна опускатися поволі, без вантажу на гаку – швидко. При цьому тиск спрацьовування складає 4,0...4,5 МПа;

- очистити від бруду і законсервувати складальні одиниці і деталі, зняті при переобладнанні.

У неробочий період навантажувач-екскаватор зберігати в закритому приміщенні або під навісом. При зберіганні в зимовий час під навісом не допускати скупчення снігу на ньому.

Приміщення для зберігання навантажувача-екскаватора повинне знаходитися на відстані не менше 50 м від житлових приміщень і місць зберігання сільськогосподарської продукції, воно повинно бути забезпечене протипожежними засобами.

При зберіганні навантажувача-екскаватора забезпечити умови зручного огляду, а у разі потреби — швидкого його вивезення.

При підготовці навантажувача-екскаватора до зберігання необхідно очистити його від пилу, бруду, добрив та іржі.

При зберіганні навантажувача-екскаватора в демонтованому стані комплектуючі трубопроводи, шланги високого тиску, комплект ЗІП, реверс сидіння і кабінку законсервувати і зберігати в закритому приміщенні.

Встановлюючи робочий орган на землю, підкладають дерев'яний брус, розфіксують і піднімають до упору бульдозер, підставляють козла під рамку бульдозера і раму, приблизно під гідробаком.

Навантажувач-екскаватор транспортувати автомобільним або іншим видом транспорту. Допускається переміщення навантажувача-екскаватора на відстань до 25 км своїм ходом з швидкістю не більше 19 км/год.

При вантаженні навантажувача-екскаватора зачеплення проводити в чотирьох точках: за передню вісь трактора, за пальці кріплення опорних дисків і домкрат. Діаметр троса повинен бути не менше 16 мм. Для запобігання пошкодження деталей підкладати прокладки з гуми.

4.4. Підвищення стійкості роботи об'єкту в умовах надзвичайних ситуацій

В Україні розроблено спеціальний регламент на виконання Основних заходів щодо створення Урядової інформаційно–аналітичної системи з питань надзвичайних ситуацій для забезпечення підготовки рішень Президента України, Кабінету Міністрів України та інформування Верховної Ради України, Ради національної безпеки і оборони України щодо запобігання виникненню надзвичайних ситуацій і ліквідації їх наслідків.

Регламент встановлює порядок взаємодії центральних (їх територіальних органів) та місцевих органів виконавчої влади щодо виникнення (загрози виникнення) надзвичайних ситуацій техногенного та природного характеру, ліквідації та мінімізації їх наслідків, а також визначає організаційну та функціональну структуру Урядової інформаційно–аналітичної системи з питань надзвичайних ситуацій (УІАС НС).

Дія Регламенту поширюється на центральні та місцеві органи виконавчої влади. Інформаційна взаємодія включає збирання інформації, її первинну підготовку та аналітичну обробку, обмін інформацією та внесення інформації до відповідних баз даних. У таблиці 4.1 приведено терміни подання інформації.

У нічний час ($22^{00} - 6^{00}$) допускається затримка подання інформації щодо НС місцевого та об'єктового рівня до двох годин [46].

Первинна інформація про виникнення або загрозу виникнення НС подається до відповідних функціональних і територіальних підсистем відповідальними посадовими особами органів виконавчої влади, підприємств, установ та організацій незалежно від форм власності. Первинна інформація також може надходити від засобів масової інформації та від громадян.

Отримавши первинну інформацію про виникнення або загрозу виникнення НС, а також про її розвиток, оперативні чергові відповідних функціональних і територіальних підсистем доводять її до центрального й

резервного вузлів та одночасно до інших заінтересованих центральних та місцевих органів виконавчої влади.

Після отримання зазначеної інформації чергові зміни центрального і резервного вузлів уточнюють ситуацію та доповідають відповідно керівництву Кабінету Міністрів України та МНС.

Повідомлення про НС реєструється у системах оперативної реєстрації інформації центрального й резервного вузлів. Реєстраційний номер повідомляється відправнику.

Обмін інформацією між центральним і резервним вузлами, функціональними і територіальними підсистемами залежно від масштабів та особливостей НС, що прогнозуються або виникли, може відбуватися у режимі повсякденної діяльності, режимі підвищеної готовності та в режимі діяльності у надзвичайній ситуації [46].

Таблиця 4.1 – Терміни подання інформації

Рівень надзвичайних ситуацій	Центральний вузол УІАС НС	Резервний вузол УІАС НС
Загальнодержавний	негайно	негайно
Регіональний	негайно	негайно
Місцевий	протягом 2 годин	протягом 2 годин
Об'єктовий	протягом 2 годин	протягом 2 годин

Режим повсякденної діяльності запроваджується у разі відсутності НС загальнодержавного та регіонального рівнів і загроз їх виникнення. У режимі повсякденної діяльності кожної доби на 6⁰⁰ до центрального і резервного вузлів подається узагальнена інформація про стан довкілля та обстановку на потенційно небезпечних об'єктах і прилеглих до них територіях.

Режим підвищеної готовності запроваджується у разі істотного погіршення стану довкілля або обстановки на потенційно небезпечних об'єктах і прилеглих до них територіях та ймовірної загрози виникнення НС загальнодержавного і регіонального рівнів техногенного та природного

характеру. У режимі підвищеної готовності кожної доби на 6⁰⁰, 12⁰⁰, 18⁰⁰ до центрального і резервного вузлів подається інформація щодо:

- стану довкілля та обстановки на потенційно небезпечних об'єктах і прилеглий до них території;

- формування оперативних груп для виявлення причин погіршення стану довкілля та обстановки безпосередньо в районі можливого виникнення НС та запровадження цілодобового чергування членів регіональних, місцевих чи об'єктових комісій (залежно від рівня НС);

- прогнозування можливості виникнення НС та їх масштабів;

- приведення у стан підвищеної готовності наявних сил і засобів, залучення (у разі потреби) додаткових сил, уточнення планів їх дії та переміщення в район можливого виникнення НС;

- розроблення комплексних заходів щодо запобігання виникненню НС, захисту населення і територій, забезпечення стійкого функціонування об'єктів економіки;

- інформування населення щодо ймовірності виникнення НС та заходів, що мають вживатися для ліквідації їх наслідків [46].

Режим діяльності у надзвичайній ситуації запроваджується у разі виникнення або реальної загрози виникнення НС загальнодержавного та регіонального рівнів. При цьому режимі щодобово на 6⁰⁰, 8⁰⁰, 12⁰⁰, 16⁰⁰, 20⁰⁰ до центрального і резервного вузлів надається інформація щодо:

- визначення масштабів НС (загрози виникнення) та меж територій, на яких вона виникла, стану довкілля та обстановки на інших потенційно небезпечних об'єктах і прилеглий до них території;

- здійснення відповідною комісією у межах її повноважень безпосереднього керівництва функціонуванням ланок і структурних підрозділів територіальної підсистеми єдиної державної системи запобігання і реагування на НС техногенного та природного характеру, запровадження цілодобового чергування членів регіональних, місцевих чи об'єктових комісій (залежно від рівня НС);

- організації роботи, пов'язаної з локалізацією або ліквідацією НС, із залученням відповідних сил і засобів; переміщення оперативних груп у район виникнення НС;

- організація захисту населення і територій, а також організації робіт, спрямованих на забезпечення сталого функціонування об'єктів економіки та об'єктів першочергового життєзабезпечення постраждалого населення;

- інформування населення щодо заходів, які вживаються для ліквідації наслідків НС;

- здійснення постійного контролю за станом довкілля у межах території, що зазнала впливу наслідків НС, обстановкою на аварійних об'єктах і прилеглих до них територіях [46].

Режим діяльності у разі введення надзвичайного стану запроваджується на окремих територіях у порядку, визначеному Конституцією України та Законом України "Про надзвичайний стан".

На існуючому об'єкті заходи щодо підвищення стійкості доцільно проводити у процесі реконструкції чи виконання інших ремонтно-будівельних робіт.

Підвищення стійкості роботи промислового об'єкта передбачає: захист робітників та службовців у надзвичайних ситуаціях мирного і воєнного часу; підвищення міцності і стійкості найважливіших елементів і удосконалювання технологічного процесу; підвищення стійкості матеріально-технічного постачання; підвищення стійкості управління об'єктом; розробку заходів щодо зменшення ймовірності виникнення факторів ураження і збитків від них; підготовку до відновлення виробництва після ураження.

При будівництві і реконструкції промислових споруд необхідно застосовувати легкі, вогнестійкі покрівельні матеріали. Обвалення цих матеріалів принесе меншу шкоду устаткуванню, ніж важких залізобетонних.

Заходи щодо підвищення стійкості технологічного і верстатного устаткування повинні бути спрямовані на забезпечення його збереження для випуску продукції після надзвичайної ситуації. Підвищити стійкість

устаткування можна, підсилюючи його найбільш слабкі елементи і створюючи запаси цих елементів, окремих вузлів і деталей, матеріалів та інструментів для ремонту і відновлення пошкоджень.

Машини й агрегати великої цінності бажано встановити у будівлях, що мають полегшені конструкції і конструкції, що повільно загоряються, обвалення яких не призведе до руйнування цих пристроїв. Велике значення має міцне закріплення на фундаментах верстатів і установок, які мають велику висоту і малу площу опори, використання розтяжок і додаткових опор підвищить їх стійкість до перекидання. Прилади потрібно встановити на закріплених підставках, тумбах, столах.

Особливо цінне й унікальне устаткування потрібно розміщувати у заглиблених підземних чи спеціально побудованих приміщеннях підвищеної міцності і на випадок виникнення надзвичайних ситуацій розробити спеціальні індивідуальні енергогасильні пристрої [46].

Насичення сучасних технологічних ліній засобами автоматики і телемеханіки, електронною і напівпровідниковою технікою значною мірою сприяє удосконаленню технологічних процесів, але в той же час робить ці процеси більш вразливими до впливу різних вражаючих факторів. Тому при удосконалюванні технологічних процесів виробництва слід вживати і заходи для підвищення їх стійкості, пам'ятаючи, що найбільш важливі умови надійності – стійкість системи управління і безперебійність забезпечення усіма видами енергопостачання. У випадку виходу з ладу автоматичних систем управління повинен бути передбачений перехід на ручне управління процесом в цілому чи окремими його ділянками.

Підвищення стійкості і технологічного процесу досягається розробкою способів продовження виробництва при виході з ладу окремих верстатів, ліній і навіть окремих цехів за рахунок переведення виробництва в інші приміщення; розміщенням виробництва окремих видів продукції у філіях; шляхом заміни зразків, устаткування, що вийшли з ладу, іншими; а також скороченням числа використовуваних типів верстатів і приладів.

На випадок значних руйнувань повинна бути передбачена заміна складних технологічних процесів більш простими з використанням найбільш стійких типів устаткувань і контрольно-вимірювальних приладів, які збереглись. Необхідно заздалегідь розробити можливі зміни у технології з метою заміни дефіцитних матеріалів, деталей і сировини на більш доступні.

Підвищення стійкості системи енергопостачання досягається проведенням як загальноміських, так і об'єктових інженерно-технічних заходів. Створюються дублюючі джерела електроенергії, газу, води шляхом прокладання декількох електро-, газо-, водопостачальних комунікацій та подальшого їх закільцювання. Інженерні й енергетичні комунікації переносяться в підземні колектори, найбільш відповідальні пристрої розміщуються у підвальних приміщеннях будинків.

Для забезпечення проведення рятувальних і невідкладних ремонтних робіт і якомога швидшого відновлення виробництва на випадок виходу з ладу основних джерел енергоживлення повинен бути створений резерв джерел електро- і водопостачання (пересувні електростанції і насосні агрегати з автономними двигунами).

У мережах електропостачання проводять заходи щодо переведення повітряних ліній електропередач на підземні.

Особливе значення має сталість виробничих та господарських зв'язків з постачанням об'єкта всіма видами енергії, водою; з транспортних послуг; з поставок сировини, напівфабрикатів, комплектуючих виробів та ін [46].

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Навантажувачі періодичної дії є одними із найнеобхідніших машин, які виконують транспортні та вантажо-розвантажувальні роботи у аграрному виробництві та інших сферах.

Кваліфікаційна робота направлена на удосконалення механізму повороту колони навантажувача ПЕ-0,8Б. Причиною цього є поломки частин колони. Найчастіше це трапляється у зоні роботи механізму повороту – поломка хвостовика колони і зубчастого колеса.

Рейковий механізм повороту колони навантажувача має свої переваги: значні кути та швидкості повороту. Такий механізм має й інші переваги: високі технічні параметри і порівняно низька вартість. Завдяки цьому доцільним є його застосування для забезпечення повороту маніпуляторів у самохідних та начіпних навантажувачах.

Знизити напружений стан колони навантажувача ПЕ-0,8 можна завдяки раціональному прикладанню зовнішніх сил. Конструктивно – це пошук кращого місця для встановлення вузлів, які з'єднуються із колоною. Для цього проаналізовано і розраховано напружений стан колони, розроблено розрахункову схему, виконано силовий аналіз та розрахунок на міцність конструктивних елементів колони.

Навантажений стан колони проаналізований для двох випадків: колона нерухома, вантаж на максимальному вильоті стріли. Другий випадок – колона повертається, механізм повороту розміщено зліва від осі колони. Найбільш навантажений в обох випадках хвостовик колони. Визначено його розміри та розміри зубчастої шестірні рейкового механізму повороту.

Аналіз розподілу сил при розрахунку колони навантажувача виконано за умови утримання ним максимального вантажу при максимальному вильоті стріли. Величину вильоту визначають за рівнем налаштування запобіжних клапанів гідросистеми, враховують також дію сил у механізмі повороту. Для підтвердження прийнятих конструктивних рішень (зміна хвостовика колони і зубчастого колеса) визначено такі характеристики удосконаленого механізму повороту: прогини та моменти інерції. Наведено також рекомендації щодо визначення основних параметрів навантажувачів при їх удосконаленні.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1975. 638 с.
2. Бабій А.В., Коноваленко С.І., Бабій М.В., Хомик Н.І. Причіпний пристрій широкозахватної машини. Деклараційний патент на корисну модель 138418 А01В 59/06 (2006.01). Заявлено 22.05.2019, u201905538 опубліковано 25.11.2019, бюл. № 22.
3. Барский И.Б. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 1980. 335 с.
4. Гевко Р.Б., Хомик Н.І., Жаровський О.С., Довбуш Т.А Деталі машин та основи автоматизованого конструювання: навчальний посібник до лабораторних робіт Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2021. 256 с.
5. Гернет М.М. Курс теоретической механики. М.: Высшая школа, 1973. 464с.
6. Гогіташвілі Г.Г., Лапін В.М. Основи охорони праці. Львів: Новий світ, 2000. 230 с.
7. Грицюк С.І. Демпферы цилиндров с.-х. погрузчиков //Тракторы и сельхозмашины. №10, 1973.
8. Дем'янчук Т.Р., Хомик Н.І. Зусилля в гідроциліндрах навантажувача ПЕ-0,8Б // II Міжнародна студентська н.-т. конференція «Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання.» Збірник тез. Тернопіль. ТНТУ, 2019. С. 81-82.
9. Дем'янчук Т.Р., Олійник В.Є., Хомик Н.І. Механізм повороту малогабаритного навантажувача / Актуальні задачі сучасних технологій: зб. тез доповідей, том I. VIII міжнар. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів (Тернопіль, 27-28 листопада 2019). Тернопіль. ТНТУ, 2019. С. 81-82.
10. Довбуш А.Д. Прикладна механіка і основи конструювання: навчально-методичний посібник до розрахунково-графічної роботи / А.Д. ,Довбуш,

- Н.І. Хомик, Т.А. Довбуш, Н.А. Рубінець. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2015. 116 с.
11. Довбуш Т.А. Методи проектування сільськогосподарських машин: навчально-методичний посібник до курсового проектування /Т.А. Довбуш, Н.І. Хомик, А.Д. Довбуш. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2019. 72 с.
 12. Довбуш Т.А. Опір матеріалів: навчальний посібник до виконання розрахунково-графічних робіт і самостійної роботи / Т.А. Довбуш, Н.І. Хомик, А.В. Бабій, Г.Б. Цьонь, А.Д. Довбуш. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2022. 220 с.
 13. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. М.: Высшая школа, 1990. 400 с.
 14. Когут Р., Хомик Н.І., Обґрунтування механізму грейфера навантажувача ПЕ-0,8Б /ХІ Всеукраїнська студентська н.-т. конференція «Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання.» Збірник тез. Том 1. Тернопіль. ТНТУ, 2018. С. 91–92.
 15. Комаристов В.Е., Дунай Н.Ф. Сільськогосподарські машини. К.: Вища школа, 1987. 486 с.
 16. Красиков В.В. Подъемно-транспортные машины. М.: Колос, 1981. 263 с.
 17. Лапін В.М. Безпека життєдіяльності людини. Львів: ЛБК НБУ; Київ: Знання, 2000. 188 с.
 18. Погрузчик-экскаватор ПЭ-0,8. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. Коломыя, 1975. 58 с.
 19. Погрузчик-экскаватор ПЭА-1,0 «Карпатец». Техническое описание и инструкция по эксплуатации. Коломыя, 1985. 64 с.
 20. Проектирование и расчет гидроманипуляторов лесных машин. /Под ред. Артамонова Ю.Г. ЛТА, 1981.
 21. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник /Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та ін.; за ред. Д.Г. Войтюка. К.: Вища освіта, 2005. 464 с.

22. Таубер Б.А. Грейферные механизмы. М.: Машиностроение, 1985. 212 с.
23. Тіщенко Л.М., Білостоцький В.О. Проектування вантажопідійомних машин та навантажувачів. Харків, 2003. 406 с.
24. Хомик Н.І. Вступ до фаху: навчальний посібник для студентів спеціальності 208 «Агроінженерія» / Н.І. Хомик, Г.Б. Цьонь, Т.А. Довбуш, І.Й. Блозва, А.Д. Довбуш. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2022. 348 с.
25. Хомик Н.І. Деталі машин. Курс лекцій для студентів заочної форми навчання. / Н.І. Хомик, А.Д. Довбуш, О.П. Цьонь. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2016. 160 с.
26. Хомик Н.І., Довбуш А.Д., Олексюк В.П. Машини та обладнання для тваринництва: навчальний посібник (курс лекцій). Частина перша. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2021. 240 с.
27. Хомик Н.І., Довбуш А.Д., Олексюк В.П. Машини та обладнання для тваринництва: навчальний посібник (курс лекцій). Частина друга. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2021. 246 с.
28. Хомик Н.І. Методичний посібник до виконання дипломної роботи для здобуття освітнього ступеня «магістр» для спеціальності 133 Галузеве машинобудування /Н.І. Хомик, М.Я. Сташків, В.П. Олексюк. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2018. 164 с.
29. Хомик Н.І. Основи агрономії: навчальний посібник (курс лекцій) /Н.І. Хомик, Г.Б. Цьонь, Т.А. Довбуш, В.П. Олексюк. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2021. 232 с.
30. Хомик Н.І., Цьонь Г.Б., Довбуш Т.А., Антончак Н.А. Основи агрономії: навчальний посібник до практичних занять та самостійної роботи Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2021. 320 с.
31. Хомик Н.І. Технологія виробництва і переробки сільськогосподарської продукції: курс лекцій / Н.І. Хомик, Н.Б. Гаврон, Н.А. Рубінець. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2016. 248 с.
32. Цебенко Б.М., Хомик Н.І. Обґрунтування конструкції штанги навантажувача ПЕ-0,8Б //ХІ Всеукраїнська студентська н.-т. конференція

- «Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання» Збірник тез. Том 1. Тернопіль. ТНТУ, 2018. С. 98-99.
33. Цебенко Б.М., Хомик Н.І. Розрахунок стійкості навантажувача ПЕ-0,8Б //Актуальні задачі сучасних технологій: зб. тез доповідей, том I VII міжнар. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів (Тернопіль, 28-29 листопада 2018). Тернопіль. ТНТУ, 2018. С. 169-170.
34. Цебенко Б.М., Хомик Н.І. Розподілення конструктивних мас навантажувача ПЕ-0,8Б //XII Всеукраїнська студентська н.-т. конференція «Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання» Збірник тез. Том 1. Тернопіль. ТНТУ, 2019. С. 88-89.
35. Шпак В.О., Довбуш Т.А. Обґрунтування кінематичних та конструктивних партерів механізму видалення гною // Матеріали V Міжнародної студентської науково-технічної конференції «Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання». Тернопіль: ТНТУ, 2022. С. 14-15.
36. Цивільна оборона. Підручник /За редакцією В.С. Франчука. Київ: Знання, 2001. 256 с.
37. Andreikiv, O.E., Babii, A.V., Dolinska, I.Y. *et al.* Determination of the Residual Life of the Spraying Boom of a Field Sprinkler in the Maneuvering Loading Mode. *Mater Sci* 56, 112–118 (2020). <https://doi.org/10.1007/s11003-020-00404-2>
38. Babii, A. Dovbush T., Khomuk N., Dovbush A., Tson A., Oleksyuk V. Mathematical model of a loaded supporting frame of a solid fertilizers distributor *Procedia Structural Integrity* 36, 203-210. <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2022.01.025>

ДОДАТКИ