

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА МАШИНОБУДУВАННЯ

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
другого (магістерського) рівня вищої освіти

на тему:

**“Дослідження параметрів вантажопідіймального пристрою для
пів причепа вантажопідйомністю 25 тонн”**

Виконав: студент VI курсу, групи Ат-61

Спеціальності 274 Автомобільний транспорт
(шифр і назва)

Володимир ЛОМАГА
(Ім'я та прізвище)

Керівник: к.т.н. в.о. доц. Роман ШЕРЕМЕТА
(Ім'я та прізвище)

Дубляни 2024

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА МАШИНОБУДУВАННЯ

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Зав. кафедри _____

(підпис)

д.т.н., професор Власовець В.М.

“28” квітня 2023 р.

З А В Д А Н Н Я

на кваліфікаційну роботу студенту

Ломазі Володимиру Ігоровичу

1. Тема роботи: **«Дослідження параметрів вантажопідіймального пристрою для півпричепа вантажопідйомністю 25 тонн»**

Керівник роботи: Шеремета Роман Богданович к.т.н., ст.викладач

Затверджена наказом по університету від 28.04.2023 року № 133/к-с

2. Строк здачі студентом закінченої роботи 15.01.2024 року

3. Вихідні дані: Літературні джерела за тематикою кваліфікаційної роботи відомих технологічних процесів виробництва та розрахунків технологічного обладнання; Матеріали навчальної, методичної довідкової та наукової літератури; Методики визначення економічної ефективності впровадження нового технологічного рішення.

4. Перелік питань, які необхідно розробити:

1. Стан питання, мета і завдання роботи.

2. Програма і методика дослідження.

3. Проектування і обґрунтування основних параметрів вантажопідйомного пристрою.

4. Охорона праці та захист населення.

5. Техніко-економічне обґрунтування роботи.

Висновки і пропозиції;

Бібліографічний список.

5. Перелік ілюстративного матеріалу:

Ілюстративний матеріал представити у вигляді презентації у застосунку Microsoft PowerPoint:

- загальний вигляд напівпричепи моделі 9455М;
- загальний вигляд розробленого модуля вантажопідйомного пристрою;
- модулі вантажопідйомного пристрою;
- компоновка напівпричепи з гідравлічним підйомним пристроєм;
- схема до розрахунку стійкості та міцності напівпричепи;
- розрахунок модулів пристрою в середовищі "SolidWorks Premium Edition";
- економічні показники роботи.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада Консультанта	Підпис, дата		Відмітка про виконання
		завдання видав	завдання прийняв	
1,2,3,5	Шеремета Р.Б. к.т.н., ст. викл. кафедри машинобудування			
4	Городецький І.М., к.т.н., доцент кафедри фізики, інженерної механіки та безпеки виробництва			

7. Дата видачі завдання: 28.04.2023 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Відмітка про виконання
1.	Виконання розділу: «Стан питання, мета і завдання роботи»	28.04.23- 15.06.23	
2.	Виконання другого розділу: «Програма і методика дослідження»	16.06.23- 15.08.23	
3.	Виконання розділу: «Проектування і обґрунтування основних параметрів вантажопідйомного пристрою»	16.08.23- 08.11.23	
4.	Виконання розділу: «Охорона праці та захист населення»	09.11.23- 11.12.23	
5.	Виконання розділу: «Техніко-економічне обґрунтування роботи»	12.12.23- 3.01.24	
6.	Завершення оформлення розрахунково- пояснювальної записки. Завершення роботи в цілому	4.01.24- 15.01.24	

Студент _____ Володимир ЛОМАГА
(підпис)

Керівник роботи _____ Роман ШЕРЕМЕТА
(підпис)

УДК 621.86.002.5

Дослідження параметрів вантажопідіймального пристрою для пів причепа вантажопідйомністю 25 тонн.

Ломага В.І. - Кваліфікаційна робота. Дубляни, Львівський національний університет природокористування, 2024р.

83 с. текст. част., 31 рис., 12 табл., 18 джерел інформації.

Проведено перевірку та аналіз елементів конструкції напівпричепа, обладнаного підйомником.

На основі структурного аналізу визначено завдання дослідження.

Окреслено конструктивні схеми та визначено геометричні розміри ланок обладнання.

Проаналізовано техніко-конструктивні розрахунки в цілому та їх складові елементи, змодельовано їх взаємозалежність та підтверджено оптимальні конструктивні параметри розробленого підйомного пристрою.

Розрахункова модель визначає потенційно небезпечні частини конструкції та надлишкові частини матеріалу.

Підведено підсумки кваліфікаційної роботи, перевірено підйомний пристрій на відповідність вимогам ТУ та правил.

Проаналізовано виробничі небезпеки під час експлуатації обладнання та створено логічну імітаційну модель виникнення травм.

На основі проведених досліджень розраховано техніко-економічну ефективність запропонованої конструкції та встановлено, що розроблена конструкція має найкращі показники.

ЗМІСТ

	Стор.
ВСТУП	
1 СТАН ПИТАННЯ, МЕТА І ЗАВДАННЯ РОБОТИ.....	9
1.1 Аналіз базової моделі напівпричепа.....	9
1.2 Мета і завдання роботи.....	13
2 ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ.....	15
2.1 Програма дослідження.....	15
2.2 Методика розрахунку вантажопідйомного пристрою.....	16
2.2.1 Визначення кінематичних характеристик вантажопідйомного пристрою.....	16
2.2.2 Визначення швидкостей поворотної стріли.....	18
2.2.3 Визначення швидкостей вантажної стріли.....	21
3. ПРОЕКТУВАННЯ І ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ВАНТАЖОПІДЙОМНОГО ПРИСТРОЮ.....	25
3.1 Розрахунок вантажопідйомного пристрою.....	25
3.1.1 Визначення швидкостей поворотної стріли.....	25
3.1.2 Розрахунок робочих параметрів гідроприводу і гідроциліндрів.....	31
3.2. Конструювання вузлів вантажопідйомного пристрою.....	34
3.3. Розрахунок статичних навантажень.....	42
3.4. Обґрунтування вибору конструкційних матеріалів.....	45
3.5. Визначення навантаження на осі спорядженого напівпричепа.	48
3.6. Застосування методу скінченних елементів.....	49
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАСЕЛЕННЯ.....	54
4.1 Аналіз виробничих небезпек під час виробництва	54
4.2 Шкідливі і небезпечні чинники, що виникають на виробництві	57
4.3 Розрахунок пристрою захисту від перекидання у небезпечних ситуаціях.....	58
4.4. Моделювання процесу виникнення травм та аварій.....	61

4.5 Розробка логічно-імітаційної моделі процесу виникнення травм під час роботи вантажопідіймального пристрою.....	63
4.6 Розробка заходів щодо захисту населення.....	67
4.7 Джерела забруднення навколишнього середовища і заходи по його захисту.....	68
4.8 Надзвичайні ситуації, що виникають в цеху.....	69
5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ РОБОТИ.....	71
5.1 Визначення вартості основних матеріалів.....	72
5.2 Визначення вартості купівельних виробів і напівфабрикатів....	73
5.3 Розрахунок заробітної плати виробничих робочих.....	75
5.4 Розрахунок цехових і загальнозаводських витрат.....	76
5.5 Визначення повної собівартості пристрою.....	77
ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ.....	81
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК.....	83

Вступ

Перевезення негабаритних вантажів є одним з найпопулярніших видів перевезення вантажів. В даний час значна частина внутрішніх перевезень на короткі відстані здійснюється автомобільним транспортом. Ці перевезення здійснюються спеціалізованими транспортними підприємствами, які мають автомобільні причепа різної вантажопідйомності та обладнані пристроями для надійного кріплення вантажів, що перевозяться, до рами автомобіля чи причепа (напівпричепа).

При перевезенні вантажів, особливо великогабаритних і важких, велике значення має якість вантажно-розвантажувальних робіт. Вантажі, що перевозяться, за наявності певних факторів можуть становити потенційну загрозу навколишньому середовищу, життю та здоров'ю людей. Причиною більшості аварій і пошкоджень вантажів є використання непридатних для цих цілей вантажопідіймальних засобів, які перевантажуються при кожній зміні транспортних операцій.

Не всі споживачі транспортних послуг мають стаціонарне або мобільне підйомне обладнання та кваліфікованих операторів такого обладнання, тому споживачі повинні нести додаткові витрати, пов'язані з лізингом, орендою або придбанням додаткового підйомного обладнання.

З огляду на це особливо важливо знайти комплексні рішення проблем зберігання, транспортування та перевантаження контейнерів. У даній роботі розглядається можливість поєднання функціональності транспортно-підйомного обладнання з автомобільним напівприцепом шляхом адаптації спеціалізованого підйомного механізму.

Підйомне обладнання повинно проходити регулярні технічні огляди для забезпечення відповідності обладнання та безпечної

експлуатації підйомних кранів Держміськтехнагляду. Технічний огляд проводить підрозділ з експлуатації вантажопідйомного обладнання, державний та муніципальний технагляд не бере участі. Крім того, встановлений на транспортному засобі підйомний пристрій повинен відповідати вимогам правил безпеки перевезення вантажів автомобільним транспортом.

На сьогодні автопром випускає велику кількість напівпричепів для великовантажних перевезень.

1 СТАН ПИТАННЯ, МЕТА І ЗАВДАННЯ РОБОТИ

1.1 Аналіз базової моделі напівпричепа

Базова модель напівпричепа 9455М призначена для перевезення великотоннажних вантажів (трактори, комбайни, контейнери та ін.). Напівпричіп розрахований на роботу при температурі навколишнього повітря від -40°C до +45°C і відносній вологості повітря до 80%. Технічні характеристики напівпричепів наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Технічна характеристика напівпричепа 9455М

Маса вантажу, що перевозиться, кг	25000
Маса спорядженого напівпричепа, не більш, кг	3400
Повна маса напівпричепа, не більш, кг	28400
Розподіл повної маси: - на візок напівпричепа, кг - на зчіпний пристрій, кг	17750 10650
Вантажна висота, мм	1295
Габарит вантажу, що піднімається, мм - довжина - ширина - висота	6059 2438 2591
Кількість осей/коліс	2/8
Основний тягач (висота сідельно-зчіпного пристрою, мм)	КАМАЗ-54115 (1280)
Колія коліс, мм	1820
Марка осі	HZFSLU
Марка шин	11,00
Габаритні розміри, не більш, мм - довжина - ширина - висота	13400 2500 3910

Схема напівпричепа, обладнаного підйомним пристроєм, показана на рис. 1.1.

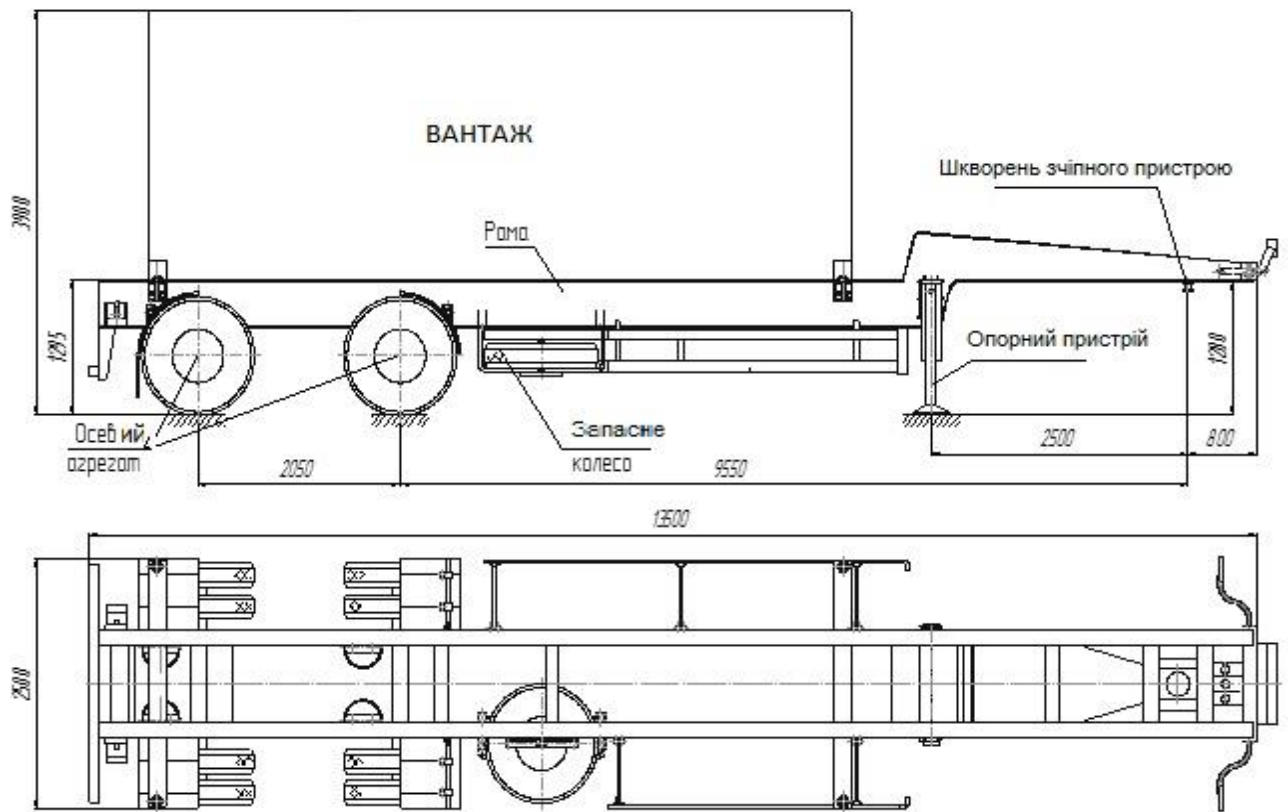


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд напівпричепи моделі 9455М

Напівпричіп складається з наступних вузлів: рами; бічних огорож; осей, підвіски, коліс, шин і крил; опорних пристроїв. У комплект поставки також входить стабілізатор відкату і запасне колесо.

Рама напівпричепи являє собою зварену конструкцію, що складається з двох лонжеронів і з'єднує їх поперечини. Лонжерони рами напівпричепи виконані у вигляді зварних балок двотаврового перерізу змінної висоти, які в передній частині переходять у гусаки. Поперечина, що з'єднує лонжерон, приварена до коробчатого профілю, виготовлена з гнутих профілів і встановлюється в раму. Для фіксації вантажу, що транспортується, на двох поперечинах, які проходять через лонжерон крила та виходять з нього, встановлено чотири замки повороту (рис. 1.2).

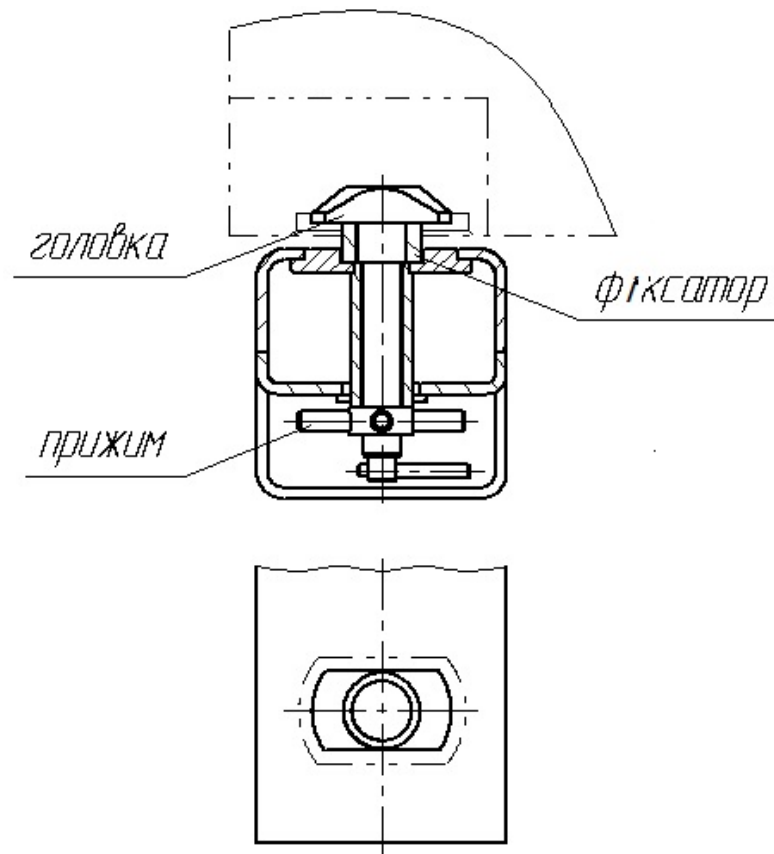


Рисунок 1.2 - Кріплення вантажу на шасі напівпричепа

У нижній частині гусениці напівпричепа приварена пластина з насадженою на неї гніздом для штифта, до якого за допомогою болтів кріпиться з'єднувальний штифт (рис. 1.3). Монтажне положення штифтової розетки посилено криволінійними профілями (П-подібний перетин і оплатка). На поперечині, що обмежує передню раму напівпричепа, встановлені кронштейни для кріплення з'єднувальних елементів управління гальмами, антиблокувальної системи та електрообладнання.

У задній частині рами напівпричепа, до нижньої полиці поперечини, приварена платформа, призначена для установки пневмоциліндра підвіски і посилена ребрами посилення. Крім того, в задній частині рами напівпричепа передбачені місця для встановлення двох протиреверсних пристроїв, кронштейна для встановлення задніх захисних пристроїв, спеціального профілю, обладнаного пристроями освітлення та світлової сигналізації.

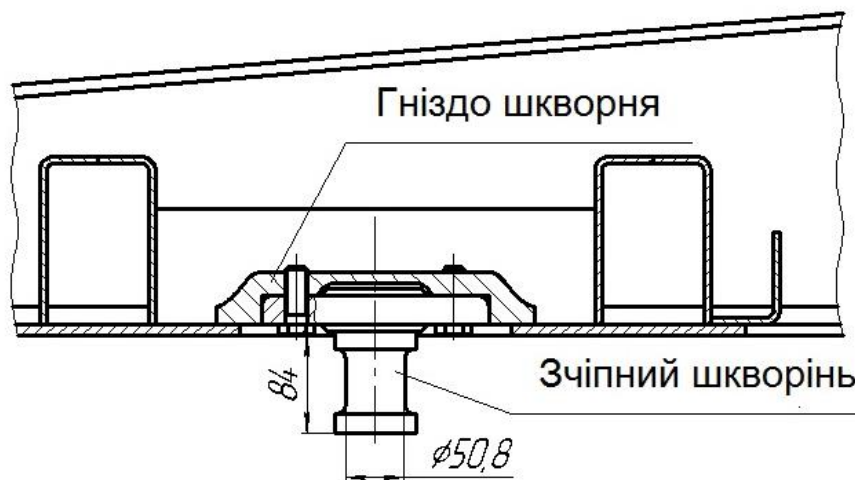


Рисунок 1.3 - Конструкція сидельно-зчіпного пристрою

На лонжеронах рами кріпляться пластини, призначені для кріплення опор і кронштейнів для кріплення бічних протекторів і крил. Крім того, на рамі передбачено місце для ствольних коробок і пристроїв пневмопривода для управління гальмами і кронштейна запасного колеса.

Профіль фірми «СУЕР» використовується як бічний протектор і кріпиться до рами напівпричепа, а з правого боку (по ходу руху) функціональна частина бічного протектора забезпечується запасне колесо. Задник являє собою зварний профіль коробчатого профілю, закріплений на кронштейні в задній частині рами напівпричепа. Крила пластикові і кріпляться на кронштейнах в задній частині рами за допомогою хомутів.

В елементах шасі напівпричепа використовується одноосьовий двосхилий пристрій виробництва BPW і оснащений пневмопідвіскою.

Підвіска напівпричепа складається з чотирьох дволистових ресор і чотирьох циліндрів, встановлених на осі за допомогою колодок і драбин. Вуха в передній частині ресори (у напрямку руху напівпричепа) кріпляться до підвіски за допомогою пружинних скоб, встановлених у резинOMETАЛЕВИХ втулках, шайбах і гайках. Між щічками кронштейна і пружинними вушками встановлені захисні шайби для захисту щік кронштейна від зносу.

Підвіска оснащена чотирма амортизаторами для гасіння коливань під час руху напівпричепа. Використовуйте пальці, шайби та гайки, щоб закріпити амортизатор на пружинній накладці та кронштейні підвіски.

Циліндри підвіски приводяться в дію від пневматичного приводу робочої та стоянкової гальмівної систем напівпричепа.

На напівпричепі використовуються опорні пристрої HAACON 2000 S/LF. Опорний пристрій призначений для утримання напівпричепа в горизонтальному положенні без тягача, а також для зачеплення та відчеплення напівпричепа від тягача.

Опорний пристрій складається з двох опорних елементів, виконаних у вигляді гвинтових домкратів і з'єднаних між собою проміжним валом. Права опора (по ходу руху) оснащена двошвидкісним редуктором, який при необхідності прискорює підйом і опускання плити опорного пристрою.

Напівпричіп обладнаний справною гальмівною системою та стоянковою гальмівною системою. Робоча система використовує двопровідну систему, а гальмівний механізм приводиться в дію пневматично. Стоянкова гальмівна система також приводиться в дію пневматично.

В цілому, існуючі конструкції напівпричепів характеризуються високою надійністю та безпекою під час руху автомобіля. Найбільш трудомістким і небезпечним завданням при експлуатації напівпричепа є навантаження і розвантаження вантажу за допомогою автономного або мобільного підйомного обладнання..

1.2 Мета і завдання роботи

Мета роботи: дослідження конструктивних параметри вантажопідіймального для підвищення безпеки та зниження трудомісткості вантажно-розвантажувальних робіт і на цій основі визначити можливість пошуку додаткових ресурсів для вдосконалення процесу.

Рекомендується обладнати напівпричіп підйомним пристроєм, призначеним для підйому вантажу максимальною вагою до 25 тонн.

Завдання роботи:

- огляд та аналіз напівпричепів, обладнаних підйомними пристроями;
- скласти конструктивні схеми та визначити геометричні розміри ланок обладнання;
- побудувати вузли підйомних пристроїв.
- визначити статичне навантаження, що діє на шатуни механізму;
- розробити попередній опис базової розрахункової моделі, обґрунтування спрощень і припущень, вибір розрахункових режимів навантаження та граничних умов;
- продемонструвати раціональність вихідної розрахункової моделі, виявити потенційно небезпечні місця споруди та місця з надлишковим матеріалом, сформулювати рекомендації щодо використання результатів розрахунку;
- підвести підсумки попередньої роботи, перевірити, чи відповідає підйомний пристрій вимогам технічних умов і правил.

2. ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1 Програма дослідження

Основою розробки та проектування нових технологій і обладнання та оптимізації їх експлуатаційних характеристик є науковий метод визначення взаємозалежності основних параметрів та їх впливу на кінцеві результати взаємодії продуктів переробки. Для вирішення цієї проблеми необхідне комплексне вивчення об'єкта дослідження. Необхідно розуміти природу технологічного процесу, що протікає в конкретній машині, фактори, що впливають на характер цього процесу, і багато інших відповідних нормативних актів, без яких реальне вдосконалення існуючих машин і технологій, особливо розробка нових технічних засобів є неможливі.

У даній кваліфікаційній роботі були зроблені спроби розробки та аналізу конструктивної будови підйомного пристрою з метою визначення його оптимальних параметрів у заданих розрахункових умовах. Для цього необхідно виконати наступні дії:

- Вивчення сучасних тенденцій у розробці та проектуванні вантажопідйомного обладнання;
- Складати конструктивні схеми та визначати геометричні розміри ланок обладнання;
- Проектування вузлів підйомного пристрою;
- Визначити статичне навантаження, що діє на шатун механізму;
- Підтвердити початкову модель розрахунку;
- Визначте потенційно небезпечні місця конструкції та місця надлишкового матеріалу.
- Розробити рекомендації щодо використання результатів розрахунків;
- Підвести підсумки попередньої роботи, перевірити, чи відповідає підйомний пристрій вимогам технічних умов і правил.

2.2 Методика розрахунку вантажопідіймального пристрою

2.2.1 Визначення кінематичних характеристик вантажопідіймального пристрою.

Завданням розрахунку є визначення швидкості ланки механізму підіймального пристрою.

Структурна схема підіймального пристрою (рисунок 2.1) включає: нерухому основу модуля (точки O_4 , O_5), поворотний важіль (ланка 3) і вантажну важіль (ланка 6), а також гідроциліндр і поршень (ланки 1, 2, 4 і 5).

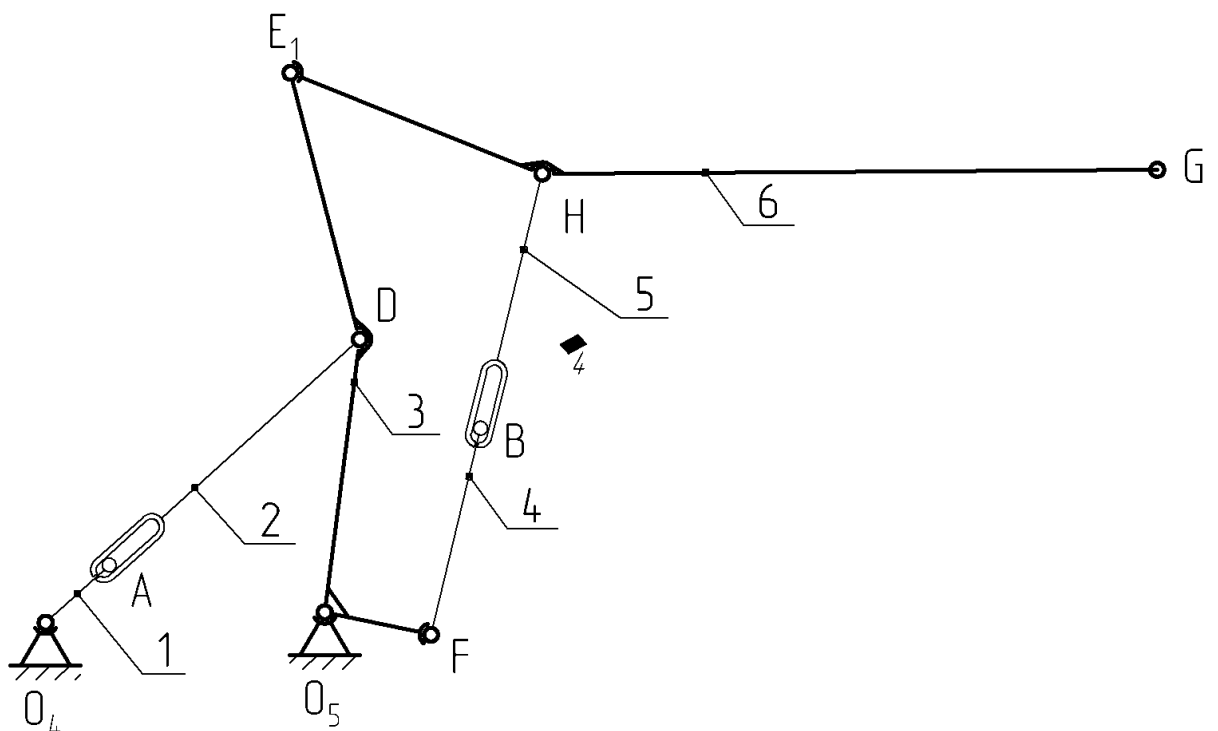


Рисунок 2.1. Структурна схема механізму підіймника.

Конструктивно точка Γ - це місце установки балки, за допомогою якої строп кріпиться. Під час роботи точка G ланки 3 рухається по кривій, близькій до дуги (точки G_1 та G_6), розташованій так, що траєкторія руху основи вантажу, що піднімається, перетинає виступаючі елементи рами напівпричепа. Точка G_1 відповідає початковому положенню вантажу під час навантаження, точка G_6 розташована симетрично рамі напівпричепа.

Механізм приводиться в дію за допомогою двох плунжерних циліндрів: циліндра поворотної стріли (ланки 1 і 2) з зоною плунжера FA і циліндра вантажної стріли (ланки 1 і 2) з зоною плунжера FB.

Конструкцією підйому була обрана система з двома напрямними кільцями. Однак, враховуючи, що обидва гідроциліндри працюють синхронно від загальної електростанції, швидкість потоку робочої рідини Q_{РОБ} можна пов'язати зі швидкістю руху плунжера (точки А і В на малюнку 2.1): Пропорційна:

$$Q_{\text{РОБ}} = \text{const} = V_A \cdot F_A = V_B \cdot F_B. \quad (2.1)$$

Відповідно до цього виразу ми використовуємо швидкість VA для представлення швидкості VB:

$$V_B = V_A \cdot \frac{F_A}{F_B} \quad (2.2)$$

Синтез підйомного механізму включає вибір співвідношення розмірів ланок 3 (поворотне плече) і 6 (навантажувальне плече), яке задовольняє задану траєкторію, а також співвідношення площ плунжера гідроциліндрів FA і FB. Аналітичний розв'язок точки G складно через початкові дані. Кратність дає кратність кінцевого результату, тому задачу простіше розв'язувати методом послідовних наближень, чергуючи один із геометричних параметрів, залишаючи інші незмінними.

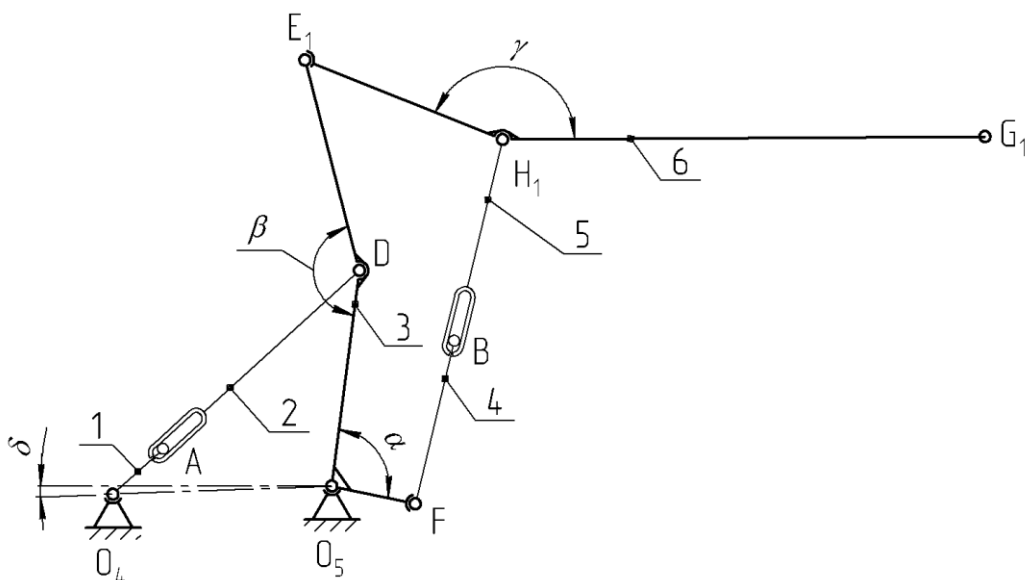


Рисунок 2.2 - Розміри ланок механізму підйомника

План позицій починаємо будувати з малювання початкової позиції (рисунок 2.3), потім проміжної та кінцевої позицій. Будівництво ведеться траншейним методом. Пунктирна лінія на малюнку. На малюнку 6 показана траєкторія точки зчеплення механізму.

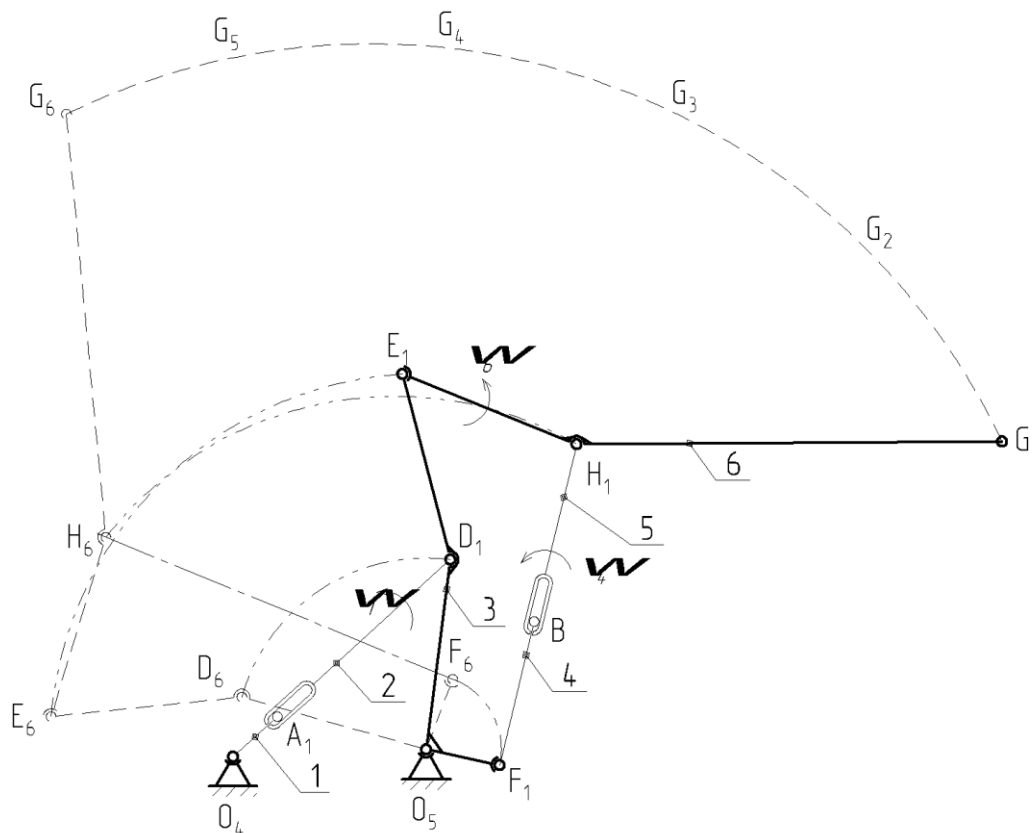


Рисунок 2.3 - План положень ланок вантажопідійомного пристрою

2.2.2 Визначення швидкостей поворотної стріли

Для визначення лінійної швидкості в кожній точці і кутової швидкості ланки необхідно задати швидкість переміщення напрямних ланок (плунжерів А і В). Оскільки при роботі механізму два циліндри працюють синхронно, швидкість плунжера А визначаємо за співвідношенням:

$$V_A = \frac{O_4D_1 - O_4D_6}{T} \text{ м/с} \quad (2.3)$$

де O_4d_1 – довжина гідроциліндра в початковому положенні;

O_4d_6 м – довжина гідроциліндра в кінцевому положенні;

T – час роботи механізму, потрібний для вантаження вантажу.

Для визначення швидкості веденої точки зв'язку ми будемо використовувати метод графічного аналізу, який передбачає розв'язування системи векторних рівнянь за допомогою схеми швидкості (рис. 2.4).

Проведемо послідовні розрахунки кінематичних характеристик положень 1-6 ланки підйомного пристрою за схемою положення (рисунок 2.3).

Вектори швидкостей сполучних точок на площині повинні бути побудовані в певному масштабі. Для побудови плану швидкостей виберемо масштабний коефіцієнт m_V . Цей коефіцієнт вибрано для полегшення вимірювання елементів векторної діаграми плану швидкості. Визначимо масштабний коефіцієнт, взявши довжину вектора V_A в площині швидкості рівною 50 мм. (відрізок p_1a):

$$\mu_V = \frac{V_A, \text{ м/с}}{p_1a, \text{ мм}} \quad (2.4)$$

Розглянемо швидкісний план побудови першої позиції підйомного механізму. На початку побудови в будь-якій позиції, в напрямку від точки D до точки A, провести вектор V_{AD} , паралельний осі гідроциліндра поворотного важеля (ланка 2) і довжиною 50 мм. Результат: отримуємо точку «а» на діаграмі швидкостей і пункт «г». Положення точки p_1 , що відповідає точці опори, можна знайти, розв'язавши векторне рівняння.

$$\vec{V}_A + \vec{V}_{AD} = \vec{V}_D \quad (2.5)$$

Тоді довжина вектора V_A на площині швидкості (відрізок p_1a) дорівнює:

$$p_1a = \frac{V_A}{\mu_V}, \text{ мм} \quad (2.6)$$

Графічний розв'язок рівняння виглядає наступним чином. Через точку «а» проводимо пряму, перпендикулярну до осі гідроциліндра поворотного кронштейна (ланка 2) і з точки «г» проводимо вертикальний відрізок прямої O5d поворотного кронштейна (ланка 3). Перетин прямих дає точку p_1 (поліус діаграми швидкостей), яка відповідає нерухомій ланці і яка є початковою точкою векторів V_A і V_D .

Отже, відомі напрямки векторів швидкостей V_A і V_D , а також їх довжини на площині швидкостей. Абсолютне значення швидкості відносно

нерухомої ланки можна визначити, помноживши довжину відповідного відрізка лінії на масштабний коефіцієнт:

$$V_A = p_{1a} \cdot \mu_v, \text{ м/с} \quad (2.7)$$

$$V_D = p_{1d} \cdot \mu_v, \text{ м/с} \quad (2.8)$$

де p_{1a} – довжина вектора $\overrightarrow{V_A}$ на плані швидкостей;

p_{1d} – довжина вектора $\overrightarrow{V_D}$ на плані швидкостей;

$\mu_v \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$ – масштабний коефіцієнт.

За відомою лінійною швидкістю точки А та відповідної обертової стріли (шатун 3) можна розрахувати кутову швидкість шатуну

$$\omega_3 = \frac{V_D}{O_5D}, \text{ с}^{-1} \quad (2.9)$$

Швидкості точок Е і F, що належать ланці 3, можна знайти з наступного співвідношення

$$V_E = \omega_3 \cdot O_5E, \text{ м/с} \quad (2.10)$$

$$V_F = \omega_3 \cdot O_5F, \text{ м/с} \quad (2.11)$$

Визначимо довжини векторів VE і VF на площині швидкостей

$$p_{1e} = \frac{V_E}{\mu_v}, \text{ мм} \quad (2.12)$$

$$p_{1f} = \frac{V_F}{\mu_v}, \text{ мм} \quad (2.13)$$

Вектор VE розміщений з точки p1 перпендикулярно до відрізка O5E на схемі механізму, а вектор VF довжиною 30,2 мм перпендикулярний до відрізка O5F.

Таким чином, визначаються всі необхідні кінематичні характеристики поворотного плеча (ланка 3). Планування швидкості каналу 3 показано на рисунку 2.4.

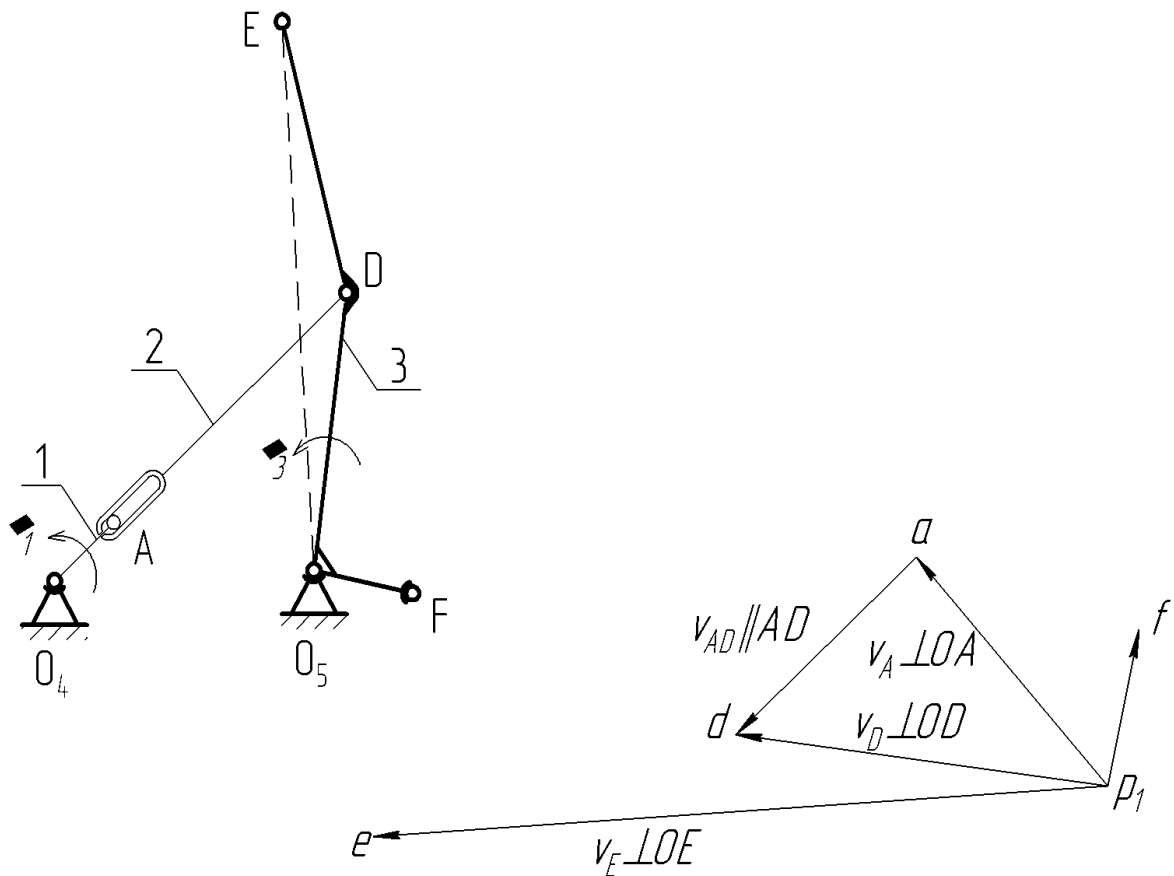


Рисунок 2.4 - План швидкостей поворотної стріли (ланка 3)

2.2.3 Визначення швидкостей вантажної стріли

Розглянемо постійне переміщення завантажувального важеля (посилання 6) відносно поворотного важеля (посилання 3). Схема швидкості стріли показана на рис 2.4.

Визначаємо швидкість плунжера U на основі співвідношення

$$F_A/F_B = V_A/V_B \quad (2.14)$$

Тоді

$$V_B = V_A \cdot \frac{F_A}{F_B}, \text{ м/с} \quad (2.15)$$

Визначаємо довжину вектора на основі співвідношення

$$bh = \frac{V_B}{\mu_V}, \text{ мм} \quad (2.16)$$

де V_B – абсолютне значення швидкості;

μ_V , – масштабний коефіцієнт.

Ми будемо використовувати векторні рівняння для побудови плану швидкості для стріли (посилання б).

$$\vec{V}_E + \vec{V}_{EH} = \vec{V}_F + \vec{V}_{FB} + \vec{V}_{BH} \quad (2.17)$$

У цьому рівнянні визначений вектор \vec{V}_{BH} (швидкість плунжера другого гідроциліндра).

На початку побудови ми проводимо векторну лінію через точку «Е» плану швидкості для Link 3 \vec{V}_{EH} паралельно ділянці ЕН вантажної стріли (ланка 6). Через точку «F» проводимо лінію вектора \vec{V}_{FB} перпендикулярно ділянці FB. Далі будемо вектор \vec{V}_{BH} , що перетинає вектори \vec{V}_{EH} і \vec{V}_{FB} у точках «В» і «Н» напрямом паралельний осі циліндра стріли (ланка 2), у напрямку від точки В до точки Н.

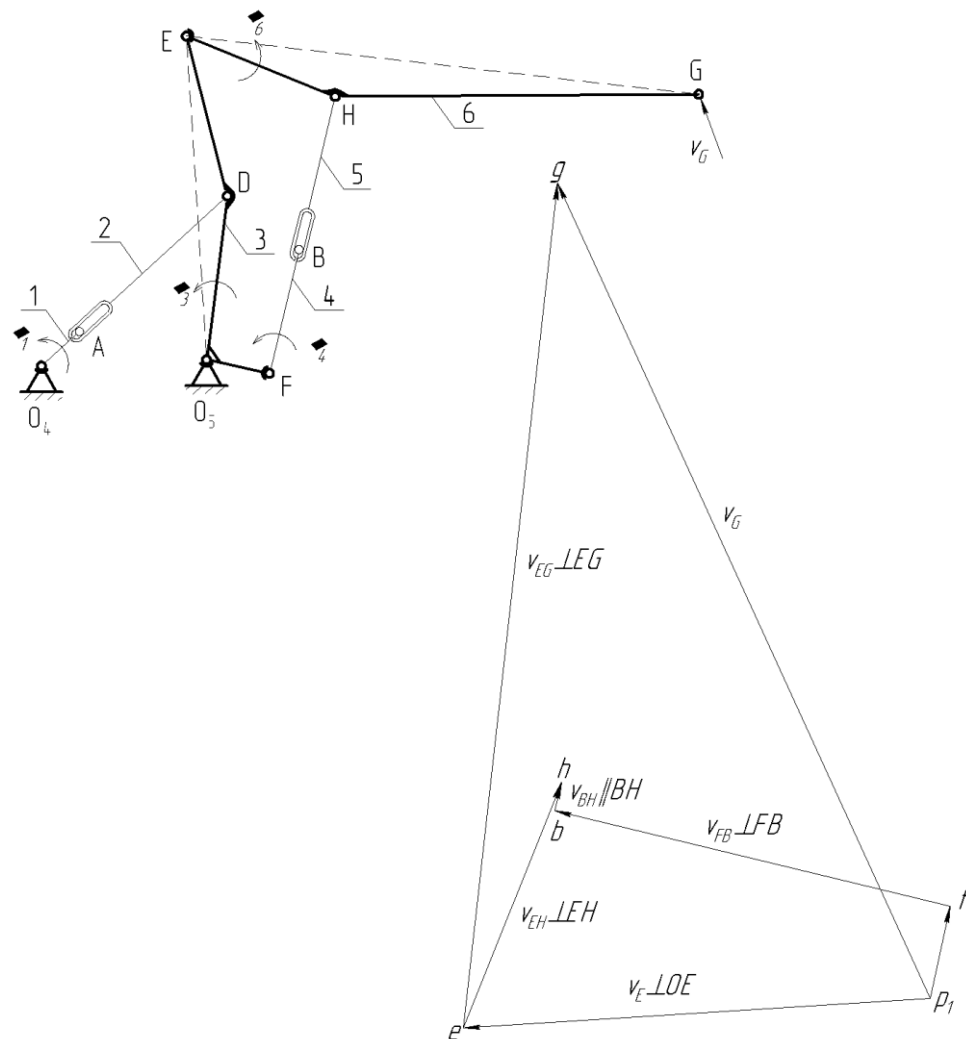


Рисунок 2.5 - План швидкостей вантажної стріли (ланка 6)

Довжини векторів $\overrightarrow{V_{EH}}$ і $\overrightarrow{V_{FB}}$ знайдемо абсолютне значення швидкості відносно нерухомої ланки, вимірявши її шляхом множення знайденої довжини на масштабний коефіцієнт:

$$V_{EH} = eh \cdot mV, \text{ м/с} \quad (2.18)$$

$$V_{FB} = fb \cdot mV, \text{ м/с} \quad (2.19)$$

де eh – довжина вектора $\overrightarrow{V_{EH}}$ на плані швидкостей;
 fb – довжина вектора $\overrightarrow{V_{FB}}$ на плані швидкостей;
 mV – масштабний коефіцієнт.

По відомій лінійній швидкості V_{EH} , визначимо кутову швидкість вантажної стріли (ланка б) щодо шарніра Е

$$\omega_6 = \frac{V_{EH}}{EH}, \text{ с}^{-1} \quad (2.20)$$

де EH – відстань між центрами осі шарніра.

На плані швидкостей (рис. 2.5.) будуємо вектор $\overrightarrow{V_{EG}}$.

Абсолютне значення швидкості обертання точки G відносно шарніра Е можна знайти зі співвідношення.

$$V_{EG} = \omega_6 \cdot EG, \text{ м/с} \quad (2.21)$$

де EG – відстань між центром осі шарніра Е і точкою G (місце кріплення траверси).

Початкова точка вектора знаходиться в точці «Е», напрям перпендикулярний до відрізка EG на позиційній площині, а довжина цього вектора визначається відношенням

$$eg = \frac{V_{EG}}{\mu_V}, \text{ мм} \quad (2.22)$$

де mV – масштабний коефіцієнт.

Ми побудували вектор на плані швидкості вантажної стріли (посилання б). $\overrightarrow{V_G}$ сполучаючи точку «P1» з кінцем вектора $\overrightarrow{V_{EG}}$ (точка G).

Довжину вектора можна знайти, вимірявши межу EG, а абсолютне значення швидкості відносно нерухомої ланки - помноживши знайдену довжину на масштабний коефіцієнт:

$$VG = EG \cdot mV, \text{ м/с} \quad (2.23)$$

де EG – довжина вектора $\overline{V_G}$ на плані швидкостей;
 mV – масштабний коефіцієнт.

Таким чином, визначені всі необхідні кінематичні характеристики плеча навантаження (ланка 6). План швидкості для Link 6 показаний на рис. 2.5.

Для положень 2.6 підйомного пристрою також визначаються швидкісні характеристики шатуна.

Отримані кутові та лінійні швидкості для кожного положення ланки підйомного пристрою зведені в таблицю.

Знаючи час t циклу роботи обладнання та значення статичної потужності навантаження в різні моменти циклу, будували графік залежності лінійної швидкості від часу.

3. ПРОЕКТУВАННЯ І ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ВАНТАЖОПІДЙОМНОГО ПРИСТРОЮ

3.1. Розрахунок вантажопідйомного пристрою

3.1.1 Визначення швидкостей поворотної стріли

Для визначення лінійної швидкості в кожній точці і кутової швидкості ланки необхідно задати швидкість переміщення напрямних ланок (плунжерів А і В). Оскільки при роботі механізму два циліндри працюють синхронно, швидкість плунжера А визначаємо за співвідношенням:

$$V_A = \frac{O_4D_1 - O_4D_6}{T} = \frac{1,217 - 0,25}{120} = 0,0081 \text{ м/с}$$

де $O_4D_1 = 1,2170$ м – довжина гідроциліндра в початковому положенні;

$O_4D_6 = 0,250$ м – довжина гідроциліндра в кінцевому положенні.

$T = 2$ хв = 120 с – час роботи механізму, необхідний для завантаження вантажу.

Для визначення швидкості веденої точки зв'язку ми будемо використовувати метод графічного аналізу, який передбачає розв'язування системи векторних рівнянь за допомогою схеми швидкості (рис. 2.4).

Проведемо послідовні розрахунки кінематичних характеристик положень 1-6 ланки підйомного пристрою за схемою положення (рисунок 2.4).

Вектори швидкостей сполучних точок на площині повинні бути побудовані в певному масштабі. Для побудови плану швидкостей виберемо масштабний коефіцієнт мВ. Цей коефіцієнт вибрано для полегшення вимірювання елементів векторної діаграми плану швидкості. Визначимо масштабний коефіцієнт, взявши довжину вектора VA в площині швидкості рівною 50 мм. (відрізок *pla*):

$$\mu_V = \frac{0,0081}{50} = 0,0001612 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$$

Масштабний коефіцієнт $mV = 0,0001612 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$ дозволяє перетворити скалярне значення швидкості в довжину спрямованого вектора на основі співвідношення: вектор довжиною 1 мм відповідає швидкості, що дорівнює 0,0001612 м/с.

Розглянемо швидкісний план побудови першої позиції підйомного механізму. На початку побудови в будь-якій позиції, в напрямку від точки D до точки A, провести вектор $\overrightarrow{V_{AD}}$, паралельний осі гідроциліндра поворотного важеля (ланка 2) і довжиною 50 мм. Результат: отримаємо точку «а» на діаграмі швидкостей і пункт «г». Положення точки p1, що відповідає точці опори, можна знайти, розв'язавши векторне рівняння.

$$\overrightarrow{V_A} + \overrightarrow{V_{AD}} = \overrightarrow{V_D}$$

Тоді довжина вектора V_A на плані швидкостей (відрізок $p1a$) рівний:

$$bh = \frac{0,0015}{0,0001612} = 9,315 \text{ мм}$$

Графічний розв'язок рівняння виглядає наступним чином. Через точку «а» проводимо пряму, перпендикулярну до осі гідроциліндра поворотного кронштейна (ланка 2) і з точки «г» проводимо прямий вертикальний відрізок O_5D поворотного кронштейна (ланка 3). Перетин прямих дає точку p1 (полюс діаграми швидкостей), яка відповідає нерухомій ланці і яка є початковою точкою векторів V_A і V_D .

Отже, відомі напрямки векторів швидкостей V_A і V_D , а також їх довжини на площині швидкостей. Абсолютне значення швидкості відносно нерухомої ланки можна визначити, помноживши довжину відповідного відрізка лінії на масштабний коефіцієнт:

$$V_A = 58,6244 \cdot 0,0001613 = 0,00946 \text{ м/с}$$

$$V_D = 77,0508 \cdot 0,0001613 = 0,01243 \text{ м/с}$$

де $p1a = 58,6244 \text{ мм}$ – довжина вектора $\overrightarrow{V_A}$ на плані швидкостей;

$p1d = 77,0508 \text{ мм}$ – довжина вектора $\overrightarrow{V_D}$ на плані швидкостей;

$mV = 0,0001613 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$ – масштабний коефіцієнт.

За відомою лінійною швидкістю точки А та відповідної обертової стріли (шатун 3) можна розрахувати кутову швидкість шатуна

$$\omega_3 = \frac{0,01242}{0,795} = 0,01562 \text{ с}^{-1}$$

Швидкості точок Е і F, що належать ланці 3, можна знайти з наступного співвідношення

$$V_E = 0,01562 \cdot 1,56 = 0,02437 \text{ м/с}$$

$$V_F = 0,01562 \cdot 0,312 = 0,00487 \text{ м/с}$$

Визначимо довжини векторів VE і VF на площині швидкостей

$$p_1e = \frac{0,02437}{0,0001612} = 151,2 \text{ мм}$$

$$p_1f = \frac{0,00487}{0,0001612} = 30,2 \text{ мм}$$

Вектор VE довжиною 151,2 мм розміщений перпендикулярно до відрізка O5E на схемі механізму з точки p1, а вектор VF довжиною 30,20 мм – перпендикулярно до відрізка O5F.

Таким чином, визначаються всі необхідні кінематичні характеристики поворотного плеча (ланка 3).

Швидкість завантажувального важеля визначається так само, як і поворотного важеля. Таким чином, визначені всі необхідні кінематичні характеристики плеча навантаження (ланка 6).

Для положень 2.6 підйомного пристрою також визначаються швидкісні характеристики шатуна.

Отримані кутова швидкість і лінійна швидкість кожного положення ланки підйомного пристрою зведені в таблицю 3.1.

Таблиця 3.1 - Кінематичні характеристики ланок підйомника

Найменування	Позначення	Положення ланок механізму					
		1	2	3	4	5	6
Швидкість плунжера гідроциліндра поворотної стріли щодо корпусу, м/с	V_{AD}	0,00810	0,00810	0,00810	0,00810	0,00810	0,00810
Лінійна швидкість точки A при повороті гідроциліндра поворотної стріли щодо точки $O4$, м/с	V_A	0,00950	0,00670	0,00480	0,00330	0,00210	0,00110
Лінійна швидкість точки D при повороті поворотної стріли щодо точки $O5$, м/с	V_D	0,01240	0,01050	0,00940	0,00880	0,00840	0,00820
Кутова швидкість поворотної стріли (ланка 3), c^{-1}	ω_3	0,01560	0,01320	0,01180	0,01100	0,01050	0,01030
Лінійна швидкість точки E при повороті поворотної стріли щодо точки $O5$, м/с	V_E	0,02440	0,02060	0,01850	0,01720	0,01640	0,01600
Лінійна швидкість точки F при повороті поворотної стріли щодо точки $O5$, м/с	V_F	0,0049	0,0041	0,0037	0,0034	0,0033	0,0032
Швидкість плунжера гідроциліндра вантажної стріли щодо корпусу, м/с	V_{BH}	0,00150	0,00150	0,00150	0,00150	0,00150	0,00150
Лінійна швидкість точки B при повороті гідроциліндра вантажної	V_{FB}	0,02130	0,01840	0,01700	0,01640	0,01610	0,01610

стріли щодо точки F поворотної стріли, м/с							
Лінійна швидкість точки H при повороті вантажної стріли щодо точки E поворотної стріли, м/с	V_{EH}	0,01380	0,01180	0,01070	0,01010	0,00970	0,00950
Кутова швидкість вантажної стріли (ланка 6), c^{-1}	ω_6	0,01770	0,01520	0,01380	0,01290	0,01250	0,01220
Лінійна швидкість точки G при повороті вантажної стріли щодо точки E поворотної стріли, м/с	V_{EG}	0,04420	0,03790	0,03450	0,03240	0,03110	0,03050
Сумарна швидкість точки G щодо землі, м/с	V_G	0,04660	0,04080	0,03780	0,03620	0,03550	0,03540

Знаючи час t циклу роботи обладнання та значення статичної потужності навантаження в різні моменти циклу, будували графік залежності лінійної швидкості від часу. (рис. 3.1.). За результатами аналізу отриманих графіків можна зробити висновок, що найбільша лінійна швидкість усіх ланок механізму припадає на перше положення підйомного пристрою – момент, коли вантаж починає підніматися з поверхні. земля. При цьому швидкість рівномірно зменшується, досягаючи мінімального значення в інтервалі часу між четвертим і п'ятим положеннями (позиція 5 – найвища точка траєкторії поперечного центру). Після цього швидкість лінії починає трохи збільшуватися.

Шляхом кінематичних розрахунків визначено розміри та швидкості (лінійні та кутові) зчепів механізму. Отримані дані використовуються для визначення швидкісних параметрів гідроприводу підйомного пристрою.

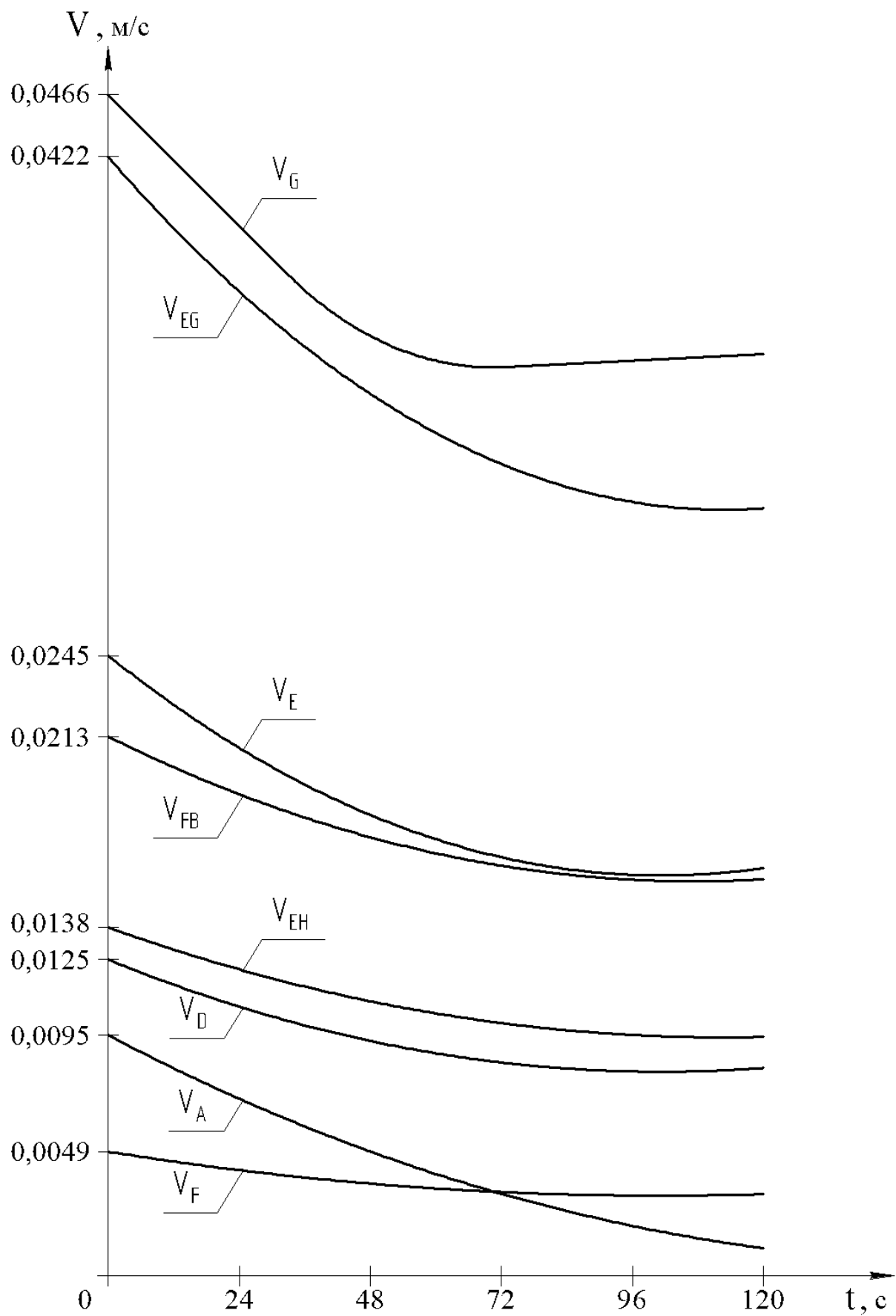


Рисунок 3.1 - Графіки зміни швидкостей ланок вантажопідійомного пристрою

3.1.2. Розрахунок робочих параметрів гідроприводу і гідроциліндрів

У підйомному циліндрі поворотного важеля шток шарнірно прикріплений до нерухомої рами, а штифт корпусу шарнірно прикріплений до поворотного важеля. Можна вибрати наступні геометричні параметри: діаметр поршня D_P , діаметр штока $d_{Ш}$ і хід корпусу S .

Хід циліндра визначається відповідно до планування положення

$$H = 1221 - 251 = 970 \text{ мм}$$

де $L_{MAX} = 1221$ мм – максимальна довжина гідроциліндра;

$L_{MIN} = 251$ мм – мінімальна довжина гідроциліндра.

Діаметр поршня:

$$D_{II} = \sqrt{\frac{5 \cdot 577200}{3,14 \cdot 2 \cdot [25 \cdot (1 - 0,5^2) - 0,196]}} = 157,3 \text{ мм}$$

де $R_D = 577200,0$ Н – технологічне зусилля;

$n = 2$ – число паралельно працюючих гідроциліндрів;

$p_1 = 25,0$ МПа – робочий тиск [2, с. 8];

$do = 0,50$ – відношення діаметру штока до діаметру поршня;

$p_0 = 0,1960$ МПа – тиск гідравлічного опору в зливній лінії [2, с. 8].

Визначуваний діаметр штока

$$d_{шт} = 157,30 \cdot 0,50 = 78,70 \text{ мм}$$

На підставі розрахункових розмірів гідроциліндрів підйому обертових стріл ми вибрали гідроциліндр моделі НСС.60.25.860 - 01, характеристики якого:

- діаметр поршня $D_{II} = 160,0$ мм;
- діаметр штока $d_{Ш} = 80,0$ мм;
- хід $S = 1000,0$ мм.

Для обраного циліндра розраховуємо площу перерізу:

- штоковій порожнині

$$F_1 = 0,25 \cdot 3,14 \cdot (160^2 - 80^2) = 15080,0 \text{ мм}^2 = 0,015 \text{ м}^2$$

- поршневій порожнині

$$F_2 = 0,25 \cdot \pi \cdot D_{\text{П}}^2 = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 160^2 = 20106,0 \text{ мм}^2 = 0,02 \text{ м}^2$$

Розраховуємо витрату робочої рідини (мастила) за цикл роботи обладнання:

- при підйомі вантажу

$$Q_1 = 0,015 \cdot 8,13 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с} = 4,89 \text{ л/хв.}$$

- при опусканні вантажу

$$Q_2 = \frac{0,97}{180} \cdot 0,02 = 1,08 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с} = 6,50 \text{ л/хв.}$$

де $H = 970 \text{ мм} = 0,970 \text{ м}$ – хід циліндра;

$t = 3 \text{ хв.} = 180 \text{ с}$ – час циклу;

$F_1 = 0,0150 \text{ м}^2$ – Площа поперечного перерізу порожнини стрижня;

$F_2 = 0,020 \text{ м}^2$ – площа поперечного перерізу поршневої камери.

Для розрахункової витрати робочої рідини QPV гідроциліндра поворотного важеля візьмемо максимальне значення між Q_1 і Q_2 , тобто

$$Q_{\text{ПВ}} = Q_2 = 1,370 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с} = 6,511 \text{ л/хв.}$$

Так само розрахувати гідроциліндр стріли. Виходячи з розрахункових розмірів гідроциліндрів для підйому стріли ми вибрали модель гідроциліндра НСС.60.25.860 - 01, характеристики якого:

- діаметр поршня $D_{\text{П}} = 160,0 \text{ мм}$;
- діаметр штока $d_{\text{Ш}} = 80,0 \text{ мм}$;
- хід $S = 1000,0 \text{ мм}$.

Для обраного циліндра розраховуємо площу перерізу:

- Поршнева камера

$$F_1 = 0,25 \cdot \pi \cdot D_{\text{П}}^2 = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 160^2 = 20106,0 \text{ мм}^2 = 0,021 \text{ м}^2$$

- штоковій порожнині

$$\begin{aligned} F_2 &= 0,25 \cdot \pi \cdot (D_{\text{П}}^2 - d_{\text{Ш}}^2) \cdot n = 0,25 \cdot 3,14 \cdot (160^2 - 80^2) \cdot 1 = \\ &= 15081,0 \text{ мм}^2 = 0,0151 \text{ м}^2 \end{aligned}$$

Розраховуємо витрати робочої рідини за цикл роботи обладнання:

- При підйомі вантажів

$$Q_1 = \frac{H}{t} \cdot F_1 = \frac{0,19}{180} \cdot 0,02 = 2,12 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с} = 1,281 \text{ л/хв.}$$

- при опусканні вантажу

$$Q_2 = \frac{H}{t} \cdot F_2 = \frac{0,19}{180} \cdot 0,015 = 1,59 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с} = 0,961 \text{ л/хв.}$$

де $H = 0,190 \text{ м}$ – хід циліндра;

$t = 3 \text{ хв.} = 180 \text{ с}$ – час циклу;

$F_1 = 0,021 \text{ м}^2$ – площа поперечного перетину поршневої порожнини;

$F_2 = 0,015 \text{ м}^2$ – площа поперечного перетину штокової порожнини.

За розрахункову витрату $Q_{\text{ГР}}$ робочої рідини гідроциліндра стріли прийняти найбільше між Q_1 і Q_2 , тобто

$$Q_{\text{ГР}} = Q_1 = 2,120 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с} = 1,281 \text{ л/хв.}$$

Використовуйте той самий метод для розрахунку опори для підйомного гідравлічного циліндра. Так як для тиску 25 МПа розмірний ряд гідроциліндрів в каталозі починається з діаметра поршня $D_{\text{П}} = 60 \text{ мм}$, ми вибираємо гідроциліндр з найменуванням НСС.60.25.860 – 01, характеристики якого:

- діаметр поршня $D_{\text{П}} = 60,0 \text{ мм}$;
- діаметр штока $d_{\text{Ш}} = 30,0 \text{ мм}$;

- хід $S = 500$ мм.

Для обраного циліндра розраховуємо площу перерізу:

- Поршнева камера

$$F_1 = 0,25 \cdot \pi \cdot D_{II}^2 = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 60^2 = 2827,0 \text{ мм}^2 = 0,0031 \text{ м}^2$$

- штоковій порожнині

$$F_2 = 0,25 \cdot \pi \cdot (D_{II}^2 - d_{III}^2) = 0,25 \cdot 3,14 \cdot (60^2 - 30^2) = 2121,0 \text{ мм}^2 = 0,0021 \text{ м}^2$$

Розраховуємо витрати робочої рідини за цикл роботи обладнання:

- При підйомі вантажів

$$Q_1 = \frac{H}{t} \cdot F_1 = \frac{0,38}{60} \cdot 0,003 = 1,79 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с} = 1,081 \text{ л/хв.}$$

- при опусканні вантажу

$$Q_2 = \frac{H}{t} \cdot F_2 = \frac{0,38}{60} \cdot 0,002 = 1,34 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с} = 0,811 \text{ л/хв.}$$

де $H = 0,38$ м – хід циліндра;

$t = 1$ хв. = 60 с – час опускання опори;

$F_1 = 0,003 \text{ м}^2$ – площа поперечного перетину поршневої порожнини;

$F_2 = 0,002 \text{ м}^2$ – площа поперечного перетину штокової порожнини.

Для розрахунку витрати робочої рідини QOP гідроциліндра в опорі беремо найбільший між Q_1 і Q_2 , тобто

$$Q_{OP} = Q_1 = 1,791 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с} = 1,081 \text{ л/хв.}$$

3.2 Конструювання вузлів вантажопідйомного пристрою

Передній (рис. 3.2) і задній модулі вантажопідйомного пристрою мають однакову конструкцію, відрізняється лише положення оголовки вантажопідйомного пристрою.

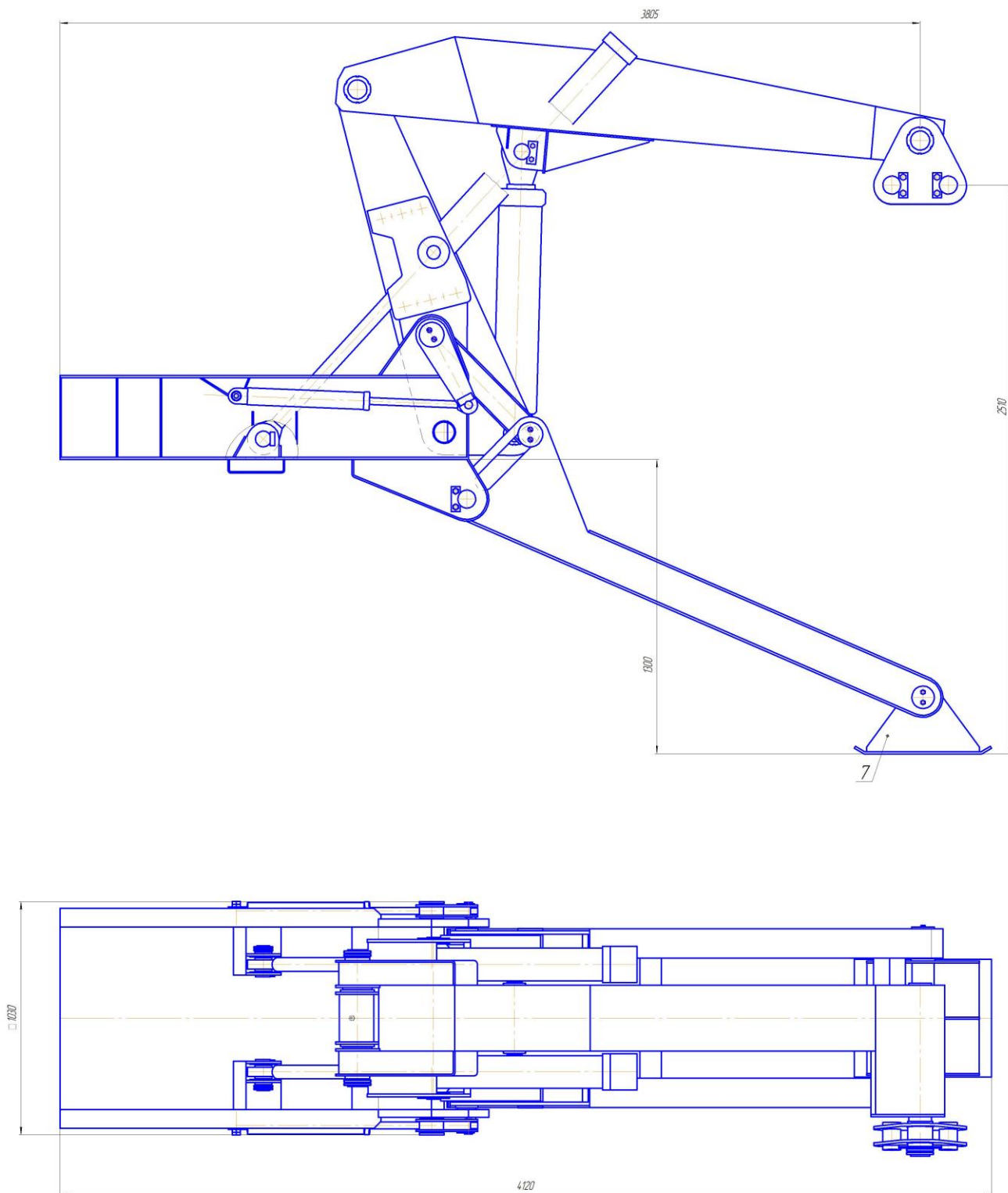


Рисунок 3.2 - Загальний вигляд вантажопідйомного пристрою

Кожен модуль вантажопідйомного пристрою складається з: основи модуля; опори; поворотного кронштейна; вантажної стріли; опорного гідроциліндра; поворотного кронштейна гідроциліндра; вантажного кронштейна гідроциліндра.

Рама (рис. 3.3) служить для кріплення поворотних і навантажувальних плечей, кронштейнів і гідроциліндрів, що їх приводять в рух. Основа модуля виконана у вигляді відкритого лотка, нижня частина якого визначена опорними листами, а бічні сторони Т-подібними ребрами, привареними до опорних листів.

Кронштейни виконані у вигляді люверсів, приварених до нижньої поверхні опорної плити для кріплення опори.

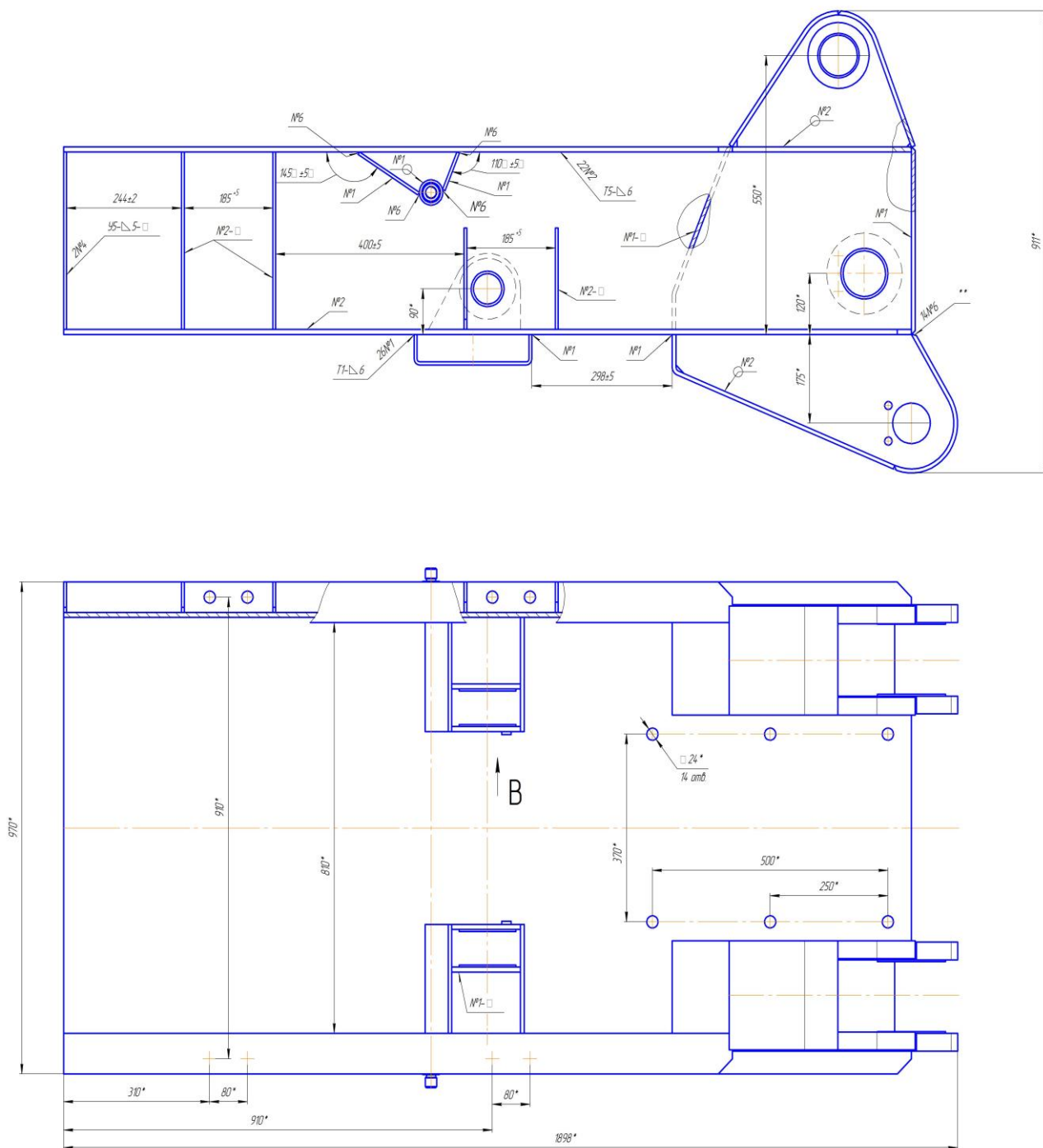


Рисунок 3.3 - Рама

Опора (рисунок 3.4) призначена для забезпечення стійкості напівпричепа під час вантажно-розвантажувальних робіт контейнерів. Опора зварної конструкції складається з двох балок коробчастого перетину, з'єднаних між собою поперечними стержнями.

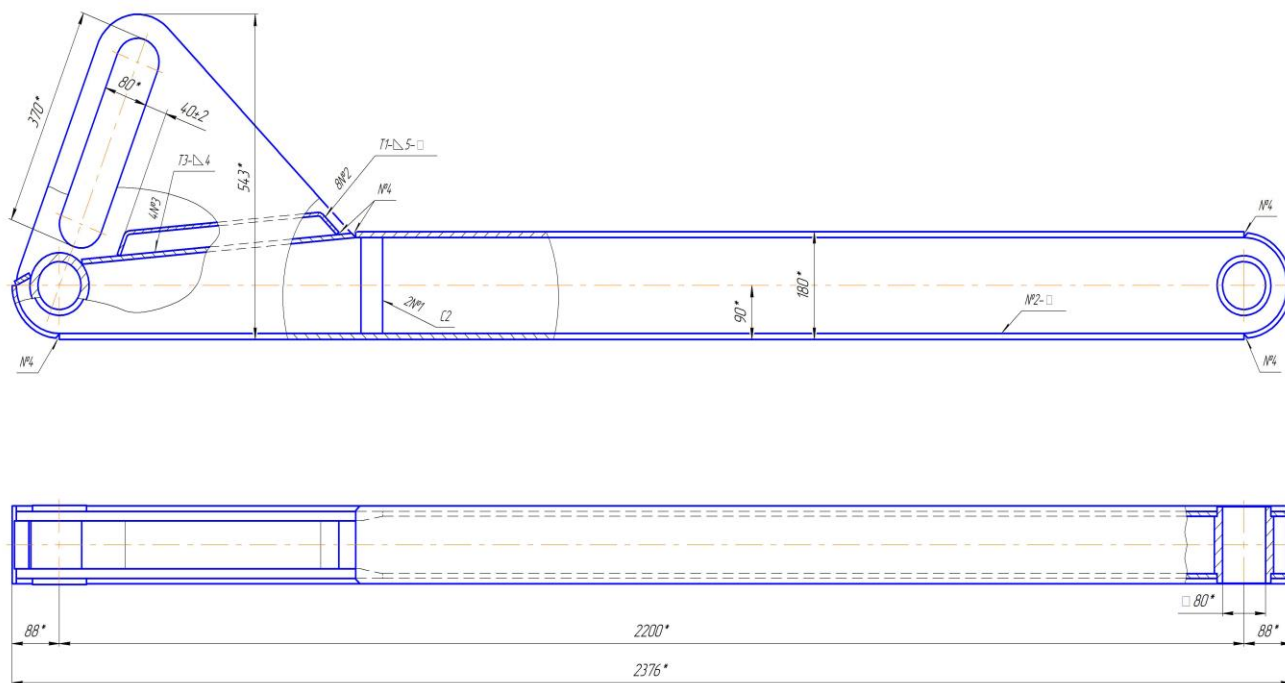


Рисунок 3.4 - Опора

До верхньої полиці Т-подібного ребра приварений кронштейн для кріплення поворотної осі опори. Крім того, на внутрішній поверхні опорної плити встановлений кронштейн для кріплення поворотного кронштейна. З зовнішньої сторони Т-подібної штанги є кронштейн для кріплення гідроциліндра поворотного важеля. Крім того, до бічних ребер приварені пальці для кріплення гідроциліндра кронштейна.

Опора з'єднується з базою модуля за допомогою поворотної осі. Щічки опори мають пази, в яких пересуваються пальці приводної тяги, що забезпечує можливість повороту опори. У нижній частині кронштейна є отвір для встановлення важеля (Рис. 3.5).

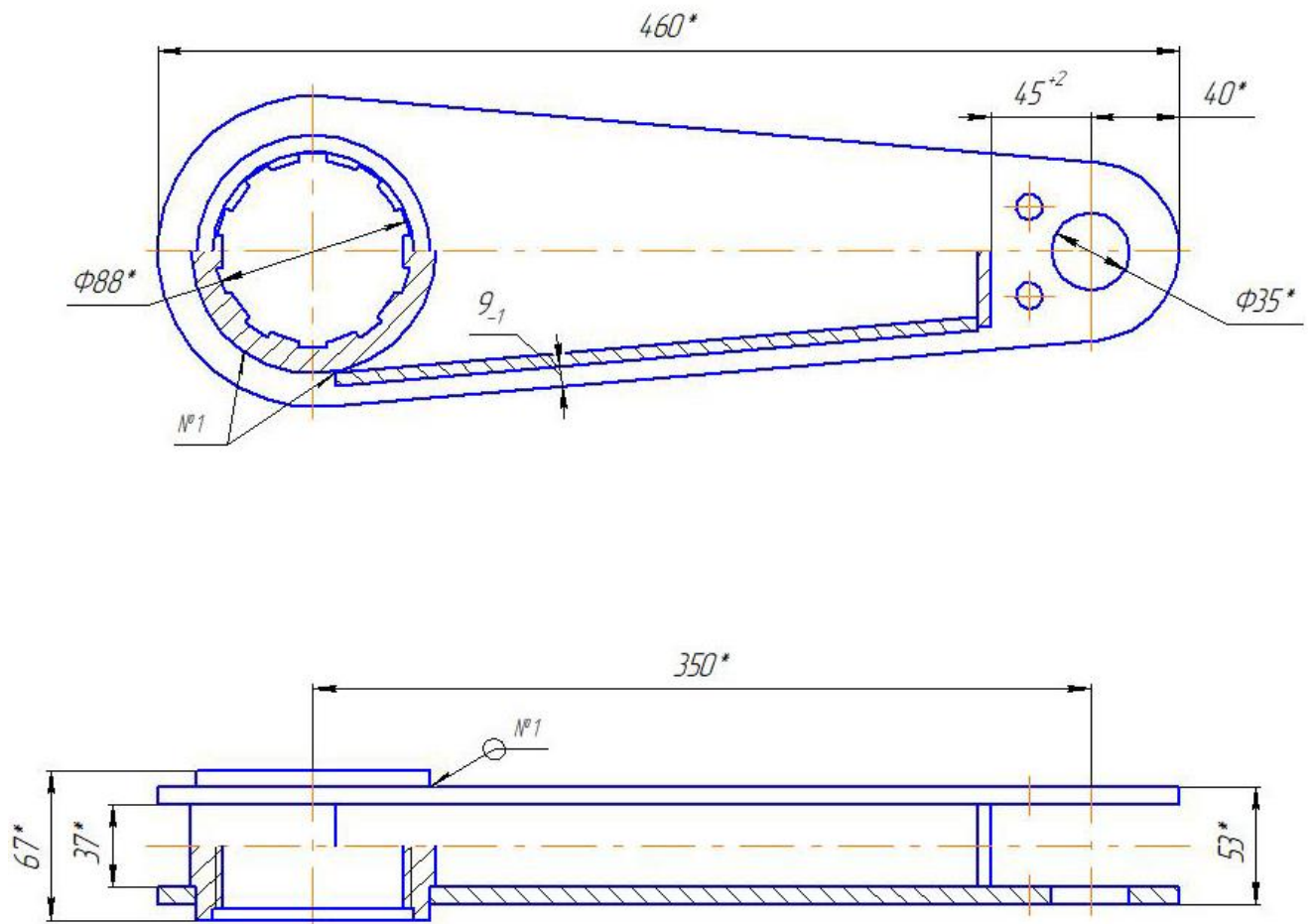


Рисунок 3.5 – Вагіль

Поворотна стріла (рис. 3.6) служить для приведення модуля вантажопідйомного пристрою в робоче і транспортне положення та встановлення контейнера на напівпричіп.

Поворотний кронштейн зварної конструкції коробчастого перетину. Поворотна стріла має отвори для з'єднання з підставою модуля, стрілою і циліндрами стріли, а також для з'єднання поворотної стріли з її гідроциліндрами.

Вантажні стріли (рис. 3.7) служать для підйому та опускання контейнерів. Кронштейн вантажний зварної конструкції коробчастого перетину. Завантажувальна рукоятка має отвори для з'єднання з поворотною рукояткою і вушка для під'єднання завантажувальної рами до її гідравлічного циліндра.

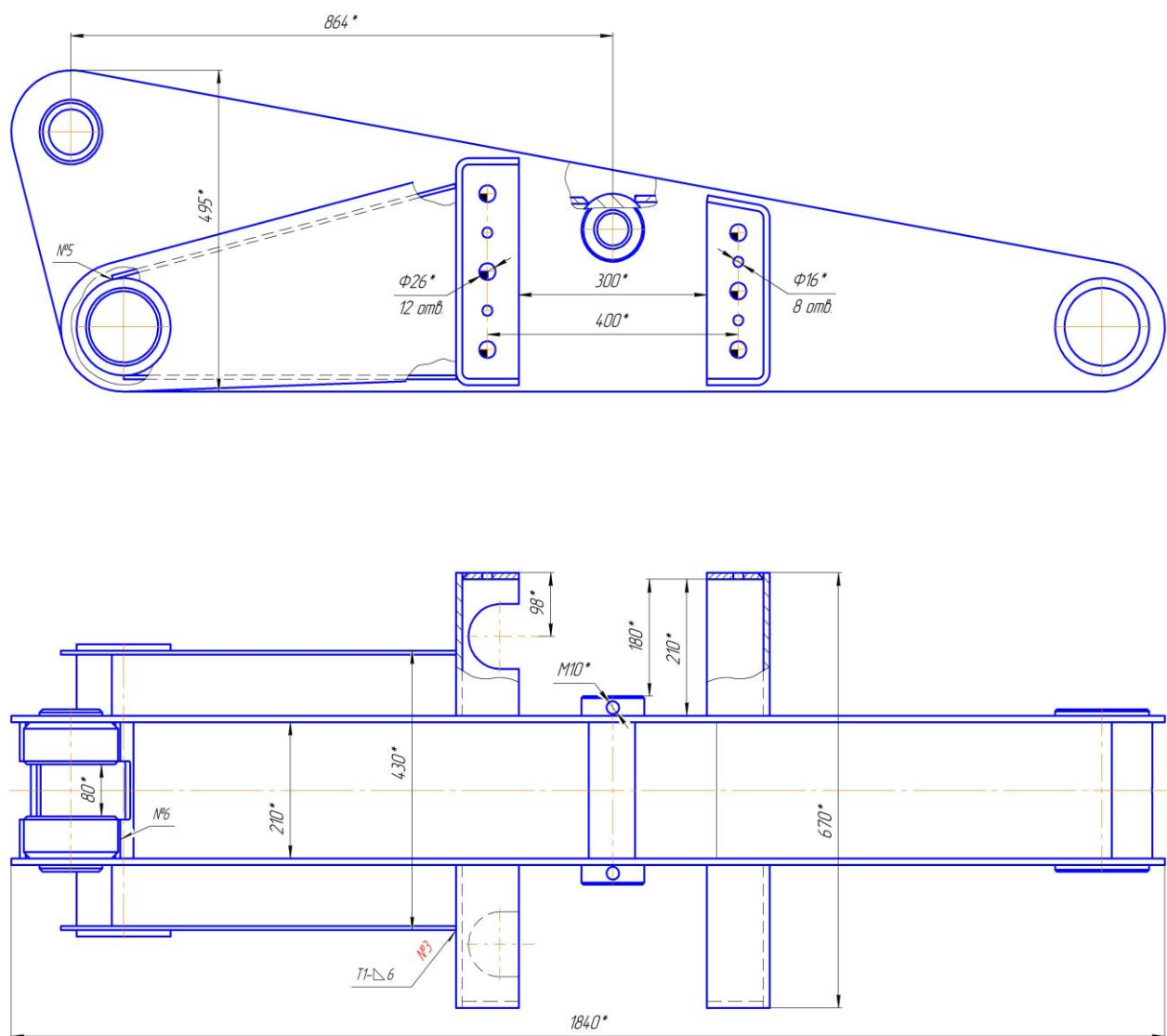


Рисунок 3.6 - Поворотна стріла

Стріла оснащена траверсою, до якого кріпиться поперечина (рис. 3.8) для кріплення строп, що використовуються для з'єднання вантажопідйомного пристрою з контейнером під час вантажно-розвантажувальних робіт. При установці вантажопідйомного пристрою поперечини переднього і заднього вантажопідйомного модуля повинні бути звернені всередину і один до одного.

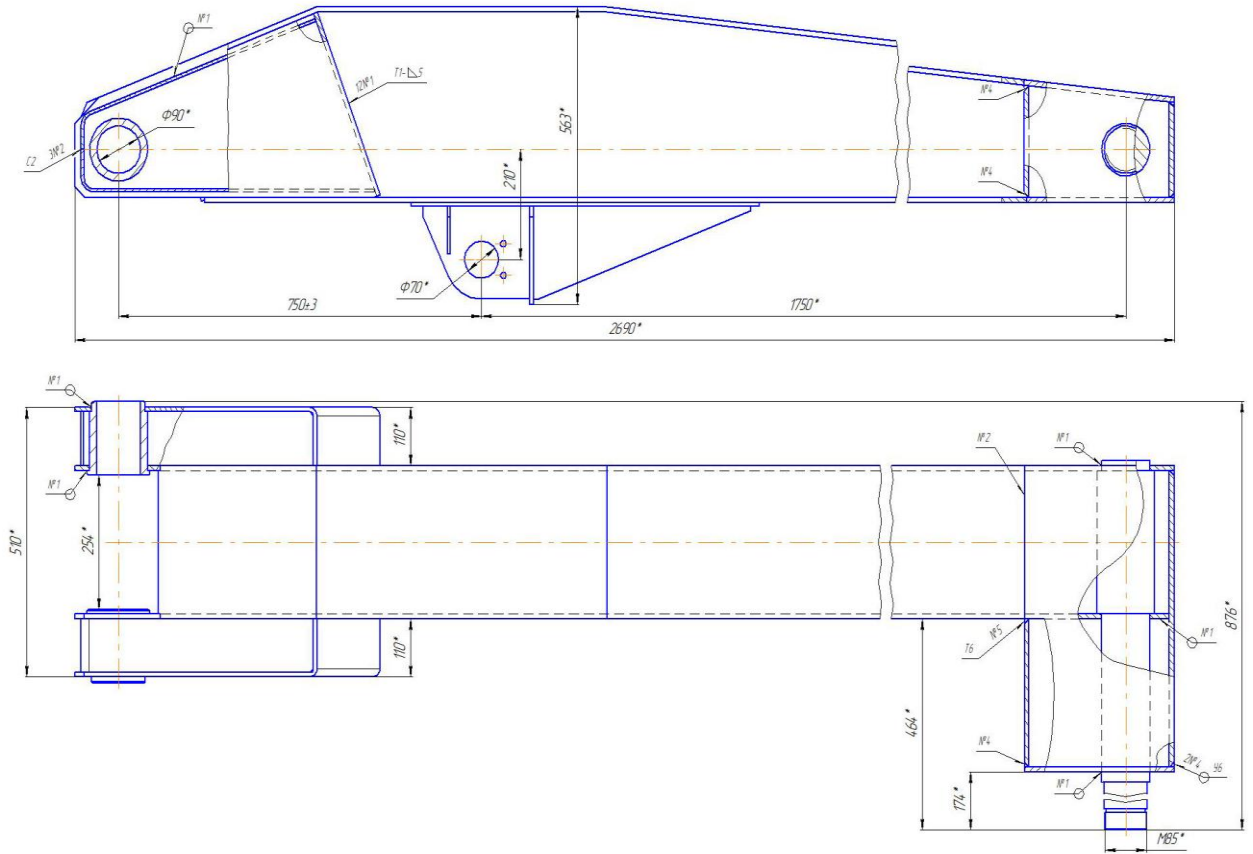


Рисунок 3.7 – Вантажна стріла

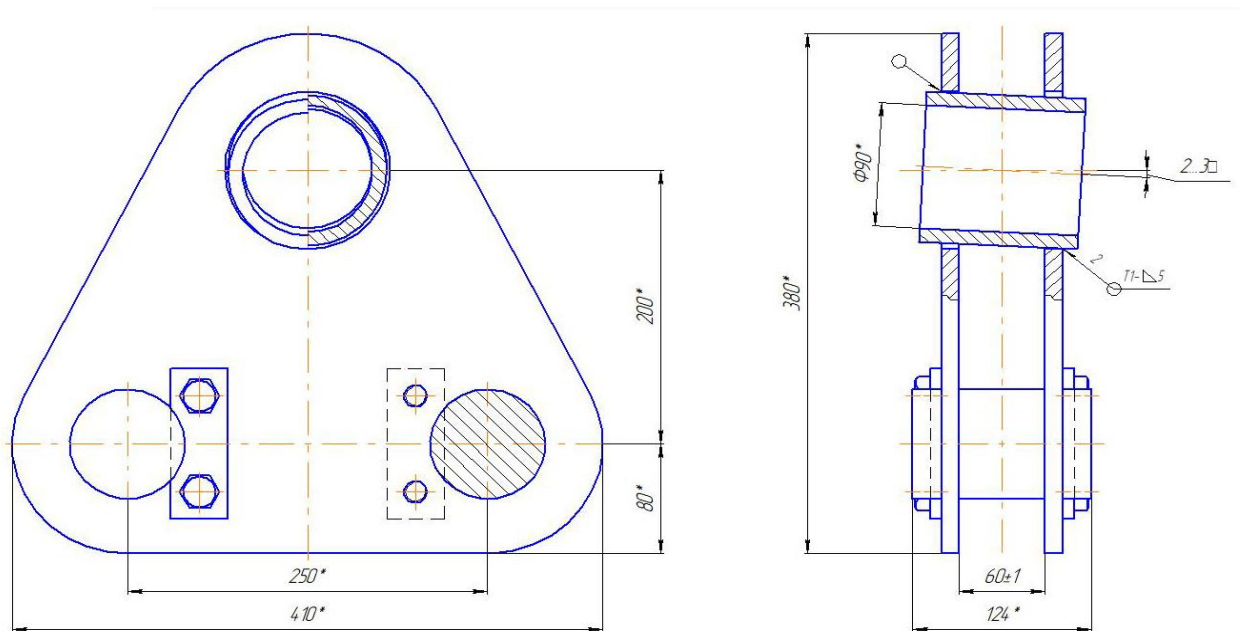


Рисунок 3.8 – Траверси

Результатом проектних розрахунків і ескізів напівпричепа з підйомним пристроєм є його попередній компоувальний вигляд, як показано на рисунку 3.9.

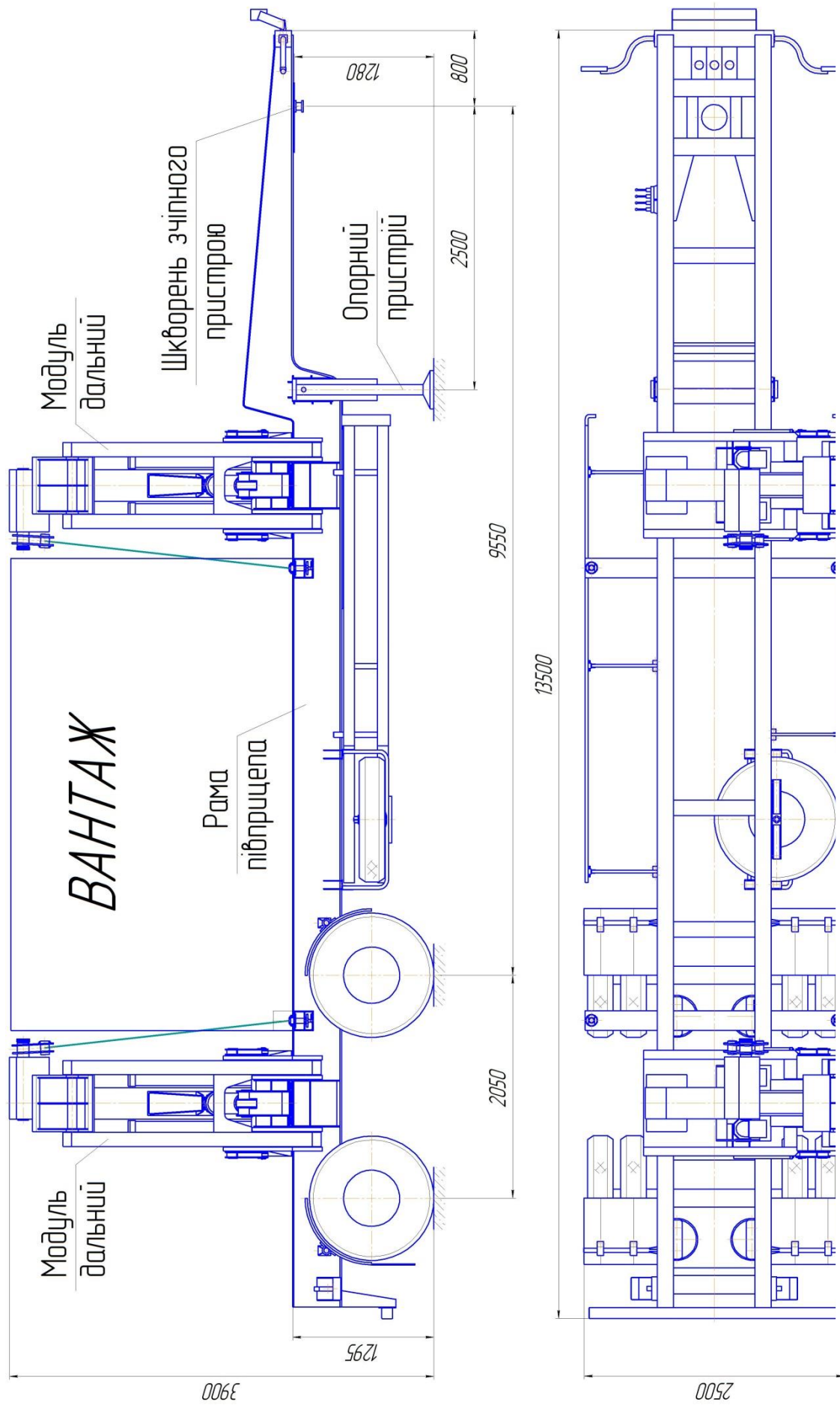


Рисунок 3.9 - Попередня компоновка напівприцела з гідравлічним підйомним пристроєм

3.3. Розрахунок статичних навантажень

Вихідними даними для розрахунку є: маса F вантажу, що піднімається, перерахована на модуль що = 12,5 т; приблизна маса P і положення центру ваги шатуна; рекомендовані геометричні розміри ланки.

По схемі положення (рис. 2.3) послідовно розраховуємо положення шатунів № 1 - № 6 підйомного пристрою.

Розв'язуємо рівняння рівноваги відносно R_{EN}

$$R_{E}^n = \frac{0,5 \cdot 598,43 + 12,5 \cdot 1762,28}{778,31} = 28,687 \text{ т}$$

Подальші розрахунки проводяться за допомогою графічної структури діаграми сил плеча навантаження (рис. 2.8).

Для побудови силового плану виберемо масштабний коефіцієнт $mF = 2,5 \text{ т/мм}$. Коефіцієнти підібрані для полегшення вимірювання елементів плоскої векторної діаграми сил. Коефіцієнт масштабування $mF = 2,5 \text{ т/мм}$ дозволяє перетворити скалярне значення сили в довжину вектора спрямованості відповідно до наступного співвідношення: Вектор довжиною 1 мм відповідає силі, що дорівнює 2,5 Тл, і навпаки: а сила, що дорівнює 2,5 Тл, 1 Тл відповідає вектору довжиною 2,5 мм.

Ми починаємо будувати план сил для першого положення ланки підйому, малюючи вектор вертикально вниз від будь-якої точки. Визначаємо довжину цього вектора на основі співвідношення

$$(F + P) \cdot mF = (12,50 + 0,50) \cdot 2,50 = 32,50 \text{ мм}$$

де $F = 12,50 \text{ т}$ – абсолютне значення сили;

$P = 0,50 \text{ т}$ – абсолютне значення сили;

$mF = 2,50 \text{ т/мм}$ – масштабний коефіцієнт.

Від кінця вектора $\overrightarrow{F+P}$ будуємо вектор $\overrightarrow{R_E^n}$ перпендикулярно ділянці ланки HE . Довжину цього вектора визначимо із співвідношення

$$R_{E}^n \cdot mF = 28,688 \cdot 2,51 = 71,73 \text{ мм}$$

де $R_{E}^n = 28,688 \text{ т}$ – абсолютне значення сили;

Будуємо лінію вектора $\overrightarrow{R_H}$ (через початок вектора $\overrightarrow{F+P}$ паралельно осі гідроциліндра підйому вантажної стріли) і лінію вектора $\overrightarrow{R_E^t}$ (через кінець вектора $\overrightarrow{R_E^n}$ паралельно ділянці ланки HE).

Точка перетину ліній векторів $\overrightarrow{R_E^t}$ і $\overrightarrow{R_H}$ дасть точку кінця результуючого вектора $\overrightarrow{R_E}$. Таким чином, стали відомі напрями всіх сил, що діють на вантажну стрілу. Абсолютні значення сил визначимо із співвідношень:

$$RE = [\overrightarrow{R_E}] / mF = 71,790 / 2,50 = 28,716 \text{ т};$$

$$RH = [\overrightarrow{R_H}] / mF = 103,02 / 2,51 = 41,204 \text{ т}.$$

де $[\overrightarrow{R_E}] = 71,790$ мм – довжина вектора $\overrightarrow{R_E}$ на плані сил;

$[\overrightarrow{R_H}] = 103,02$ мм – довжина вектора $\overrightarrow{R_H}$ на плані сил.

Розглянемо статичну рівновагу поворотного плеча (ланка 3) у першому положенні підйомного пристрою, статичну рівновагу кронштейна і статичну рівновагу важеля.

У таблиці 3.2 наведені розрахункові навантаження для кожного положення ланки підйомника.

Знаючи час t циклу роботи обладнання і значення статичної потужності навантаження в різні моменти циклу, будуємо графік залежності зусиль від часу (рисунок 3.10).

За результатами аналізу отриманих графіків можна зробити висновок, що найбільш несприятливі умови навантаження виникають у початковий момент підйому вантажу. При цьому всі без винятку навантаження приймають максимальне значення. Далі статичне навантаження виникає рівномірно, досягаючи мінімального значення в інтервалі часу між четвертою і п'ятою позиціями (позиція 5 – найвища точка траєкторії центру

удару). Після цього статична сила починає трохи зростати. При складанні розкладу були використані такі правила:

- якщо штоки гідроциліндрів під дією навантажень працюють на стиснення – зусилля береться із знаком “+” і графіки $R_H(t)$ і $R_D(t)$ розташовується вище за вісь абсцис, якщо на розтягування – навпаки;
- напрям реакцій $\overrightarrow{R_E}$ і $\overrightarrow{R_O}$ вважаємо позитивними і графіки $R_E(t)$ і $R_O(t)$ розташовується вище за вісь абсцис, якщо вони направлені від поворотної стріли до вантажної стріли або опори відповідно.

Таблиця 3.2 - Статичні навантаження на ланки вантажопідйомного пристрою

Найменування	Позн.	Положення ланок механізму					
		1	2	3	4	5	6
Вага вантажу, т	F	12,50	12,50	12,50	12,50	12,50	12,50
Зусилля гідроциліндра вантажної стріли, т	R_H	41,21	40,21	36,38	20,21	0,33	4,30
Реакція в сполучному шарнірі між вантажною і поворотною стрілами, т	R_E	28,73	27,27	23,52	12,98	12,87	12,04
Зусилля гідроциліндра поворотної стріли, т	R_D	58,91	46,23	32,47	2,02	25,73	21,82
Реакція в сполучному шарнірі між поворотною стрілою і рамою, т	R_O	68,72	57,02	43,92	11,64	12,53	8,68

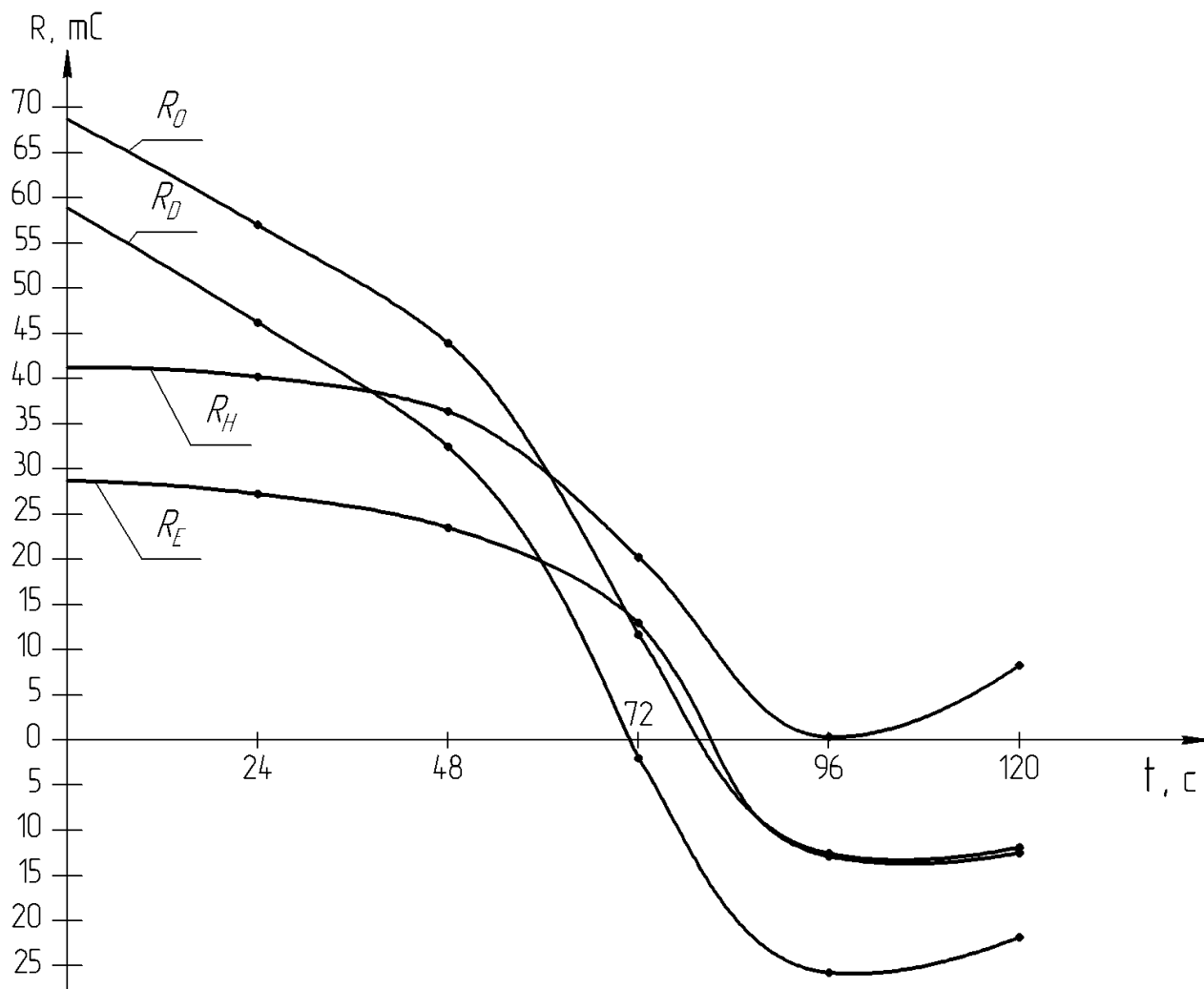


Рис. 3.10 Графіки зміни статичних навантажень на ланки вантажопідійомного пристрою

3.4. Обґрунтування вибору конструкційних матеріалів

При виборі матеріалів і розрахунку допустимої товщини враховуються наявність вибраного сорту; особливості процесу зварювання; конструктивний вузол і загальні вимоги до якості виробу (якість обмежується максимально допустимим навантаженням на вісь напівпричепа і сідло-зчіпний пристрій). $R_{ст. MAX} = 10$ т).

Основними матеріалами для зварної металоконструкції навантажувачів є: звичайна вуглецева сталь (Ст3пс) і низьколегована сталь (09Г2С, 10ХСНД). Немає недоліку в цих конструкційних матеріалах, які володіють хорошою зварюваністю, оброблюваністю різанням і

властивостями пластичної деформації. Механічні властивості цих матеріалів дуже різноманітні (таблиця 3.3).

При перевірці несучої здатності, якщо запас міцності (відношення фактичної напруги до межі текучості) в будь-якій точці деталі більше або дорівнює 1,5, товщина стінки вважається прийнятною. Якщо можливо, використовуйте вуглецеву сталь Ст3пс, яка є дешевшою та доступнішою. Недоліком є те, що в порівнянні з низьколегованою сталлю межа текучості низька, тому при однаковій міцності вироби з цієї сталі будуть важче, ніж вироби з високоякісної сталі.

Таблиця 3.3 - Механічні властивості сталей для зварних конструкцій

Механічні властивості	Марка сталі		
	09Г2С	Ст3пс	10ХСНД
Модуль пружності, Па	$2 \cdot 10^{11}$	$2 \cdot 10^{11}$	$2 \cdot 10^{11}$
Модуль зсуву, Па	$7,7 \cdot 10^{10}$	$7,4 \cdot 10^{10}$	$7,7 \cdot 10^{10}$
Коефіцієнт Пуассона	0,29	0,25	0,29
Межа міцності при розтягуванні, Па	$4,15 \cdot 10^8$	$4,20 \cdot 10^8$	$5,40 \cdot 10^8$
Щільність, кг/м ³	7850	7850	7850
Межа плинності, Па	$2,70 \cdot 10^8$	$2,30 \cdot 10^8$	$4,10 \cdot 10^8$

Комплексний порівняльний розрахунок методом кінцевих елементів для всього підйомного пристрою показує, що загальна маса двох модулів, основним матеріалом яких є сталь Ст3пс, становить 6550 кг (навантаження на вісь 11,4 т), сталь 09Г2С – 5680 кг (навантаження на вісь 10,2 т); сталь 10ХСНД – 4780 кг (навантаження на вісь 9,6 т). Тому використання в якості конструкційних матеріалів сталі Ст3пс і 09Г2С при збереженні кількості осей базової моделі напівпричепа неможливе через перевищення допустимих навантажень на вісь.

Вирішити це протиріччя можна або за рахунок збільшення кількості осей в базовому напівпричепі, що недоцільно з огляду на високу вартість імпортованих осей, або за рахунок спрощення конструкції підйомного пристрою за рахунок використання більш якісного матеріалу - сталі 10ХСНД. Вартість сталі 10ХСНД на 25% вище вартості сталі 09Г2С і на 41% вище вартості сталі СтЗпс. Грошові витрати на матеріали розраховуються у відповідному Розділі 5 роботи.

Для спрощення реконструкції моделі при зміні товщини базової деталі та скорочення машинного часу порівняльних розрахунків вихідну геометричну модель встановлюють у вигляді макроскопічної деталі з однорідного лінійно-пружного матеріалу, ізотропний матеріал з механічними властивостями, еквівалентними сталі 10ХСНД.

При створенні розрахункової моделі були зроблені такі припущення:

- не враховуються локальні зміни матеріалу в зоні зварювання та геометричних розмірів з'єднань;

- з розрахункової моделі виключаються елементи конструкції (фаски, пази, дрібні технічні вирізи, отвори для кріплення кріпильних елементів), які віддалені від основної площини реальної конструкції і фактично не впливають на міцність і жорсткість вузлів;

- прикласти розрахункові навантаження до циліндричних поверхонь отвору і вала (при оцінці напруженого стану контактні явища не враховуються);

- інерційні навантаження, динамічні навантаження та вітрові навантаження не враховуються в процесі розрахунку.

Прийняті припущення справедливі для розрахунків нерухомих (або рухомих з дуже малою швидкістю) елементів конструкцій з постійними зовнішніми зусиллями.

3.5. Визначення навантаження на осі спорядженого напівпричепа

Метою цього розрахунку є порівняння фактичного навантаження на вісь напівпричепа з максимальним навантаженням, дозволеним правилами безпеки автомобільних вантажних перевезень. Відповідно до цих правил статичне навантаження на вісь автомобіля не повинно перевищувати $[P_0]=10\text{т}$. Крім того, нормується навантаження на сидло транспортного засобу (згідно з паспортом $[P_T] = 15$ тонн). Розрахункова схема визначення навантажень на вісь і сидельно-зчіпку наведена на рисунку 3.11.

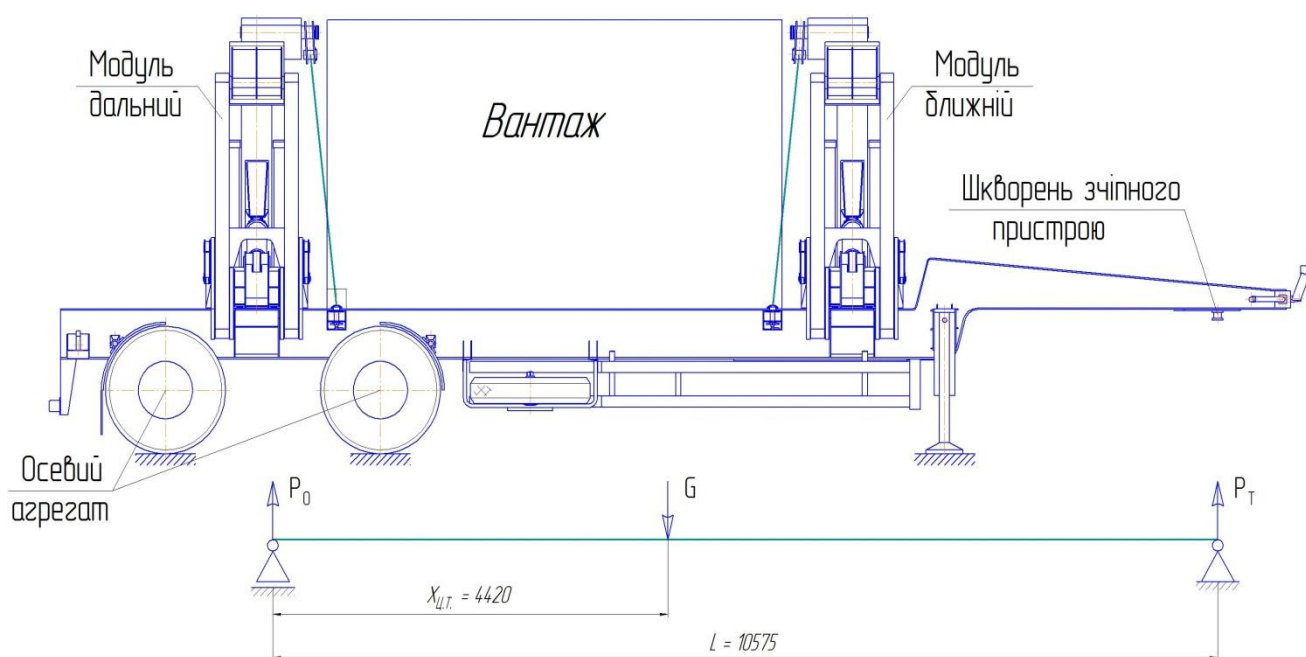


Рисунок 3.11 – Схема визначення навантажень на вісь і сидельно-зчіпний пристрій.

Вихідними даними для розрахунку є: база напівпричепа (відстань від осі повороту сидельно-зчіпного пристрою до півосі), координати центру ваги та загальна маса завантаженого напівпричепа. Розрахунковою точкою елемента осі вважається точка, розташована посередині осі колеса. Як частина двовального вузла, рівне навантаження на кожен вал досягається шляхом регулювання балансира відповідно до методу, описаного в документації до блоку валу.

Напишемо рівняння балансу моментів відносно шкворня сідлоподібної муфти

$$P_O \cdot L = G \cdot (L - X_{ц.т.}),$$

тоді розрахункове навантаження на осьовий агрегат визначиться з виразу

$$P_O = \frac{G \cdot (L - X_{ц.т.})}{L} = \frac{33 \cdot (10575 - 4420)}{10575} = 19,2 \text{ т},$$

де $G = 33,0 \text{ т}$ – вага навантаженого напівпричепа з підйомним пристроєм;

$L = 10575,1 \text{ мм}$ – база причепа;

$X_{ц.т.} = 4420 \text{ мм}$ – відстань від центру осі до центру ваги напівпричепа.

Номінальне навантаження на вісь двовісного напівпричепа визначається за формулою

$$P = 0,5 \cdot P_O = 0,50 \cdot 19,20 = 9,60 \text{ т}$$

Навантаження на сідельно-зчіпний пристрій визначається рівністю проєкцій зусиль на вертикальну вісь:

$$P_O + P_T = G$$

Тоді розрахункове навантаження на сідло буде визначатися наступним виразом:

$$P_T = G - P_O = 33,1 - 19,21 = 13,81 \text{ т}$$

Перевіряємо відповідність фактично допустимих навантажень на вісь трактора та сідло-зчіпку вимогам

$$P_O < [P_O]; \quad 9,6 \text{ т} < 10 \text{ т} - \quad \text{умова виконується};$$

$$P_T < [P_T]; \quad 13,8 \text{ т} < 15 \text{ т} \quad - \quad \text{умова виконується}.$$

3.6 Застосування методу скінченних елементів

В теперішній час при проєктуванні та підготовці конструкторської документації як правило використовується обчислювальна техніка і

прикладні програми САПР. Однією з найкращих програм такого роду є пакет SolidWorks. Його призначення - це побудова 3D моделей проєктованого обладнання з наступним отриманням робочої документації конструктора (2D креслень, специфікацій і т.п.).

Метод кінцевих елементів (*FEM*) – це є надійний числовий метод для аналізу поставлених завдань з проєктування. *FEM* розбиває поставлену складну задачу на кілька простих задач. У ньому модель поділяється на кілька простих форм, які називаються елементами.

Для розрахунку рами в середовищі "*SolidWorks Premium Edition*" була спроектована твердотіла геометрична модель з вихідною товщиною підстави і бічних стінок що становить $S = 16$ мм. Розрахунок проводився в системі "*CosmosWorks*", що входить в пакет програмного забезпечення "*SolidWorks Premium Edition*".

Результати розрахунку методом кінцевих елементів в графічній інтерпретації (епюри) приведено на рис. 3.12 ... 3.15.

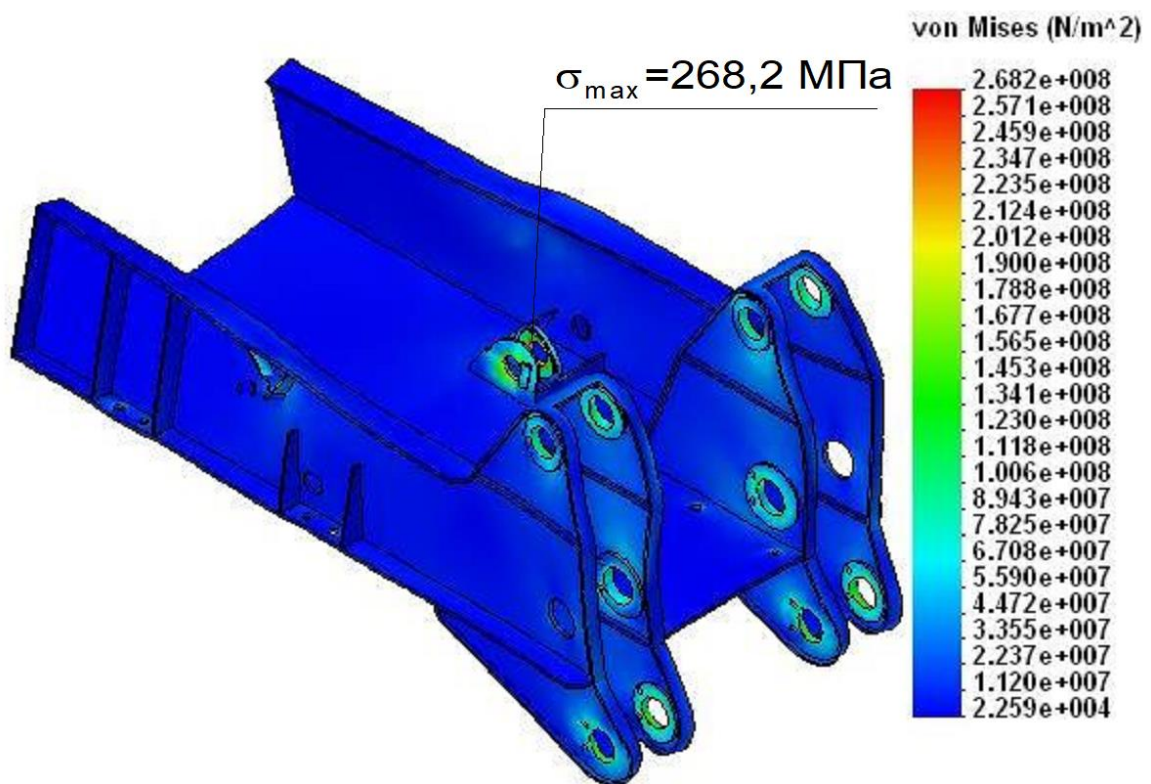


Рисунок 3.12 – Розподіл еквівалентних напружень рами *vonMises*

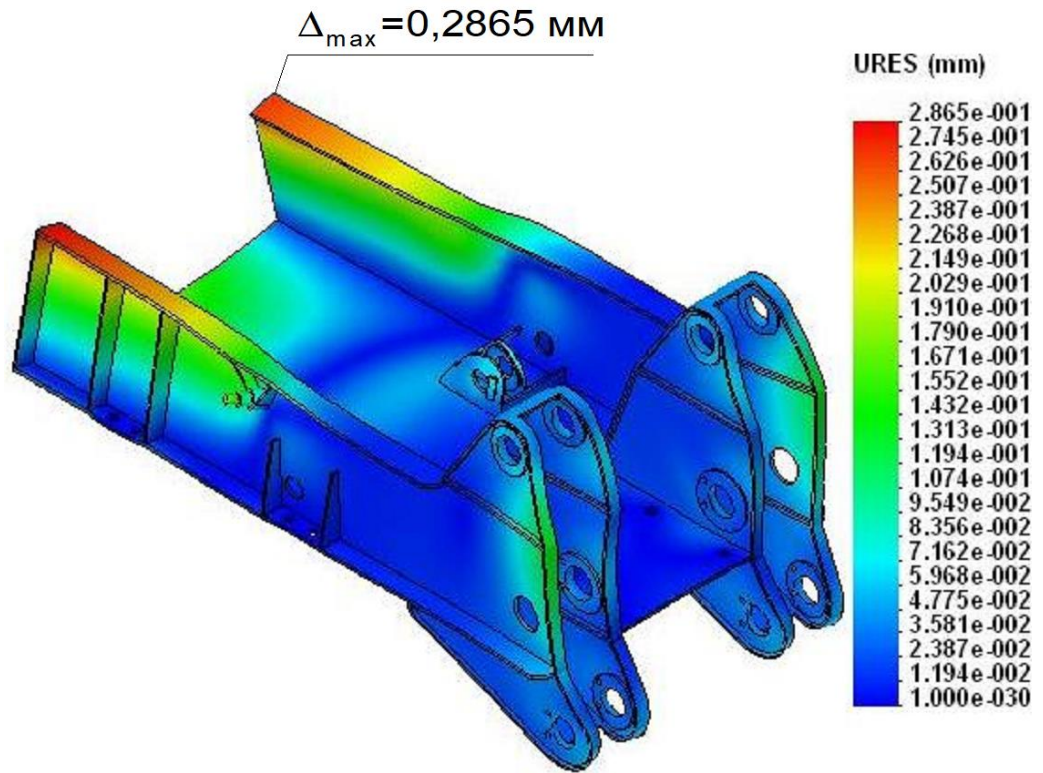


Рисунок 3.13 – Розподіл пружних переміщень рами

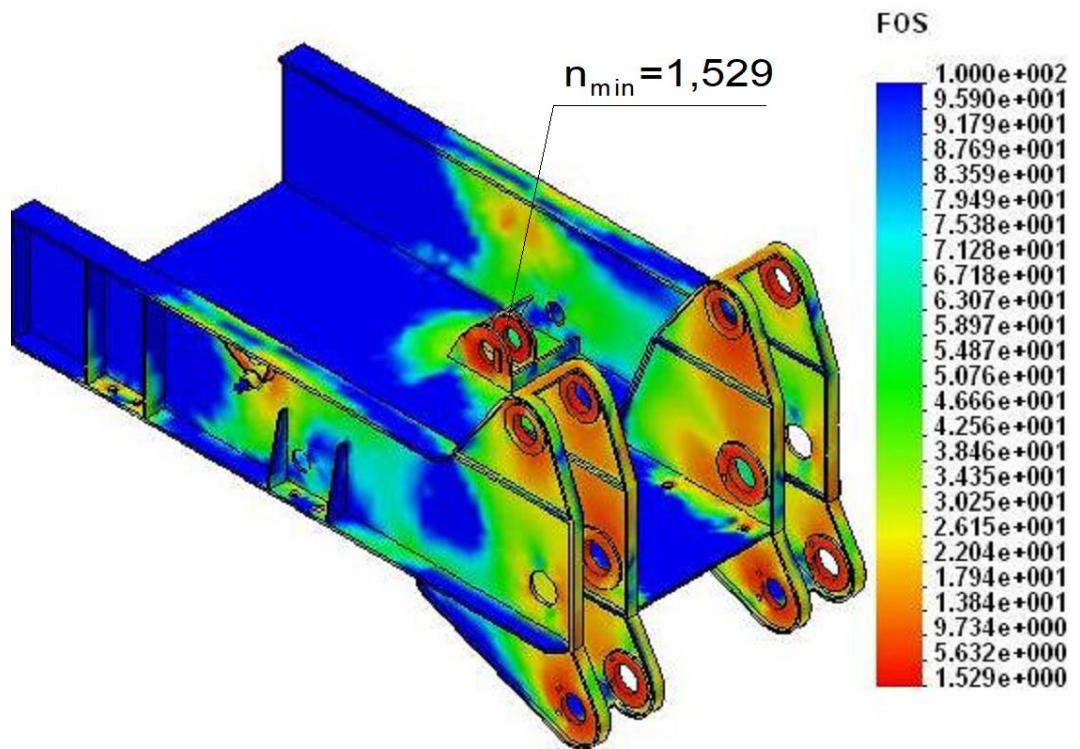


Рисунок 3.14 – Розподілу запасу статичної міцності рами

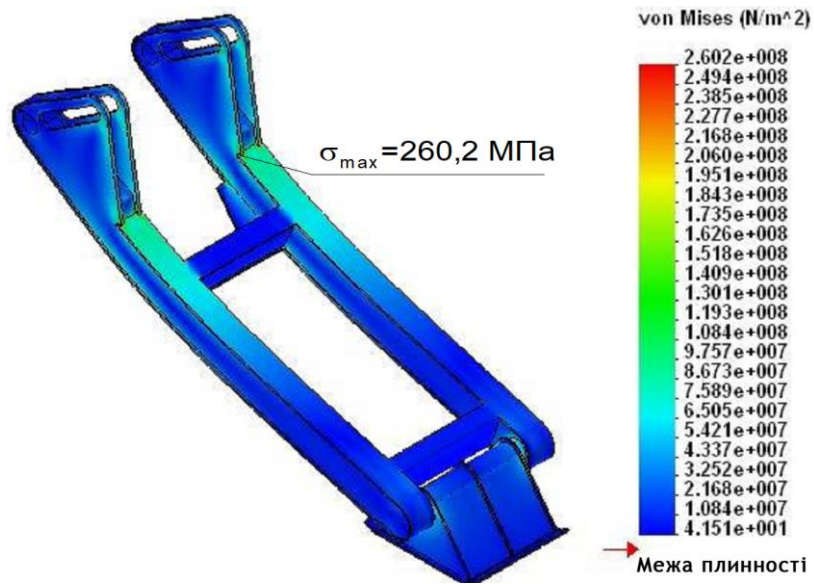


Рисунок 3.15 – Розподіл еквівалентних напружень опори

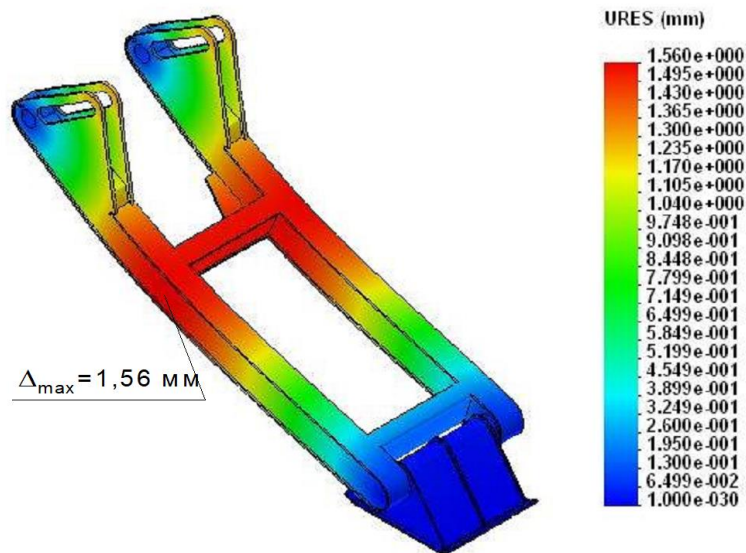


Рисунок 3.16 – Розподіл пружних переміщень опори

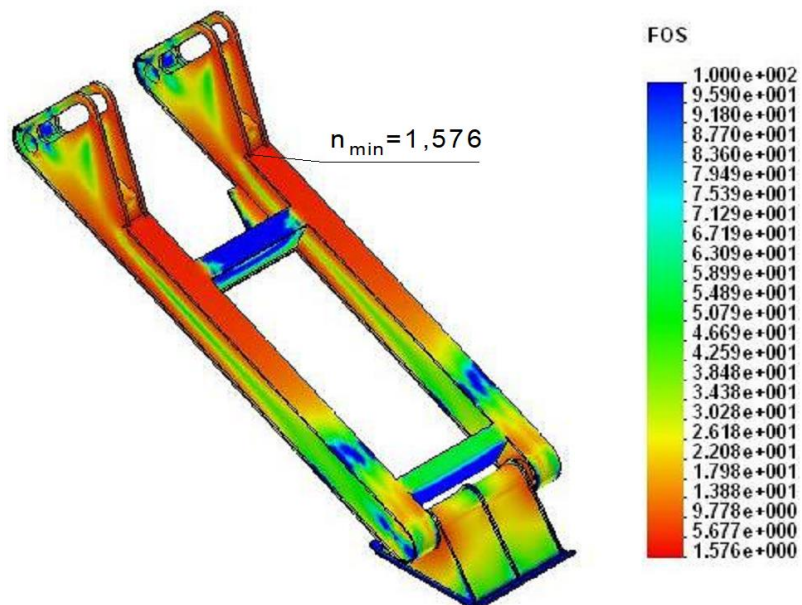


Рисунок 3.17 – Розподілу запасу статичної міцності опори

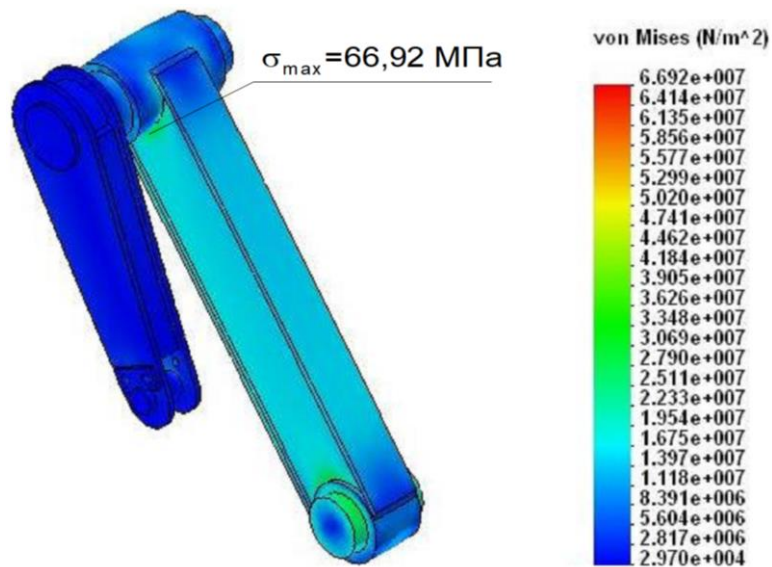


Рисунок 3.18 – Розподіл еквівалентних напружень важеля

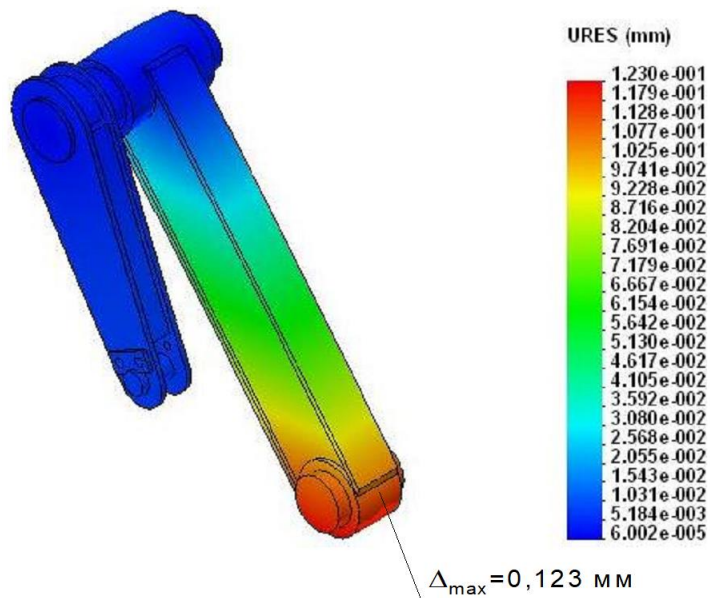


Рисунок 3.19 – Розподіл пружних переміщень важеля

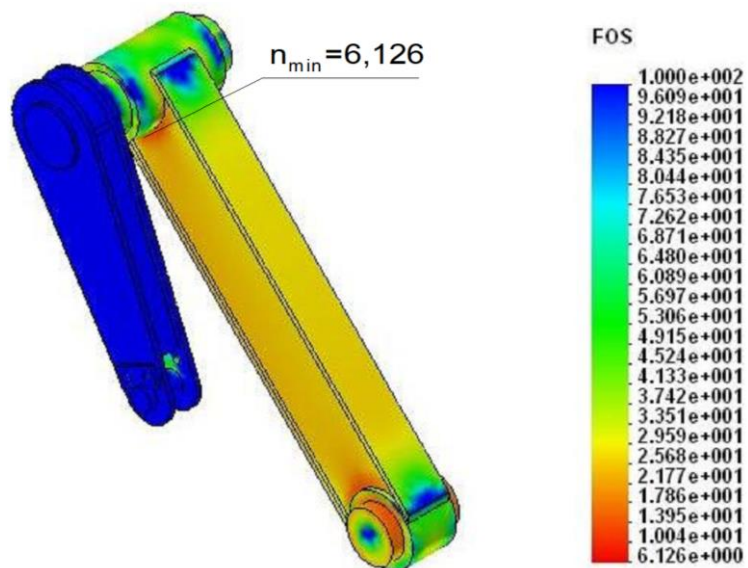


Рисунок 3.20 – Розподілу запасу статичної міцності важеля

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАСЕЛЕННЯ

4.1 Аналіз виробничих небезпек під час виробництва

У процесі трудової діяльності людина за допомогою певних знарядь діє на предмет праці в умовах існуючого середовища. Залежно від характеру праці на людину можуть впливати різні середовища: механічні, хімічні, теплові, електричні, біологічні. Організм людини здатний переносити без наслідків такі дії лише, якщо вони не перевищують певних рівнів і тривалості. За межами цих рівнів і тривалості виникає пошкодження організму, яке при досягненні певного ступеня кваліфікується як нещасний випадок, травма. Безпосереднім джерелом таких пошкоджень може бути будь-який з компонентів праці.

Пошкодження організму можуть виникати внаслідок: як безпосередньо контактних дій, так і дистанційних, одразу після дії або через певний проміжок часу.

Серед різних факторів виробництва, які можуть спричинити певні дії на людину, виділяють шкідливі й небезпечні виробничі фактори.

Будь-який шкідливий або небезпечний виробничий фактор може діяти на людину лише у певних умовах. Це поняття має надзвичайно важливе значення при вивченні й дослідженні механізмів дії таких факторів на людину та їх наслідків.

Небезпечні й шкідливі виробничі фактори, відповідно до ГОСТ 12.0.003 – 74 поділяють на: фізичні, хімічні, біологічні й психофізіологічні. При розробці заходів запобігання виробничому травматизму й захворюваності працюючих, спеціалістів найбільше цікавлять шкідливі та небезпечні виробничі фактори.

Небезпечні виробничі фактори поділяють на явні, якщо їх дія на людину очевидна і для її запобігання необхідні певні заходи і які потенційно можуть діяти на людину при певних її діях, виникненні аварій та в інших небезпечних умовах.

Так, спеціалісти в галузі безпеки праці стверджують, що виробнича небезпека – це загроза дії на працюючого небезпечних і шкідливих виробничих факторів, а виробнича шкідливість – дія на працюючого лише шкідливих виробничих факторів.

При встановленні причинно-наслідкових зв'язків між подіями, що призвели до травми працюючого, необхідно розрізнити поняття “нещасний випадок” і “травма”. Травма є випадковою подією внаслідок дії небезпечного виробничого фактора на людину. Поняття “нещасний випадок” пояснює достовірність факту виникнення травми, а тому його окремою подією вважати не можна.

У процесі роботи людина може потрапляти в небезпечну зону внаслідок відсутності там необхідного огороження, сигнальних пристроїв або попереджувальних знаків та написів, порушення відповідних правил, допущеної помилки або внаслідок аварії. При цьому виникає можливість дії на неї небезпечного виробничого фактора. Кожну дію, внаслідок якої людина потрапляє до небезпечної зони, позначено як небезпечну.

Аналіз небезпечних умов, які існують чи виникають безпосередньо на виробництві показав, що їх можна поділити на групи, які:

- характеризують стан або рівень безпеки виробничого обладнання або певного робочого місця, конструктивні недоліки конкретного вузла чи машини, та інші;
- спонукають працюючого допускати помилок у процесі роботи, низька кваліфікація працюючого та рівень знань з охорони праці;
- відсутність відповідного контролю за дотриманням правил з охорони праці;
- створюють можливість проникнення працюючого у небезпечну зону.

Якщо внаслідок аварії технічної системи виникли травми у людей, то сам випадок травми необхідно розглянути як подію, що є наслідком аварії. Це стосується тих систем, у яких підсистемами одночасно є машина і людина. Якщо при функціонуванні таких систем з ладу вийшла машина,

раптово припинивши свої функції внаслідок руйнування окремих деталей або самої машини, і це привело до значного матеріального збитку, то таке випадкове явище необхідно назвати аварією.

Всяке порушення аналітичної цілості організму або його функцій внаслідок дії на людину дії будь-якого небезпечного фактора визначається як травма.

Оскільки при функціонуванні людино-машинних систем такі явища як травми, аварії та катастрофи, мають дуже близькі механізми формування та виникнення, у подальшому ці явища будуть описуватись паралельно (рис.4.1).

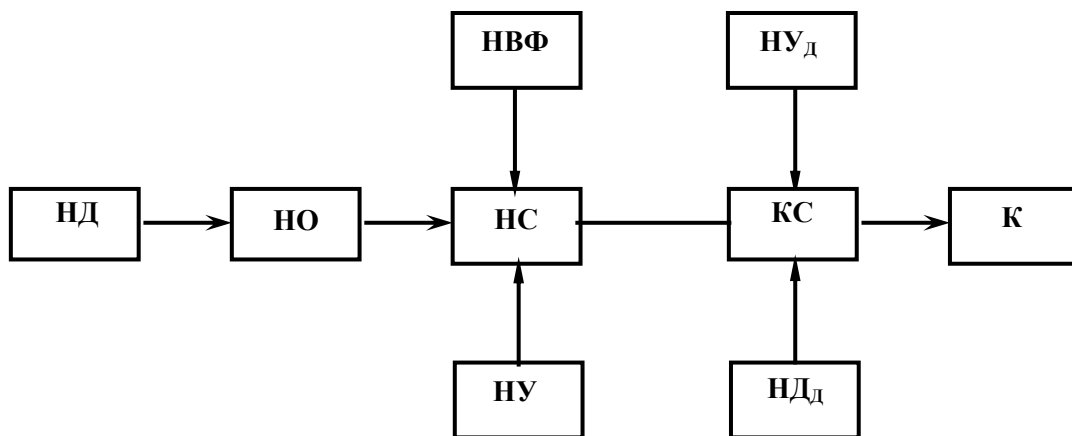


Рисунок 4.1 - Блок-схема формування та виникнення травмонебезпечних аварійних та катастрофічних ситуацій:

НВФ-небезпечний виробничий чинник; НУ-небезпечні умови; НД-небезпечні дії; НО-небезпечні обставини; НС-небезпечна ситуація; А-аварія; Т-травма; КС-критична ситуація; НУд-небезпечні умови додатково; НДд-небезпечні дії додатково; К-катастрофа.

Усі явища, що формують небезпечну ситуацію, мають повну достовірність виникнення, а це означає. Що небезпечні умови (НУ), небезпечні дії (НД), небезпечні ситуації (НС) і наслідки таких ситуацій: аварія(А), травми (Т) і сприятлива подія належить до випадкових явищ.

4.2 Шкідливі і небезпечні чинники, що виникають на виробництві

Небезпечними називаються чинники, здатні за певних умов викликати гостре порушення здоров'я і загибель організму; шкідливими – чинники, негативно впливаючі на працездатність або такі, що викликають професійні захворювання і інші несприятливі наслідки.

Переважає більшість деталей вантажопідйомного пристрою виходять з початкового листового матеріалу штампуванням (деталі завтовшки до 12 мм – холодною, понад 12 мм – гарячіше) на ковальсько-пресовій ділянці. Основні небезпечні і шкідливі чинники, характерні для ковальсько-пресової ділянки носять фізичний характер, причиною яких є шум, вібрація і інші види коливальних дій, викликані зворотно-поступальний рухомими повзунами пресів і маховиками, що обертаються, і елементами приводу. Хімічні і біологічні чинники для ковальсько-пресових ділянок не характерні.

Крім того, до розряду несприятливих чинників можна віднести кліматичні параметри (температура, вологість і рухливість повітря), атмосферний тиск, рівень освітленості в цеху, статичні і динамічні перевантаження (підйом і перенесення тяжкості, незручне положення тіла, тривалий тиск на шкіру, суглоби, м'язи і кістки), нервово-психічні перевантаження (розумове перенапруження, емоційні перевантаження, перенапруження аналізаторів).

Методи і засоби боротьби з шкідливими і небезпечними чинниками на ковальсько-пресовій ділянці зводяться до ізоляції джерел вібрації, застосування спеціальних окулярів і навушників для захисту зору і слуху, використанню теплозахисного спецодягу. Печі повинні мати ефективні системи і пристрої, що захищають персонал від теплового випромінювання понад норму, що допускається (теплові завіси).

Важливе значення для запобігання травматизму і професійних

захворювання має вміст в чистоті робочого місця штампувача, раціональне планування його робочого дня, а також підтримку загальних мікрокліматичних параметрів в цеху в допустимих межах.

Дію негативних чинників виробничого середовища приводять до травмування і професійних захворювань тих, що працюють. Основними травмуючими чинниками в машинобудуванні є: устаткування, падаючі предмети, падіння персоналу, заводський транспорт, нагріті поверхні, електричний струм, інші.

4.3 Розрахунок пристрою захисту від перекидання у небезпечних ситуаціях

Вантажі, особливо з шкідливі і небезпечні, при транспортуванні, перевантаженні або зберіганні можуть представляти потенційну загрозу навколишньому середовищу, життю і здоров'ю людей. Статистика показує, що причини надзвичайних ситуацій при контейнерних перевезеннях розподіляються в наступних пропорціях: аварії при перевезенні (у тому числі і з використанням автомобільних напівпричепів) – 48%; аварії при тривалому зберіганні – 26%; аварії при проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт – 19%; аварії по інших причинах (стихійні лиха, диверсії і так далі). Очевидно, що проблема безпеки перевезень повинна вирішуватися комплексно, з урахуванням умов зберігання, перевезення і перевантаження вантажів.

Базова конструкція напівпричепа (модель 9455М) повністю задовольняє вимогам Міжнародної конвенції по безпеці і Правилах безпеки вантажоперевезень по автодорогах. Підтвердженням цього може служити комплект дозвільних документів: сертифікат якості; дозвіл на серійне виробництво, акти ходових випробувань на полігоні. Розрахунок стійкості при русі автопоїзда у складі сідельного тягача і навантаженого напівпричепа виконується спеціалізованими НДІ, підтверджується сертифікаційними випробуваннями на полігоні і розповсюджується на групу напівпричепів

повною масою 20 до 30 т (з розрахунку розподілу повної маси: на візок напівпричепа – до 20 т; на сидельно-зчіпний пристрій – до 11,5 т) при відстані від центру тяжкості до рівня дороги не більш 2,5м. Таким чином, при збереженні параметрів модернізованого напівпричепа у вказаних межах, додаткових ходових розрахунків і випробувань не вимагається.

До перевезення на модернізованому напівпричепі допускаються вантажі повною масою не більше 25 т. У даному проекті розглянута можливість поєднання автомобільним напівпричепом функцій транспортного і вантажопідйомного устаткування за рахунок дооснащення спеціалізованим вантажопідйомним пристроєм.

У зв'язку з внесенням до конструкції напівпричепа вантажопідйомного пристрою виникає необхідність додаткового розрахунку на стійкість автопоїзда в положенні стоянки при маніпуляціях з перенавантажуванням вантажу.

Для запобігання перекиданню в процесі маніпуляції з вантажем в конструкції напівпричепа передбачений опорний пристрій, що врівноважує вагові навантаження на транспортний засіб. Зусилля, що розвивається опорним пристроєм, визначається спеціальним розрахунком і повинно створювати момент щодо осі симетрії напівпричепа, що врівноважує перекидаючий момент від зовнішніх дій.

Розрахункова схема системи «напівпричіп-вантаж» показана на Рис.4.2.

Визначаємо координату центру тяжіння двохмасової системи «напівпричіп-вантаж» (див. рис. 4.2)

$$X_{\text{цт}} = \frac{M1 \cdot X_{\text{цт1}} + M2 \cdot X_{\text{цт2}}}{M} = \frac{3400 \cdot 0 + 25000 \cdot 3,2}{28400} \approx 2,82 \text{ м}$$

де $M1 = 3400$ кг – маса спорядженого напівпричепа;

$M2 = 25000$ кг – маса вантажу;

$X_{\text{цт1}} = 0$ м – координата центру тяжіння напівпричепа;

$X_{\text{цт2}} = 3,2$ м – координата центру тяжіння контейнера;

$M = 28400$ кг – загальна маса системи «напівпричіп-вантаж».

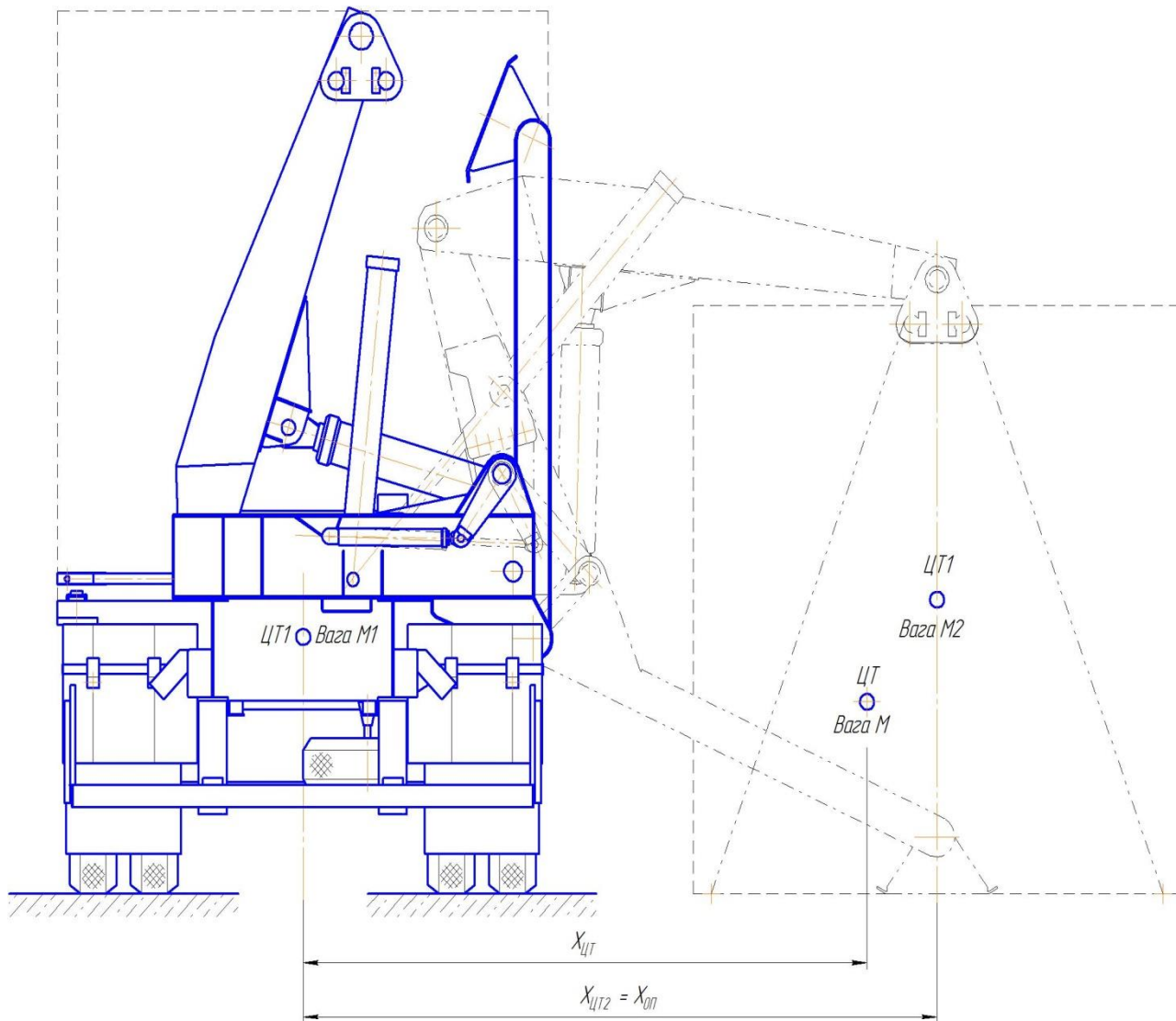


Рисунок 4.2 - Схема до розрахунку стійкості напівпричепи

Зусилля на підшві опорного пристрою визначимо з рівності моментів ваги системи «напівпричіп-вантаж» і опорній реакції підшви щодо осі симетрії напівпричепи:

$$M \cdot g \cdot X_{\text{ЦТ}} = F_{\text{ОП}} \cdot X_{\text{оп}}$$

Звідки:

$$F_{\text{ОП}} = \frac{M \cdot g \cdot X_{\text{ЦТ}}}{X_{\text{ОП}}} = \frac{28400 \cdot 9,8 \cdot 2,82}{3,2} = 245270 \text{ Н}$$

де $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння;

$X_{\text{оп}} = X_{\text{ЦТ2}} = 3,2 \text{ м}$ – відстань від середини опорної поверхні підшви до осі симетрії напівпричепи.

4.4 Моделювання процесу виникнення травм та аварій

Метод логічного моделювання процесів формування, виникнення небезпечних ситуацій та їх наслідків доцільно застосовувати для аналізу існуючих або потенційних небезпек, що виявленні при обстеженні робочих місць, окремих марок машин, агрегатів, а також різних споруд, будівель, виробничих процесів і технологій. Але, як показали дослідження, будь-яка аварія може бути наслідком однієї з багатьох потенційних небезпечних ситуацій або їх поєднання. Тому метод логічного моделювання не може бути застосований для моделювання складних аварій і катастроф. Обчислення рівняння безпеки можна спрямувати на удосконалення конструкції технічних засобів, на зниження їх безпеки, а також вживати термінових заходів для першочергового усунення небезпек з більш високим рівнем.

Аналіз умов, обставин та причин різних аварій, виробничих травм та деяких катастроф показав, що процеси формування та виникнення цих явищ можна заздалегідь моделювати, застосовуючи метод побудови “дерева відказів” та помилок оператора людино-машинних систем у сільському господарстві. Так, побудовані операторні або логіко-імітаційні моделі травм при роботі.

Основні принципи побудови моделі такі. Виявляється виробництво, на якому вже були раніше або можуть статися аварії, виробничі травми чи катастрофи. За своєю формою так модель нагадує крону дерева, тому вона і одержала назву “дерево відказів і помилок”. Кінцеві події називають базовими.

Для побудови логіко-імітаційних моделей застосовують різні символи, що характеризують ті чи інші події. Як правило, побудова моделі починається з головної події, а наступні розміщують зверху вниз, аж до базових подій (рис. 4.3).

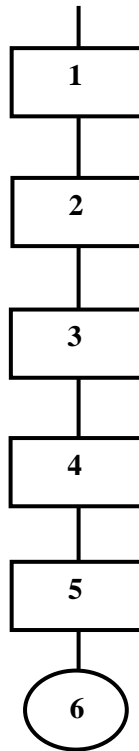


Рисунок 4.3 - Схема побудови логіко-імітаційних моделей:

1- головна подія; 2-5- проміжні події; 6- базова подія.

Кожен блок рисунку, позначений відповідним номером, означає подію або окремий етап побудови моделі:

- 1 – відмова (аварія, травма) системи – головна подія;
- 2 – послідовність подій, що приводять до відмови системи;
- 3 – послідовність подій зображується за допомогою логічних операторів;
- 4 – усі входні і вихідні події, що входять до моделі, зображуються у вигляді прямокутників з відповідними написами всередині;
- 5 – послідовний підхід до базових подій, частоти виникнення яких відомі;
- 6 – базові події зображують у вигляді кружечків з написами всередині, вони є межею аналізу побудованої моделі.

4.5 Розробка логічно-імітаційної моделі процесу виникнення травм під час роботи вантажопідіймального пристрою

Проаналізувавши кожну із логічних моделей процесів формування та можливого виникнення травмонебезпечних та аварійних ситуацій, завжди можна знайти подію з якої починається небезпечний процес ще до виникнення небезпечних наслідків.

Методикою оцінки рівня безпеки робочих місць, машин, виробничих процесів та окремих виробництв передбачено пошук об'єктивного критерію рівня безпеки для конкретного об'єкта. Таким показником вибрана ймовірність виникнення аварії, травми залежно від досліджуваного явища.

Для оцінки рівня безпеки певного об'єкта чи явища можна застосувати метод обчислення ймовірності виникнення будь-якого випадкового явища, який широко застосовують в зарубіжній інженерній практиці. Основні його принципи полягають в тому, що на основі обстеження робочого місця чи окремої машини виявляють виробничі небезпеки, можливі аварійні або травматичні ситуації. При оцінці ситуацій визначають події, які можуть стати головною подією при побудові логічно-імітаційної моделі травми. Після цього будують модель “дерева відмов і помилок оператора”. При цьому важливе значення має правильний вибір головної події.

Головну подію (травма), модель якої нам необхідно побудувати, вибирають виходячи з оцінки відповідного об'єкта, виробництва чи окремої одиниці обладнання і змісту його найбільш небезпечного явища, яке за певних умов виробництва може виникнути.

Після вибору головного випадкового явища (події) розпочинаємо побудову моделі (“дерева”). Використовуючи оператора “і” та “або”, використовуємо набір ситуацій (відомих до цього), які можуть призвести до подій, вибраної як головна.

Після визначення відповідних травмонебезпечних ситуацій та їх кількості, визначаємо інші події, що входять до кожної такої ситуації,

логічним аналізом із застосуванням операторів “і”, “або” та інших. Процес побудови моделі триває, поки не будуть знайдені усі базові події, що визначають межу моделі.

Повністю побудована і перевірена модель підлягає математичній обробці для визначення ймовірності кожної випадкової події, що увійшла до моделі, починаючи з базових і закінчуючи головною.

Ймовірність базових подій визначаємо за даними виробництва. Наприклад, базова подія “стан контролю з охорони праці”. Для визначення ймовірності ми повинні встановити, наскільки (у відсотках) від ідеального рівня здійснюється відповідний контроль на об’єкті. Якщо буде встановлено, що такий рівень контролю становить 50% або 30%, то ймовірність відповідно дорівнює 0,5 і 0,3. При відсутності контролю ймовірність “не здійснення контролю” становитиме 1, якщо контроль ідеальний, то відповідно ймовірність дорівнює 0.

Після обчислення ймовірності всіх подій, розміщених у ромбах, і базових подій, починаючи з лівої нижньої гілки “дерева”, позначаємо номерами всі випадкові події, що увійшли до моделі.

На цьому можна вважати, що певна модель підготовлена до математичних обчислень ймовірностей випадкових подій логічно-імітаційної моделі

Отже, для побудови логіко-імітаційної моделі процесу, формування і виникнення аварії та травми для випадку технологічного процесу виробництва хлібобулочних виробів складемо список базових подій. Вони лежатимуть у основі даної моделі. Кожному пункту списку присвоюємо певне значення ймовірності виникнення. Нижче подано сам список:

1. Стан контролю з охорони праці $P_1 = 0,2$;
2. Несерйозне відношення до проходження ТО $P_2 = 0,1$;
3. Відсутність комплектуючих $P_3 = 0,2$;
4. Невисока міцність $P_4 = 0,03$;
5. Застаріле обладнання $P_6 = 0,02$;
6. Попадання предметів з навколишнього середовища $P_7 = 0,4$;

7. Досвід роботи..... $P_{12} = 0,35$.
8. Професійний рівень робітника $P_{13} = 0,5$;
9. Психофізіологічний стан робітника $P_{14} = 0,083$;

На основі даного списку будуємо матрицю логічних взаємозв'язків між окремими пунктами, графічне представлення якої зображено на рис.4.4.

Розрахуємо ймовірності виникнення подій, що входять у дану логіко-імітаційну модель процесу роботи вантажопідіймального пристрою (на прикладі ймовірності травми робітника, пов'язаної з ударом корпусу підйомника).

Ймовірність виникнення події P_5 визначаємо наступним чином:

$$P_5 = 0,2 + 0,1 + 0,2 + 0,003 - 0,2 \cdot 0,1 - 0,2 \cdot 0,03 - 0,2 \cdot 0,03 - 0,1 \cdot 0,2 - 0,1 \cdot 0,03 - 0,2 \cdot 0,03 + 0,2 \cdot 0,1 \cdot 0,2 + 0,1 \cdot 0,2 \cdot 0,03 + 0,2 \cdot 0,1 \cdot 0,2 + 0,2 \cdot 0,1 \cdot 0,03 - 0,2 \cdot 0,1 \cdot 0,2 \cdot 0,03 = 0,314$$

Ймовірність виникнення події P_{10} визначаємо так:

$$P_{10} = 0,2 + 0,1 = 0,3$$

Ймовірність виникнення події P_{11} визначаємо:

$$P_{11} = 0,02 \cdot 0,314 \cdot 0,4 \cdot 0,3 = 0,00075$$

Ймовірність виникнення події P_{15} визначаємо наступним чином:

$$P_{15} = 0,35 \cdot 0,5 \cdot 0,083 = 0,0145$$

Ймовірність події P_{18} :

$$P_{18} = 0,5 + 0,083 = 0,58$$

Ймовірність події P_{19} :

$$P_{19} = 0,0145 \cdot 0,083 = 0,0012$$

Ймовірність події P_{20} :

$$P_{20} = 0,00075 + 0,0012 = 0,00195$$

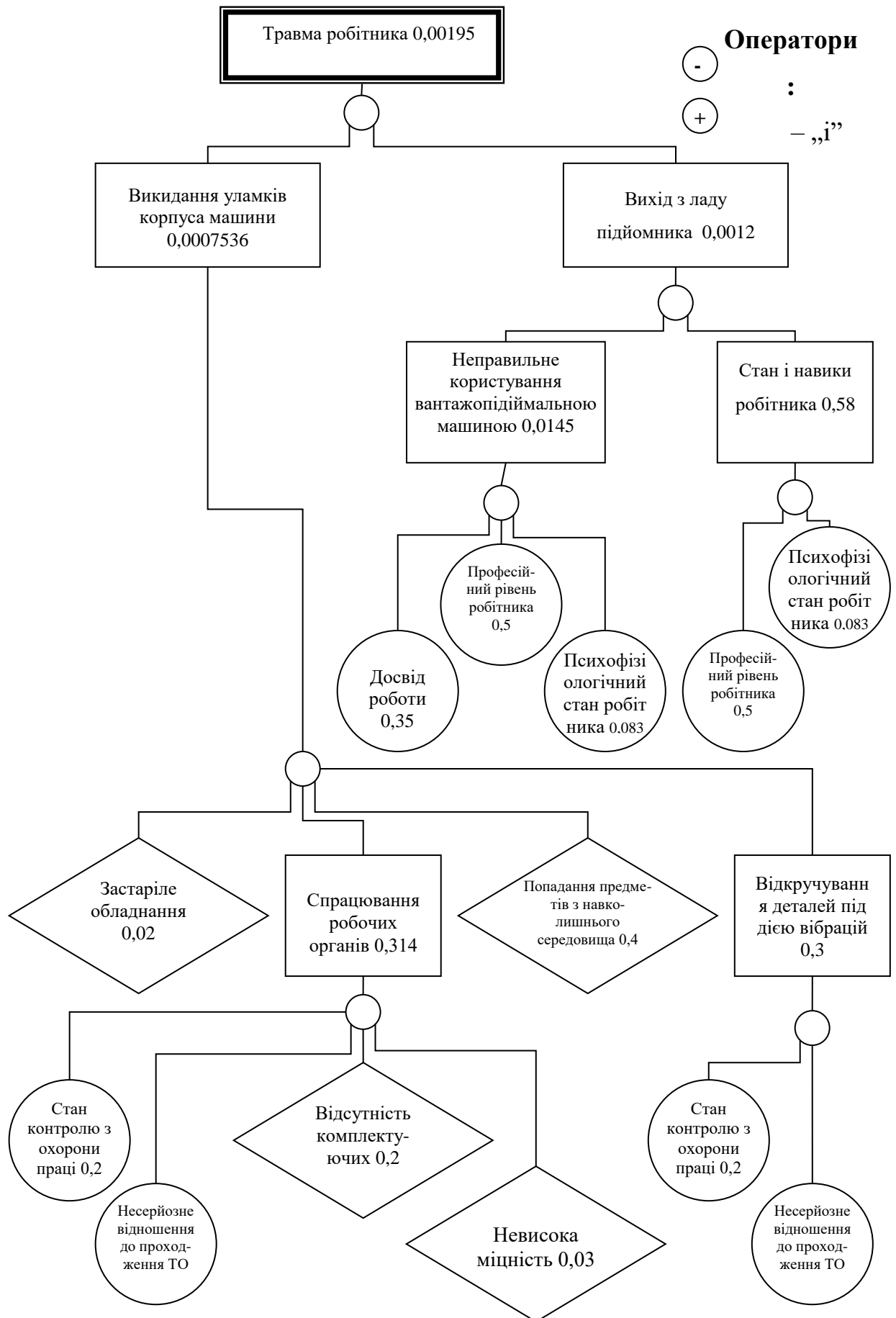


Рисунок 4.4 - Логіко-імітаційна модель процесу формування та виникнення аварії та травми під час роботи вантажопідіймальної машини.

Ймовірність травми рівна ймовірності виникнення аварії. Це пов'язано з тим, що остання можлива лише за умови контролю людиною роботи вантажопідіймальної машини.

Логіко-імітаційні моделі аварій і травм допомагають зменшити ймовірність виникнення аварійних та травмонебезпечних ситуацій. Якщо необхідно оцінити рівень небезпеки будь-якого робочого місця, слід уважно вивчити і побудувати логічні моделі можливих небезпечних ситуацій, які охоплюють як стан обладнання і самого робочого місця, так і поведінку працюючого і обчислити ймовірність виникнення травми.

Після аналізу результатів моделювання ймовірність виникнення травми можна звести до дуже малої величини – достатньо зменшити вплив ймовірностей вихідних факторів, які до неї призводять.

4.6 Розробка заходів щодо захисту населення

Забезпечення захисту цивільного населення у разі загрози та виникнення надзвичайних ситуацій є одним з найважливіших завдань, яке покладається на службу з охорони праці господарства.

Захист населення базується на державній системі заходів, що забезпечують виконання організаційних, інженерно - технічних, санітарно - гігієнічних та інших заходів в сфері запобігання та ліквідації наслідків надзвичайних ситуацій.

До надзвичайних ситуацій природного характеру, які можуть виникнути на території господарства належить: пожежа, ураган, смерч, землетрус, великі опади дощів.

З метою захисту населення, зменшення втрат та шкоди економіці в разі виникнення надзвичайних ситуацій має проводитись спеціальний комплекс заходів, а саме:

- оповіщення та інформування населення про надзвичайну ситуацію, яка може виникнути;
- спостереження і контроль за докiллям , продуктами харчування і водою;

- створення захисних споруд та укриття в них усього населення відповідно до приналежності (працююча зміна, населення, яке проживає в небезпечній зоні);
- проведення медичного захисту для зменшення ступеня ураження людей, своєчасне надання допомоги та лікування.

4.7 Джерела забруднення навколишнього середовища і заходи по його захисту

Атмосферне повітря, що оточує людину, безперервно піддається забрудненню. Повітря виробничих приміщень забруднюється викидами технологічного устаткування або при проведенні технологічних процесів без локалізації речовин, що відходять. Вентиляційне повітря, що видаляється з приміщення, може стати причиною забруднення атмосферного повітря промислових майданчиків і населених місць. Крім того, повітря промислових майданчиків і населених місць забруднюється технологічними викидами цехів, транспортних засобів і інших джерел. Сучасне машинобудування розвивається на базі крупних виробничих об'єднань, що включають заготовчі і ковальсько-пресові цехи, цехи термічної і механічної обробки металів, цехи покриттів і крупне ливарне виробництво.

Механічна обробка металів на верстатах супроводжується виділенням пилу, туманів, масел і емульсій, які через вентиляційну систему викидаються з приміщень.

Засоби захисту атмосфери повинні обмежувати наявність шкідливих речовин в повітрі місця існування людини на рівні ГДК. Дотримання вимог досягається локалізацією шкідливих речовин в місці їх освіти, відведенням з приміщення або від устаткування або розсіюванням в атмосфері. На практиці реалізуються наступні варіанти захисту атмосферного повітря: виведення токсичних речовин з приміщень загальнообмінною вентиляцією,

локалізація токсичних речовин в зоні їх освіти місцевою вентиляцією, очищення забрудненого повітря спеціальними апаратами і його повернення у виробниче приміщення, якщо повітря після очищення в апараті відповідає нормативним вимогам до припливного повітря; очищення технологічних газових викидів в спеціальних апаратах, викид і розсіювання в атмосфері; очищення відпрацьованих газів енергоустановок, наприклад, двигунів внутрішнього згорання в спец агрегатах, і викид в атмосферу або виробничу зону (копальні, кар'єри, складські приміщення і тому подібне)

Останнім часом питання раціонального використання природних ресурсів придбали виключно гостре значення. Завод має наступні технічні засоби очищення викидів в атмосферу: пиловловлююча установка для уловлювання пилу від обдирно-шліфувального верстата, витяжна установка для заточних верстатів, газовловлююча установка для уловлювання пари кислот, лугів і ін. Таким чином для кожного виду забруднення існує свій метод, спеціальний апарат, який дозволяє з мінімальними витратами енергії отримувати високий ступінь очищення.

4.8. Надзвичайні ситуації, що виникають в цеху

Надзвичайна ситуація – це обставина, що виникає в результаті природних стихійних лих, аварій і катастроф техногенного, екологічного походження, військового соціального і політичного характеру, що викликають відхилення від норми життєдіяльності людей, економіки, соціальної сфери і природного середовища.

Для виробничих цехів машинобудівних підприємств найбільш характерна пожежна небезпека, а також небезпека вибуху – раптовій розгерметизації трубопроводів і апаратів з надмірним внутрішнім тиском.

Попередження пожежі передбачає наявність в цеху первинних засобів пожежогасінні – вогнегасників. Для даного виду устаткування краще всього застосовувати порошковий вогнегасник Оп5; Оп10, він не надає корозійної дії на метал, а також підходить для гасіння електричних

вузлів устаткування.

Для забезпечення при пожежі безпечної евакуації людей, що знаходяться в будівлі, передбачаються евакуаційні виходи. Евакуаційних виходів повинно бути не менше два. Двері, призначені для евакуації, повинні відкриватися у бік виходу з будівлі. Пристрій розсувних і підйомних дверей на шляхах евакуації забороняється.

Для попередження надзвичайної ситуації, пов'язаних з розгерметизацією технологічних або опалювальних трубопроводів необхідно ввести в небезпечні точки трубопроводів різні вимірювальні засоби для контролю тиску в системі. Крани, що перекивають подачу гарячої води повинні розташовуватися в доступному місці і забезпечувати швидке відключення води.

Для попередження пожаро- і вибухонебезпечної ситуації необхідно перед початком і під час поведінки вогняних робіт здійснювати контроль за станом парогазоповітряного середовища в технологічному устаткуванні, на якому проводять вказані роботи, і в небезпечній зоні.

У разі підвищення змісту горючих речовин або зниження концентрації флегматизатора в небезпечній зоні або технологічному устаткуванні до значень гранично допустимих вибухобезпечних концентрацій пари (газів) вогняні роботи повинні бути негайно припинені.

При технічному обслуговуванні устаткування, перш за все, необхідно перевіряти, щоб в результаті відключення живлення не відбулося падіння об'єктів, що транспортувалися, або вузлів устаткування, що знаходяться в піднятому або нестійкому положенні. Тільки після цього можна відключити електричне і пневматичне живлення, обов'язково переконавшись в тому, що тиск в системі повністю скинутий.

5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ РОБОТИ

Завданням даної кваліфікаційної роботи є демонстрація конструктивних параметрів підйомного пристрою напівпричепа. Оптимізація розробки проекту в контексті інженерного аналізу — це комп'ютерна техніка, яка передбачає вибір найкращого проекту з кількох проектів за допомогою загального елементного аналізу.

У процесі інженерного розрахунку порівнювалися численні показники, такі як товщина основних металевих конструкційних частин і механічні властивості матеріалів. Основним обмеженням характеру конструкції є навантаження на осі, яке обмежене 10 тоннами відповідно до правил безпеки вантажних перевезень.

Порівняльним аналізом приватних варіантів конструкції підйомного пристрою встановлено, що загальна вага двох модулів пристрою (основний матеріал сталь Ст3пс) становить 6550 кг (навантаження на вісь 11,4 т), сталь 09Г2С – 5680 кг (навантаження на вісь 10,2 т.); сталь 10ХСНД - 4780 кг (навантаження на вісь 9,6 т). Очевидно, що використовувати в якості конструкційних матеріалів сталь Ст3пс і 09Г2С при збереженні числа осей базової моделі напівпричепа неможливо через перевищення допустимого навантаження на вісь.

Тому завданням техніко-економічної демонстраційної роботи було порівняння витрат на модернізацію напівпричепа за трьома варіантами.:

- Основний конструкційний матеріал — сталь 10ХСНД, кількість осей напівпричепа — дві;
- Основний конструкційний матеріал — сталь 09Г2С, кількість осей напівпричепа — три;
- Основний конструкційний матеріал — сталь Ст3пс, кількість осей напівпричепа — три.
- Вихідні дані для техніко-економічного аналізу:

- за нормами витрат першого, другого та третього варіантів маса нетто виробу та вартість 1 кг матеріалу (сталь 10ХСНД, 09Г2С та СтЗпс відповідно);
- вартість додаткових осей і гальмівного обладнання за другим і третім варіантами (перший варіант не потребує доопрацювання базового напівпричепа);
- норми часу та заробітної плати основних виробничих робітників за трьома варіантами (з урахуванням трудомісткості комплектування шасі напівпричепа за другим та третім варіантами);
- Витрати на управління для трьох варіантів будівництва.

5.1 Визначення вартості основних матеріалів

Витрати основних матеріалів визначають за загальною формулою

$$C_{OM} = C_{OM} \cdot K_{OM};$$

де C_{OM} – ціна одного кілограма матеріалу, р.;

K_{OM} – норма витрати матеріалу, кг

Дані розрахунку та результати розрахунку вартості основних матеріалів трьох варіантів наведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 - Вартість основних матеріалів

Найменування сортаменту	Техніко-економічні показники	Варіанти конструкції		
		1	2	3
1	2	3	4	5
Круг гарячекатаний мм Ш105 (сталь 20)	ціна матеріалу, грн.	14	14	14
	норма витрати, кг	87	87	87
	вартість, грн.	1218	1218	1218
Круг гарячекатаний мм Ш95 (сталь 20)	ціна матеріалу, грн.	14	14	14
	норма витрати, кг	13	13	13
	вартість, грн.	182	182	182

прод. табл. 5.1.

1	2	3	4	5
Круг гарячекатаний мм Ш70 (сталь 20)	ціна матеріалу, грн.	14	14	14
	норма витрати, кг	33	33	33
	вартість, грн.	462	462	462
Круг гарячекатаний мм Ш50 (сталь 20)	ціна матеріалу, грн.	14	14	14
	норма витрати, кг	13	13	13
	вартість, грн.	182	182	182
Лист гарячекатаний завтовшки 16 мм	ціна матеріалу, грн.	15	12	9
	норма витрати, кг	97	116	163
	вартість, грн.	1455	1392	1467
Лист гарячекатаний завтовшки 12 мм	ціна матеріалу, грн.	15	12	9
	норма витрати, кг	1085	1302	1823
	вартість, грн.	16275	15624	16407
Лист гарячекатаний завтовшки 10 мм	ціна матеріалу, грн.	15	12	9
	норма витрати, кг	780	936	1310
	вартість, грн.	11700	11232	11790
Лист гарячекатаний завтовшки 8 мм	ціна матеріалу, грн.	15	12	9
	норма витрати, кг	122	156	245
	вартість, грн.	1830	1872	2205
Лист гарячекатаний завтовшки 6 мм	ціна матеріалу, грн.	15	12	9
	норма витрати, кг	15	9	0
	вартість, грн.	225	108	0
Вартість кріпильних виробів, грн.		345	345	345
Вартість інших конструкційних матеріалів, грн.		417	417	417
Вартість зварювальних матеріалів, грн.		1027	1027	1027
Вартість лакофарбових матеріалів, грн.		513	513	513
Вартість консервації, грн.		240	240	240
Разом вартість основних матеріалів, грн.		36424	33448	36670

5.2 Визначення вартості купівельних виробів і напівфабрикатів

Собівартості покупної продукції та напівфабрикатів визначають за загальними формулами:

$$C_{\text{ПІ}} = C_{\text{ПІ}} \cdot K_{\text{ПІ}};$$

де $C_{\text{ПІ}}$ – ціна однієї купівельної одиниці, р.;

$K_{\text{ПІ}}$ – необхідна кількість купівельних одиниць, шт.

Результати калькулювання собівартості покупної продукції та напівфабрикатів наведено в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 - Вартість купувальних виробів

Найменування вироби	Техніко-економічні показники	Варіанти конструкції		
		1	2	3
Гідроциліндр НСІ.140.25.830 – 01	кількість	4	4	4
	ціна за штуку, грн.	2025	2025	2025
	вартість, грн.	8100	8100	8100
Гідроциліндр НСС.60.25.860 – 01	кількість	2	2	2
	ціна за штуку, грн.	3100	3100	3100
	вартість, грн.	6200	6200	6200
Гідроциліндр НСІ.30.25.360 – 01	кількість	4	4	4
	ціна за штуку, грн.	1050	1050	1050
	вартість, грн.	4200	4200	4200
Комплект гідрообладнання	кількість	1	1	1
	ціна за комплект, грн.	2750	2750	2750
	вартість, грн.	2750	2750	2750
Рукави високого тиску	кількість	10	10	10
	ціна за комплект, грн.	325	325	325
	вартість, грн.	3250	3250	3250
Колісна вісь (фірма BPW, вантажо- підйомність 10,5 т)	Кількість	0	1	1
	ціна за комплект, грн.	20615	20615	20615
	вартість, грн.	0	20615	20615
Комплект гальмів- ного устаткування (фірма WABCO)	Кількість	0	1	1
	ціна за комплект, грн.	15270	15270	15270
	вартість, грн.	0	15270	15270
Разом вартість купувальних виробів, грн.		24500	600385	600385

Визначаємо транспортно-заготівельну вартість конструкції за загальною формулою (7% від вартості основних матеріалів і покупної продукції)

$$C_{OM} = (C_{OM} + C_{ПІ}) \cdot 0,07$$

де C_{OM} – вартість основних матеріалів, грн.;

$C_{ПІ}$ – вартість купувальних виробів, що комплектують, грн.

Результати розрахунків вартості купівельних виробів і напівфабрикатів представлені в таблиці 5.3

Таблиця 5.3 - Транспортно-заготівельні витрати

Варіанти конструкції	Транспортно-заготівельні витрати, грн.
1	4265
2	6568
3	6794

5.3 Розрахунок заробітної плати виробничих робочих

Основна заробітна плата виробничого робітника складається з тарифної складової основного посадового окладу та доплати (50% тарифного окладу).

Основна заробітна плата (тариф+доплата) виробничих робітників становить:

$$З_{\text{осн}} = \text{Тф.Осн} \times 1,5$$

де Тф.Осн – Тарифний фонд основної заробітної плати визначено на основі тарифних ставок і норм часу, гривень.

Додаткова заробітна плата виробничих працівників визначається за загальною формулою в розмірі 30% основної заробітної плати.:

$$З_{\text{дод}} = З_{\text{осн}} \times 0,3$$

Заробітна плата виробничих працівників обчислюється у розмірі 26% від суми основної та додаткової заробітної плати, визначеної за загальною формулою.:

$$З_{\text{нар}} = (З_{\text{осн}} + З_{\text{доп}}) \times 0,26$$

Інформація про основну заробітну плату, додаткову заробітну плату та нараховані витрати наведена в таблиці 5.4.

Заробітна плата виробничих робочих і нарахування

Складові матеріальних витрат	Варіанти конструкції		
	1	2	3
тарифний фонд основної заробітної плати, грн.	10795,5	15329,5	15329,5
основна заробітна плата, грн.	16193,5	22994,5	22994,5
додаткова заробітна плата, грн.	4858	6898,5	6898,5
нарахування на заробітну плату, грн.	5473,5	7772	7772

5.4 Розрахунок цехових і загальнозаводських витрат

Витрати цеху визначаються з розрахунку 320% посадового окладу виробничника за загальною формулою.:

$$P_{\text{ц}} = Z_{\text{осн}} \times 3,20$$

Загальна вартість будівництва заводу визначається за загальною формулою з розрахунку 285% основної заробітної плати виробничих робітників.:

$$P_{\text{з}} = Z_{\text{осн}} \times 2,85$$

Інформація про цехові та загальнозаводські витрати наведена в таблиці 5.5.

Таблиця 5.5 - Накладні витрати

Складові матеріальних витрат	Варіанти конструкції		
	1	2	3
цехові витрати, р	51819	73582,5	73582,5
загальнозаводські витрати, р	46151,5	65534,5	65534,5

5.5 Визначення повної собівартості пристрою

У виробничу собівартість розробленого пристрою входять: сировина та основні матеріали; покупні вироби та напівфабрикати; транспортно-закупівельні витрати; вторсировина; основна заробітна плата виробничників; додаткова заробітна плата виробничників; калькуляція заробітної плати; складські витрати. загальні заводські витрати. Витрати на виробництво виробу для трьох варіантів конструкції та їх компонентів зведені в зведену таблицю 5.8.

Таблиця 5.6 - Структура виробничої собівартості

Складові матеріальних витрат	Варіанти конструкції		
	1	2	3
основні матеріали, грн.	36424,5	33448	36670,5
купівельні вироби, грн.	24500	60385,5	60385,5
транспортно-заготівельні витрати, грн.	4264,5	6568,5	6794
поворотні відходи, грн.	220,5	253,5	335
основна заробітна плата, грн.	16193,5	22994,5	22994,5
додаткова заробітна плата, грн.	4858	6898,5	6898,5
нарахування на заробітну плату, грн.	5473,5	7772	7772
цехові витрати, грн.	51819	73582,5	73582,5
загальнозаводські витрати, грн.	46151,5	65534,5	65534,5
разом виробнича собівартість, грн.	189464	276930	280297

Загальна вартість підйомного пристрою напівпричепа складається з виробничих і позавиробничих витрат, що становить 1,2% собівартості продукції. Таблиця 5.7 підсумовує виробництво

продукції та загальні витрати та невиробничі витрати для трьох варіантів конструкції.

Таблиця 5.7 - Повна собівартість вантажопідйомного пристрою

Складові матеріальних витрат	Варіанти конструкції		
	1	2	3
виробнича собівартість, грн.	189464	276930	280297
невиробничі витрати, грн.	2273,5	3323	3363,5
повна собівартість, грн.	191737,5	280253	283660,5

Нами складено зведену таблицю техніко-економічних показників для трьох варіантів конструкції підйомного механізму із зазначенням усіх статей витрат (табл. 5.8).

Аналіз економічних характеристик модернізації напівпричепів показує, що перший варіант конструкції вантажопідйомного пристрою (матеріал металоконструкції – низьколегована сталь 10ХСНД) є найдешевшим. По-перше, це пов'язано з тим, що витрати на закупівлю продуктів різко впали. Вартість придбання товару за першим варіантом становить 24500 грн., а за другим і третім варіантами вартість 60385,5 грн. - Крім того, зростання на 146%, всі ці відмінності пов'язані з доопрацюванням шасі напівпричепа (встановлення додаткових мостів і гальмівного обладнання імпортного виробництва). Якщо для першого варіанту частка витрат на придбання товару в загальній структурі витрат становить близько 13%, то для другого і третього варіантів — близько 21,5%.

Іншим важливим показником, що визначає різницю витрат, є вартість оплати праці виробничих робітників. За першим варіантом загальні витрати (основна величина, додаткова заробітна плата та витрати майбутніх періодів) становлять 26 525 гривень, а за другим і третім

варіантами – 37 665 гривень. - 42% зростання. Відмінність полягає в додатковій трудомісткості: по-перше, для монтажу осей і гальмівного обладнання, по-друге - для зварювальних робіт (збільшена довжина зварного шва за рахунок збільшення товщини деталі). Частка витрат на заробітну плату в загальній структурі собівартості для кожного сценарію майже однакова, близько 13,5%.

Таблиця 5.8 - Економічні показники роботи

Складові матеріальних витрат	Варіанти конструкції		
	1	2	3
Сировина і основні матеріали	36424,5	33448	36670,5
Купувальні вироби і напівфабрикати	24500	60385,5	60385,5
Транспортно-заготовчі витрати, грн.	4264,5	6568,5	6794
Поворотні відходи	-220,5	-253,5	-335
Разом матеріалів і купувальних виробів, грн.	64968,5	100655,5	104185
Основна заробітна плата, грн.	16193,5	22994,5	22994,5
Додаткова заробітна плата, грн.	4858	6898,5	6898,5
Нарахування на заробітну плату, грн.	5473,5	7772	7772
Цехові витрати, грн.	51819	73582,5	73582,5
Загальнозаводські витрати, грн.	46151,5	65534,5	65534,5
Разом виробничі витрати, грн.	189464	276930	280297
Позавиробничі витрати, грн.	2273,5	3323	3363,5
Разом повна собівартість, грн.	191737,5	280253	283660,5

Із зростанням витрат на заробітну плату також змінюються накладні витрати (цехові витрати, загальнозаводські та невиробничі витрати), розраховані пропорційно до заробітної плати.

Єдиний суттєвий показник, який зменшується при переході від першого варіанту до другого та третього варіантів, це стаття витрат «Основні матеріали». Крім того, немає чіткого співвідношення між вартістю кілограма матеріалу та загальною вартістю основного матеріалу. Так, наприклад, собівартість кілограма сталі 10ХСНД на 25% вища за сталь 09Г2С і на 41% вища за сталь Ст3пс, при цьому в першому випадку (09Г2С) загальна вартість основних матеріалів зменшилася на 9%, а в другому випадку (Ст3пс) - Фактично нічого не змінюється. Пояснення цьому факту полягає в тому, що використання дорожчої та якіснішої конструкційної сталі зменшує товщину деталі, а значить, зменшує вміст металу у виробі.

Отже, за результатами техніко-економічного аналізу варіантів конструкції підйомного пристрою для напівпричепів можна однозначно виділити перший варіант (металоконструкція зі сталі 10ХСНД; кількість осей – дві).

Підсумовуючи, зазначимо, що висновки, зроблені за результатами аналізу техніко-економічних показників, не суперечать загальній тенденції сучасного машинобудування – використання високоякісних конструкційних матеріалів замість сталі меншої міцності для зниження металоємності.

ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ

Аналіз класифікаційних характеристик і будови напівпричепів-тандемів та їх складових частин показує, що ці транспортні засоби в цілому є конструктивно збалансованими. Відмінності в конструктивних елементах в основному стосуються вдосконалення, внесеного конструкторами в процес завантаження і розвантаження.

Огляд теоретичних основ дозволяє виділити основні принципові елементи, що впливають на техніко-енергетичні характеристики проектного обладнання.

З урахуванням наявних теоретичних залежностей розрахунків розроблено методика розрахунку параметрів складових елементів, що входять до складу підйомного пристрою.

На основі розроблених теоретичних основ конструктивного розрахунку та математичного моделювання проведено проектування та конструктивне узгодження параметрів підйомного пристрою.

Проведено кінематичний розрахунок і структуру вузлів і елементів підйомного пристрою напівпричепа 9455М, що використовується для перевезення великотоннажних вантажів. Крім того, був розроблений гідравлічний привід пристрою.

Запроектований підйомний пристрій може бути встановлений на базовий напівпричіп з мінімальними конструктивними змінами (кількість осей, основні розміри та ін.).

Порівняно три можливі варіанти конструкції підйомного пристрою, що відрізняються за механічними властивостями матеріалів і товщиною основних елементів. Розрахунки на міцність і техніко-економічне обстеження наочно демонструють переваги використання якісних конструкційних матеріалів у порівнянні з більш дешевими і менш міцними сталями.

З метою зниження виробничого травматизму в процесі виробництва проаналізовано нещасні випадки на виробництві, створено логічну імітаційну

модель процесу виникнення виробничого травматизму та сформульовано заходи щодо захисту персоналу.

На підставі енергетичної та техніко-економічної оцінки конструкції підйомного пристрою встановлено, що розроблена конструкція характеризується меншою металоємністю, трудомісткістю та витратами, а також підвищеною надійністю за рахунок менших обсягів. Осі шасі напівпричепів.

Порівняння вартості розробленого обладнання з вартістю стаціонарного підйомного обладнання або мобільних кранів дозволяє зробити висновки про економічну доцільність і затребуваність серійного виробництва сучасних напівпричепів.

БІБЛОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Білявський Г.О., Падун М.М., Фурдуй Р.С. Основи загальної екології. – К.: Либідь, 1995. – 368 с.
2. Бутко Д.А., Луценков В.Л., Лехман С.Д. Практикум з охорони праці.-К.:Урожай, 1995.-144 с.
3. Добрянський С.С., Малафєєв Ю.М., Пуховський Є.С.. Проектування та виробництво заготовок. Підручник для студентів машинобудівних спеціальностей ВНЗ. / Під редакцією Коренькова В.М. – Київ: НТУУ «КПІ», 2014 – 353 с
4. Жидецький В.Ц., Джигерей В.С., Мельников О.В. Основи охорони праці. Підручник. — Вид. 5-те доповнення. — Львів: Афіша, 2000. — 350 с.
5. Залога В.О. Пуховський Є.С., Малафєєв Ю.М. Проектування гнучких виробничих систем машинобудування. Навчальний посібник для студентів ВНЗ машинобудівних спеціальностей / Частина I / Під ред. Коренькова В.М. – К.: НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2017. – 286 с.
6. Залога В.О. Сучасні інструментальні матеріали у машинобудуванні: навчальний посібник / В.О. Залога, О.О. Залога, В.Д. Гончаров; за загальн. ред. В.О. Залоги. – Суми: Сумський державний університет, 2013. – 371 с.
7. Закон України “Про охорону праці”.
8. Здросис К.П. Керування спеціальними режимами електромеханічних систем механізмів підйому з асинхронним електроприводом: автореф. дис. на здоб. ступ. канд. техн. наук: спец. 05.09.03 „Електротехнічні комплекси та системи” / К.П. Здросис. – О., 2001. – 17 с.
9. Кодра Ю.В., Стоцько З.А. Технологічні машини. Розрахунок і конструювання: Навч. посібник. –Львів: Бескид Біт, 2004. -466с.
10. Ловейкін В.С. Динамічна оптимізація підйомних машин / В.С. Ловейкін, А.П. Нестеров. – Х.: ХДАДТУ, 2002. – 285 с.

11. Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г., Пастушенко С.І. Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин. – К.-Миколаїв: РВВ МДАУ, 2004. – 286 с.
12. Мартиненко, Ю. Р. Практичний посібник із застосування параметричної оптимізації в інтегрованому середовищі Solid Works & Cosmos Works. М.: Вища школа, 2006 - 26 с.
13. Пахолук А.П., Пахолук О.А. Основи матеріалознавства і конструкційні матеріали. Посібник для студентів інженерних спеціальностей ВНЗ. - Львів.: Світ. 2005. 220с.
14. Пуховський Є.С., Малафєєв Ю.М. Проектування гнучких виробничих систем машинобудування. Навчальний посібник для студентів ВНЗ машинобудівних спеціальностей / Частина I / Під ред. Коренькова В.М. – К.: НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2017. – 286 с.
15. Пінтелін, Н. Е., Гуленін, С. О., Аналіз лінійної статистики, власних форм і стійкості з використанням FEA технологій. М.: Вид-во САД - House, 2006 - 32 с.
16. Серіков Я. О. Безпека життєдіяльності – секюритологія. Проблеми. Завдання. Шляхи вирішення : монографія : в 2-х. ч. / Я. О. Серіков, Л. Ф. Коженєвські. – Харків : ХНАМГ ; Краків : ЕАС, 2012. – Ч. 1. – 168с. Ч. 2. – 337 с.
17. Технологічні основи машинобудування. [Електронний ресурс]: підручник для студ. спеціальностей 131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування» / С.С. Добрянський, Ю.М. Малафєєв; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 13,4 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 379 с.
18. Шатров, Б. В. Теоретичні основи аналізу конструкцій із застосуванням методу скінченних елементів. М.: Машинобудування, 2005-76 с.