

Міністерство освіти і науки України
Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна
Навчально-науковий інститут «Українська інженерно-педагогічна академія»
Кафедра (Машинобудування, транспорту і зварювання)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

магістра

на тему

Вдосконалення робочого встаткування спеціального екскаватора для

розбирання завалів

(тема кваліфікаційної роботи)

Виконав: студент 2 курсу, групи ЗГМ 24мг
спеціальності: G11 Машинобудування

Освітня програма: Підйомно – транспортні
машини і обладнання

(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)

Хр / Іван ХРОМОВСЬКИХ
(підпис) (ім'я та прізвище)

Керівник О / Олег КОНДРАТЮК
(підпис) (ім'я та прізвище)

Рецензент Ю / Юлія ОЛІЙНИК
(підпис) (ім'я та прізвище)

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри О / Олег ПОДОЛЯК
(підпис) (ім'я та прізвище)

Нормоконтроль О / Олег ПОДОЛЯК
(підпис) (ім'я та прізвище)

Секретар ЕК В / Валентина СКОРКІНА
(підпис) (ім'я та прізвище)

Харків – 2025 рік

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
імені В.Н. КАРАЗІНА

Навчально-науковий інститут «Українська інженерно-педагогічна академія»

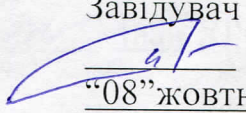
Кафедра машинобудування, транспорту і зварювання

Спеціальність G11 Машинобудування

Освітньо-професійна програма: Підйомно – транспортні машини і обладнання

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри МТіЗ

 О.Л. Подоляк

“08” жовтня 2025 р.

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу

другого (магістерського) рівня вищої освіти

студенту (ці) Івану ХРОМОВСЬКИХ

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Вдосконалення робочого встаткування спеціального екскаватора для розбирання завалів

затверджена наказом 4801-5/3665 від 06.10.2025 р.

2. Термін здачі магістрантом закінченої роботи “08” грудня 2025 р.

3. Вихідні дані до роботи: комплект конструкторських, розрахункових і пояснювальних документів, що забезпечують виготовлення, випробування, експлуатацію та обслуговування обладнання, нормативні документи, каталоги, стандарти на засоби технічного оснащення, умови експлуатації.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їх належить розробити): Вступ. Огляд стану питання і постановка задач. Огляд робочого обладнання одноковшового екскаватора. Розрахункова частина. Аналіз аналогів. Вибір екскаватора за даними розрахунків. Дослідження характеристик гідравлічного вібромолота на основі імітаційного моделювання робочих процесів. Експериментальна перевірка досліджених структурних параметрів. Аналіз результатів дослідження. Висновки. Список джерел інформації. Додатки.

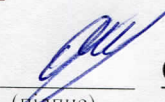
5. Перелік графічного (ілюстративного) матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслень, плакатів: Аналітичний огляд. Спеціальні насадки та обладнання для розбирання завалів. Мета роботи, об'єкт та предмет дослідження. Розрахункова частина. Дослідження характеристик гідравлічного вібромолота на основі імітаційного моделювання робочих процесів Імітаційне моделювання. Динамічна модель. Гідравлічна модель. Імітаційне моделювання та експериментальна перевірка досліджених структурних параметрів Аналіз та оптимізація параметрів гідравлічного вібромолота. Висновки. (20 слайдів)

6. Консультант:

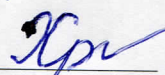
Розділ	Консультант	Підпис, дата		Оцінка (бали)
		Завдання видав	Завдання прийняв	

7. Дата видачі завдання «09» жовтня 2025 р

Керівник


(підпис) Олег КОНДРАТЮК
(ім'я, прізвище)

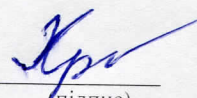
Завдання прийняв до виконання


(підпис) Іван ХРОМОВСЬКИХ
(ім'я, прізвище)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН-ГРАФІК
виконання кваліфікаційної роботи

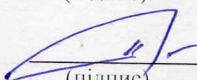
№ з/п	Назва етапів роботи та питань, які мають бути розроблені відповідно до завдання	Термін виконання	Позначки керівника про виконання завдань
1.	Вибір теми й обґрунтування проблеми дослідження. Визначення об'єкта, предмета, мети й завдань.		
2.	Складання плану роботи. Підбор літератури й інших джерел		
3.	Оформлення завдання проектування для затвердження теми кваліфікаційної роботи		
4.	Підготовка аналітичної частини		
5.	Підготовка теоретичної частини		
6.	Розробка дослідницької частини		
7.	Підготовка графічного матеріалу		
8.	Доробка проекту по зауваженнях наукового керівника		
9.	Оформлення кваліфікаційної роботи. Підготовка до захисту.		
10.	Захист кваліфікаційної роботи		

Здобувач вищої освіти


(підпис)

Іван ХРОМОВСЬКИХ
(ім'я, прізвище)

Нормоконтроль


(підпис)

Олег ПОДОЛЯК
(ім'я, прізвище)

РЕФЕРАТ

Розрахунково-пояснювальна записка включає 150 сторінок, 70 ілюстрацій, 35 таблиць, додатки, 43 літературних джерела.

Мета випускний кваліфікаційної роботи - розширення технологічних можливостей екскаватора і підвищення його продуктивності для розібрання завалів будівель, що виникли при руйнуванні в надзвичайних ситуаціях.

В даному проекті виконані наступні розрахунки:

У конструкторській частині було розраховано обладнання та вузли спеціального екскаватора, розглянута гідравлічна схема модернізованого екскаватора. Зроблений тяговий розрахунки екскаватора, розрахунки потужності двигуна, розрахунки на міцність тяги, розрахунки стійкості екскаватора.

У дослідницькій частині випускної кваліфікаційної роботи було досліджено характеристики гідравлічного вібромолота на основі імітаційного моделювання та стендових випробувань

Дослідження характеристик гідравлічного вібромолота на основі імітаційного моделювання включає збирання даних про роботу вібромолота, створення комп'ютерної імітаційної моделі, імітацію робочих процесів у моделі, аналіз отриманих даних для прогнозування поведінки системи та оптимізації роботи, а також підготовку звіту про результати. Імітаційне моделювання дозволяє вивчати складні, нелінійні та стохастичні системи, які важко чи неможливо експериментувати в реальних умовах, а також досліджувати їхню поведінку в часі.

Ключові слова: ЕКСКАВАТОР, ГІДРОСИСТЕМА, ГІДРОЦИЛІНДР, СТРИЛА, РУКОЯТЬ, ТЯГА, ГІДРОМОЛОТ, МОДЕЛЮВАННЯ.

ABSTRACT

The calculation and explanatory note includes 150 pages, 70 illustrations, 35 tables, appendices, 43 literary sources.

The purpose of the diploma project is to expand the technological capabilities of the excavator and increase its productivity for dismantling the rubble of buildings that arose during the destruction in emergency situations.

The following calculations were performed in this project:

In the design part, the equipment and components of a special excavator were calculated, the hydraulic circuit of the modernized excavator was considered. The traction calculations of the excavator, engine power calculations, traction strength calculations, and excavator stability calculations were made.

In the research part of the final qualification work, the characteristics of a hydraulic vibratory hammer were studied based on simulation modeling and bench tests.

The study of the characteristics of a hydraulic vibratory hammer based on simulation modeling includes collecting data on the operation of the vibratory hammer, creating a computer simulation model, simulating work processes in the model, analyzing the obtained data to predict the behavior of the system and optimize the work, as well as preparing a report on the results. Simulation modeling allows you to study complex, nonlinear and stochastic systems that are difficult or impossible to experiment in real conditions, as well as to study their behavior over time.

Keywords: EXCAVATOR, HYDRAULIC SYSTEM, HYDRAULIC CYLINDER, BOOM, HANDLE, THRUST, HYDRAULIC HAMMER, MODELING.

ПЕРЕЛІК ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ

A – площа поперечного перерізу (м^2)

E – енергія (Дж)

F – сила – Ньютон (Н)

h – напір (висота стовпа рідини) (м)

P – потужність (Вт)

p – тиск (Па)

Q – об'ємна витрата ($\text{м}^3/\text{с}$)

Re – число Рейнольдса

V – об'єм (м^3)

v – швидкість потоку (м/с)

μ – в'язкість динамічна (Па·с)

ν – в'язкість кінематична ($\text{м}^2/\text{с}$)

ρ – щільність рідини ($\text{кг}/\text{м}^3$)

ГМ – гідромолот

ГН – гідроножниці

ГС – гідросистема

ГУ – гідроударник

ККД – коефіцієнт корисної дії

КП – коефіцієнт продуктивності

КР – кранова рукоять

ОМ – об'єм масла

ПМ – потужність машини

ПН – привід насоса

РВ – робочий вектор

РК – розпушувач ковша

РП – розподільник потоку

ТГ – тиск гідросистеми

ТН – технічне обслуговування

ЧР – частота робочого циклу

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ.....	4
ПЕРЕЛІК ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ	6
ВСТУП.....	9
1. ОГЛЯД РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ ОДНОКОВШЕВОГО ЕКСКАВАТОРА	13
2. РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА	26
2.1 Визначення розмірів базової частини гусеничного екскаватора	26
2.2 Тяговий розрахунок екскаватора	33
2.3 Розрахунок змінного обладнання на міцність	39
2.3.1 Визначення необхідних зусиль на ріжучій крайці ковша	39
2.3.2 Розрахунок на міцність тяги	40
2.3.3 Розрахунок на міцність перетину 3-3 звареного шва	42
2.3.4 Розрахунок на міцність пальця шарніра важіль – гідромолот	43
2.4 Розрахунок гідроциліндра тяги	44
2.5 Розрахунок гідро молота	46
2.6 Розрахунок стійкості екскаватора з навісним устаткуванням	47
2.7 Визначення основних параметрів основного ковша	49
2.8 Параметри насосно – силової установки. Вибір типорозмірів насосів і первинного двигуна	50
2.9 Розрахунок металоконструкції рукояті	51
2.10 Розрахунок металоконструкції стріли	66
2.11 Вибір екскаватора за даними розрахунків	78
2.12 Висновки	80
3. ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРАВЛІЧНОГО ВІБРОМОЛОТА НА ОСНОВЕ ІМІТАЦІОННОГО МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ	83
3.1. Створення моделей для дослідження роботи гідромолота	85
3.1.1 Механічна і зв'язана динамічна модель молота	85

3.1.2	Гідравлічна модель	88
3.1.3	Модель робочого навантаження	89
3.2	Імітаційне моделювання та випробування	90
3.2.1	Налаштування моделювання	90
3.2.2	Результати випробування гідромолота в режимі холостого ходу	94
3.2.3	Результати випробування гідромолота в режимі навантаження	99
3.2.4	Аналіз та оптимізація продуктивності	101
3.3	Оптимізація структурних параметрів поршневої системи та системи клапанного сердечника	103
3.3.1	Модель моделювання ударної системи	106
3.3.2	Модель системи отворів клапанного типу	107
3.3.3	Модель гідравлічного живлення	108
3.3.4	Інтеграція імітаційної моделі гідравлічного ударника	108
3.3.5	Оптимізація параметрів гідравлічного ударника	109
3.3.6	Розробка та дослідження структурних параметрів	113
3.3.6.1	Розробка та дослідження параметрів поршня	113
3.3.6.2	Розробка та дослідження структурних параметрів сердечника реверсивного клапана	115
3.3.7	Експериментальна перевірка досліджених структурних параметрів	116
3.3.7.1	Експериментальне дослідження структурних параметрів поршня	116
3.3.8	Оптимальний конструктивний аналіз структурних параметрів	119
3.4	Аналіз результатів дослідження	121
ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ		123
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ.....		125
ДОДАТКИ (СЛАЙДИ ПРЕЗЕНТАЦІЇ).....		129

ВСТУП

Завали, що утворилися при руйнуванні будівель та споруд, є хаотичним нагромадженням великих і дрібних уламків конструкцій стін, перекриттів, перегородок, дахів, санітарно-технічного та технологічного обладнання, меблів тощо.

Зокрема, з'являється необхідність у використанні потужного встаткування, призначеного для зламування старих будинків і споруджень, а також розбору завалів.

Одноковшеві універсальні гідравлічні екскаватори, у минулому призначені тільки на земляних роботах, у цей час стали машинами багатоцільового призначення.

Вони знаходять усе більше застосування завдяки широкому використанню змінних робочих органів і робочого встаткування.

Серед багатьох видів змінного робочого встаткування, яким оснащуються сучасні екскаватори, можна назвати маніпуляторні щелепні ковші, крюкові підвіски, грейфери, захопи, бетоноломи, гідромолоти.

Екскаватор зі спеціальним начіпним устаткуванням попередньо подрібнює великі бетонні уламки – за допомогою гідронозиців (різання) або гідромолота (дроблення). Правда, якщо майданчик невеликий і демонтаж будинків і споруджень не представляє особливої складності, то працювати може один екскаватор, у міру необхідності міняючи гідромолот на ківш або гідронозиці В це ж час дробильно-сортувальна установка переробляє бетон у щебені.

Коли виконується демонтаж будинків і споруджень, найбільшої уваги вимагає небезпечна й відповідальна процедура демонтажу перекриттів будинків. У випадку неправильного виконання цієї процедури може обрушитися поверх або навіть ціла будова, можуть загинути люди. Усі роботи з демонтажу перекриттів залежать не тільки від технічного забезпечення сучасними механізмами й різноманітними технічними засобами, але й від кваліфікації працівників. Специфіка робіт з демонтажу перекриттів передбачає обов'язковий ретельний контроль над виробленими діями.

Можливе розбирання перекриттів і з вивозом лома, або ж зняття перекриттів для наступного використання (з використанням автокрана) – залежно від ситуації, яка зложилася. Так само є технологія демонтажу будинків і споруджень без наступного обвалення. При такому демонтажі гідроножиці начебто «кусають» будинок, зрізуючи спочатку стіни, потім перекриття й металоконструкції, доти не залишається один фундамент на місці демонтируемого об'єкта. Причому, гідроножиці подрібнюють усі уламки залізобетонних плит, що рятує від необхідності сортувати будівельний лом. Безумовно, переваги такої технології в наявності, та й процес дотримання всіх екологічних, санітарно-технічних, і інших необхідних норм спрощується значно.

Своєю специфічністю на тлі всіх робіт, які містить у собі демонтаж будинків і споруджень, відрізняється демонтаж фундаментів. Дотримання всіх можливих заходів безпеки – це найважливіше правило при демонтажі фундаменту будинку. Адже демонтаж фундаменту вимагає повного добування із ґрунту, тоді як інші конструкції досить витягти на метрову глибину. Для демонтажа фундаменту потрібні сучасні екскаватори і не раз випробувані методики. За допомогою екскаваторів із прямій і зворотною лопатою, гідромолотів і відбійних молотків проводяться демонтажі плитних фундаментів, стрічкових і заглиблених монолітних.

Застосування гідроударного робочого обладнання на дорожньо-будівельних машинах, у тому числі на екскаваторах з гідроприводом, підвищує ефективність роботи машин під час руйнування скельних порід, розробки мерзлого ґрунту, розкриття асфальтобетонних покриттів, руйнування бетонних та залізобетонних конструкцій та виконання інших видів робіт у тому числі й розбирання завалів, зруйнованих та старих будівель.

Процес створення високоефективних гідравлічних машин ударної дії (гідромолотів) вимагає, вже на стадії проектування, забезпечення їх конкурентоспроможності. Це передбачає встановлення закономірностей будови, розвитку гідравлічних ударних пристроїв та впливу на їх вихідні показники конструктивних параметрів основних функціональних елементів гідроударників (ГУ).

Методика проектування гідроімпульсних систем досить добре відпрацьована, проте її застосування до машин ударної дії для розробки різних ґрунтів потребує уточнення та розвитку. Це пояснюється особливостями їх роботи в певних умовах, а саме: різноманітністю фізико-механічних властивостей середовища; видами виконуваної роботи (руйнування, ущільнення та ін.); безпосереднім контактом із базовою машиною; жорсткими обмеженнями за характеристиками базової машини; ергономічними вимогами, що зумовлюють зручність роботи та управління.

Процес створення високоефективних гідравлічних машин ударної дії вимагає вже на стадії проектування забезпечення їх конкурентоспроможності. Це передбачає встановлення закономірностей будови, розвитку гідравлічних ударних пристроїв та впливу на їх вихідні показники конструктивних параметрів основних функціональних елементів гідроударників (ГУ).

Зростаючі вимоги до рівня та якості параметрів та характеристик ГУ призводять до необхідності вдосконалення методів їх проектування.

В даний час існують універсальні САПР, які можуть використовуватись у різних галузях промисловості. Основним недоліком універсальних САПР є їхня громіздкість і висока вартість.

Тож проблема вдосконалення, розробки ефективних робочих органів, методів моделювання гідроударних пристроїв для робочих органів екскаваторів на основі комп'ютерних технологій є дуже актуальною.

Метою роботи є вдосконалення, розробки ефективних робочих органів, методів моделювання гідроударних пристроїв для робочих органів екскаваторів

Об'єкт дослідження: гідроударні пристрої активних робочих органів екскаваторів.

Предмет дослідження: закономірності формування основних параметрів гідроударних пристроїв активних робочих органів екскаваторів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

1. Створити пов'язану динамічну модель гідравлічного вібрмолота, включаючи механічну модель молота, гідравлічну модель приводу та спрощену модель робочого навантаження;

2. Провести стендові випробування для перевірки моделі в умовах холостого ходу та динамічного навантаження;

3. Провести аналіз динаміки роботи механічної частини, приводів та гідравліки у часовій та частотній областях;

3. Провести аналіз характеристики молота за допомогою пов'язаної динамічної моделі, в якій досягається найкраща продуктивність молота.

4. Провести оптимізацію структурних параметрів поршневої системи та системи клапанного сердечника віртуального прототипу гідравлічного відбійного молота,

Наукова новина роботи:

1. Створені математическі моделі активних робочих органів екскаваторів на основі гідроударників, призначених для розробки різних видів ґрунтів. Математична модель гідроударного пристрою екскаватора складена з урахуванням основних конструктивних параметрів гідроударника, його елементів, параметрів гідроприводу базової машини, описує характерні фази роботи пристрою.

2. Встановлені характеристики та функціональні залежності основних гідроударних пристроїв, які дозволяють прогнозувати основні параметри гідроударників при проектуванні активних робочих органів екскаваторів.

3. Перші отримані функціональні залежності у вигляді рівних регресій частоти ударів гідроударного пристрою та його довжини від енергії єдиного удару. Перші отримані уравнения регресії для швидкості, енергії удару в залежності від тиску зарядки газу, маси бойка, величини ходу бойка гідроударника .

5. Запропонований узагальнений (комплексний) критерій ефективності гідроударного пристрою – коефіцієнт технічного рівня, що включає основні локальні показники (енергію єдиного удару, масу гідроударника, частоту ударів).

1. ОГЛЯД РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ ОДНОКОВШЕВОГО ЕКСКАВАТОРА

На універсальних гідравлічних екскаваторах найбільше часто застосовують зворотну й пряму лопати, грейфер, розпушувачі, гідромолот, навантажувач і змінні робочі органи для різних робіт.

Зворотна лопата.

Зворотна лопата є основним видом робочого встаткування для екскаваторів 2...5-й розмірних груп. При роботі зворотною лопатою поліпшується наповнення ковша й точність вивантаження в результаті його повороту щодо рукояті, з'являється можливість широкого застосування подовжених стріл і рукоятей, а також профільних ковшів для риття й очищення каналів, кюветів.

За конструктивною схемою зворотну лопату випускають декількох різновидів, але основними її складальними одиницями завжди є: стріла, що полягає з основний частини та подовжувача, а також рукояті, ківша і гідроциліндрів підйому стріли, повороту рукояті і ковша.

Найпоширенішим робочим устаткуванням гідравлічних екскаваторів є ківш зворотної лопати (рис 1.1).



Рисунок 1.1. - Екскаватор з ковшем зворотної лопати

Для однієї й тієї ж моделі екскаватора випускають ковші різної ємності, конфігурації й конструкції. Як правило, це ковші звареної конструкції його задня стінка округлена, а бічні прямі. Плоске днище закінчується козирком у якому закріплені зуби. Кількість зубів залежить від ширини ковша й виду робіт, для яких він призначений.

Зуби (коронки) призначені для зменшення первісного зусилля впровадження ковша в оброблюване середовище, для зменшення зношування плоскої ріжучої крайки ковша.



Рисунок 1.2 – Коронки ковша

По суті, за останні 30 років, ківш не перетерпів істотних конструктивних змін. Деяка еволюція простежується в зміні зуба ковша й способах його кріплення. Якщо на самому початку в основному використовувалися вставні зуби, які кріпилися в гнізда ріжучої крайки, найчастіше виконаних як єдина лита деталь, що суттєво здорожувало і додавало ваги ківшу, то на сьогоднішній день найбільше поширення одержали вільчасті зуби з болтовим кріпленням до ріжучої крайки для ковшів обсягом до 0,3м³ і для екскаваторів другої розмірної групи. А також коронки, що надіваються на адаптер, приварений до ковша, що й фіксуються спеціальним штифтом. Така конструкція дозволяє знизити металоємність і, відповідно, вартість основного видаткового елемента ковша.

Практика показує, що працездатність робочих органів ковшів і головним чином різального інструменту залежить від технології виробництва.

На зношування різального інструменту (зубів, коронок крайки, що ріже, ковша) впливають:

Властивості й структура поверхні шару металу взаємодіючого з оброблюваним середовищем;

Властивості оброблюваного середовища (твердість, міцність, розмір часток, ступінь однорідності). Високі експлуатаційні вимоги до зубів обумовлюють використання зносостійких сталей з підвищеними характеристиками міцності. Литі зуби виготовляють зі сталі 110Г13Л або з конструкційних марганцевхромомолібденових і нікелевих сталей.

Від випадання зуби втримуються шплінтами. Ребра надають ковшу необхідні міцність і твердість. У ковша відкрита тільки передня частина, тому для розвантаження ґрунту або сипучих матеріалів ківш повертають за допомогою гідроциліндра й тяг навколо шарнірів кріплення до підвіски.

Грейфер.

На екскаваторах з гідравлічним приводом установлюють жорстко підвішені грейфери. Основна перевага тверда підвішеного грейфера в порівнянні з канатним полягає в тому, що ним можна створити необхідний тиск на ґрунт при врізанні, т. є незалежно від маси грейфера ефективно розробляти щільні ґрунти.

Існує три види з'єднання грейферних ковшів з рукояттю, що відрізняються можливістю повороту ковша в плані: неповоротне, неповно поворотне й повно поворотне. Усі грейфери можуть бути оснащені ротатором, що дозволяє повертати робочий орган на 360 градусів. Це значно збільшує продуктивність і дозволяє працювати в будь-яких умовах. При будь-якому виді з'єднання можливо поздовжнє й поперечне розгойдування ковша.

За допомогою екскаватора, обладнаного різними типами грейферів можна виконувати різноманітні завдання:

Скрап призначений для навантаження і розвантаження, сортування металевого лома.

Вилучення ґрунту із глибини, копання на більші глибини ефективніше робити грейфером, що копає (рис 1.3)

Навантаження і розвантаження труб, колод здійснюється колодозахватами. (рис. 1.4)



Рисунок 1.3 - Грейфер, що копає.



Рисунок 1.4 – Колодозахват.

Гідроциліндри грейферів вбудовані в щелепу, що забезпечує максимальний захист вузлів гідросистеми. Спеціальний кожух захищає гідравлічні муфти від ушкоджень. Щелепи й зуби щелеп виготовлені зі зносостійкої сталі, що збільшує строк їх експлуатації.

Технічні особливості:

1. Зручність в експлуатації для навантаження колод, рейка й укладання труб.
2. Міцна конструкція
3. Підвіска змінна.
4. Робочий тиск 250 кг/см². (25МПа)

Зуб розрихлювач

Екскаватор з робочим устаткуванням однозубого розпушувача призначений для руйнування мерзлих ґрунтів, розробки тріщинуватих

скельних порід, виламування асфальтового покриття, вилучення бордюрного каменю, корчування пнів.

Розпушувач установлюють на рукояті зворотної лопати замість ковша (рис.1.5).



Рисунок 1.5 - Екскатор з робочим устаткуванням однозубого розпушувача

Гідромолот

Екскатор, оснащений гідромолотом, застосовують для руйнування мерзлого ґрунту, розпушування скельних порід, дроблення негабаритів, руйнування старих фундаментів, виламування дорожніх покриттів і т.п. (рис.1.6)



Рисунок 1.6 - Екскатор, оснащений гідромолотом

Гідравлічний молот замість ковша навішують на екскаватор за допомогою кронштейна, з'єданого з молотом. У корпусі молота розміщений бойок, що робить зворотно-поступальний рух, що й наносить удари по змінному робочому інструменту. Бойок молота через пружний шарнір кріплять до штока поршня робочого циліндра, розташованого в одному блоці з гідроакумулятором і розподільним золотником. Розподільний золотник автоматично реверсує рух поршня робочого циліндра по сигналах зворотних зв'язків. За принципом дії цей молот відноситься до ациклічних напірних систем подвійної дії з позиційним гідравлічним зворотним зв'язком.

Корпус гідромолота має обтічну клиноподібну форму, його зовнішній контур є продовженням утворюючої інструмента, що підкреслює його функціональне призначення, а також забезпечує більшу твердість у напрямку найбільших зусиль. Форма корпусу й інструмента дозволяє рихлити скельні й мерзлі ґрунти за один прохід на глибину, що перевищує довжину робочої частини інструмента, і виламувати з масиву великі шматки.

Ергономічні показники екскаватора, обладнаного гідромолотом, відповідають вимогам діючих санітарних норм. Рівень звукового тиску в зоні роботи машини становить 84 - 85 дБ (А), а на робочім місці машиніста не перевищує 84 дБ (А). Звуковий тиск по нормованих октавних смугах також укладається в діючі норми. Рівень вібрації на робочім місці машиніста, обмірюваний в октавних смугах 2, 4, 8, 16, 31,5 і 63 Гц у вертикальній і горизонтальній площинах, значно нижче значень, передбачених ДЕРЖСТАНДАРТ 12.1 015 - 88.

Гідроножиці

Переваги, закладені в їхні конструктивні виконання настільки очевидні, що можна з повною впевненістю сказати, що це найбільш важливий і потрібний робочий орган гідравлічного екскаватора при виконанні робіт у будівництві при зносі старих будинків і споруджень, а також високоефективний у надзвичайних ситуаціях при розбиранні завалів зруйнованих будинків вибухом або землетрусами (рис.1.7)



Рисунок 1.7 - Екскаватор, оснащений гідроножницями

Гідроножці залежно від технології робіт можна підрозділити по їхньому призначенню:

- для первинної роботи з бетонними й залізобетонними конструкціями будинків, що зносяться, призначених для їхнього розбирання, розриву їх арматурних і зварених зв'язків, роздроблення на великі частини;
- для вторинної роботи з бетонними й залізобетонними конструкціями, перед - призначених для здрібнювання великих частин після першого етапу робіт;
- для різання металу, т. є остаточного поділу зв'язаних металевих елементів (арматури, швелерів, куточків і т.д.) на дрібні частини, що дозволяють їхнє вільне навантаження в автотранспорт для вивозу з об'єкта;
- для остаточного різання на підприємствах, які утилізують металеві конструкції.

Конструктивно гідравлічні ножиці складаються з корпусу, до якого кріпляться ріжучі частини, які ламають, так звані "щелепи", в свою чергу приводяться в дію двома гідроциліндрами (рис.1.8) або одним (рис.1.9), залежно від конструктивного виконання самих ножиць. Більш потужні з точки зору розвиваються зусиль, гідроножці виконані з двома гідроциліндрами, що дозволяє щелепам впливати на матеріал конструкції яка руйнується з двох сторін і значно підвищити ефективність руйнування. Сучасні гідроножці

оснащені механізмом повороту, який забезпечує додатковий ступінь волі й тим самим дає можливість машиністові гідравлічного екскаватора виконувати роботу у важкодоступних місцях робочої зони.



Рисунок 1.8 - Гідроножиці з двома гідроциліндрами.



Рисунок 1.9 – Гідроножиці з одним гідроциліндром.

"Щелепи" гідроножиців, як правило, мають руйнуючу й ріжучу частини, що дозволяє без заміни робочого органа виконувати всі необхідні операції в єдиному технологічному циклі.

Розвиваються гідроциліндрами зусилля на ріжучих кромках гідроножиців можуть досягати значних величин, до декількох сотень тонн, а враховуючи їх концентроване додаток, матеріал легко руйнується. Ріжучі елементи гідронножиців знімні й легко міняються у випадку їх затуплення або поломки.

Вібротрамбовки

Вібротрамбовки встановлюють на різні типорозміри екскаваторів у якості змінного начіпного робочого встаткування.

Вібротрамбовки (рис.1.10) гідравлічні призначені для проведення планувальних робіт, ущільнення різних матеріалів і підготовки майданчиків під будівельні роботи. Найбільше ефективно вібротрамбовки використовуються при ущільненні траншів, піщаних і гравійних поверхонь, поталих ґрунтів, при пристрої ухилів доріг з високим кутом нахилу, а так само для підвищення щільності ґрунту при проведенні будівельних робіт.

Вібротрамбовки різняться по масі й площі трамбування.



Рисунок 1.10 – Гідравлічна
вібротрамбовка

Для роботи вібротрамбовки необхідна наявність на екскаваторі додаткової гідравлічної лінії.

У комплект вібротрамбовки входить: вібротрамбовка, рукава високого тиску (РВТ) і змінна плита (адаптер) на екскаватор. Для полегшення монтажу вібротрамбовки на екскаватор рекомендується, додатково обладнати її швидкороз'ємними з'єднаннями (БРЗ), що дозволить уникнути втрат гідравлічної рідини при монтажі.

Гідробури.

Гідравлічні бури є ідеальним доповненням до існуючого парку будівельної техніки й монтуються практично на будь-яку машину, що має гідравлічний контур: екскаватор, екскаватор-навантажувач, міні-навантажувач, навантажувач із бортовим поворотом, а також телескопічний маніпулятор. Широкий перелік моделей гідробурів (рис.1.10) дозволяє проводити роботи з буравлення шпар глибиною до 20 метрів і діаметром до 2 метрів.



Рисунок 1.11 – Гідробур

Гідробури знайшли своє застосування при будівництві ліній електропередач, установці огорожень, стовпів, загвинчуванні гвинтових паль, добування ґрунту для проби, установці вертикального дренажу, колодязів і інших робіт.

Для правильного вибору моделі гідравлічного бура, необхідно враховувати: діаметр і глибину

буравлення щільність породи максимальний потік і тиск масла гідравлічного контуру базової машини.

Траншеєкопачі

Траншеєкопачі застосовуються як нарізне встаткування для мініавантажувачів і екскаваторів масою від 2 до 17 тонн.



Рисунок 1.12 – Траншеєкопач

Траншеєкопачі (рисунок 1.12) незамінні для прокладки (впровадження) у ґрунт трубопроводів, кабелів телефонної й електрозв'язку, водопровідних, каналізаційних мереж і газопроводів.

Траншеєкопач включає шнек для бічного відводу ґрунту убік, крім зворотного засипання траншеї.

Вібросанурювачі

Вібросанурювачі

використовуються для забивання великої кількості типів сваї, включаючи різні шпунтові балки, труби, бетонні сваї, дерев'яні стовпи і т.д. (Рис. 1.13). В арсеналі вібросанурювачів є кілька



Рисунок 1.13 – Траншеєкопач

типів моделей, включаючи моделі стандартної частоти, високочастотні моделі, і моделі зі змінюваним ексцентриковим моментом.

Змонтований на екскаватор, віброзанурювач працює, використовуючи гідравлічну систему базової машини.

Завдяки інноваційним розробкам, занурення й добування паль із використанням віброзанурювачів відбувається до 10 раз швидше, чим із застосуванням інших методів.

Простота складання й експлуатації віброзанурювачів заощаджує робочий час. Висока частота вібрації в комбінації із силою занурення, переданої від екскаватора, і тяговою силою при добуванні забезпечує вражаючі результати навіть у грузлому ґрунті.

Віброзанурювачі для занурення й добування паль працюють тихо, тому їх віддають перевагу будівельники.

Віброзанурювачі для занурення й добування свай для екскаваторів, застосовуються:

для занурення й добування огорожень котлованів
 легких шпунтових паль
 шпунтів з U - або Z_m - образними профілями
 двотаврових балок, труб, опор і т.д.

У комбінації із трамбувальною плитою вони можуть використовуватися для ущільнення ґрунту.

Вони прекрасно підходять у якості навісного устаткування для будь-яких гідравлічних екскаваторів, використовуваних для землерийних робіт, дрібних і середніх будівельних проєктів і зміцнення стінок котлованів.

Застосування віброзанурювачів дозволяє:

- скоротити час роботи, завдяки простоті складання й експлуатації
- забезпечити високу частоту вібрації в комбінації із силою занурення, переданої від екскаватора
- забезпечити високу тягову силу при добуванні грузлого ґрунту
- працювати із плавно змінюваною частотою, що досягає 3000 про/хв
- працювати в безпосередній близькості від сусідніх будинків зводячи до мінімуму резонанс і ушкодження, що наносяться будовам.

Переваги віброзанурювачів:

- проста й швидка заміна ковша/грейфера на віброзанурювач і назад;
- ніяких змін у роботі екскаватора;
- ніякого додаткового оснащення;
- низькі вимоги до гідравлічної потужності;
- занурення й добування палів тим самим пристосуванням;
- адаптація до різних умов ґрунту за допомогою регулювання частоти, відцентрової сили або тягової сили;
- безпосереднє з'єднання віброзанурювача з палею за допомогою гідравлічного затискача;
- короткий час налаштування для занурення/добування;
- поворотна шестірня на 360° для спрощення юстування.

Ківш – сортувальний.

Ківш-сортувальник (дробарка, що просіває) - багатофункціональний пристрій, призначене для просівання й навантаження різних матеріалів (землі, деревини, залізобетону, цегл, скла). У випадку з м'якими матеріалами виконує також функцію дроблення (рис. 1.14).



Рисунок 1.14 – Ківш-сортувальник

Модельний ряд дозволяє встановлювати ковші-сортувальники на екскаватори від 16 до 50 тонн і фронтальні навантажувачі від 6 до 19 тонн.

Оригінальне технічне рішення гарантує високу ефективність вироблених робіт, заощаджує час і мінімізує витрати на технічне обслуговування.

Міцні регульовані ножі, які можна міняти у відповідності зі специфікою матеріалу, забезпечують високу ефективність вироблених робіт.

Ковші являють собою фактично роторні установки просівання з поворотом сіток на 360 градусів. При обертанні ковшів в одну сторону дрібна

фракція (пісок, бруд) сиплеться під ківш. При зміні напрямку обертання ковша велика фракція викидається на деяка відстань. При цьому виходять як би два місця складування відсепарованих матеріалів.

Лідер

Лідер використовується для занурення й добування різних елементів, для буравлення шпар, а також у якості піднімального пристрою (Рис.1.15). Два варіанти поставки телескопічного лідера, - як навісне устаткування до наявного екскаватора й варіант поставки в комплекті з базовою гусеничною машиною. Новітні інноваційні розробки втілені в найсучаснішій устаткуванні, дозволяють виконувати роботу в самі короткі строки з мінімальними працезатратами й з максимальним комфортом.



Рисунок 1.15 – Телескопічний лідер

Універсальний телескопічний лідер - надійний, що легко монтується пристрій для екскаватора, яке застосовується в якості прямої щогли для такого встаткування як: гідробур або ротор, віброзанурювач, палубний молот і ін.

2. РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

2.1 Визначення розмірів базової частини гусеничного екскаватора

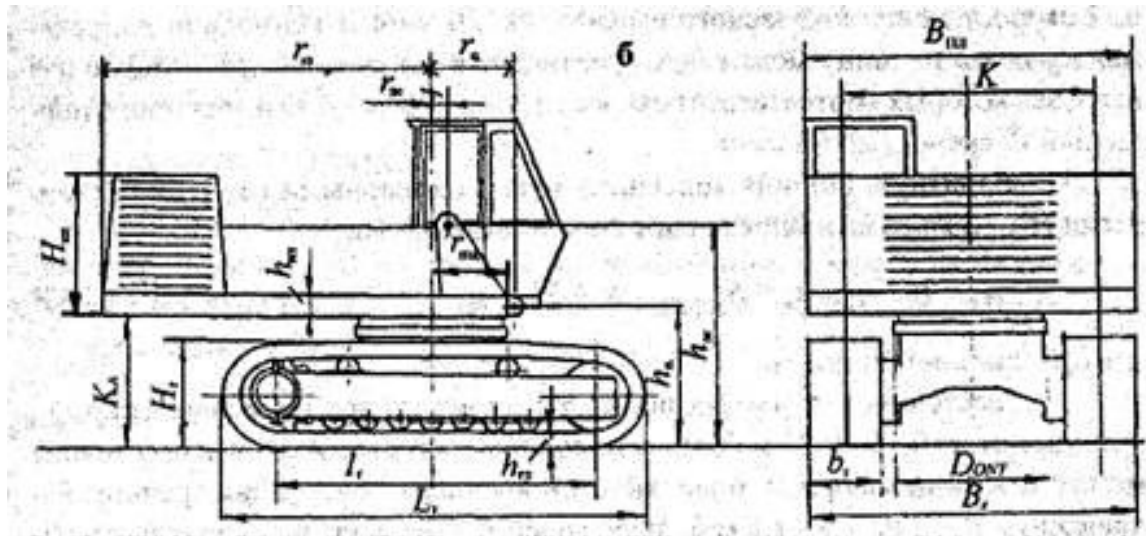


Рисунок 2.1 - Схема розмірів базової частини одноковшевого екскаватора

З розмірів, що визначають опорну поверхню гусеничного візка (колія K , ширина черевиків гусеничного ланцюга b_T і довжина опорної поверхні гусениць l_T), найбільш значимим є колія K , у числі інших факторів обумовлена умовами розміщення в між гусеничному просторі опорно-поворотного пристрою (ОПП), а також формуюча габаритну ширину екскаватора - один з основних розмірів, контрольованих під час перевезення екскаватора на трейлері й по залізниці. Колію K (м) призначимо за аналогією з існуючими екскаваторами. На основі статистичної обробки даних 35 екскаваторів зі стандартними башмаками (з мінімальною опорною поверхнею) фірм: «Caterpillar», «JCB», «Volvo Construction Equipment», «CASE Construction Equipment» для цього розміру отримана кореляційна залежність:

$$K := 1.11 \cdot m_E^{0.23}, \text{ м,}$$

де m_E - експлуатаційна маса екскаватора, т. Інтервал значень коефіцієнта пропорційності відповідає масам екскаватора $m_E = 14 \dots 25$ т. Для проміжних мас тут і далі цей коефіцієнт слід визначати інтерполяцією.

Для проектування виходячи із заданих параметрів екскаватора приймемо масу екскаватора $m_e = 47.3$ т.

Із цього випливає, що значення колії буде рівно:

$$K = 11.1 \cdot 24.2^{0.23} = 2.42 \text{ м}$$

Остаточно приймемо значення $K = 2.5$ м

Два інших розміру (b_{Γ} і l_{Γ}) необхідно призначити, щоб середній тиск гусениць на ґрунт $P_{\text{ср}}$ (кПа) не перевищувало заданого значення, що допускається ($P_{\text{ср}}$) (кПа):

$$P_{\text{ср}} = \frac{G_{\text{э}}}{2 \cdot l_{\Gamma} \cdot b_{\Gamma}} \leq (P_{\text{ср}}), \text{ кПа},$$

де $G_{\text{э}}$ - сила ваги екскаватора ($G_{\text{э}} = m_e g = 472$ кН); $(P_{\text{ср}}) = 47$ кПа;

g - прискорення вільного падіння ($g = 9.81$ м/с²). Для зручності розрахунку приймемо значення вільного падіння рівним 9,8 м/с².

Орієнтовно для гусениць із основними черевиками (для роботи на ґрунтах середньої й підвищеної несучої здатності - гусениці з мінімальною опорною поверхнею) можна прийняти:

$$b_{\Gamma} = (0.23 \dots 0.34)K = 0.34 \cdot 2.5 = 0.95 \text{ м}$$

Остаточно приймемо $b_{\Gamma} = 1$ м.

У випадку гусениць зі збільшеною опорною поверхнею цей розмір слід збільшити на 30 - 50%. При необхідності може бути також відкоректована колія K , Остаточно розмір b_{Γ} слід округлити до значення, кратного 50 мм.

Базу l_{Γ} визначимо з формули:

$$l_{\Gamma} \geq \frac{G_{\text{э}}}{2 \cdot b_{\Gamma} \cdot (P_{\text{ср}})} = \frac{242}{2 \cdot 0.8 \cdot 44} = 3.44 \text{ м} \quad (2.1)$$

Ухвалюємо значення $l_{\Gamma} = 3.83$ м, з конструктивних міркувань.

Помітимо, що при малих значеннях бази l_{Γ} може виявитися недостатньої поздовжня стійкість екскаватора, при більших же значеннях зменшується область, що допускається за умовами безпеки, підземної частини робочої зони.

На стадії попередніх розрахунків рішення можна вважати задовільним, якщо відношення бази до колії не виходить за межі:

$$1.3 < l_{\Gamma} / K < 1.7$$

$$1.3 < \frac{3.83}{2.5} < 1.7$$

У нашому випадку умова виконується, тому що:

$$1.3 < 1.53 < 1.7$$

Визначивши значення l_{Γ} і b_{Γ} визначимо значення P_{cp} , м:

$$P_{cp} = \frac{242}{2 \cdot 3.83 \cdot 0.8} = 39.5 \text{ м}$$

Умова виконується, тому що $P_{cp} = 47$ (кПа) не перевищує заданого значення, що допускається $[P_{cp}] = 54$ (кПа). Усі інші розміри гусениць призначають відповідно до модульних групам (Таблиця 2.1).

Таблиця 2.1 - Розміри модульних гусеничних візків тракторного типу з цевочним зачепленням гусеничних пенею, мм

Найменування параметрів	Модульні групи гусеничних візків							
Габаритна висота гусениці, H_{Γ}	630	740	790	840	930	1000	1280	1360
Висота осі ведучої зірочки, H_o	300	360	390	420	460	480	640	680
Розміри гусеничних ланцюгів:								
крок, t_{11}	140	155,6		171,05		202,8	215,9	228,6
висота ланцюга башмаками, $H_{\Gamma u}$	94	107		132,5	140,5	159,5	170	199,5
відстань від внутрішньої поверхні до осей шарнірів, $h_{\Gamma 11}$	38	42		53,5	59	65		75
висота ґрунтозацепів, $h_{\Gamma 3}$	15,5	18		25,3		26,5		30
ширина ланцюга (без башмака)	138	158		177	206	250	251	290
Рекомендується для екскаватора масою, т	до 8	8 - 11	11-14	14-19	19-26	26-35	35-49	49-77

При цьому габаритну висоту H_{Γ} (м) і висоту H_o (м) осі провідної зірочки ухвалюємо як попередні. Їх уточнюють наступним розрахунком. Розміру H_o відповідає діаметр провідної зірочки, обмірюваний по осях шарнірів гусеничному ланцюга (рисунок 2.2).

$$D_{3B} = 2(H_o - h_{\Gamma \Pi} + h'_{\Gamma \Pi}) = 2(0.46 - 0.1405 + 0.059) = 0.757 \text{ м},$$

де $H_o = 0.46$ м - висота осі провідної зірочки;

$H_{\Gamma} = 0.93$ м - висота гусениці;

$t_{\text{Ц}} = 0.17105$ м - крок гусеничного ланцюга;

$h_{\text{ГЦ}} = 0.1325$ м - висота гусеничного ланцюга (м);

$h'_{\text{ГЦ}} = 0.059$ м - відстань від внутрішньої поверхні до осей шарнірів;

$h_{\text{ГЗ}} = 0.0253$ м – висота грузозацепов.

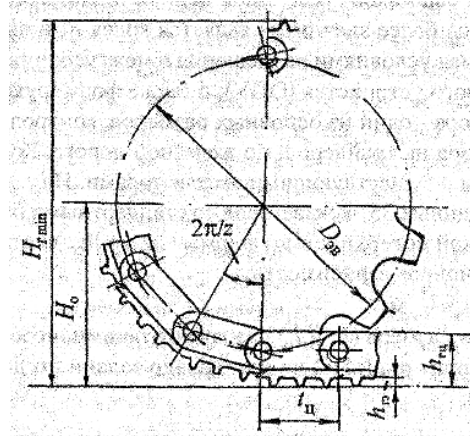


Рисунок 2.2 - Схема розмірів у вузлі провідної зірочки

Діаметр провідної зірочки $D_{\text{ЗВ}}$ (м) в'язаний із кроком ланцюга $t_{\text{Ц}}$ (м) і числом зубів z співвідношенням:

$$\frac{t_{\text{Ц}}}{D_{\text{ЗВ}}} = \sin\left(\frac{\pi}{z}\right), \quad (2.2)$$

де $\pi = 3.14$, звідки виразимо z :

$$z = \frac{3.14}{\arcsin\left(\frac{0.17105}{0.757}\right)} = 24$$

Округляючи z ухвалюємо числа зубів рівними 24, уточнимо розмір зірочки:

$$D_{\text{ЗВ}} = \frac{t_{\text{Ц}}}{\sin\left(\frac{\pi}{z}\right)} = \frac{0.17105}{\sin\left(\frac{3.14}{24}\right)} = 0.749 \text{ м}$$

Визначимо $H_{\text{Г min}}$ мінімальну габаритну висоту гусениць, м:

$$H_{\text{Г min}} = D_{\text{ЗВ}} + 2(h_{\text{ГЦ}} - h'_{\text{ГЦ}}) = 0.749 + 2 \times (0.1405 - 0.059) = 0.91 \text{ м}$$

Конструктивний діаметр зірочки $D_{ЗВ}$ обчислюємо з точністю до 10^{-5} м, для використання, же цього результату в розрахунках інших параметрів цей розмір округляємо з точністю параметра, що обчислюється, - до 0,01 м.

Верхня галузі гусеничного ланцюга проектує трохи піднятої підтримувальними роликами. Тоді $H_{\Gamma} > H_{\Gamma \min}$. Табличне значення H_{Γ} приймемо рівним 0.91 м.

Визначимо габаритну довжину L_{Γ} гусениці, м:

$$L_{\Gamma} = l_{\Gamma} + H_{\Gamma \min} = 3.83 + 0.91 = 4.74 \text{ м}$$

Визначимо габаритну ширину B_{χ} гусеничного ходу, м:

$$B_{\chi} = K + b_{\Gamma} = 2.5 + 0.8 \text{ м}$$

Кліренс $K_{\text{кл}}$ під поворотною платформою, обмірюваний від рівня стоянки, визначимо по емпіричній залежності, м:

$$K_{\text{кл}} = (1.2 \dots 1.17) (H_{\Gamma} - 2h_{\Gamma 3}) = 1.3(0.93 - 2 \times 0.0253) = 1.14 \text{ м},$$

де значення коефіцієнта пропорційності відповідають масі екскаваторів $T_E = 24.2$ т.

Інші розміри базової частини гусеничних екскаваторів призначають, керуючись наступним.

Остаточню типорозмір опорно-поворотного кола визначають розрахунком залежно від сприйманих їм зовнішніх навантажень. На стадії попередніх розрахунків діаметр ОПП визначають по емпіричній залежності:

$$D_{\text{опу}} = (0.45 \dots 0.47) \cdot \sqrt[3]{m_{\Sigma}} = 0.45 \cdot \sqrt[3]{24.2} = 1.3 \text{ м}$$

Знайдений розмір округляють до найближчого стандартного з ряду (Таблиця 2.2):

Таблиця 2.2 - Стандартні ряди значень

Розрахункове значення $D_{\text{опу}}, \text{м}$	0.9...1.1	1.1...1.2	1.2...1.3	1.3...1.5	1.5...1.7	1.7...1.9	1.9...2.1	2.1...2.4
Стандартне значення $D_{\text{опу}}, \text{мм}$	1000	1160	1250	1400	1600	1900	2000	2240

Ухвалюємо діаметр $D_{\text{опу}} = 1.25$ м.

Ширину поворотної платформи $B_{\text{ПЛ}}$ гусеничних екскаваторів з мінімальною опорною поверхнею гусениць призначають рівній габаритній ширині гусеничного ходу.

У поздовжньому напрямку розміри поворотної платформи визначаються обмірюваними від осі її обертання радіусами передньої $r_{\text{П}}$ і хвостовий $r_{\text{ХВ}}$ частин.

Перший призначають на 0,05...0,1 м більше половини діаметра ОПП, а другий - по емпіричній залежності:

$$r_{\text{ХВ}} = 1.1 \cdot \sqrt[3]{m_3} = 0.11 \cdot \sqrt[3]{24.2} = 3.18 \text{ м}$$

$$r_{\text{П}} = \frac{D_{\text{опу}}}{2} + (0.05..0.1) = \frac{1.25}{2} + 0.1 = 0.725 \text{ м}$$

Висоту балки поворотної платформи призначаємо з меж $h_{\text{м}} = 0.16...0.41$ м граничній масі, що відповідає зазначеній, екскаватора. Під кабіною цей розмір зменшимо у два рази. Вибираємо висоту балки поворотної платформи $h_{\text{м}} = 0.22$ м.

Визначимо висоту $H_{\text{КП}}$ капота силової установки, м:

$$H_{\text{КП}} = (0.84..0.65) \cdot \sqrt[3]{m_3} = 0.65 \cdot \sqrt[3]{24.2} = 1.5 \text{ м}$$

На сучасних екскаваторах установлюють уніфіковану кабіну з габаритними розмірами: висотою 1.65 м, шириною 1 м і довжиною 1.25 м. Її розміщують праворуч або, частіше, ліворуч у передній частині поворотної платформи з висуванням уперед за передню балку останньої на 0.2...0.3 м, У поперечному напрямку кабіну розташовують у бічного краю платформи. На екскаваторах малих моделей (до другий, іноді третьої розмірних груп) через розташування в середній частині платформи стійок-пілонів для кріплення п'яти стріли кабіну не вдається вписати в габарити платформи. У цьому випадку її трохи зміщують убік.

Габаритна ширина $B_{\text{Е. Габ}}$ базової частини екскаватора визначається або габаритною шириною гусеничного ходу, або, у випадку зсуву кабіни за

габарит поворотної платформи, розміром від зовнішньої бічної поверхні кабіни до зовнішньої площини протилежних гусениць. Розмір $B_{\text{Е. ГАБ}}$ слід зіставити з габаритною шириною рухливого поїзда, рівної 3,25 м, і ухвалити рішення щодо можливості перевезення екскаватора по залізниці. Звичайно малі моделі екскаваторів, включаючи тих, у яких кабіна виходить за габарити поворотної платформи, уписуються в зазначений вище залізничний габарит. Незадоволення цій вимозі можливо лише в машин більших розмірних груп, для яких $B_{\text{Е. ГАБ}} = B_{\text{Х}}$. Цей розмір можна зменшити за рахунок вибору мінімального розрахункового значення колії К. При цьому отримані раніше розміри $B_{\text{Х}}$ і $B_{\text{ПЛ}}$ підлягають коректуванню. Якщо $B_{\text{Х}}$ більше $B_{\text{ПЛ}}$ (наприклад, для екскаваторів зі збільшеною опорною поверхнею гусениць), то іноді вдається вписати в залізничний габарит після зняття однієї або двох гусеничних ланцюгів при навантаженні екскаватора на залізничну платформу. При цьому з метою задоволення вимогам розважування вантажу по ширині залізничної платформи переважно знімати обидві гусеничні ланцюги. При знятті одному гусеничного ланцюга навантажувальна габаритна ширина гусеничного візка поменшіться приблизно на $0,4b_{\text{Г}}$ у порівнянні з габаритною шириною $B_{\text{Х}}$. У випадку незадоволення описаних заходів вимогам залізничного габариту для перевезення екскаватора по залізниці потрібно розробити спеціальні заходи, які не входять до складу справжнього розрахунку.

Для досягнення при заданих робочих розмірах робочого встаткування найбільшої глибини й радіуса копання на рівні стоянки екскаватора або, при заданих робочих розмірах, мінімальних лінійних розмірів робочого встаткування, п'яту стріли бажане розташовувати на поворотній платформі можливо нижче й на максимально можливому вильоті від осі обертання поворотної платформи. У той же час, її координати виявляються строго вв'язаними з довжиною стрілового гідроциліндра й координатами його п'яти. Щоб уникнути зачіпання гідроциліндром, за раму ходового візка гусениці в гусеничних екскаваторів при опущеній стрілі п'яту гідроциліндра

розташовують не нижче середини балки поворотної платформи. Конструктивно ці координати (висота $h_{пц}$ і радіус $r_{пц}$) визначимо як:

$$h_{пц} = K_l + \frac{h_{пл}}{2} = 1.14 + \frac{0.2}{2} = 1.24 м$$

$$r_{пц} = r_l + (0.1..0.15) \cdot \sqrt[3]{m_3} = 0.725 + 0.15 = 0.875 м$$

Координати п'яти стріли (висоту $h_{пс}$ і радіус $r_{пс}$) визначають із обліком наведених вище координат п'яти стрілового гідроциліндра й за умовами забезпечення підйому й опускання стріли відповідно до заданих технологічних розмірів при зазначених вище лінійних розмірах стрілового гідроциліндра. Оскільки ці розміри на даній стадії розрахунків ще не відомі й можуть бути визначені при наступному розрахунку, у якому координати п'яти стріли є вихідними, останніми доводиться задатися по формулах подоби:

$$h_{пс} = h_{пц} + (0.28..0.15) \cdot \sqrt[3]{m_3} = 1.24 + 0.22 \cdot \sqrt[3]{24.2} = 1.87 м$$

$$r_{пс} = r_{пц} - (0.23..0.15) \cdot \sqrt[3]{m_3} = 0.825 - 0.15 \cdot \sqrt[3]{24.2} = 0.4 м$$

та уточнити їх після визначення лінійних розмірів стрілового гідроциліндра. По отриманих розмірах вичерчують конструктивну схему базової частини екскаватора (рисунки 2.1).

2.2 Тяговий розрахунок екскаватора

Максимальне тягове посилення W , H визначається по формулі:

$$S_{T_{max}} = W_{вп} + W_H + W_K + W_B + W_{np} + W_n, \quad (2.3)$$

де $W_{вп}$ - внутрішній опір ходових механізмів;

W_H - опір при русанні з місця;

W_K - опір катанню;

W_B - опір вітру;

W_n - опір підйому.

Внутрішній опір ходових механізмів визначається $W_{вп}$, H визначається по формулі:

$$W_{\text{вп}} = \alpha (W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6 + W_7), \quad (2.4)$$

де W_1 - опір у підшипниках опорних котків;

W_2 - опір у підшипниках ведучих коліс;

W_3 - опір у підшипниках напрямних коліс;

W_4 - опір катанню опорних коліс;

W_5 - опір згинанню гусеничних ланцюгів на ведучих колесах;

W_6 - опір згинанню гусеничних ланцюгів на напрямних колесах;

W_7 - опір пересуванню верхньої частини ланцюги по підтримуючих котках.

$\alpha = 1,2$ коефіцієнт, що враховує додатковий опір тертя від дій зовнішніх сил.

$$W_1 = (G_{\text{ек}} - g_{\text{зв}}) M \times d / D, \quad (2.5)$$

де $G_{\text{ек}}$ - вага екскаватора; $G_{\text{ек}} = 47300$ кг.

$g_{\text{зв}}$ - вага гусеничних ланок лежачих на землі; $g_{\text{зв}} = 670$ кг.

d - діаметр осі опорного котка; $d = 60$ мм.

D - діаметр котка; $D = 260$ мм.

M - коефіцієнт тертя ковзання стали на бронзі; $M = 0,1$

$$W_1 = (23650 - 670) \times 0,1 \times 60 / 260 = 5202; 2\text{Н}$$

Опір у підшипниках ведучих коліс розраховується по формулі:

$$W_2 = 2 \times R \times M_1 \times d_1 / D_1; \quad (2.6)$$

Реакція підшипників ведучого колеса рівна:

$$R = 1,4 \times St; \quad (2.7)$$

Тягове зусилля ухвалюємо рівним окружному зусиллю на зірочці, відповідному до номінального моменту гідродвигуна.

$$St = M_{\text{тг}} \times i \times \eta \times 2 / D_{\text{зв1}}, \quad (2.8)$$

де $M_{\text{тг}}$ - номінальному моменту гідродвигуна; $M_{\text{тг}} = 27$ кгс $\times$ м

i - передаточне число редуктора ходу; $i = 64,1$

η

- ККД цього редуктора; $\eta = 0,93$

$D_{\text{зв1}}$ - умовний діаметр ведучого колеса; $D_{\text{зв}} = 0,65\text{м}$

$$S_T = 27 \times 64,1 \times 0,93 \times 2/0,65 = 48583,04 \text{ Н},$$

$$R = 1,4 \times 48583,04 = 68016,25 \text{ Н}$$

$$W_2 = 2 \times 68016,25 \times 0,02 \times 15/65 = 627,84 \text{ Н}$$

Передній хід:

$$W_3 = 2 \times 0,3 \times S_T \times M^I \times d_2 / D_2; \quad (2.9)$$

Задній хід:

$$W_{31} = 4 \times S_T \times M^I \times d_2 / D_2; \text{ де} \quad (2.10)$$

M^I - коефіцієнт тертя катання, $M^I = 0,021$

d_2 - діаметр осі спрямованого колеса, $d_2 = 140\text{мм}$ умовно рівним діаметру на якому розташований кульки підшипника.

Передній хід:

$$W_3 = 2 \times 0,3 \times 48583,04 \times 0,02 \times 14/58,5 = 139,3 \text{ Н}$$

Задній хід:

$$W_{31} = 4 \times 48583,04 \times 0,02 \times 14/58,5 = 931,95 \text{ Н}$$

Опір копанню опорних коліс розраховується по формулі:

$$W_4 = 2 \times (23650 - 670) \times 0,12/26 = 9,81 = 2080,9 \text{ Н} \quad (2.11)$$

Опір згинанню гусеничних ланцюгів на ведучих колесах розраховується по формулі:

Пересування вперед:

$$W_5 = 2 \times 1,15 \times S_T \times B \times d_0 / D_1; \quad (2.12)$$

$$W_5 = 2 \times 1,15 \times 48583,04 \times 0,35 \times 3/65 = 1805,04 \text{ Н де}$$

B - коефіцієнт тертя в шарнірах гусеничного ланцюга, $B = 0,35$

d_0 - діаметр пальців гусеничному ланцюга, $d_0 = 30\text{мм}$

Пересування назад

$$W_{51} = 2 \times S_T \times B \times d_0 / D_1; \quad (2.13)$$

$$W_{51} = 2 \times 48583,04 \times 0,35 \times 3/65 = 1569,6 \text{ Н}$$

Опір згинанню гусеничних ланцюгів на напрямних колесах розраховуємо по формулі:

$$W_6 = 2 \times 0,3 \times S_T \times B \times d_0 / D_2; \quad (2.14)$$

Пересування вперед

$$W_6 = 2 \times 0,3 \times 48583,04 \times 0,35 \times 3/58,5 = 522,87 \text{ Н}$$

Пересування назад

$$W_{61} = 4 \times S_T \times B \times 3 / D_2; \quad (2.15)$$

$$W_{61} = 4 \times 4858,04 \times 0,35 \times 3/58,5 = 3487,45 \text{ Н}$$

Опір пересуванню верхньої частини ланцюги по підтримуючих паличках розраховуємо по формулі:

$$W_7 = g_{зв} (M \times d + 2 \times f) / D_3; \quad (2.16)$$

$$W_7 = 760 (0,1 \times 6 + 2 \times 0,12) / 26 = 211,89 \text{ Н}$$

Повний внутрішній опір ходових коліс

Пересування вперед

$$W_{\text{вн}} = 1,2 (5202,2 + 627,84 + 139,3 + 2080,9 + 1805,04 + 522,87 + 211,89) = 12708,04 \text{ Н}$$

Пересування назад

$$W_{\text{вн}}^I = 1,2 (5202,2 + 627,84 + 2080,9 + 1569,6 + 3487,45 + 211,89 + 931,95) = 16970,1 \text{ Н}$$

Опір енергії при русанні з місця

$$W_{\text{н}} = G_{\text{ек}} \times V / g \times t; \quad (2.17)$$

де V - початкова швидкість пересування екскаватора при номінальних обертах гідродвигуна рівної 1400 об/хв; V - 0,743 м/с.

t - час розгону; t - 2,9с.

$$W_{\text{н}} = 23650 \times 0,743 / 9,81 \times 3 = 597 \text{ кгс} = 5857 \text{ Н}$$

Опір катанню для багато опорних гусениць.

$$W_{\text{к}} = 1,125 \times n \times e \times P_{\text{порівн}}^2 / P_0; \quad (2.18)$$

де n - число гусениць; $n = 2$,

e - ширина гусениць, e - 580мм

P_0 - коефіцієнт опору ґрунту для шини середньої вологості $P_0 = 0,3$

$$P_{\text{ср}} = 23650 / 2 (375 + 25,5) \times 58 = 0,67 \text{ кгс/см}^2$$

$$W_{\text{к}} = 1,125 \times 2 \times 58 \times 0,672 / 0,3 = 195,27 \text{ кгс} = 1915,6 \text{ Н}$$

Опір вітру

$$W_{\text{в}} = g \times F; \text{ де} \quad (2.19)$$

g - тиск вітру; $g = 40 \text{ кгс/см}^2$

F - навітряна площа екскаватора; $F = 11,5 \text{ м}^2$

$$W_{\text{в}} = 40 \times 11,5 = 460 \text{ кгс} = 4512,6 \text{ Н}$$

Опір повороту

$$W_{\text{пр}} = W_{\text{тр}} + W_{\text{тр}} / R; \quad (2.20)$$

$W_{\text{тр}}$ = момент тертя гусениць про ґрунт.

$M_{\text{ск}}$ - момент опору ґрунту сколюванню

Момент тертя двох гусениць про ґрунт визначається по формулі:

$$M_{\text{пр}} = M \times P_{\text{ср}} \times 104 / 12 [2 L B \sqrt{L^2 + B^2} + L^3 \ln(B + \sqrt{L^2 + B^2} / L) + B^3 \ln(L + \sqrt{L^2 + B^2} / B)] - (2 L d \sqrt{L^2 + d^2} + L^3 \ln(d + \sqrt{L^2 + d^2} / L) + d^3 \ln(L + \sqrt{L^2 + d^2} / d)); \quad (2.21)$$

де M - коефіцієнт тертя гусениць про ґрунт $M = 0,5$

Середньо питомий тиск на ґрунт

$$P_{\text{ср}} = 0,5 \times G_{\text{ек}} / B (L + t); \quad (2.22)$$

$$P_{\text{ср}} = 0,5 \times 23650 / 58 (275 + 25,5) = 0,67 \text{ кгс/см}^2;$$

$$M_{\text{тр}} = 0,5 \times 0,67 \times 104 / 12 [(2 \times 2,93 \times 2,75 \sqrt{2,75^2 + 2,93^2} + 2,93^3 \ln(2,75 \sqrt{2,75^2 + 2,93^2} / 2,93) - (2 \times 2,75 \times 1,77 \sqrt{2,75^2 + 1,77^2} + 2,75^3 \ln(1,77 \sqrt{2,75^2 + 1,77^2} / 2,75) + 1,77^3 \ln(2,75 \sqrt{2,75^2 + 1,77^2} / 1,77))] = 15\,545 \text{ кгс см} = 1525,5 \text{ Н/м}$$

Момент опору ґрунту сколюванню

$$M_{\text{ск}} = 2 \times 0,29 \times K \times h \times e^2, \quad (2.23)$$

$$M_{\text{ск}} = 2 \times 0,29 \times 1 \times 2 \times 2752 = 87725 \text{ кгс см} = 8605,8 \text{ Н/м},$$

де K - коефіцієнт щеплення ґрунту, $K = 1$;

$$n = P_{\text{ср}} / P_0 = 0,67 / 0,3 = 2,2 - \text{глибина}$$

Опір повороту рівно;

$$W_{\text{кр}} = 15545 + 87725 / 2,35 = 6988 \text{ кгс} = 68552,2 \text{ Н}$$

Повний опір пересуванню на горизонтальній ділянці при пересуванні вперед.

$$S_{\text{тр}} = W_{\text{н}} + W_{\text{н}} + W_{\text{к}} + W_{\text{в}}; \quad (2.24)$$

$$S_{\text{тр}} = 12708,04 + 5857 + 5857 + 1915,6 + 4512,6 = 24993,2 \text{ Н};$$

Повний опір пересуванню на горизонтальній ділянці при русі назад:

$$S_{\text{тр}}^{\text{I}} = W_{\text{вн}}^{\text{I}} + W_{\text{н}} + W_{\text{к}} + W_{\text{в}}; \quad (2.25)$$

$$S_{\text{тр}}^{\text{I}} = 1970,1 + 5857 + 1915,6 + 4512,6 + 29255,26 \text{ Н}$$

Повний опір розвороту на горизонтальній ділянці при русі вперед:

$$S_{\text{т max}} = W_{\text{вн}} + W_{\text{к}} / 2 + W_{\text{н}} + W_{\text{кр}}; \quad (2.26)$$

$$S_{\text{т max}} = 12708,04 + 1915,6/2 + 5857 + 68552,2 = 81721 \text{ Н}$$

Повний опір розвороту при русі назад на горизонтальній ділянці.

$$S_{\text{т max}}^{\text{I}} = W_{\text{вн}}^{\text{I}} + W_{\text{к}} / 2 + W_{\text{н}} + W_{\text{кр}}; \quad (2.27)$$

$$S_{\text{т max}}^{\text{I}} = 16970,1 + 1915,6/2 + 5857 + 68552,2 = 83852 \text{ Н}$$

Максимальне тягове зусилля на одній гусениці рівно:

$$S_{\text{т}}^{\text{дв}} = M_{\text{max}} \times i \times \eta \times 2 / D^{\text{зв}}; \quad (2.28)$$

де M_{max} - момент гідродвигуна максимальний при $p = 250 \text{ кгс/см}^2$;

$$M_{\text{max}} = 42,5 \text{ кгс. м.}$$

i - 64,06 - передаточне число редуктора ходу;

η - ККД цього редуктора, $\eta = 0,94$;

$D^{\text{зв}}$ - діаметр веденої зірочки по шарнірах стрічки, $D^{\text{зв}} = 0,65 \text{ м.}$

$$S_{\text{т}}^{\text{дв}} = 42,5 \times 64,06 \times 0,94 \times 2 / 0,65 = 7874,4 \text{ кгс} = 77247,86 \text{ Н}$$

Розрахунок потужності двигуна

Потужність двигуна N , кВт визначається по формулі:

$$N = ? \times W_{\text{пер}} \times v / 3,6 \times \eta; \quad (2.29)$$

де v - швидкість екскаватора, $v = 4,2 \text{ км/ч.}$

η - механічний коефіцієнт корисної дії; $\eta = 0,7$.

$$N = 81,721 \times 4,2 / 3,6 \times 0,7 = 136 \text{ кВт}$$

2.3 Розрахунок змінного обладнання на міцність

2.3.1 Визначення необхідних зусиль на ріжучій крайці ковша

Ківш 1,2м² із зубами. Площа сіяння стружки для ґрунтів четвертої категорії.

$$f_{IV} = 9 \times KH \times H_n \times K_p; \quad (2.30)$$

де K_p - коефіцієнт розпушення, $K_p = 1,25$;

KH - коефіцієнт наповнення, $KH = 1,35$;

H_n - висота напірного вала, $H_n = 300$ см.

$$f_{IV} = 650000 \cdot 1,35 / 300 \cdot 1,25 = 2340 \text{см}^2$$

Товщина стружки рівна:

$$\eta_c = f_{IV} / B_k; \quad (2.31)$$

де B_k - ширина ріжучої крайки ковша, $B_k = 115$ см.

$$\eta_c = 2340 / 115 = 20,35;$$

Дотична складова реакції ґрунту різанню для прямокутного периметра ріжучої крайки, оснащеного зубами.

$$P_{01p} = \tau \times h_c \times (B_k + h_c) \times (0,55 + 0,015 \alpha) + 146 \times Z \times \sigma_p; \quad (2.32)$$

де τ - максимальна міцність на зріз, $\tau = 0,8$ кгс/м²;

α - передній кут різання, $\alpha = 300$;

G - міцність ґрунтів, $G = 8$ кгс/см²;

σ_p - ширина крайки зуба; $\sigma_p = 10$ мм;

u/Z - проекції зношування ріжучої крайки ковша на вертикальну й горизонтальну вісь; $u/Z = 5$; $Z = 1$ см.

$$P_{01p} = 0,8 \times 20,35 \times (115 + 20,35) \times (0,55 + 0,015 \times 30) + 14 \times 8 \times 10 \times 1 = 3322,68 \text{кгс} = 32595,49 \text{Н};$$

Складова наповнення ковша в першому положенні:

$$P_{01n}^1 = 0,66 \times B_k \times H_n^2 \times KH^2 \times \gamma \times \cos \beta \times M / K_p; \quad (2.33)$$

де H_n - висота наповнення ковша, $H_n = 0,576$ м;

γ - об'ємна вага ґрунту, $\gamma = 1900$ кгс/м³;

M - коефіцієнт тертя ґрунту про ґрунт, $M = 0,87$;

$$P_{01p} = 0,6 \cdot 1,15 \cdot 0,5762 \cdot 1,352 \cdot 1900 \cdot 0,8 \cdot 0,999 / 1,25 = 5570,51 \text{ Н}$$

Складове положення ковша в останньому положенні:

$$P_{01H} = 557,51 \cdot \cos 73^\circ = 557,51 \cdot 0,292 = 1620,79 \text{ Н};$$

Дотична складова різання

$$P_{011} = \sqrt{P_{01p}^2 + P_{01H}^2}$$

$$P_{011} = \sqrt{3322,682 + 557,512} = 33700 \text{ Н};$$

$$P_{018} = \sqrt{3322,682 + 162,792} = 33270 \text{ Н};$$

Нормальна складова реакція різання

$$P_{02} = 20 \cdot G \times Z \times \frac{1}{\rho};$$

$$P_{02} = 20 \cdot 8 \cdot 10 \cdot 1 = 16000 \text{ Н}.$$

2.3.2 Розрахунок на міцність тяги

Розрахункове положення: Тяга нахилена до горизонтальної площини під кутом 45° , рукоять на повному вильоті. Зусилля в циліндрі тяги визначимо з моментів усіх сил діючих на розрихлювальне встаткування, щодо тяги стріли.

$$M_{\text{ц.с.}} = 0,49 \cdot 1,09 + 0,91 \cdot 1,31 + 0,26 \cdot 1,78 + 0,74 \cdot 3,64/0,72 + 0,8 \cdot 1,2 + 11,5 \cdot 5,11/0,72 = 102,5 \text{ т}$$

Вертикальну й вертикальну складові реакції в тяги визначимо із проекції всіх сил діючих на розрихлювальне встаткування, на вертикальну й горизонтальну осі.

$$A_{\text{в}} = 102,5 \cdot \cos 300^\circ - 0,49 - 0,91 - 0,26 - 0,74 - 1,88 - 11,5 \cdot \cos 290^\circ = 102,5 \cdot 0,866 - 0,49 - 0,91 - 0,26 - 0,74 - 1,88 - 0,875 \cdot 11,5 = 74,4 \text{ т}$$

$$A_{\text{г}} = 102,5 \cdot \cos 60^\circ - 11,5 \cdot \cos 61^\circ = 102,5 \cdot 0,5 - 11,5 \cdot 0,485 = 45,7$$

Зусилля в циліндрі $P_{\text{ц.р.}}$ визначаємо з рівняння моментів усіх сил діючих на систему тяга - гідромолот щодо шарніра стріла-тяги.

$$P_{\text{ц.р.}} = Q_{\text{р}} \cdot 1,24 + Q_{\text{к}} \cdot 3 \cdot 4,05/1,01 = 0,74 \cdot 1,24 + 1,88 \cdot 3 \cdot 11,5/1,01 = 52,6 \text{ т}$$

Вертикальну й горизонтальну складові реакцій у шарнірі визначимо із суми проекцій усіх сил діючих на систему тяга - гідромолот на вертикальну й горизонтальну осі.

$$B_{\text{в}} = 52,6 \cdot \cos 690^\circ - 0,74 - 1,88 - 11,5 \cdot \cos 290^\circ = 52,6 \cdot 0,515 - 0,74 - 1,88 - 11,5 \cdot 0,875 = 14,4 \text{ т}$$

$$B_r = 52,6 \times \cos 310^\circ - 11,5 - 11,5 \times \cos 610^\circ = 52,6 \times 0,857 - 11,5 - 11,5 \times 0,485 = 39,5 \text{ т}$$

Згинальний момент А - А тяги.

$$M_{из} = 39500 \cdot 56 - 14400 \cdot 64 = 12900000 \text{ Н/см}$$

Момент опору цього перетину при вигині.

$$W_x = (48 \cdot 36,53 - 44 \cdot 34,93) \cdot 2/12 \cdot 36,5 = 2117 \text{ см}^3$$

Нормальні напруги

$$G_{и} = M_{из} / W_x = 12900000 / 2117 = 6090 \text{ Н/см}^2$$

Розрахункове положення тяги: тяга нахилена до горизонтальної площини під $L = 420$, тяга на повному вильоті, гідромолот займає робоче положення.

У циліндрі тяга максимального посилення рівна 39,5т

Зусилля в циліндрі рукояті $P_{ц.р.}$ визначаємо з рівняння моментів усіх сил, що діють на систему тяга - тстріла, щодо шарніра стріла-тяги.

$$P_{ц.р.} = 0,74 \cdot 1,25 + 1,2 \cdot 2,59 + 14,6 \cdot 3,36/1,01 = 56 \text{ т};$$

Реакція в шарнірі тяга - тстріла визначимо із суми проекцій усіх сил, що діють на систему тяга - тстріла, на вертикальну й горизонтальну осі.

Зусилля різання дане сумарне.

$$A_r = 53 \times \cos 310^\circ - 14,6 \times \cos 270^\circ = 32,41 \text{ т};$$

$$A_b = 53 \times \cos 590^\circ - 0,74 - 1,2 - 14,6 \times \cos 630^\circ = 18,72 \text{ т}.$$

Реакція в шарнірі гідромолот - тяга (дія на тягу).

$$B_b^{\text{г}} = 38,5 \times \cos 400 + 14,6 \times \cos 630 + 1,2 = 38,5 \times 0,766 + 14,6 \times 0,454 + 1,2 = 37,3 \text{ т}.$$

$$B_2 = 38,5 \times \cos 500 - 14,6 \times \cos 270 = 38,5 \times 0,643 - 14,4 \times 0,891 = 11,75 \text{ т}.$$

Сили дії на тягу. Згинальний момент у перетині І - І

$$M_{иІ} = B_b^{\text{г}} \times 107 - B_r \times 70; \quad (2.34)$$

$$M_{иІ} = 37300 \cdot 107 - 11750 \cdot 70 = 31686000 \text{ Н/см}$$

Момент інерції даного перетину при вигині.

$$J_1 = (8,8 \cdot 343 - 31,63 \cdot 7,2) \cdot 2/12 = 9890,2 \text{ см}^3$$

Згинаючі напрямки в даному перетині

$$G_{ш} = 3168600 / 2582 = 2722 \text{ кгс/см}^3$$

Запас міцності по нормальних напругах

$$\eta/G = 4400 / 2722 = 1,61 \text{ кгс/см}^2;$$

Згинальний момент у перетині 2 - 2.

$$M_2 = 3730055 - 1175041 = 7571800 \text{ кгс.см}$$

Момент інерції перетину при вигині

$$J_2 = (8,8 \cdot 21,63 - 7,2 \cdot 19,23) / 12 = 582 \text{ см}^3;$$

Момент опору при вигині

$$W_2 = 6287152 / 582 = 2700 \text{ кгс/см}^2.$$

2.3.3 Розрахунок на міцність перетину 3-3 звареного шва

Принципова схема перетину 3-3 показана на рисунку 2.3.

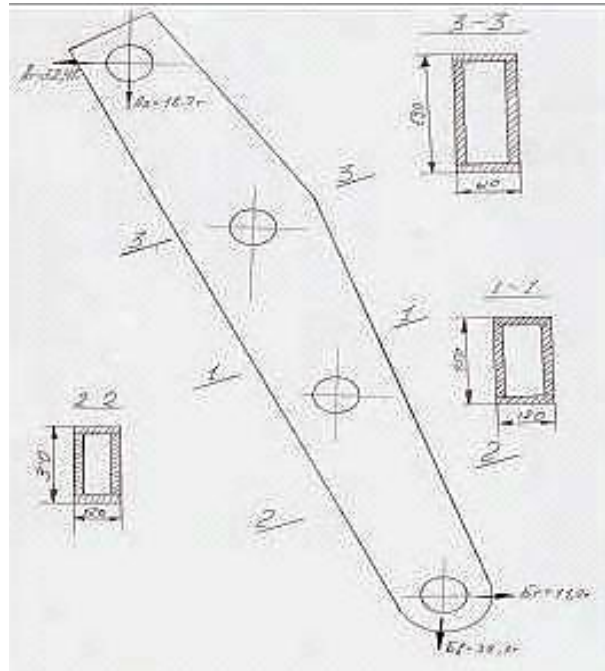


Рисунок 2.3 - Схема до розрахунків на міцність

Момент інерції для цього складного перетину обчислюємо табличним способом.

Таблиця 2.3 - Момент інерції

перетин	F	У	Fy	Fy ²	∑
Дві коробки	214,61	27,55	5927,4	164485	72080
(44×1,2)	104,6	22,6	2386,6	53936	17040
(0,6×35,2)	21,22	0,31	6,31	2,1	1,06
разом	341,2	51,65	8314,3	218528	89321

Відстань від осі x до центру ваги перетину

$$L_1 = 8315,3 / 340,3 = 24,43 \text{ см}$$

Відстань від нижньої крайки перетину до центру ваги

$$L_2 = 55,5 - 24,43 = 31,07 \text{ см}$$

Момент інерції щодо центру ваги

$$J_3 = 89121 + 218423 - 24,43^2 \cdot 340,3 = 104446 \text{ см}^3$$

Момент опору для нижніх волокон

$$W_3 = 14 \cdot 104446 / 31,07 = 3361,6 \text{ см}^3$$

Згинальний момент у даному перетині

$$M_i = 14 \cdot 324102 + 187202 = 519000 \text{ кгс.см}$$

Нормальна напруга

$$G_{\text{н}} = M_i / W_3 = 519000 / 3361,6 = 154,3 \text{ кгс/см}^2$$

Висновок: При розрахунку звареного шва 3-3 визначили міцність звареного шва в момент інерції щодо центру ваги, 103456 см^3 і нормальна напруга яке склало $161,24 \text{ кгс/см}^2$.

2.3.4 Розрахунок на міцність пальця шарніра важіль - гідромолот

Максимальна реакція пальця

$$B = \nu \cdot B_{22} + B_{22}; \quad (2.35)$$

$$B = \nu \cdot 37300 + 11750 = 39100 \text{ кг/см}^2;$$

Максимальний згинальний момент

$$M_i = 39100 \times 15,8 / 2 = 308890 \text{ кгс.см}$$

Момент опору при вигині

$$W_{\text{н}} = 0,1 \times d^3; \quad (2.36)$$

$$W_{\text{н}} = 0,1 \cdot 93 = 72,9 \text{ см}^3.$$

Згинаючі напруги:

$$G_{\text{н}} = 308890 / 72,9 = 4237,17 \text{ кг/см}^2;$$

Запас міцності по нормальних напругах:

$$G = 6500 / 4237,17 = 1,53 \text{ кг/см}^2;$$

2.4 Розрахунок гідроциліндра тяги

Пропонується робити циліндр із товщиною стінки 15мм. замість 20мм. із труби 170 × 18 ДЕРЖСТАНДАРТ 8734-2005 замість 180 × 28 ДЕРЖСТАНДАРТ 8732-70. Матеріал труби сталь Г45 ДЕРЖСТАНДАРТ 8731-66. Границя текучості за ДСТУ 1050-2005, $G_T = 36105 \text{ кг/см}^2$.

Розрахунок на міцність перетину посередині циліндра

У зазначеному перетині не позначається вплив зварювання, що кріпить циліндр до днища, по цьому, напруга можна обчислити по формулі. Напруга стиску на внутрішній поверхні рівні / при $p = 350 \text{ кг/см}^2$.

$$G_w = P \times D^2 + d^2 - d^2;$$

$$G_w = 350 \times 172 + 142 / 17 - 142 = 1825 \text{ кг/см}^2.$$

Ці ж напруги для існуючих циліндрів

$$G_w = 350 \times 182 + 142 / 18 - 142 = 1422 \text{ кг/см}^2.$$

Запас міцності для нового циліндра $n = 1,5-5$;

$$G = 3600 / 1825 = 1,97;$$

Запас міцності для існуючого циліндра

$$G = 3600 / 1422 = 2,53;$$

Запас міцності достатні.

Розрахунок на міцність циліндра в перетині зварювання, що кріпить циліндр до п'яти.

Момент на одиницю довжини окружності по зрізу радіусу.

$$M_0 = P / 2B^2 (1 - M / 2);$$

$$B = \sqrt[4]{3 (1 - M^2) / \gamma^2 \text{порівн } h^2}; \quad (2.37)$$

де M - коефіцієнт Пуассона, $M = 0,3$;

h - товщина стінки; $h = 1,5 \text{ см}$;

$\gamma_{\text{ср}}$ - середній радіус, $\gamma_{\text{порівн}} = 7,75 \text{ см}$.

$P = 350 \cdot 70 / 77,5 = 316 \text{ кгс/см}^2$ - наведений тиск до середнього радіуса.

$$B = \sqrt[4]{3 (1 - 0,32) / 7,752} = 1,752 = 0,3781 \text{ см};$$

$$M_0 = 316 / 2 \cdot 0,3782 (1 - 0,3/2) = 939 \text{ кгс} \cdot \text{см} / \text{см};$$

Напруга без обліку осової лінії

$$G_x = M_0 / h^2;$$

$$G_x = 936 \cdot 6 / 1,52 = 2500 \text{ кг/см}^2;$$

Границя текучості для матеріалу зварювання

$$G_T^{cb} = 0,9 \cdot 3600 = 3240 \text{ кг/см}^2;$$

Запас міцності

$$K_G = 3240 / 1,2 \cdot 2500 = 1,08; \text{ де}$$

K_G - ефективний коефіцієнт концентрації напруги, $K_G = 1,2$.

Для порівняння прорахуємо міцність існуючих циліндрів:

$$B = \sqrt[3]{3 \times (1 - 0,32) / 82 \cdot 22} = 0,3241 \text{ см};$$

$$M_0 = 316 \times 0,85 / 2 \times 0,3242 = 1279 \text{ кгс} \cdot \text{см} / \text{см};$$

Наприклад, без обліку осьової сили:

$$G_x = 1279 \cdot 6 / 22 = 1920 \text{ кгс/см}^2;$$

$$G = 3240 / 1,2 \times 1920 = 1,41$$

Момент інерції циліндра запропонованого в перетині перпендикулярно осі.

$$J_y = 0,05 \times (174 - 144) = 2255 \text{ см}^2;$$

Момент інерції штока.

$$J_{шт} = 0,05 \times 94 = 328 \text{ см}^4;$$

$$\text{Відношення } J_y / J_{шт} = 2255 / 328 = 6,87 > 5;$$

Вивід: гідроциліндр тяги може робити із труби 170×8 за ДСТ 8734-2005

2.5 Розрахунок гідромолота

2.5.1. Визначення ККД устаткування.

При розбиванні конструкцій із залізобетону робочому органу гідромолота (бойку) передається тільки частина енергії A .

При безпосередньому ударі бойка по інструменту ККД можна визначити по формулі:

$$H = \sqrt[3]{0,1 \cdot m_1 / m_2}; \quad (2.38)$$

де m_1 - маса бойка

m_2 - маса інструмента

$$\eta = \sqrt[3]{0,1 \cdot 200 / 65} = 0,67;$$

ККД устаткування склало - 0,68

Потужність привода

Робочий цикл машини ударної дії складається з наступних операцій: установка встаткування у вихідне положення, нанесення удару до відділення ґрунту від масиву, добування робочого органа із ґрунту.

Найбільш енергоємної є операція по добуванню робочого органа із ґрунту, на виконання якого необхідна потужність привода.

$$N = (G_1 + G_2) [v] K_2 / \eta_1; \quad (2.39)$$

де G_1 - маса бойка;

G_2 - маса робочого органа;

v - швидкість підйому встаткування;

K_2 - коефіцієнт враховуючий затискання робочого органа; $K_2 = 1,45$;

η_1 - ККД.

$$N = (200 + 65) \cdot 0,8 \cdot 1,5 / 0,67 = 474 \text{ кВт.}$$

Висновок: При розрахунку потужності привода, ми одержуємо 475кВт що дозволяє машині для підняття бойка із ґрунту.

2.6 Розрахунок стійкості екскаватора з розпушувальним устаткуванням

Стійкість екскаватора характеризується коефіцієнтом стійкості.

$$K_y = M_y / M_o; \quad (2.40)$$

де M_y - момент сил, що втримує екскаватор від перекидання;

M_o - момент сил, що сприяють перекиданню екскаватора

Стійкість зворотної лопати перевіряється по двом зворотним схемам. На рисунку 2.4-2.5 передбачається, що відбувається відрив ковша в брівки вибою.

З рівняння моментів усіх сил щодо осі шарніра п'яти стріли визначають реакцію ґрунту P_{01} , яку починають спрямованої перпендикулярно прямій, що з'єднує вісь шарніра п'яти стріли із зубом ковша.

$$P_{01} = S_n \times S_{ni} \times \Gamma_S - G_c \times z_c - G_p \times z_p - G_K \times z_K / z_o; \quad (2.41)$$

$$P_{01} = 3 \ 3,3 \ 4 - 0,74 \ 3,4 - 0,83 \ 5,1 - 0,97 \ 5,3/8 = 25,09/8 = 31300\text{Н}$$

Друге розрахункове положення відповідає розвантаженню липкого ґрунту на максимальній висоті ковша показана на рисунок 2.4

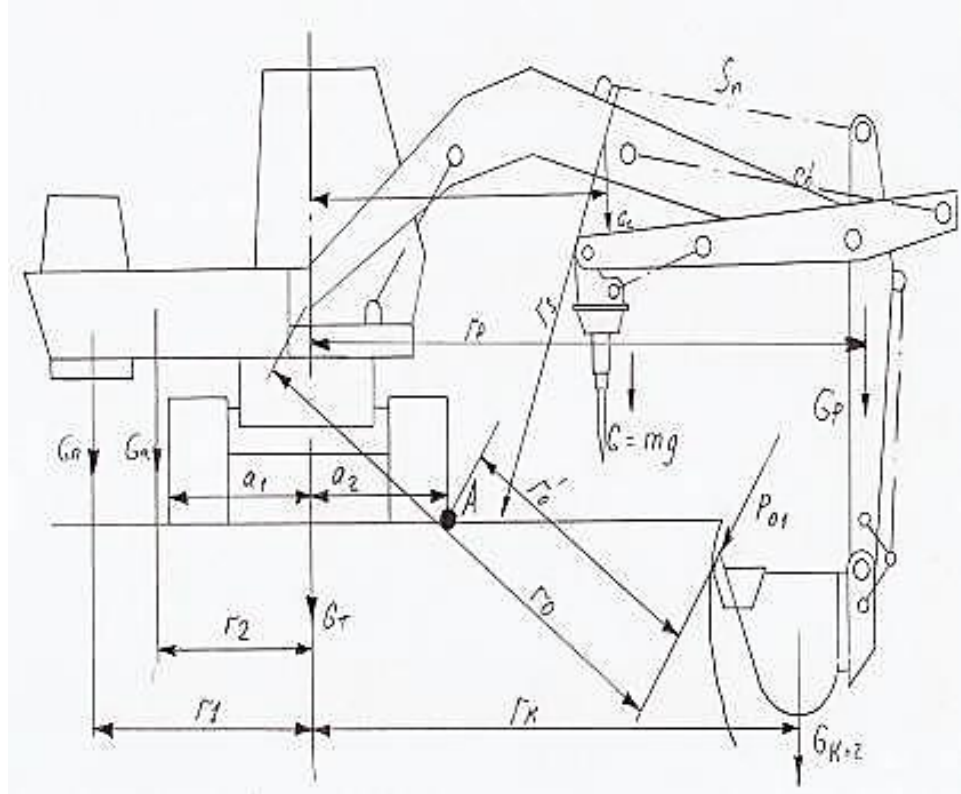


Рисунок 2.4 - Схема до розрахунків стійкості екскаватора

Перекидання машини відбувається щодо крапки А. Перекидаючий момент $M_{ом}$ визначається по формулі:

$$M_{ом} = G_p \times (r_p - a_2) + G_c \times (r_c - a_2) + P_o \times r_{oi}; \quad (2.42)$$

$$M_{ом} = 0,83 (5,1 - 1,27) + 0,74 (3,4 - 1,27) + 0,97 (5,3 - 1,27) + 3,13 \ 5,3 = 25,23\text{т}$$

Утримуючий момент визначається по формулі:

$$M_y = G_n \times (r_1 + a_2) + G_a \times (r_2 + a_2) + G_1 \times a_2; \quad (2.43)$$

$$M_y = 1,25 (2,78 + 1,27) + 1,56 (1,50 + 1,27) + 5,766 \ 1,27 = 16,7\text{т}$$

Коефіцієнт стійкості назад лопати з розпушувальним устаткуванням.

$$K_y = 25,23/16,7 = 1,5;$$

$$M_{\text{ом}}^I = G_p \times (r_p - a_2) + G_c \times (r_2 - a_2) + G_k \times (r_k - a_2); \quad (2.44)$$

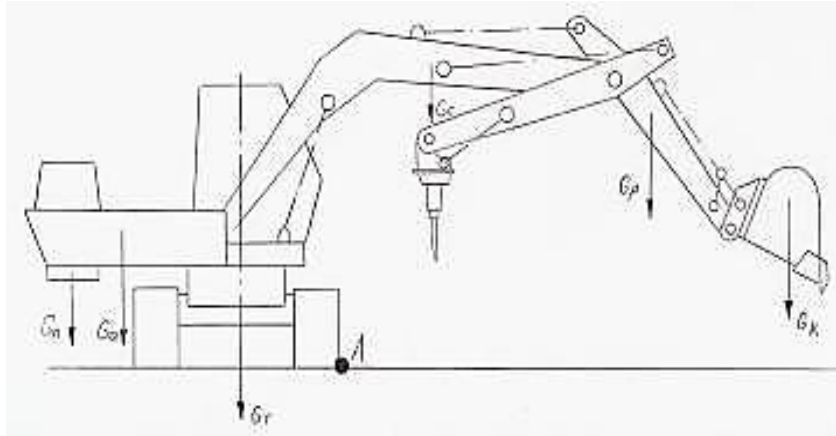


Рисунок 2.5 - Схеми до розрахунку стійкості екскаватора

$$M_{\text{он}}^I = 0,74 (5,5 - 1,27) + 0,7 (3,4 - 1,27) + 0,83 (6,8 - 1,27) \cdot 3,7 = 35,03 \text{т};$$

Утримуючий момент.

$$M_y = G_n \times (r_1 + a_2) + G_a \times (r_2 + a_2) + G_t \times a_2; \quad (2.45)$$

$$M_y = 1,25(2,78 + 1,27) + 1,56 (1,50 + 1,27) + 5,766 \cdot 1,27 = 16,7 \text{т}$$

Коефіцієнт стійкості при вивантаженні ковша

$$K_y = 35,03/16,7 = 2$$

Висновок: Визначили стійкість екскаватора при копанні ями, яке склало коефіцієнт стійкості 1,5; а при вивантаженні ґрунту з ковша коефіцієнт склав 2.

2.7 Визначення основних параметрів основного ковша

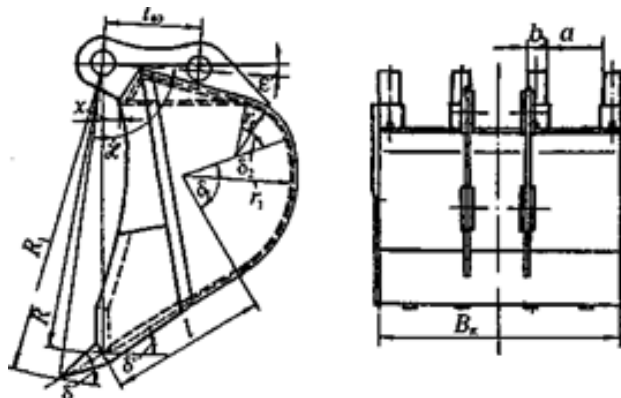


Рисунок 2. 6 - Схема розмірів основного ковша

Орієнтовно масу ковша m_k (т) ухвалюють пропорційної його місткості q (м³):

$$m_k = m_{k,уд} \cdot q \quad (2.46)$$

де $m_{k,уд}$ - питома маса (доводиться на одиницю місткості) прийнята рівної 0,92 т/м³.

$$m_k = 0.9 \cdot 0.4 = 0.36 \text{ т}$$

Лінійні розміри (м) основного ковша типу 02 (рис. 2.3) призначають відповідно до діючого стандарту по формулах виду:

$$y = k \cdot \sqrt[3]{q} + a \quad (2.47)$$

Значення коефіцієнтів пропорційності k і вільних членів a наведені в табл. 2.2.

Ширина ковша по внутрішньому обмірюванню, B_k

$$B_k = 1.51 \cdot \sqrt[3]{0.4} - 0.26 = 0.85 \text{ м}$$

Радіус, описуваний при повороті ковша крайкою передньої стінки, R

$$R = 1.1 \cdot \sqrt[3]{0.4} + 0.26 = 1.07 \text{ м}$$

Таблиця 2.4 - Значення коефіцієнтів пропорційності k і вільних членів

Обумовлені розміри в (рис.2.6)	k	a , м
Ширина ковша по внутрішньому обмірюванню, B_k	1,52	-0,262
Радіус, описуваний при повороті ковша крайкою передньої стінки R	1,12	0,261
Те ж ріжучою крайкою зуба R_1	1,26	0,251
Довжина прямолінійної частини передньої стінки l	0,81	0
Радіуси закруглень корпусу: r_1	0,451	0,081
r_2	0,22	0,081

Радіус, описуваний при повороті ковша крайкою зуба, R_1

$$R_1 = 1.25 \cdot \sqrt[3]{0.4} + 0.25 = 1.2 \text{ м}$$

Довжина прямолінійної частини передньої стінки, l

$$l = 0.8 \cdot \sqrt[3]{0.4} = 0.59 \text{ м}$$

Радіуси закруглень корпусу, r_1 і r_2

$$r_1 = 0.45 \cdot \sqrt[3]{0.4} + 0.08 = 0.41 \text{ м}$$

$$r_2 = 0.22 \cdot \sqrt[3]{0.4} + 0.08 = 0.24 \text{ м}$$

2.8 Параметри насосно – силової установки. Вибір типорозмірів насосів і первинного двигуна

Визначимо типорозмір насосів по найбільш енергоємній операції копання, тривалість якої визначимо приблизно, у відповідностей з рекомендаціями, по емпіричній залежності:

$$t_K = 6.3 \cdot \sqrt[3]{q} = 6.3 \cdot \sqrt[3]{0.4} = 4.6 \text{ с}$$

де $q = 0.4 \text{ м}^3$, місткість основного ковша.

Наведена до насоса регуляторна потужність визначиться як:

$$N_{рег} = \frac{A_{\Sigma}}{t_K \cdot k_U \cdot \eta_{\Sigma}} = \frac{146}{4.6 \cdot 0.85 \cdot 0.56} = 66 \text{ кВт}$$

де $A_{\Sigma} = 147 \text{ кДж}$, $k_U = 0.84$ – коефіцієнт використання потужності насосної установки; $\eta_{\Sigma} = 0.55 \dots 0.65$.

Визначимо номінальну подачу, при $P_{H \text{ ном}} = 20 \text{ МПа}$:

$$Q_{ном} = \frac{60 \cdot N_{рег}}{P_{H \text{ ном}}} = \frac{60 \cdot 66}{20} = 198 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$$

По цій подачі виберемо насос серії 223.5 (двухпоточний аксіально – поршневий насос).

Визначимо необхідну частоту обертання вала, об / хв:

$$\eta_{ном} = \eta_{ном \text{ табл}} \cdot Q_{ном} / Q_{ном \text{ табл}} = 1400 \cdot 198 / 290.6 = 953 \text{ об / хв}$$

Типорозмір виконаний правильно, тому що $\eta_{ном} < \eta_{MAX}$, де $\eta_{MAX} = 2800 \text{ об / хв}$.

Визначимо необхідну потужність двигуна внутрішнього згоряння:

$$N_E = N_{\text{РЕГ}} \cdot k_{\text{СН}} / \eta_{\text{РЕД}} \cdot k_{\text{ВЫХ}} = 66 \cdot 1.1 / (0.96 \cdot 0.91) = 84 \text{ кВт},$$

де $k_{\text{СН}} = 1.1 \dots 1.15$ - коефіцієнт враховуючий споживання потужності на власні потреби (обігрів кабіни, кондиціювання повітря, електроосвітлення);
 $\eta_{\text{РЕД}} = 0.97$ – ККД редуктора; $k_{\text{ВЫХ}} = 0.9$ – коефіцієнт зниження вихідної потужності двигуна внаслідок коливання навантаження.

По потужності визначимо тип двигуна внутрішнього згоряння серії СМД - 142

Визначимо передаточне число редуктора:

$$i = n_{\text{ДВ}} / n_{\text{Н}} = 1400 / 954 = 1.89$$

2.9 Розрахунок металоконструкції рукояті

Визначимо найбільш навантажене положення рукояті.

У положенні $З_p$ буде максимальне плече гідроциліндра рукояті щодо шарніра В (стріла й рукоять). Із цього випливає, що в цьому положенні буде розвиватися найбільше зусилля копання, а з боку ковша на рукоять будуть діяти максимальні сили на шарніри рукояті.

Визначимо зусилля для положень $З_p$, що діє в тязі ковша (щодо шарніра кріплення ковша й рукояті) T , кН:

$$T_3 = \frac{1}{r_{T1}} (P_K r_{PK} - G_{K.IP} r_1) = (1/0.34) \cdot (67.4 \cdot 1.2 + 11 \cdot 0.56) = 219.7 \text{ кН}$$

Визначимо зусилля в циліндрі ковша для положень $З_p$:

$$P_{\text{ЦКЗ}} = Tr_{T2}/r_2 = 219.7 \cdot 0.43 / 0.38 = 248.6 \text{ кН}$$

Знаючи значення максимального зусилля копання ковша, зусилля в тязі ковша, зусилля гідроциліндра ковша, методом плану сил визначимо сили, які діють у шарнірах рукояті. Усі побудови для визначення сил, виконаємо в масштабі. Щоб визначити сили виникаючі в шарнірах рукояті, розглянемо кожна ланку (ківш, тягу, коромисло, рукоять) окремо.

Розглянемо ланку ковша.

Знаючи напрямок і значення сили діючої на ківш від тяги, а так само напрямок і силу діюче на ківш при копанні, методом плану сил визначимо значення й напрямок сили, яка виникає в шарнірі ковша $P_{\text{КОВ}}$:

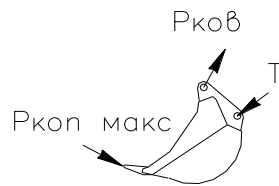


Рисунок 2.7 - Схема розподілів зусиль у ковші.

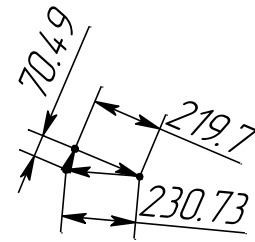


Рисунок 2.8 - План сил виникаючих у ковші.

Скориставшись методом плану сил, ми визначили значення й напрямок сили $P_{\text{КОР}} = 232.74$ кН. Розглянемо ланку коромисла. Знаючи напрямок і значення сили діючої в тяги, а так само напрямок і силу діюче на коромисло від гідроциліндра ковша, методом плану сил визначимо значення й напрямок сили, яка виникає в шарнірі коромисла $P_{\text{КОР}}$:

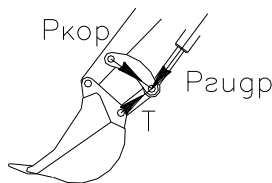


Рисунок 2.9 - Схема розподілів зусиль у коромислі.

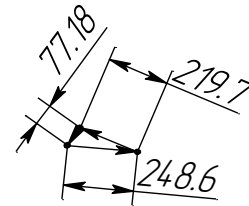


Рисунок 2.9 - План сил виникаючих у коромислі.

Скориставшись методом плану сил, ми визначили значення й напрямок сили $P_{\text{КОР}} = 78.16$ кН. Розглянемо ланку рукояті. Знаючи напрямок і значення сил діючих у ковші, коромислі, гідроциліндрів рукояті й ковша, методом плану сил визначимо значення й напрямок сили, яка виникає в шарнірі рукояті $P_{\text{СТЕЛЫ}} = 554.2$ кН

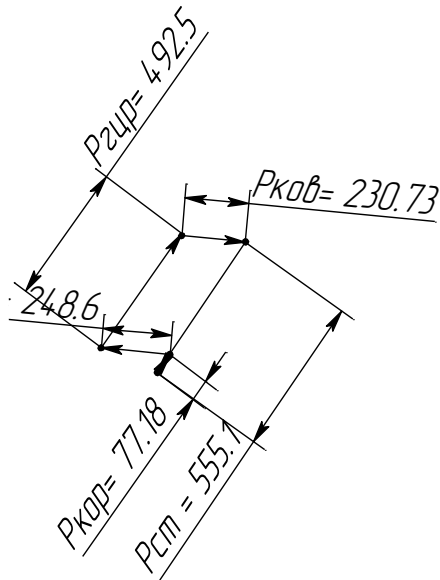


Рисунок 2.11 - План сил визначення зусилля виникаючого в шарнірі рукояті й стріли.

Виконаємо перевірку:

$$\Sigma f_x = 0;$$

$$\Sigma f_y = 0;$$

$$\Sigma f_x = 0$$

$$P_{ГЦР} = 492.5 \cdot \cos 54^\circ = 325.7 \text{ кН}$$

$$P_{КОРОМ} = 77.48 \cdot \cos 54^\circ = 51.3 \text{ кН}$$

$$P_{СТРЕЛИ} = 555.1 \cdot \cos 55^\circ = -360.4 \text{ кН}$$

$$P_{КОВША} = 230.73 \cdot \cos 5^\circ = 230.4 \text{ кН}$$

$$P_{ГЦК} = 248.6 \cdot \cos 5.5^\circ = -247 \text{ кН}$$

$$325.7 + 51.3 - 360.4 - 247 + 230.4 = 0$$

$$\Sigma f_y = 0$$

$$P_{ГЦР} = 492.5 \cdot \cos 36^\circ = 414 \text{ кН}$$

$$P_{КОРОМ} = 77.48 \cdot \cos 36^\circ = 64 \text{ кН}$$

$$P_{СТРЕЛИ} = 555.1 \cdot \cos 35^\circ = -474.3 \text{ кН}$$

$$P_{КОВША} = 230.73 \cdot \cos 85^\circ = -54 \text{ кН}$$

$$P_{ГЦК} = 248.6 \cdot \cos 84.5^\circ = 58 \text{ кН}$$

$$G_p = -7.7 \text{ кН}$$

$$414 + 64 - 474.3 - 54 + 58 - 7.7 = 0$$

Вихідні дані для розрахунку рукояті:

$$P_O = 230.73 \text{ кН};$$

$$P_1 = 77.18 \text{ кН};$$

$$P_2 = 248.6 \text{ кН};$$

$$P_3 = 555.1 \text{ кН};$$

$$P_4 = 492.5 \text{ кН};$$

$$P_{OX} = 230.7 \cdot \cos 3.5^\circ = 230 \text{ кН};$$

$$P_{OY} = 230.7 \cdot \cos 86.5^\circ = 14.1 \text{ кН};$$

$$P_{1X} = 77.18 \cdot \cos 59.5^\circ = 39.17 \text{ кН};$$

$$P_{1Y} = 77.18 \cdot \cos 30.5^\circ = 66.5 \text{ кН};$$

$$P_{2X} = 248.6 \cdot \cos 0^\circ = 248.6 \text{ кН};$$

$$P_{2Y} = 0 \text{ кН};$$

$$P_{3X} = 555.1 \cdot \cos 60.5^\circ = 273.3 \text{ кН};$$

$$P_{3Y} = 555.1 \cdot \cos 29.5^\circ = 483.3 \text{ кН};$$

$$P_{4X} = 492.5 \cdot \cos 82.5^\circ = 64.2 \text{ кН};$$

$$P_{4Y} = 492.5 \cdot \cos 7.5^\circ = 488.2 \text{ кН};$$

$$M_1 = 77.18 \cdot 0.031 = 2.39 \text{ кНм};$$

$$M_2 = 248.6 \cdot 0.319 = 79.3 \text{ кНм};$$

$$M_3 = 555.1 \cdot 0.240 = 133.2 \text{ кНм};$$

$$M_4 = 492.5 \cdot 0.15 = 73.8 \text{ кНм};$$

$q_1 = 6.77 \text{ кНм}$ – розподілене навантаження від ваги рукояті;

$q_2 = 0.91 \text{ кНм}$ – розподілене навантаження від ваги рукояті.

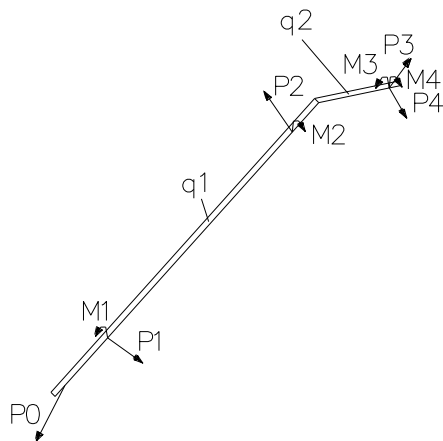


Рисунок 2.12 - Схема розподілів зусиль у рукояті.

Розглянемо першу ділянку $0 \leq X_1 \leq 0.232 \text{ м}$:

$$\text{а). } -Q_1(X_1) + P_{OY} - q \cdot x_1 = 0$$

$$Q_1(X_1) = P_{OY} - q \cdot x_1$$

$$Q_1(0) = P_{OY} - q \cdot x_1 = 14.1 - 0 = -14.1 \text{ кН}$$

$$Q_1(0.354) = P_{OY} - q \cdot x_1 = 14.1 - 6.75 \cdot 0.231 = 12.54 \text{ кН}$$

$$\text{б). } M_1(X_1) - P_{OY} \cdot (X_1) + q \cdot x_1 \cdot (X_{1/2}) = 0$$

$$M_1(X_1) = P_{OY} \cdot (X_1) - q \cdot x_1 \cdot (X_{1/2})$$

$$M_1(0) = -P_{OY} \cdot (X_1) - q \cdot x_1 \cdot (X_{1/2}) = 0$$

$$M_1(0.231) = P_{OY} \cdot (X_1) - q \cdot x_1 \cdot (X_{1/2}) = 14.$$

$$1 \cdot (0.231) - 6.75 \cdot 0.231 \cdot (0.0.231/2) = 3.07 \text{ кНм}$$

$$\text{в). } N_1(X_1) - P_{OX} = 0$$

$$N_1(X_1) = P_{OX} = 230 \text{ кН}$$

Розглянемо другу ділянку $0.231 \text{ м} \leq X_2 \leq 1.74 \text{ м}$:

$$\text{а). } -Q_2(X_2) + P_{OY} - P_{1Y} - q \cdot x_2 = 0$$

$$Q_2(X_2) = -P_{OY} - P_{1Y} - q \cdot x_2$$

$$Q_2(0.231) = P_{OY} - P_{1Y} - q \cdot x_2 = 14.1 - 66.5 - 6.75 \cdot 0.231 = -53.95 \text{ кН}$$

$$Q_2(1.74) = P_{OY} - P_{1Y} - q \cdot x_2 = -14.1 - 66.5 - 6.75 \cdot 1.74 = -64.145 \text{ кН}$$

$$\text{б). } M_2(X_2) - P_{OY} \cdot (X_2) + P_{1Y} \cdot (X_2 - l_1) + M_1 + q \cdot x_2 \cdot (X_{2/2}) = 0$$

$$M_2(X_2) = P_{OY} \cdot (X_2) - P_{1Y} \cdot (X_2 - l_1) - M_1 - q \cdot x_2 \cdot (X_{2/2})$$

$$M_2(0.231) = P_{OY} \cdot (X_2) - P_{1Y} \cdot (X_2 - l_1) - M_1 - q \cdot x_2 \cdot (X_{2/2}) = 14.1 \cdot (0.231) -$$

$$- 68.5 \cdot (0) - 2.39 - 6.75 \cdot 0.231 \cdot (0.231/2) = -0.68 \text{ кНм}$$

$$M_2 \cdot (1.74) = -P_{OY} \cdot (X_2) - P_{IY} \cdot (X_2 - l_1) - M_1 - q \cdot x_2 \cdot (X_{2/2}) = 14.1 \cdot (1.74) - 68.5 \cdot (1.74) - 2.39 - 6.75 \cdot 1.74 \cdot (1.74/2) = -88.4 \text{ кНм}$$

$$в). N_1 \cdot (X_2) - P_{OX} - P_{IX} = 0$$

$$N_1 \cdot (X_2) = P_{OX} + P_{IX} = 234.1 \text{ кН}$$

Розглянемо третю ділянку $1.75 \text{ м} \leq X_3 \leq 2.53 \text{ м}$:

$$а). -Q_3 \cdot (X_3) + P_{OY} - P_{IY} - q \cdot x_3 = 0$$

$$Q_3 \cdot (X_3) = P_{OY} - P_{IY} - q \cdot x_3$$

$$Q_3 \cdot (1.75) = P_{OY} - P_{IY} - q \cdot x_3 = 14.1 - 66.5 - 6.75 \cdot 1.74 = -64.14 \text{ кН}$$

$$Q_3 \cdot (2.52) = P_{OY} - P_{IY} - q \cdot x_3 = 14.1 - 66.5 - 6.75 \cdot 2.52 = -69.41 \text{ кН}$$

$$б). M_3 \cdot (X_3) - P_{OY} \cdot (X_3) + P_{IY} \cdot (X_3 - l_1) + M_1 + M_2 + q \cdot x_3 \cdot (X_{3/2}) = 0$$

$$M_3 \cdot (X_3) = P_{OY} \cdot (X_3) - P_{IY} \cdot (X_3 - l_1) - M_1 - M_2 - q \cdot x_3 \cdot (X_{3/2})$$

$$M_3 \cdot (1.74) = 14.1 \cdot (1.74) - 66.5 \cdot (1.74 - 0.231) - 2.39 - 79.3 - 6.75 \cdot 2.52 \cdot (1.74/2) = -167.37$$

$$M_3 \cdot (2.52) = 14.1 \cdot (2.52) - 66.5 \cdot (2.52 - 0.231) - 2.39 - 79.3 - 6.75 \cdot 2.52 \cdot (2.52/2) = -219.8 \text{ кНм}$$

$$в). N_3 \cdot (X_3) - P_{OX} - P_{IX} + P_{2Y} = 0$$

$$N_3 \cdot (X_3) = P_{OX} + P_{IX} - P_{2Y} = -4.5 \text{ кН}$$

Розглянемо четверту ділянку $2.52 \leq X_4 \leq 2.7 \text{ м}$:

$$а). -Q_4 \cdot (X_4) + P_{OY} - P_{IY} + P_{3Y} - q \cdot x_4 = 0$$

$$Q_4 \cdot (X_4) = P_{OY} - P_{IY} + P_{3Y} - q \cdot x_4$$

$$Q_4 \cdot (2.52) = 14.1 - 66.5 + 483.3 - 6.75 \cdot 2.52 = 413.89 \text{ кН}$$

$$Q_4 \cdot (2.7) = 14.1 - 66.5 + 483.3 - 6.75 \cdot 2.7 = 412.89 \text{ кН}$$

$$б). M_4 \cdot (X_4) - M_3 + M_1 + M_2 - P_{OY} \cdot (X_4) + P_{3Y} \cdot (X - l_1 - l_2) + q \cdot x_4 \cdot (X_{4/2}) + P_{IY} \cdot (X - l_1) = 0$$

$$M_4 \cdot (X_4) = M_3 - M_1 - M_2 + P_{OY} \cdot (X_4) - P_{3Y} \cdot (X - l_1 - l_2) - q \cdot x_4 \cdot (X_{4/2}) - P_{IY} \cdot (X - l_1)$$

$$M_4 \cdot (2.52) = 133.2 - 2.39 - 79.3 - 6.75 \cdot 2.52 \cdot (2.52/2) + 14.1 \cdot 2.52 - 66.5 \cdot (2.52 - 0.231) + 0 = -86.61 \text{ кНм}$$

$$M_4 \cdot (2.7) = 133.2 - 2.39 - 79.3 - 6.75 \cdot 2.7 \cdot (2.7/2) + 14.1 \cdot 2.7 - 66.5 \cdot (2.7 - 0.231) + 483.3 \cdot (2.7 - 0.231) = -12.2 \text{ кНм}$$

$$в). N_4 \cdot (X_4) - P_{OX} - P_{IX} + P_{2Y} + P_{3Y} = 0 \quad N_4 \cdot (X_4) = P_{OX} + P_{IX} - P_{2Y} - P_{3Y} = -251.74 \text{ кН}$$

Розглянемо п'яту ділянку

$$0 \leq X_5 \leq 0.32 \text{ м:}$$

$$а). -Q_5 \cdot (X_5) + P_{4Y} - q_2 \cdot X_4 = 0$$

$$Q_5 \cdot (X_5) = -P_{4Y} + q_2 \cdot X_4$$

$$Q_4 \cdot (0) = -P_{4Y} = -489.2 \text{ кН}$$

$$Q_4 \cdot (0.3) = -488.2 - 0.9 \cdot 0.3 = -488.92 \text{ кН}$$

$$б). M_4 + M_5 - P_4 \cdot (X_4) + q \cdot x_5 \cdot (X_{5/2}) = 0$$

$$M_5 \cdot (0) = -72.9 \text{ кНм}$$

$$M_5 \cdot (0.3) = -73.8 - 0.9 \cdot 0.3 \cdot (0.3/2) + 488.3 \cdot 0.3 = -73.7 \text{ кНм}$$

$$в). N_4 \cdot (X_4) = -P_{4X} = -65.1 \text{ кН}$$

Здійснимо розрахунок пальців вушок рукояті.

1. Розрахунок пальця вушка рукояті для кріплення ковша:

Розрахунок проводиться на зріз і вигин.

Вихідні дані:

$D_{\text{ПАЛ}} = 75 \text{ мм}$ – діаметр пальця;

$L_{\text{ПАЛ}} = 256 \text{ мм}$ – довжина пальця (визначається виходячи із ширини рукояті);

Визначимо площу перетину пальця, мм^2 :

$$A_{\text{ВПАВ}} = 0.785 \cdot d^2 = 0.785 \cdot 75^2 = 4422.624 \text{ мм}^2$$

Визначимо момент осьовий опору пальця, мм^3 :

$$W_{\text{УПАВ}} = 0.785 \cdot r^3 = 0.785 \cdot 37.5^3 = 41297.49 \text{ мм}^3$$

Знаючи значення зусилля ковша $P_{\text{КОВ}} = 232.72 \text{ кН}$, визначимо $\tau_{\text{ПАЛ}}$, МПа:

$$\tau_{\text{ПАЛ}} = P_{\text{КОВ}} / 2 \cdot A_{\text{ВПАВ}} = 232720 / 2 \cdot 4416.624 = 27.2 \text{ МПа}$$

Визначимо напругу виникаючі в пальці рукояті, МПа:

$$\sigma_{\text{ПАЛ}} = P_{\text{КОВ}} \cdot L_{\text{УПАВ}} / 2 \cdot 2 \cdot W_{\text{УПАВ}} = 349.2 \text{ МПа}$$

У якості матеріалу пальця використовуємо сталь 40Х (термообробка – загартування й середнє відпустка із границею текучості 480 МПа). Напруга в пальці від зрізу й вигину не перевищує припустимих. Напруга зрізу й вигину діють у різних місцях (вигин – по середині пальця, зріз – збоку від вушка, тому напруги діють спільно.)

2. Розрахунок пальця вушка рукояті для кріплення коромисла:

Розрахунок проводиться на зріз і вигин.

Вихідні дані:

$D_{\text{ПАЛ}} = 75 \text{ мм}$ – діаметр пальця;

$L_{\text{ПАЛ}} = 376 \text{ мм}$ – довжина пальця (визначається виходячи із ширини рукояті);

Визначимо площу перетину пальця, мм^2 :

$$A_{\text{ВПАВ}} = 0.785 \cdot d^2 = 0.786 \cdot 75^2 = 4416.628 \text{ мм}^2$$

Визначимо момент осьовий опору пальця, мм^3 :

$$W_{\text{УПАВ}} = 0.785 \cdot r^3 = 0.786 \cdot 37.5^3 = 41487.46 \text{ мм}^3$$

Знаючи значення зусилля від коромисла $P_{\text{кор}} = 78.16 \text{ кН}$, визначимо $\tau_{\text{ПАЛ}}$, МПа:

$$\tau_{\text{ПАЛ}} = P_{\text{кор}} / 2 \cdot A_{\text{ВПАВ}} = 77280 / 2 \cdot 4305.615 = 8.78 \text{ МПа}$$

Визначимо напругу виникаючі в пальці рукояті, МПа:

$$\sigma_{\text{ПАЛ}} = P_{\text{кор}} \cdot L_{\text{УПАВ}} / 2 \cdot 2 \cdot W_{\text{УПАВ}} = 176.1 \text{ МПа}$$

У якості матеріалу пальця використовуємо сталь 40Х (термообробка – загартування й середнє відпустка із границею текучості 480 МПа). Напруга в пальці від зрізу й вигину не перевищує припустимих. Напруга зрізу й вигину діють у різних місцях (вигин – по середині пальця, зріз – збоку від вушка, тому напруги діють спільно.)

3. Розрахунок пальця вушка рукояті для кріплення стріли:

Розрахунок проводиться на зріз і вигин.

Вихідні дані:

$D_{\text{ПАЛ}} = 75 \text{ мм}$ – діаметр пальця;

$L_{\text{ПАЛ}} = 376$ мм – довжина пальця (визначається виходячи із ширини рукояті);

Визначимо площу перетину пальця, мм²:

$$A_{\text{ВПАВ}} = 0.785 \cdot d^2 = 0.785 \cdot 752 = 4415.625 \text{ мм}^2$$

Визначимо момент осьовий опору пальця, мм³:

$$W_{\text{УПАВ}} = 0.785 \cdot r^3 = 0.785 \cdot 37.53 = 41396.48 \text{ мм}^3$$

Знаючи значення зусилля стріли $P_{\text{СТР}} = 555.1$ кН, визначимо $\tau_{\text{ПАЛ}}$, МПа:

$$\tau_{\text{ПАЛ}} = P_{\text{СТР}} / 2 \cdot A_{\text{ВПАВ}} = 555100 / 2 \cdot 4415.625 = 62.85 \text{ МПа}$$

Визначимо напругу виникаючі в пальці рукояті, МПа:

$$\sigma_{\text{ПАЛ}} = P_{\text{СТР}} \cdot L_{\text{УПАВ}} / 2 \cdot 2 \cdot W_{\text{УПАВ}} = 1262 \text{ МПа}$$

У якості матеріалу пальця використовуємо сталь 40ХН $\sigma_{\text{тек}} = 1453$ МПа (термообробка – загартування й середнє відпустка). Напруга в пальці від зрізу й вигину не перевищує припустимих. Напруга зрізу й вигину діють у різних місцях (вигин – по середині пальця, зріз – збоку від вушка, тому напруги діють спільно.)

4. Розрахунок пальця вушка рукояті для кріплення гідроциліндра рукояті:

Розрахунок проводиться на зріз і вигин.

Вихідні дані:

$D_{\text{ПАЛ}} = 75$ мм – діаметр пальця;

$L_{\text{ПАЛ}} = 250$ мм – довжина пальця (визначається виходячи із ширини рукояті);

Визначимо площу перетину пальця, мм²:

$$A_{\text{ВПАВ}} = 0.785 \cdot d^2 = 0.785 \cdot 752 = 4415.625 \text{ мм}^2$$

Визначимо момент осьовий опору пальця, мм³:

$$W_{\text{УПАВ}} = 0.785 \cdot r^3 = 0.785 \cdot 37.53 = 41396.48 \text{ мм}^3$$

Знаючи значення зусилля гідроциліндра рукояті $P_{\text{ГЦР}} = 493.7$ кН, визначимо $\tau_{\text{ПАЛ}}$, МПа:

$$\tau_{\text{ПАЛ}} = P_{\text{ГЦР}} / 2 \cdot A_{\text{ВПАВ}} = 492500 / 2 \cdot 4415.625 = 55.76 \text{ МПа}$$

Визначимо напругу виникаючі в пальці рукояті, МПа:

$$\sigma_{\text{ПАЛ}} = P_{\text{гцр}} \cdot L_{\text{УПАВ}} / 2 \cdot 2 \cdot W_{\text{УПАВ}} = 753.1 \text{ МПа}$$

У якості матеріалу пальця використовуємо сталь 40Х $\sigma_{\text{тек}} = 900 \text{ МПа}$ (термообробка – загартування й середнє відпустка). Напруга в пальці від зрізу й вигину не перевищує припустимих. Напруга зрізу й вигину діють у різних місцях (вигин – по середині пальця, зріз – збоку від вушка, тому напруги діють спільно.)

5. Розрахунок пальця вушка рукояті для кріплення гідроциліндра ковша:

Розрахунок проводиться на зріз і вигин.

Вихідні дані:

$D_{\text{ПАЛ}} = 75 \text{ мм}$ – діаметр пальця;

$L_{\text{ПАЛ}} = 250 \text{ мм}$ – довжина пальця (визначається виходячи із ширини рукояті);

Визначимо площу перетину пальця, мм^2 :

$$A_{\text{ВПАВ}} = 0.785 \cdot d^2 = 0.785 \cdot 75^2 = 4415.625 \text{ мм}^2$$

Визначимо момент осьовий опору пальця, мм^3 :

$$W_{\text{УПАВ}} = 0.785 \cdot r^3 = 0.785 \cdot 37.5^3 = 41396.48 \text{ мм}^3$$

Знаючи значення зусилля гідроциліндра ковша $P_{\text{гцк}} = 248.6 \text{ кН}$, визначимо $\tau_{\text{ПАЛ}}$, МПа:

$$\tau_{\text{ПАЛ}} = P_{\text{гцк}} / 2 \cdot A_{\text{ВПАВ}} = 248600 / 2 \cdot 4415.625 = 28.15 \text{ МПа}$$

Визначимо напругу виникаючі в пальці рукояті, МПа:

$$\sigma_{\text{ПАЛ}} = P_{\text{гцк}} \cdot L_{\text{УПАВ}} / 2 \cdot 2 \cdot W_{\text{УПАВ}} = 375 \text{ МПа}$$

У якості матеріалу пальця використовуємо сталь 40Х $\sigma_{\text{тек}} = 900 \text{ МПа}$ (термообробка – загартування й середнє відпустка). Напруга в пальці від зрізу й вигину не перевищує припустимих. Напруга зрізу й вигину діють у різних місцях (вигин – по середині пальця, зріз – збоку від вушка, тому напруги діють спільно.)

Визначимо перетин рукояті в шарнірі з'єднання рукояті з ковшем

Визначимо розміри поперечного переріза рукояті. Розглянемо перетин, його геометричні характеристики, розміри перетину, виходячи з умов міцності.

$$1. F_1 = b \cdot (H - h) = 0.196 \cdot (0.118 - 0.075) = 0.00843 \text{ м}^2$$

$$x_1 = b / 2 = 0.098 \text{ м}$$

$$y_1 = H / 2 = 0.059 \text{ м}$$

$$2. F_2 = Bh + 2b \cdot (H - h) = 0.238 \cdot 0.023 + 2 \cdot 0.021 \cdot 0.021 = 0.00638 \text{ м}^2$$

$$x_1 = B / 2 = 0.119 \text{ м}$$

$$y_1 = Bh^2 + 2b \cdot (H^2 - h^2) / 2(Bh + 2b \cdot (H - h)) = 0.0147 \text{ м}$$

$$y_1' = H - y_1 = 0.02985 \text{ м}$$

$$1. F_3 = Bh + 2b \cdot (H - h) = 0.238 \cdot 0.023 + 2 \cdot 0.021 \cdot 0.021 = 0.00638 \text{ м}^2$$

$$x_1 = B / 2 = 0.119 \text{ м}$$

$$y_1 = Bh^2 + 2b \cdot (H^2 - h^2) / 2(Bh + 2b \cdot (H - h)) = 0.0147 \text{ м}$$

$$y_1' = H - y_1 = 0.02985 \text{ м}$$

Визначимо статичні моменти кожної фігури, а так само загальні координати УС:

$$SX = F_1 \cdot y_1 + F_2 \cdot y_2 + F_3 \cdot y_3 = 0.001811 \text{ м}^3 \text{ УС} = SX / \sum F_{\text{общ}} = 0.001811 / 0.021184 = 0.084 \text{ м}$$

Визначимо моменти інерції перетину окремо й усього перетину в цілому:

$$1. JX_1 = b / 12 \cdot (H^3 - h^3) = 0.196 / 12 \cdot (0.1183 - 0.0753) = 0.000119673 \text{ м}^4$$

$$2. JX_2 = Bh^3 + 2b \cdot (H - h)^{3/12} + Bh(y_1 - h/2)^2 + 2b \cdot (H - h) (H - h/2 + h - y_1) = 0.000037432 \text{ м}^4$$

$$3. JX_3 = Bh^3 + 2b \cdot (H - h)^{3/12} + Bh(y_1 - h/2)^2 + 2b \cdot (H - h) (H - h/2 + h - y_1) = 0.000037432 \text{ м}^4$$

Враховуючи виправлення Штейнера одержимо:

$$JX_2 + (y_2)^2 F_2 = 0.000066358 \text{ м}^4$$

$$JX_3 + (y_3)^2 F_3 = 0.000066358 \text{ м}^4$$

$$JX_{\text{общ}} = \sum Jx_i = 0.000252389 \text{ м}^4$$

Визначимо момент опору щодо нейтральної лінії:

$$W = JX_{\text{общ}} / YC = 0.00309 \text{ м}^3$$

Визначимо напруги виникаючі в перетин 1-1:

$$\sigma = N / F_{\text{всього перетину}} = 10.88 \text{ МПа},$$

$$N = 230 \text{ кН};$$

$$F_{\text{всього перетину}} = 0.021184 \text{ м}^2$$

$$\sigma_{\text{ЕКВ}} = \sqrt{(\sigma_{\text{max}} + \sigma)^2 + 3\tau^2} = 10.88 \text{ МПа}$$

Визначимо перетин рукояті 2-2.

Визначимо розміри поперечного переріза рукояті 2-2. Розглянемо перетин, його геометричні характеристики, розміри перетину, виходячи з умов міцності.

$$F = HB - bh = 0.195 \cdot 0.238 - 0.149 \cdot 0.196 = 0.017206 \text{ м}^2$$

$$X_1 = 0.119 \text{ м}$$

$$Y_1 = 0.0975 \text{ м}$$

Визначимо момент інерції перетину:

$$JX = HB^3 - b \times h^{3/12} = 9.3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4$$

Визначимо момент опору перетину:

$$W = HB^3 - b \times h^{3/6} H = 0.000965 \text{ м}^3$$

Визначимо напруги виникаючі в перетин 2-2:

$$\sigma_{\text{max}} = M_{\text{изг}} / W = 46 \text{ МПа},$$

$$\text{де } M_{\text{изг}} = 44.54 \text{ кНм}, \tau = Q / ? F_{\text{ст}} = 9.43 \text{ МПа},$$

$$\text{де } Q = 59.04 \text{ кН}; ? F_{\text{ст}} = 0.006258 \text{ м}^2$$

$$\sigma = N / F_{\text{всього перетину}} = 13.6 \text{ МПа},$$

$$\text{де } N = 234.1 \text{ кН}; F_{\text{всього перетину}} = 0.017206 \text{ м}^2$$

$$\sigma_{\text{ЕКВ}} = \sqrt{(\sigma_{\text{max}} + \sigma)^2 + 3\tau^2} = 61.7 \text{ МПа}$$

Визначимо перетин рукояті в шарнірі з'єднання рукояті з коромислом 3-

3.

Визначимо розміри поперечного переріза рукояті 3-3. Розглянемо перетин, його геометричні характеристики, розміри перетину, виходячи з умов міцності.

$$1. F_1 = b \cdot (H - h) = 0.196 \cdot (0.135 - 0.075) = 0.01176 \text{ м}^2$$

$$x_1 = b / 2 = 0.098 \text{ м}$$

$$y_1 = H / 2 = 0.0675 \text{ м}$$

$$1. F_2 = Bh + 2b \cdot (H - h) = 0.238 \cdot 0.023 + 2 \cdot 0.021 \cdot (0.0551 - 0.023)$$

=

$$= 0.00682 \text{ м}^2$$

$$x_1 = B / 2 = 0.119 \text{ м}$$

$$y_1 = Bh^2 + 2b \cdot (H^2 - h^2) / 2(Bh + 2b \cdot (H - h)) = 0.0169 \text{ м}$$

$$y_1' = H - y_1 = 0.0382 \text{ м}$$

$$1. F_3 = Bh + 2b \cdot (H - h) = 0.238 \cdot 0.023 + 2 \cdot 0.021 \cdot (0.0849 - 0.023)$$

=

$$= 0.0080738 \text{ м}^2$$

$$x_1 = B / 2 = 0.119 \text{ м}$$

$$y_1 = Bh^2 + 2b \cdot (H^2 - h^2) / 2(Bh + 2b \cdot (H - h)) = 0.02516 \text{ м}$$

$$y_1' = H - y_1 = 0.05974 \text{ м}$$

Визначимо статичні моменти кожної фігури, а так само загальні координати УС:

$$SX = F_1 \cdot y_1 + F_2 \cdot y_2 + F_3 \cdot y_3 = 0.00273409 \text{ м}^3$$

$$YC = SX / F_{\text{общ}} = 0.00273409 / 0.030576 = 0.09 \text{ м}$$

Визначимо моменти інерції перетину окремо й усього перетину в цілому:

$$1. JX_1 = b / 12 \cdot (H^3 - h^3) = 0.196 / 12 \cdot (0.135^3 - 0.075^3) = \\ = 0.000033287 \text{ м}^4$$

$$2. JX_2 = Bh^3 + 2b \cdot (H - h)^{3/12} + Bh(y_1 - h/2)^2 + 2b \cdot (H - h) (H - h / 2 + h - y_1) \\ = 0.000156 \text{ м}^4$$

$$3. JX_3 = Bh^3 + 2b \cdot (H - h)^{3/12} + Bh(y_1 - h/2)^2 + 2b \cdot (H - h) (H - h / 2 + h - y_1) = 0.000151 \text{ м}^4$$

Врахувуючи виправлення Штейнера одержимо:

$$JX_1 + (y_1)^2 F_1 = 0.0000346 \text{ м}^4$$

$$JX_2 + (y_2)^2 F_2 = 0.000192 \text{ м}^4$$

$$JX_3 + (y_3)^2 F_3 = 0.000231 \text{ м}^4$$

$$JX_{\text{общ}} = \sum JX_i = 0.000458 \text{ м}^4$$

Визначимо момент опору щодо нейтральної лінії:

$$W = JX_{\text{общ}} / YC = 0.0052 \text{ м}^3$$

Визначимо напруги виникаючі в перетин 3-3:

$$\sigma_{\text{max}} = M_{\text{изг}} / W = 0.133 \text{ МПа},$$

де $M_{\text{изг}} = 0.68 \text{ кНм}$

$$\tau = Q / \sum F_{\text{ст}} = 34.1 \text{ МПа},$$

де $Q = 53.95 \text{ кН}$; $\sum F_{\text{ст}} = 0.001610 \text{ м}^2$

$$\sigma = N / F_{\text{всего перетину}} = 8.78 \text{ МПа},$$

де $N = 234.1 \text{ кН}$; $F_{\text{всего перетину}} = 0.026745 \text{ м}^2$

$$\sigma_{\text{ЕКВ}} = \sqrt{(\sigma_{\text{max}} + \sigma)^2 + 3\tau^2} = 59.4 \text{ МПа}$$

Визначимо перетин рукояті 4-4.

Визначимо розміри поперечного переріза рукояті 4-4. Розглянемо перетин, його геометричні характеристики, розміри перетину, виходячи з умов міцності.

$$F = HB - bh = 0.022878 \text{ м}^2$$

$$x_1 = 0.12 \text{ м}, \quad y_1 = 0.166 \text{ м}$$

Визначимо момент інерції перетину:

$$JX = HB^3 - bh^{3/12} = 0.0001927 \text{ м}^4$$

Визначимо момент опору перетину:

$$W = HB^3 - bh^{3/6}H = 0.00162 \text{ м}^3$$

Визначимо напруги виникаючі в перетин 4-4:

$$\sigma_{\text{max}} = M_{\text{изг}} / W = 27.7 \text{ МПа},$$

де $M_{\text{изг}} = 45.04 \text{ кНм}$

$$\tau = Q / \sum F_{\text{ст}} = 5.1 \text{ МПа},$$

де $Q = 60 \text{ кН}$; $\sum F_{\text{ст}} = 0.011931 \text{ м}^2$

$$\sigma = N / F_{\text{всього перетину}} = 10.3 \text{ МПа},$$

де $N = 244.1 \text{ кН}$;

$$F_{\text{всього перетину}} = 0.022876 \text{ м}^2$$

$$\sigma_{\text{ЕКВ}} = \sqrt{(\sigma_{\text{max}} + \sigma)^2 + 3\tau^2} = 39.14 \text{ МПа}$$

Визначимо перетин рукояті в шарнірі з'єднання рукояті зі стрілою.

Визначимо розміри поперечного переріза рукояті. Розглянемо перетин, його геометричні характеристики, розміри перетину, виходячи з умов міцності.

$$1. F_1 = b \cdot (H - h) = 0.238 \cdot (0.135 - 0.075) = 0.0143 \text{ м}^2$$

$$x_1 = b / 2 = 0.119 \text{ м}$$

$$y_1 = H / 2 = 0.0675 \text{ м}$$

$$2. F_2 = Bh + 2b \cdot (H - h) = 0.238 \cdot 0.023 + 2 \cdot 0.021 \cdot (0.303 - 0.023) = 0.01723 \text{ м}^2$$

$$x_1 = B / 2 = 0.119 \text{ м}$$

$$y_1 = Bh^2 + 2b \cdot (H^2 - h^2) / 2(Bh + 2b \cdot (H - h)) = 0.0115 \text{ м}$$

$$y_1' = H - y_1 = 0.188 \text{ м}$$

Визначимо статичні моменти кожної фігури, а так само загальні координати УС:

$$SX = F_1 \cdot y_1 + F_2 \cdot y_2 = 0.0075 \text{ м}^3$$

$$YC = SX / \sum F_{\text{общ}} = 0.0073 / 0.03153 = 0.234 \text{ м}$$

Визначимо моменти інерції перетину окремо й усього перетину в цілому:

$$1. JX_1 = b / 12 \cdot (H^3 - h^3) = 0.238 / 12 \cdot (0.135^3 - 0.075^3) = 0.0000404 \text{ м}^4$$

$$JX_2 = Bh^3 + 2b \cdot (H - h)^{3/12} + Bh(y_1 - h/2)^2 + 2b \cdot (H - h) (H - h/2 + h - y_1) = 0.00070024 \text{ м}^4$$

Враховуючи виправлення Штейнера одержимо:

$$JX_1 + (y_1)^2 F_1 = 0.000317 \text{ м}^4$$

$$JX_2 + (y_2)^2 F_2 = 0.000937 \text{ м}^4$$

$$JX_{\text{общ}} = \sum Jx_i = 0.00126 \text{ м}^4$$

Визначимо момент опору щодо нейтральної лінії:

$$W = JX_{\text{общ}} / YC = 0.00528 \text{ м}^3$$

Визначимо напруги виникаючі в перетин 5-5:

$$\sigma_{\text{max}} = M_{\text{изг}} / W = 16,2 \text{ МПа},$$

де $M_{\text{изг}} = 86.6 \text{ кНм}$

$$\tau = Q / \sum F_{\text{ст}} = 34.9 \text{ МПа},$$

де $Q = 415 \text{ кН}$; $\sum F_{\text{ст}} = 0.01177 \text{ м}^2$

$$\sigma = N / F_{\text{всего перетину}} = 8,1 \text{ МПа},$$

де $N = 251.9 \text{ кН}$; $F_{\text{всего перетину}} = 0.03148 \text{ м}^2$

$$\sigma_{\text{ЕКВ}} = \sqrt{(\sigma_{\text{max}} + \sigma)^2 + 3\tau^2} = 65,2 \text{ МПа}$$

2.10 Розрахунок металоконструкції стріли

Визначимо найбільш навантажене положення стріли.

У положенні $З_p$ буде максимальне зусилля діючі на шарнір В (стріла й рукоять) від рукояті.

Знаючи значення максимального зусилля гідроциліндра стріли, гідроциліндра рукояті, зусилля в шарнірі з'єднання стріли з рукояттю, методом плану сил визначимо сили, які діють у шарнірах стріли. Усі побудови для визначення сил, виконаємо в масштабі.

Скориставшись методом плану сил, ми визначили значення й напрямки сили $P_1 = 790.6 \text{ кН}$.

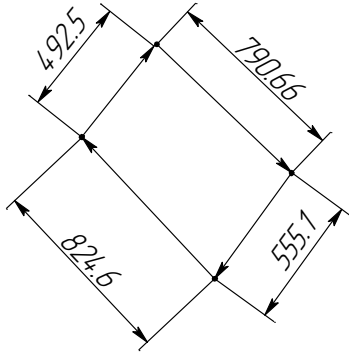


Рисунок 2.13 - План сил
виникаючих у стрілі

Виконаємо перевірку:

$$\Sigma f_x = 0;$$

$$\Sigma f_y = 0;$$

$$\Sigma f_x = 0$$

$$P_4 = 555.1 \cdot \cos 54^\circ = -324 \text{ кН};$$

$$P_3 = 492.5 \cdot \cos 51.5^\circ = 308.6 \text{ кН};$$

$$P_2 = 824.6 \cdot \cos 47^\circ = -560 \text{ кН};$$

$$P_1 = 790.6 \cdot \cos 43.5^\circ = 575.4 \text{ кН}.$$

$$308.6 - 324 + 575.4 - 560 = 0$$

$$\Sigma f_y = 0$$

$$P_4 = 555.1 \cdot \cos 36^\circ = -448 \text{ кН};$$

$$P_3 = 492.5 \cdot \cos 38.5^\circ = 387 \text{ кН};$$

$$P_2 = 824.6 \cdot \cos 43^\circ = 604 \text{ кН};$$

$$P_1 = 790.6 \cdot \cos 46.5^\circ = -543 \text{ кН};$$

Вихідні дані для розрахунку стріли:

$$P_1 = 790.6 \text{ кН};$$

$$P_2 = 824.6 \text{ кН};$$

$$P_3 = 492.5 \text{ кН};$$

$$P_4 = 555.1 \text{ кН};$$

$$P_{1X} = 790.6 \cdot \cos 20^\circ = 742.9 \text{ кН};$$

$$P_{1Y} = 790.6 \cdot \cos 80^\circ = 137.28 \text{ кН};$$

$$P_{2X} = 824.6 \cdot \cos 85.5^\circ = 800 \text{ кН};$$

$$P_{2Y} = 824.5 \cdot \cos 4.5^\circ = 199.48 \text{ кН};$$

$$P_{3X} = 492.5 \cdot \cos 4^\circ = 491.3 \text{ кН};$$

$$P_{3Y} = 492.5 \cdot \cos 86^\circ = 34.3 \text{ кН};$$

$$P_{4X} = 555.1 \cdot \cos 7.5^\circ = 550.3 \text{ кН};$$

$$P_{4Y} = 555.1 \cdot \cos 82.5^\circ = 72.45 \text{ кН};$$

$$M_1 = 492.5 \cdot 0.422 = 207.8 \text{ кНм};$$

$q_1 = 5.34 \text{ кНм}$ – розподілене навантаження від ваги стріли (для другої ділянки);

$q_2 = 9.01 \text{ кНм}$ – розподілене навантаження від ваги стріли (для другої ділянки);

Схема розподілів зусиль у стрілі.

Розглянемо першу ділянку $0 \leq X_1 \leq 2.55 \text{ м}$:

$$a). Q_1 \cdot (X_1) + P_{1Y} + q_1 \cdot X_1 = 0$$

$$Q_1 \cdot (X_1) = - P_{1Y} - q_1 \cdot X_1$$

$$Q_1 \cdot (0) = - P_{1Y} - q_1 \cdot X_1 = -137.28 - 0 = -138.18 \text{ кН}$$

$$Q_1 \cdot (2.35) = - P_{1Y} - q_1 \cdot X_1 = -137.28 - 2.35 \cdot 5.36 = -149.08 \text{ кН}_{\text{Ю}}$$

$$б). M_1 \cdot (X_1) + P_{1Y} \cdot (X_1) + q_1 \cdot X_1 \cdot (X_{1/2}) = 0$$

$$M_1 \cdot (X_1) = - P_{1Y} \cdot (X_1) - q_1 \cdot X_1 \cdot (X_{1/2})$$

$$M_1 \cdot (0) = - P_{1Y} \cdot (X_1) - q_1 \cdot X_1 \cdot (X_{1/2}) = 0$$

$$M_1 \cdot (2.35) = - P_{1Y} \cdot (X_1) - q_1 \cdot X_1 \cdot (X_{1/2}) = - 137.28 \cdot (2.35) - 2.34 \cdot 5.37 \cdot (2.36/2) = -338.4 \text{ кНм}$$

$$в). N_1 \cdot (X_1) - P_{1X} = 0$$

$$N_1 \cdot (X_1) = P_{1X} = 743.1 \text{ кН}$$

Розглянемо другу ділянку $2.25 \text{ м} \leq X_2 \leq 2.5 \text{ м}$:

$$a). Q_2 \cdot (X_2) + P_{1Y} - P_{2Y} + q_1 \cdot X = 0$$

$$Q_2 \cdot (X_2) = - P_{1Y} + P_{2Y} - q_1 \cdot X_2$$

$$Q_2 \cdot (2.35) = 199.48 - 137.28 - 5.36 \cdot 2.35 = 49.6 \text{ кН}$$

$$Q_2 \cdot (2.4) = 199.48 - 137.28 - 5.36 \cdot 2.4 = 49.3 \text{ кН}$$

$$б). M_2 \cdot (X_2) + P_{1Y} \cdot (X_2) - P_{2Y} \cdot (X_2 - l_1) + q_1 X_2 (X_2 - l_1) = 0$$

$$M_2 \cdot (X_2) = - P_{1Y} \cdot (X_2) - P_{2Y} \cdot (X_2 - l_1) - q_1 \cdot X_2 (X_2 - l_1)$$

$$M_2 \cdot (2.35) = 0 - 137.28 \cdot 2.35 - 5.36 \cdot 2.35 \cdot (2.35/2) = - 337.4 \text{ кНм}$$

$$M_2 \cdot (2.4) = 199.48 \cdot (2.4 - 2.35) - 137.28 \cdot 2.4 - 5.36 \cdot 2.4 \cdot (2.4/2) = -334.9 \text{ кНм}$$

$$в). N_1 \cdot (X_2) - P_{1X} + P_{2X} = 0 \quad N_1 \cdot (X_2) = P_{1X} - P_{2X} = 742.9 - 800 = -57.1 \text{ кН}$$

Розглянемо третю ділянку $0 \text{ м} \leq X_3 \leq 1.83 \text{ м}$:

$$a). Q_3 \cdot (X_3) - P_{4Y} - q_2 \cdot X_3 = 0$$

$$Q_3 \cdot (X_3) = P_{4Y} + q_2 \cdot X_3$$

$$Q_3 \cdot (0) = P_{4Y} + q_2 \cdot X_3 = 72.45 \text{ кН}$$

$$Q_3 \cdot (1.83) = P_{4Y} + q_2 \cdot X_3 = 72.45 + 8.99 \cdot 1.83 = 88.9 \text{ кН}$$

$$\text{б). } -M_3 \cdot (X_3) - P_{4Y} \cdot (X_3) - q_2 \cdot X_3 \cdot (X_{3/2}) = 0$$

$$M_3 \cdot (X_3) = -P_{4Y} \cdot (X_3) - q_2 \cdot X_3 \cdot (X_{3/2})$$

$$M_3 \cdot (0) = 0 \text{ кНм}$$

$$M_3 \cdot (1.83) = -P_{4Y} \cdot (X_3) - q_2 \cdot X_3 \cdot (X_{3/2}) = -8.99 \cdot 1.83 \cdot (1.83/2) - 72.45 \cdot 1.83 = -269.1 \text{ кНм}$$

$$\text{в). } N_3 \cdot (X_3) + P_{4X} = 0 \quad N_3 \cdot (X_3) = -P_{4X} = -550.3 \text{ кН}$$

Розглянемо четверту ділянку $1.82 \leq X_4 \leq 2.65\text{м}$:

$$\text{а). } Q_4 \cdot (X_4) + P_{3Y} - P_{4Y} - q \cdot X_4 = 0 \quad Q_4 \cdot (X_4) = -P_{3Y} + P_{4Y} + q \cdot X_4$$

$$Q_4 \cdot (1.83) = -P_{3Y} + P_{4Y} + q \cdot X_4 = 8.99 \cdot 1.83 + 72.45 - 34.3 = 54.6 \text{ кН}$$

$$Q_4 \cdot (2.64) = -P_{3Y} + P_{4Y} + q \cdot X_4 = 8.99 \cdot 2.64 + 72.45 - 34.3 = 61.88 \text{ кН}$$

$$\text{б). } -M_4 \cdot (X_4) - M_1 - P_{4Y} \cdot (X_4) + P_{3Y} \cdot (X_4 - l_1) - q \cdot X_4 \cdot (X_{4/2}) = 0$$

$$M_4 \cdot (X_4) = -M_1 - P_{4Y} \cdot (X_4) + P_{3Y} \cdot (X_4 - l_1) - q \cdot X_4 \cdot (X_{4/2})$$

$$M_4 \cdot (1.83) = -207.8 - 72.45 \cdot (1.83) + 0 - 8.99 \cdot 1.83 \cdot (1.83/2) = -355.43 \text{ кНм}$$

$$M_4 \cdot (2.64) = -207.8 - 72.45 \cdot (2.64) + 34.3(2.64-1.83) - 8.99 \cdot 2.64 \cdot (2.64/2) = -402.6 \text{ кНм}$$

$$\text{в). } N_4 \cdot (X_4) - P_{3X} + P_{4X} = 0$$

$$N_4 \cdot (X_4) = P_{3X} - P_{4X} = 491.3 - 550.3 = -59 \text{ кН}$$

Здійснимо розрахунок пальців вушок стріли.

1. Розрахунок пальця вушка стріли для кріплення рукояті:

Розрахунок проводиться на зріз і вигин.

Вихідні дані:

$D_{\text{ПАЛ}} = 75 \text{ мм}$ – діаметр пальця;

$L_{\text{ПАЛ}} = 375 \text{ мм}$ – довжина пальця (визначається виходячи із ширини рукояті);

Визначимо площу перетину пальця, мм^2 :

$$A_{\text{ВПАВ}} = 0.785 \cdot d^2 = 0.784 \cdot 753 = 4425.523 \text{ мм}^2$$

Визначимо момент осьовий опору пальця, мм^3 :

$$W_{\text{УПАВ}} = 0.785 \cdot r^3 = 0.784 \cdot 38.1 = 42437.36 \text{ мм}^3$$

Знаючи значення зусилля в шарнірі стріли $P_{\text{рук}} = 556.1$ кН, визначимо $\tau_{\text{ПАЛ}}$, МПа:

$$\tau_{\text{ПАЛ}} = P_{\text{рук}} / 2 \cdot A_{\text{ВПАВ}} = 556100 / 2 \cdot 4416.635 = 63.82 \text{ МПа}$$

Визначимо напругу виникаючі в пальці стріли, МПа:

$$\sigma_{\text{ПАЛ}} = P_{\text{рук}} \cdot L_{\text{УПАВ}} / 2 \cdot 2 \cdot W_{\text{УПАВ}} = 1360 \text{ МПа}$$

У якості матеріалу пальця використовуємо сталь 40ХН $\sigma_{\text{тек}} = 1450$ МПа (термообробка – загартування й середнє відпустка). Напруга в пальці від зрізу й вигину не перевищує припустимих. Напруга зрізу й вигину діють у різних місцях (вигин – по середині пальця, зріз – збоку від вушка, тому напруги діють спільно.)

2. Розрахунок пальця вушка стріли для кріплення гідроциліндра рукояті:

Розрахунок проводиться на зріз і вигин.

Вихідні дані:

$D_{\text{ПАЛ}} = 70$ мм – діаметр пальця;

$L_{\text{ПАЛ}} = 236$ мм – довжина пальця;

Визначимо площу перетину пальця, мм²:

$$A_{\text{ВПАВ}} = 0.785 \cdot d^2 = 0.795 \cdot 703 = 3946.4 \text{ мм}^2$$

Визначимо момент осьовий опору пальця, мм³:

$$W_{\text{УПАВ}} = 0.785 \cdot r^3 = 0.786 \cdot 354 = 33785.762 \text{ мм}^3$$

Знаючи значення зусилля гідроциліндра стріли $P_{\text{ГЦР}} = 493.4$ кН, визначимо $\tau_{\text{ПАЛ}}$, МПа:

$$\tau_{\text{ПАЛ}} = P_{\text{ГЦР}} / 2 \cdot A_{\text{ВПАВ}} = 492500 / 2 \cdot 3846.5 = 64 \text{ МПа}$$

Визначимо напругу виникаючі в пальці рукояті, МПа:

$$\sigma_{\text{ПАЛ}} = P_{\text{ГЦР}} \cdot L_{\text{УПАВ}} / 2 \cdot 2 \cdot W_{\text{УПАВ}} = 702 \text{ МПа}$$

У якості матеріалу пальця використовуємо сталь 40Х $\sigma_{\text{тек}} = 900$ МПа (термообробка – загартування й середнє відпустка). Напруга в пальці від зрізу й вигину не перевищує припустимих. Напруга зрізу й вигину діють у різних

місцях (вигин – по середині пальця, зріз – збоку від вушка, тому напруги діють спільно.)

3. Розрахунок пальця вушка стріли для кріплення гідроциліндра стріли:

Розрахунок проводиться на зріз і вигин.

Вихідні дані:

$D_{\text{ПАЛ}} = 120$ мм – діаметр пальця;

$L_{\text{ПАЛ}} = 376$ мм – довжина пальця (визначається виходячи із ширини стріли);

Визначимо площу перетину пальця, мм²:

$$A_{\text{ВПАВ}} = 0.785 \cdot d^2 = 0.786 \cdot 120^2 = 11338 \text{ мм}^2$$

Визначимо момент осьовий опору пальця, мм³:

$$W_{\text{УПАВ}} = 0.785 \cdot r^3 = 0.786 \cdot 604 = 169670 \text{ мм}^3$$

Знаючи значення зусилля гідроциліндра стріли $P_{\text{СТР}} = 824.6$ кН, визначимо $\tau_{\text{ПАЛ}}$, МПа:

$$\tau_{\text{ПАЛ}} = P_{\text{СТР}} / 2 \cdot A_{\text{ВПАВ}} = 825100 / 2 \cdot 11305 = 35 \text{ МПа}$$

Визначимо напругу виникаючі в пальці стріли, МПа:

$$\sigma_{\text{ПАЛ}} = P_{\text{СТР}} \cdot L_{\text{УПАВ}} / 2 \cdot 2 \cdot W_{\text{УПАВ}} = 458 \text{ МПа}$$

У якості матеріалу пальця використовуємо сталь 40Х $\sigma_{\text{тек}} = 900$ МПа (термообробка – загартування й середнє відпустка). Напряга в пальці від зрізу й вигину не перевищує припустимих. Напряга зрізу й вигину діють у різних місцях (вигин – по середині пальця, зріз – збоку від вушка, тому напруги діють спільно.)

4. Розрахунок пальця вушка для кріплення стріли до бази екскаватора:

Розрахунок проводиться на зріз і вигин.

Вихідні дані:

$D_{\text{ПАЛ}} = 120$ мм – діаметр пальця;

$L_{\text{ПАЛ}} = 595$ мм – довжина пальця (визначається виходячи із ширини стріли);

Визначимо площу перетину пальця, мм²:

$$A_{\text{ВПАВ}} = 0.785 \cdot d^2 = 0.785 \cdot 1203 = 11315 \text{ мм}^2$$

Визначимо момент осьовий опору пальця, мм³:

$$W_{\text{УПАВ}} = 0.785 \cdot r^3 = 0.785 \cdot 605 = 169625 \text{ мм}^3$$

Знаючи значення зусилля в шарнірі стріли $P_B = 790.6 \text{ кН}$, визначимо $\tau_{\text{ПАЛ}}$, МПа:

$$\tau_{\text{ПАЛ}} = P_6 / 2 \cdot A_{\text{ВПАВ}} = 790500 / 2 \cdot 11305 = 33.9 \text{ МПа}$$

Визначимо напругу виникаючі в пальці стріли, МПа:

$$\sigma_{\text{ПАЛ}} = P_6 \cdot L_{\text{УПАВ}} / 2 \cdot 2 \cdot W_{\text{УПАВ}} = 694.5 \text{ МПа}$$

У якості матеріалу пальця використовуємо сталь 40Х $\sigma_{\text{тек}} = 900 \text{ МПа}$ (термообробка – загартування й середнє відпустка). Напруга в пальці від зрізу й вигину не перевищує припустимих. Напруга зрізу й вигину діють у різних місцях (вигин – по середині пальця, зріз – збоку від вушка, тому напруги діють спільно.)

Визначимо перетин стріли в шарнірі з'єднання стріли з базою екскаватора 1-1.

Визначимо розміри поперечного переріза стріли 1-1. Розглянемо перетин, його геометричні характеристики, розміри перетину, виходячи з умов міцності.

$$1. F_1 = b \cdot (H - h) = 0.595 \cdot (0.234 - 0.120) = 0.06783 \text{ м}^2$$

$$x_1 = b / 2 = 0.2975 \text{ м}$$

$$y_1 = H / 2 = 0.117 \text{ м}$$

Визначимо момент інерції перетину:

$$JX_1 = b / 12 \cdot (H^3 - h^3) = 0.595 / 12 \cdot (0.234^3 - 0.120^3) = 0.0005536 \text{ м}^4$$

Визначимо момент опору щодо нейтральної лінії:

$$W = b / 6H \cdot (H^3 - h^3) = 0.00471 \text{ м}^3$$

Визначимо напруги виникаючі в перетин 1-1:

$$\sigma = N / F_{\text{всього перетину}} = 11 \text{ МПа},$$

$$N = 751.9 \text{ кН};$$

$$F_{\text{всього перетину}} = 0.06814 \text{ м}^2$$

$$\sigma_{\text{ЕКВ}} = \sqrt{(\sigma_{\text{max}} + \sigma)^2 + 3\tau^2} = 11 \text{ МПа}$$

Визначимо перетин стріли 2-2.

Визначимо розміри поперечного переріза стріли 2-2. Розглянемо перетин, його геометричні характеристики, розміри перетину, виходячи з умов міцності.

$$F = HB - bh = 0.369 \cdot 0.340 - 0.323 \cdot 0.298 = 0.029206 \text{ м}^2$$

$$x_1 = 0.17 \text{ м}$$

$$y_1 = 0.1845 \text{ м}$$

Визначимо момент інерції перетину:

$$JX = HB^3 - b h^{3/12} = 0.000501 \text{ м}^4$$

Визначимо момент опору перетину:

$$W = HB^3 - b h^{3/6} H = 0.0023 \text{ м}^3$$

Визначимо напруги виникаючі в перетин 2-2:

$$\sigma_{\text{max}} = M_{\text{изг}} / W = 58.1 \text{ МПа},$$

де $M_{\text{изг}} = 169.2 \text{ кНм}$

$$\tau = Q / \sum F_{\text{ст}} = 10.75 \text{ МПа},$$

$$Q = 144.12 \text{ кН};$$

$$\sum F_{\text{ст}} = 0.013601 \text{ м}^2$$

$$\sigma = N / F_{\text{всього перетину}} = 12.7 \text{ МПа},$$

де $N = 371.45 \text{ кН}; F_{\text{всього перетину}} = 0.03105 \text{ м}^2$

$$\sigma_{\text{ЕКВ}} = \sqrt{(\sigma_{\text{max}} + \sigma)^2 + 3\tau^2} = 73.05 \text{ МПа}$$

Визначимо розміри поперечного переріза стріли 3-3. Розглянемо перетин, його геометричні характеристики, розміри перетину, виходячи з умов міцності.

$$1. F_1 = b \cdot (H - h) = 0.298 \cdot (0.200 - 0.120) = 0.02384 \text{ м}^2$$

$$x_1 = b / 2 = 0.149 \text{ м}$$

$$Y_1 = H / 2 = 0.1 \text{ м}$$

$$1. \quad F_2 = Bh + 2b \cdot (H - h) = 0.340 \cdot 0.023 + 2 \cdot 0.021 \cdot (0.1675 - 0.023)$$

=

$$= 0.013889 \text{ м}^2$$

$$X_1 = B / 2 = 0.17 \text{ м}$$

$$Y_1 = Bh^2 + 2b \cdot (H^2 - h^2) / 2(Bh + 2b \cdot (H - h)) = 0.0483 \text{ м}$$

$$Y_1' = H - Y_1 = 0.1192 \text{ м}$$

$$2. \quad F_3 = Bh + 2b \cdot (H - h) = 0.340 \cdot 0.023 + 2 \cdot 0.021 \cdot (0.1675 - 0.023)$$

=

$$= 0.013889 \text{ м}^2$$

$$X_1 = B / 2 = 0.17 \text{ м}$$

$$Y_1 = Bh^2 + 2b \cdot (H^2 - h^2) / 2(Bh + 2b \cdot (H - h)) = 0.0483 \text{ м}$$

$$Y_1' = H - Y_1 = 0.1192 \text{ м}$$

Визначимо моменти інерції перетину окремо й усього перетину в цілому:

$$1. \quad JX_1 = b / 12 \cdot (H^3 - h^3) = 0.298 / 12 \cdot (0.23 - 0.123) = 0.000155754 \text{ м}^4$$

$$2. \quad JX_2 = Bh^3 + 2b \cdot (H - h)^{3/12} + Bh(Y_1 - h/2)^2 + 2b \cdot (H - h) (H - h / 2 + h - Y_1) = 0.000306433 \text{ м}^4$$

$$3. \quad JX_3 = Bh^3 + 2b \cdot (H - h)^{3/12} + Bh(Y_1 - h/2)^2 + 2b \cdot (H - h) (H - h / 2 + h - Y_1) = 0.000306433 \text{ м}^4$$

Враховуючи виправлення Штейнера одержимо:

$$JX_2 + (y_2)^2 F_2 = 0.000446 \text{ м}^4$$

$$JX_3 + (y_3)^2 F_3 = 0.000446 \text{ м}^4$$

$$JX_{\text{общ}} = JX_1 + JX_2 + JX_3 = 0.00105 \text{ м}^4$$

Визначимо момент опору щодо нейтральної лінії:

$$W = JX_{\text{общ}} / Y_C = 0.00471 \text{ м}^3$$

Визначимо напруги виникаючі в перетин 3-3:

$$\sigma_{\text{max}} = M_{\text{изг}} / W = 73.28 \text{ МПа},$$

$$\text{де } M_{\text{изг}} = 338.3 \text{ кНм}$$

$$\tau = Q / \sum F_{\text{ст}} = 32.1 \text{ МПа},$$

де $Q = 49.9$ кН; $\sum F_{\text{ст}} = 0.0016018$ м²

$$\sigma = N / F_{\text{всього перетину}} = 1.11 \text{ МПа},$$

де $N = 56.9$ кН; $F_{\text{всього перетину}} = 0.051598$ м²

$$\sigma_{\text{ЕКВ}} = \sqrt{(\sigma_{\text{max}} + \sigma)^2 + 3\tau^2} = 75.3 \text{ МПа}$$

Визначимо перетин стріли 4-4.

Визначимо розміри поперечного переріза стріли 4-4. Розглянемо перетин, його геометричні характеристики, розміри перетину, виходячи з умов міцності.

$$F = HB - bh = 0.00601 \text{ м}^2$$

$$x_1 = 0.175 \text{ м}$$

$$y_1 = 0.228 \text{ м}$$

Визначимо момент інерції перетину:

$$J_X = HB^3 - b h^{3/12} = 0.000601 \text{ м}^4$$

Визначимо момент опору перетину:

$$W = HB^3 - b h^{3/6} H = 0.00347 \text{ м}^3$$

Визначимо напруги виникаючі в перетин 4-4:

$$\sigma_{\text{max}} = M_{\text{изг}} / W = 96.95 \text{ МПа},$$

де $M_{\text{изг}} = 337.11$ кНм

$$\tau = Q / \sum F_{\text{ст}} = 2.75 \text{ МПа},$$

де $Q = 49.6$ кН; $\sum F_{\text{ст}} = 0.017218$ м²

$$\sigma = N / F_{\text{всього перетину}} = 9.715 \text{ МПа},$$

де $N = 57.1$ кН; $F_{\text{всього перетину}} = 0.00589$ м²

$$\sigma_{\text{ЕКВ}} = \sqrt{(\sigma_{\text{max}} + \sigma)^2 + 3\tau^2} = 107.02 \text{ МПа}$$

Визначимо перетин стріли 5-5.

Визначимо розміри поперечного переріза стріли 5-5. Розглянемо перетин, його геометричні характеристики, розміри перетину, виходячи з умов міцності.

$$F = HB - bh = 0.0031138 \text{ м}^2$$

$$x_1 = 0.170 \text{ м}$$

$$y_1 = 0.2075 \text{ м}$$

Визначимо момент інерції перетину:

$$J_X = HB^3 - b h^{3/12} = 0.000545508 \text{ м}^4$$

Визначимо момент опору перетину:

$$W = HB^3 - b h^{3/6} H = 0.00320887 \text{ м}^3$$

Визначимо напруги виникаючі в перетин 5-5:

$$\sigma_{\max} = M_{\text{изг}} / W = 47 \text{ МПа},$$

$$\text{де } M_{\text{изг}} = 148.03 \text{ кНм}$$

$$\tau = Q / \sum F_{\text{ст}} = 5.78 \text{ МПа},$$

$$\text{де } Q = 88.9 \text{ кН}; \sum F_{\text{ст}} = 0.015501 \text{ м}^2$$

$$\sigma = N / F_{\text{всього перетину}} = 177.1 \text{ МПа},$$

$$\text{де } N = 550.3 \text{ кН}; F_{\text{всього перетину}} = 0.0031138 \text{ м}^2$$

$$\sigma_{\text{ЕКВ}} = \sqrt{(\sigma_{\max} + \sigma)^2 + 3\tau^2} = 223.02 \text{ МПа}$$

Визначимо перетин стріли 6-6.

Визначимо розміри поперечного переріза стріли 6-6. Розглянемо перетин, його геометричні характеристики, розміри перетину, виходячи з умов міцності.

$$F = HB - bh = 0.0028282 \text{ м}^2$$

$$x_1 = 0.175 \text{ м}$$

$$y_1 = 0.1738 \text{ м}$$

Визначимо момент інерції перетину:

$$J_X = HB^3 - b h^{3/12} = 0.000473226 \text{ м}^4$$

Визначимо момент опору перетину:

$$W = HB^3 - b h^{3/6} H = 0.00279999 \text{ м}^3$$

Визначимо напруги виникаючі в перетин 6-6:

$$\sigma_{\max} = M_{\text{изг}} / W = 49.08 \text{ МПа},$$

де $M_{\text{изг}} = 135.15 \text{ кНм}$

$$\tau = Q / \sum F_{\text{ст}} = 5.3 \text{ МПа},$$

де $Q = 66.137 \text{ кН}; \sum F_{\text{ст}} = 0.013142 \text{ м}^2$

$$\sigma = N / F_{\text{всього перетину}} = 27.9 \text{ МПа},$$

де $N = 79.6 \text{ кН}; F_{\text{всього перетину}} = 0.0028312 \text{ м}^2$

$$\sigma_{\text{ЕКВ}} = \sqrt{(\sigma_{\max} + \sigma)^2 + 3\tau^2} = 77.7 \text{ МПа}$$

Визначимо перетин стріли в шарнірі з'єднання стріли з рукояттю 7-7.

Визначимо розміри поперечного переріза стріли 7-7. Розглянемо перетин, його геометричні характеристики, розміри перетину, виходячи з умов міцності.

$$F = hb = 0.067 \cdot 0.064 = 0.004308 \text{ м}^2$$

$$x_1 = b / 2 = 0.033 \text{ м}$$

$$y_1 = h / 2 = 0.0334 \text{ м}$$

Визначимо моменти інерції перетину окремо й усього перетину в цілому:

Враховуючи виправлення Штейнера одержимо JX :

$$JX = (b h^{3/12} + F \cdot (y)^2) \cdot 4 = 0.000352301 \text{ м}^4$$

Визначимо момент опору щодо нейтральної лінії:

$$W = JX / YC = 0.0033801 \text{ м}^3$$

Визначимо напруги виникаючі в перетин 7-7:

$$\tau = Q / \sum F_{\text{ст}} = 7.24 \text{ МПа},$$

де $Q = 124 \text{ кН}; \sum F_{\text{ст}} = 0.017161 \text{ м}^2$

$$\sigma = N / F_{\text{всього перетину}} = 27.15 \text{ МПа},$$

де $N = 464.1$ кН; $F_{\text{всього перетину}} = 0.017153$ м²

$$\sigma_{\text{ЕКВ}} = \sqrt{(\sigma_{\text{max}} + \sigma)^2 + 3\tau^2} = 29.85 \text{ МПа}$$

По закінченню розрахунків рукояті і стріли приймемо сталь марки 09Г2С ДЕРЖСТАНДАРТ 19282-2006 із границею текучості 305 МПа, яка рекомендується в "РД 2201...86" для проектування металоконструкції екскаватора.

2.11 Вибір екскаватора за даними розрахунків.

Вибираючи екскаватор для розбирання завалів та демонтажу зруйнованих будівель, важливо підібрати машину зі стрілою, що має додаткове обладнання (наприклад, додаткові модулі до стріли), яке зробить екскаватор універсальним та дозволить використовувати його для руйнування різних будівель та споруд, а також виконувати роботи іншого роду. Наприклад, у комерційних багатоповерхових будинках, таких як готелі, на верхніх поверхах можуть використовуватися більш легкі сталеві конструкції в порівнянні з першими поверхами, і від екскаватора потрібно головним чином здатність діставати до верхніх поверхів (тобто максимально довга стріла), а допустима маса навісного обладнання (гідроніжниць) при такій стрілі. Для роботи із середніми поверхами будівлі (або будинками середньої висоти), такими як промислові цехи, знадобиться не така вже довга стріла, але вона повинна буде нести важке навісне обладнання, здатне зруйнувати міцні конструкції промислової будівлі. Нижні поверхи будівель зазвичай збудовані з найміцніших матеріалів великої товщини. Екскаватору буде потрібна досить коротка стріла, але дуже міцна, здатна нести найважчі знаряддя.

І нарешті, екскаватор "руйнівник" повинен бути здатний копати і переносити ґрунт, відкопуючи фундамент. Тому, вибираючи екскаватор-руйнівник, рекомендується купувати модель, яка також має опцію – «землеройну» стрілу.

Згідно з розрахунками для наших завдань найбільш підходящим є екскаватор нового покоління (версія HR) компанії Volvo Construction Equipment – мод. EC480E експлуатаційною масою 46,8 т. оснащуються подовженою стрілою Multi-Demolition (MD) у двох конфігураціях. «землерійною» стрілою, яка може бути подовжена додатковою секцією (див. рис. 2.14, табл. 2.5). Модель також підходить для знесення будівель із товстими стінами.

Гідравлічні механізми фіксації спрощують демонтаж «землерійної» стріли та встановлення подовженої. Є система «швидкого складання стріли».



Рисунок 2.14. - Екскаватор нового покоління (версія HR) компанії Volvo Construction Equipment – мод. EC480E

Таблиця 2.5 - Характеристики екскаватора мод. EC480E

Робочі характеристики	
Робоча вага	48600 кг
Об'єм ковша	3.3 м ³
Довжина рукояті	2.55 м
Довжина стріли	6.5 м
Макс. глибина копання	7.21 м
Макс. висота розвантаження	7 м
Макс. висота копання	10.94 м
Макс. радіус робіт	11.46 м
Питомий тиск на ґрунт	1.08 кг/см ²
Ємності	
Паливний бак	685 л
Олія двигуна	44 л

Система охолодження	60 л
Гідравлічна система	520 л
Гідравлічний бак	270 л
Ходова частина	
Макс. швидкість руху вперед	5.1 км/год
Макс. швидкість руху назад	3.1 км/год
Кліренс	550 мм
Ширина черевика	600 мм
Двигун	
Потужність двигуна	256 кВт
Обороти	1800 об./хв.
Кількість циліндрів	6
Робочий об'єм двигуна	12.8 л
Габарити	
Транспортна довжина	11630 мм
Транспортна ширина	3440 мм
Транспортна висота	3257 мм

Наприклад, один оператор може поміняти на екскаваторі EC480E HR подовжену стрілу на «землерійну» за 45 хвилин без допомоги іншого працівника.

Міцність компонентів та потужність гідросистем машин нового покоління була підвищена, конструкцію модернізували, щоб збільшити максимальну масу робочого обладнання, робочу висоту та продуктивність. Зона стійкої роботи екскаватора складає 360° - машині не потрібно розвертатися на місці, переїжджати, достатньо повернути надбудову, за рахунок цього економиться робочий час.

Екскаватори оснащуються водяною системою пило подавлення з чотирма форсунками – по дві з кожного боку стріли, продуктивність насоса – 30 л/хв. У складі системи є мийний пістолет зі шлангом, за допомогою якого можна мити екскаватор струменем води під високим тиском.

Кабіна спеціально розроблена для екскаваторів-руйнівників. Є механізм нахилу кабіни на 30°. На стрілі встановлено дві відеокамери, які покращують огляд робочої зони. Армоване скло на даху також розширює зону огляду та захищає оператора від падаючих предметів, обладнане системою омивання та склоочисником. Переднє та праве скло – триплекс. Кабіну захищає від падаючих предметів ґрати, закріплені на рамі екскаватора. У кабіні знаходиться рідкокристалічний дисплей системи керування. Додаткова

система безпеки Total moment indicator попереджає оператора, якщо робоче навантаження машини наближається до максимально допустимого.

Ширина колії ходової частини регулюється гідроприводом. Винятково надійний механізм розсування – унікальна технологія Volvo.

1.12. Висновки

Однак, у зв'язку з високою вартістю імпортних екскаваторів і навісного обладнання, а також в умовах обмеженого доступу до закордонної техніки, вкрай встає необхідність розробки і виробництва вітчизняних аналогів. Це дозволить:

- знизити залежність від імпорту;
- забезпечити стабільність поставок техніки і комплектуючих;
- адаптувати конструкції під вітчизняні кліматичні та інші умови експлуатації;
- стимулювати розвиток машинобудівного сектора і суміжних галузей;
- знизити собівартість будівельно-дорожніх та інших робіт за рахунок локалізації виробництва.

На першому етапі особливу увагу доцільно зосередити на розробці навісного обладнання, сумісного з існуючим парком машин, що дозволить швидко вивести рішення без необхідності повної заміни техніки.

Таким чином, локалізація виробництва навісного обладнання, а в перспективі і самих машин, є стратегічно важливим напрямком, що забезпечує технологічний суверенітет і економічну ефективність.

На сьогодні в Україні ринок навісного обладнання, зокрема вібромолотів, майже повністю залежить від імпоротної техніки. Це створює ряд серйозних викликів:

- Висока вартість імпортних моделей (ICE, PVE, Movax, DAWSON та ін.) — від 200 000 євро і вище;

- Залежність від імпорту запчастин, сервісу та програмного забезпечення;
- Техніка не завжди пристосована до українських умов — складні ґрунти, сезонна вологість, низькі температури;
- Значне подорожчання будівництва — особливо інфраструктурних, дорожніх, оборонних та аграрних проєктів;
- Проблеми з логістикою і постачанням у воєнний час.

Розробка та впровадження вітчизняного вібромолота, адаптованого до потреб українського ринку, дозволить:

- Зменшити собівартість будівельних робіт;
- Підвищити незалежність від імпорту та валютних коливань;
- Підтримати розвиток українського машинобудування та металообробки;
- Забезпечити технічну підтримку, обслуговування та запчастини всередині країни;
- Залучити оборонну, дорожню, аграрну та енергетичну галузі як потенційних замовників.

3. ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРАВЛІЧНОГО ВІБРОМОЛОТА НА ОСНОВЕ ІМІТАЦІЙНОГО МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ

Незважаючи на різноманітність гідроімпульсних засобів механізації, як і раніше, залишається гострою необхідність удосконалення гідроударних пристроїв, що забезпечують надійну роботу гідроімпульсних засобів механізації, з високим коефіцієнтом корисної дії (ККД) за різних специфічних умов роботи.

Сучасний етап розвитку гідроімпульсних засобів механізації супроводжуватиметься вдосконаленням їх конструкцій, підвищенням ефективності та базуватиметься на системному аналізі функціонування всіх елементів та моделювання за допомогою ЕОМ.

Гідроударний пристрій має модульне компонування і складається з енергетичного блоку (корпусу, бойка, пневматичного або гідравлічного акумулятора), блоку керування робочим циклом та робочого інструменту. Гідравлічні ударні пристрої (гідромолоти) діляться на три групи [5]:

- гідромеханічні, у яких привід бойка здійснюється від гідромотора (гідроциліндра) за допомогою механічної передачі;

- гідропневматичні, у яких взвод бойка здійснюється робочою рідиною, а робітник – під дією енергії стисненого газу пневмоакумулятора.

- гідравлічні (подвійні дії), у яких привід бойка здійснюється за допомогою робочої рідини базової машини;

Основний недолік гідромеханічних ударних пристроїв – наявність складної механічної трансмісії, великі габарити та маса, обмежені можливості використання.

Гідропневматичні ударні пристрої відрізняються компактністю, простотою конструкції, можливістю регулювання енергії одиничного удару шляхом зміни тиску заряджання газу в пневмоакумуляторі.

Гідравлічні ударні пристрої (подвійної дії) мають один енергоносіє (робоча рідина), проте велика кількість гідравлічних елементів ускладнює конструкцію та знижує надійність пристрою, але забезпечують більшу силу удару.

Існують два основних типи гідромолотів: поршневі (азотні) та мембранні (повністю гідравлічні). Поршневі використовують газ, що стискається допоміжним тиском гідравлічної рідини, для створення ударної сили, у той час як у мембранних газових акумуляторах з гумовою мембраною передає тиск гідравлічної рідини на ударний поршень. Мембранні молоти вважаються більш технологічними, надійними та ефективними, забезпечуючи постійну енергію удару та більш високу продуктивність при роботі з більшими обсягами.

Поршковий гідромолот

Принцип роботи:

Газ (зазвичай азот) знаходиться в камері, і при роботі гідравлічної рідини він стискається, а потім чинить тиск на поршень.

Особливості:

Висока, але непостійна енергія удару, проста експлуатація та нижча ціна.

Переваги:

Простота обслуговування та більш доступна вартість.

Мембранний гідромолот

Принцип роботи:

Газ, ув'язнений у герметичному акумуляторі з гумовою мембраною, передає тиск гідравлічної рідини на ударний поршень.

Особливості:

Постійна енергія удару, висока продуктивність, більш висока надійність та ресурсомісткість через складні технології виготовлення.

Переваги:

Ефективніша робота, що дозволяє економити час оператора за рахунок відсутності необхідності позиціонування піку на початку циклу.

Гідромолоти Volvo серії HB мають мембранний тип. Ці гідромолоти розроблені спеціально для екскаваторів Volvo та призначені для важких умов роботи.

Дослідження гідромолотів серії HB включають оцінку їхніх робочих характеристик, аналіз ефективності в різних умовах, а також розробку та вдосконалення конструкції. Основні напрями досліджень: оптимізація робочого тиску, оцінка тривалості робочого циклу, вивчення зносу та перегріву, а також підбір оптимальної маси молота щодо базового екскаватора для запобігання перекиданню.

3.1. Створення моделей для дослідження роботи гідромолота

3.1.1 Механічна і зв'язана динамічна модель молота

Гідравлічний вібротолот завжди встановлюється на модифікований екскаватор, як показано на рис.3.1, в якій маніпулятор використовується для з'єднання молота та стріли екскаватора. Причому молот можна розглядати як пов'язану динамічну модель, як показано на рис.3.1б. Він приводиться в рух гідравлічним двигуном, а гідравлічний потік забезпечується екскаватором і регулюється клапаном для зміни швидкості двигуна. Ексцентрична маса в корпусі молота, яка приводиться в рух двигуном, обертається для створення збудження.

Механічні частини, включаючи люльку, раму та корпус, з'єднані пружинними та демпфіруючими блоками, тоді як корпус, затискач та шток поршня-бойка жорстко з'єднані. Під час процесу забивання збудження приводить в дію механічні частини, включаючи концентричний шток поршня-бойка., щоб справлятися з робочим навантаженням, яке виникає внаслідок дії бойка та об'єкта, що розбивається (умовного ґрунту), а робоче навантаження створює крутний момент опору, що протидіє гідравлічному двигуну через механічні частини. Таким чином, модель молота можна розглядати як три моделі, тобто механічну модель, гідравлічну модель та модель робочого навантаження.

Як основна конструкція молота, механічні частини і включають механічну люльку, раму, корпус і затискач.

Модель механічних деталей можна розглядати як динамічну модель з 3 ступенями свободи (DOF), як показано на рис. 3.1.

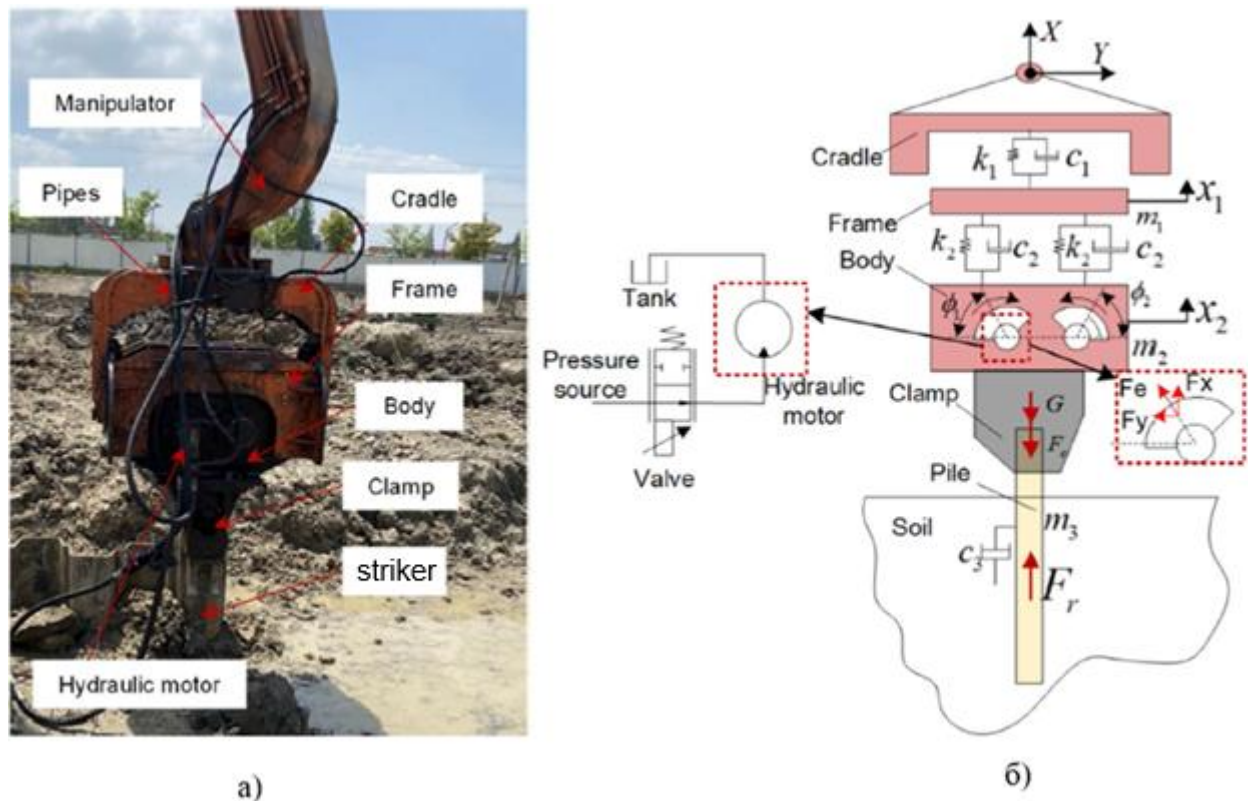


Рисунок 3.1 - Динамічна модель молота: а - основна структура молота, б - зв'язана динамічна модель молота

Візок молота завжди встановлен на маніпуляторі, який з'єднаний з екскаватором. Це означає, що візок закріплен на маніпуляторі. Під час процесу роботи молот вдавлюється в отвір з рівномірною швидкістю маніпулятором, а прискорення цього руху значно менше, ніж ексцентрикове-збуджене прискорення корпусу молота. У стані холостого ходу молот рухався без навантаження та вниз. Згідно з другим законом Ньютона, динамічна модель може бути задана так [5]:

$$m_1\ddot{x}_1 + (c_1 + c_2)\dot{x}_1 - c_2\dot{x}_2 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2x_2 = 0 \quad (3.1)$$

$$(m_2 + m_3)\ddot{x}_2 + (c_2 + c_3)\dot{x}_2 - c_2\dot{x}_1 - k_2x_1 = F_e - F_r, \quad (3.2)$$

де x_1 і x_2 — переміщення рами та кузова відповідно. m_1 , m_2 , та m_3 — маса рами, корпусу та палі відповідно. А також k_1 і c_1 — жорсткість та демпфування між люлькою та рамою відповідно; k_2 і c_2 — жорсткість та демпфування між рамою та корпусом молота відповідно; c_3 — це демпфування між палею та умовним ґрунтом. F_r — опір палі під час роботи, який виникає через робоче навантаження. Напрямок задіяних сил є вертикальним напрямком осі X для координації на рис. 3.1 б (b). F_e — збуджувальна сила від обертання ексцентричної маси, яку можна визначити як [5]:

$$\vec{F}_e = \vec{F}_y + \vec{F}_x \quad (3.3)$$

$$\vec{F}_x = F_1 \sin \varphi_1 - F_2 \sin \varphi_2 \quad (3.4)$$

$$\vec{F}_y = F_1 \cos \varphi_1 + F_2 \cos \varphi_2 \quad (3.5)$$

$$F_1 = F_2 = mr\omega^2 \quad (3.6)$$

$$\varphi_1 = -\varphi_2 = \omega t, \quad (3.7)$$

де індекси 1 та 2 вказують на активну та пасивну ексцентричну масу відповідно. m і r — маса та ексцентрична відстань відповідно. φ і ω — кут обертання та кутова швидкість ексцентричної маси, оскільки два вали ексцентричної маси обертаються синхронно та навпаки, напрямки кута та кутової швидкості протилежні. Тоді ми можемо отримати збуджуючу силу [5]:

$$F_e = 2mr\omega^2 \sin\varphi_1 \quad (3.8)$$

Кут та кутову швидкість можна отримати за допомогою динамічної моделі ексцентричної маси, яку можна виразити як:

$$J_1 \ddot{\omega}_1 = T - T_2 - \dot{\omega}_1 c_e, \quad (3.9)$$

$$J_2 \ddot{\omega}_2 = T_2 - \dot{\omega}_2 c_e, \quad (3.10)$$

$$\omega_1 = -\omega_2, \quad (3.11)$$

де J_1 та J_2 – момент інерції ексцентричної маси, T – рушійна сила гідравлічного двигуна, T_2 – рушійний момент пасивної ексцентричної маси. c_e – демпфування обертання. Рушійний момент буде наведено в гідравлічній моделі.

Механічну модель молота було отримано шляхом підстановки рівнянь (3.3)–(3.11) у (3.1)–(3.2).

3.1.2 Гідравлічна модель

Як показано на рис. 3.1б (спрощена схема) та рис.3.2 (детальна схема), гідравлічна модель містить моделі гідравлічного клапана, двигуна, вхідних та вихідних труб. Клапан, який є ключовим компонентом керування, визначає вхідний потік системи. Вхідний потік отримується з датчика потоку під час експериментів. Гідравлічний двигун з'єднаний з гідравлічним насосом дуже довгим трубопроводом, а хвиля потоку слабка.

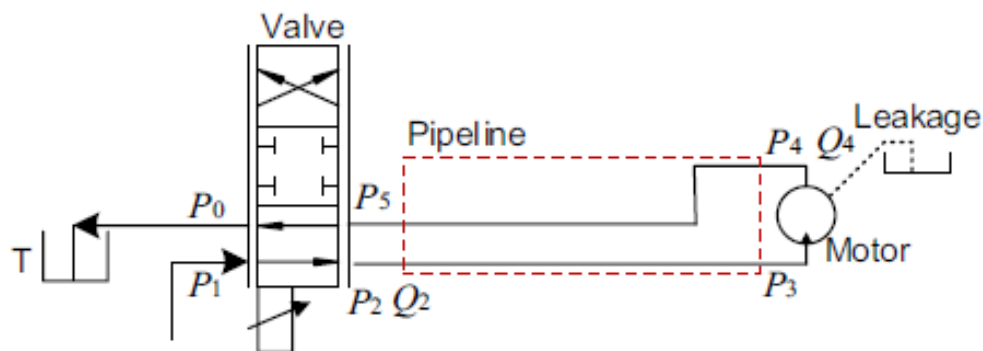


Рисунок 3.2 - Принципова схема гідравлічної моделі системи приводу

Отже, ми зосереджуємося на моделі клапана, двигуна та труб, в якій модель гідравлічного клапана та двигуна може бути задана так:

$$Q_2 = AC_d \sqrt{2(p_1 - p_2)/\rho} , \quad (3.12)$$

$$Q_0 = AC_d \sqrt{2(p_5 - p_0)/\rho} , \quad (3.13)$$

$$Q_2 = Q_{in} + Q_4 , \quad (3.14)$$

$$Q_{in} = nD/\eta_v , \quad (3.15)$$

$$T = D(p_3 - p_4)\eta_m , \quad (3.16)$$

де Q_2 , Q_0 , Q_{in} та Q_4 – це вхідний потік w , вихідний потік w клапана, вхідний потік та потік витоку двигуна відповідно;

p_0 , p_1 , p_2 , p_5 , p_3 та p_4 – це атмосферний тиск, вхідний тиск клапана, вихідний тиск після клапана, вхідний тиск зворотної оливи, вхідний тиск та вихідний тиск двигуна відповідно;

A – площа відкриття клапана;

C_d – параметр нагнітання;

ρ – густина гідравлічної оливи;

D , n , η_v та η_m – це продуктивність, швидкість, об'ємний та механічний ККД гідравлічного двигуна відповідно. Δp – це різниця тисків між вхідним та вихідним отворами. Зазвичай, вихід гідравлічного двигуна з'єднаний з масляним баком, що означає, що вихідний тиск дорівнює атмосферному тиску. Вхідний тиск можна виразити як:

$$p_i = BQ_i/(\pi r^2 l) (i = 3,4) , \quad (3.17)$$

де B – ефективний модуль об'ємної пружності, який містить модуль об'ємної пружності гідравлічної оливи та труби. r та l – радіус та довжина вхідної труби.

Рівняння (3.12)–(3.16) задають вхідний та вихідний потік системи. А потік гідродвигуна можна описати рівняннями (3.14)–(3.15). Гідродвигун використовується для приведення в дію ексцентричної маси, а рівняння моментів рівноваги можна отримати за допомогою рівнянь (3.16) та (3.11)–(3.13).

3.1.3 Модель робочого навантаження

Робоче навантаження молота обумовлене опором між бойком та умовним ґрунтом під час процесу розбивання [22, 23].

Опір можна визначити за формулою:

$$\begin{cases} F_r = LfH + F_p A_p \\ f = af_0 \\ F_p = bF_0 \end{cases}, \quad (3.17)$$

де F_r – сила опору, L , f , H – периметр, напруження зсуву тертя та глибина палі відповідно. F_p та A_p – опір на кінці та площі перерізу палі. f_0 та F_0 – значення тертя та опору на кінці палі, а a , b – відповідний поправочний коефіцієнт, який визначається умовами розбивання умовного ґрунту.

Крім того, протягом усього випробування буде використовувався один і той самий матеріал. Сила тертя пов'язана зі швидкістю занурення, а коефіцієнт a визначається відповідно до процесу занурення. Тоді коефіцієнт a дорівнює 0,2. Сила опору на кінці бойка визначається площею перетину контакту, а коефіцієнт b використовується для корекції сили опору.

Отримані моделі можна запустити в середовищі моделювання, а результати слід перевірити за допомогою результатів тестування.

3.2 Імітаційне моделювання та випробування

3.2.1 Налаштування моделювання

Механічні моделі та моделі робочого навантаження моделювалися в ADAMS, а гідравлічна модель – в AMESim.

Програма ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) компанії Mechanical призначена для аналізу кінематики складних механічних пристроїв. Воно дозволяє створювати параметричні моделі механічних систем як власними засобами (є твердотільний моделювальник на основі ядра ParaSolid), так і шляхом імпортування з інших САПР. З допомогою цих моделей проводиться розрахунок руху системи тривимірному просторі під впливом зовнішніх навантажень (див.рис.3.3) .

Моделювання і аналіз гідравлічної системи екскаватора в Siemens Amesim (раніше LMS Imagine.Lab Amesim) — потужний спосіб провести віртуальне тестування, оптимізацію і діагностику компонентів гідросистеми, не створюючи фізичний прототип (див.рис.3.4).

У системі Amesim можна проводити такі дослідження, як:

- аналіз енергоефективності системи;
- вивчення роботи гідроциліндрів (наприклад, стріли, ковша, рукояті);
- визначення продуктивності за різних навантажень;
- діагностика відмов чи коливань тиску;
- оптимізація клапанів та насоса.

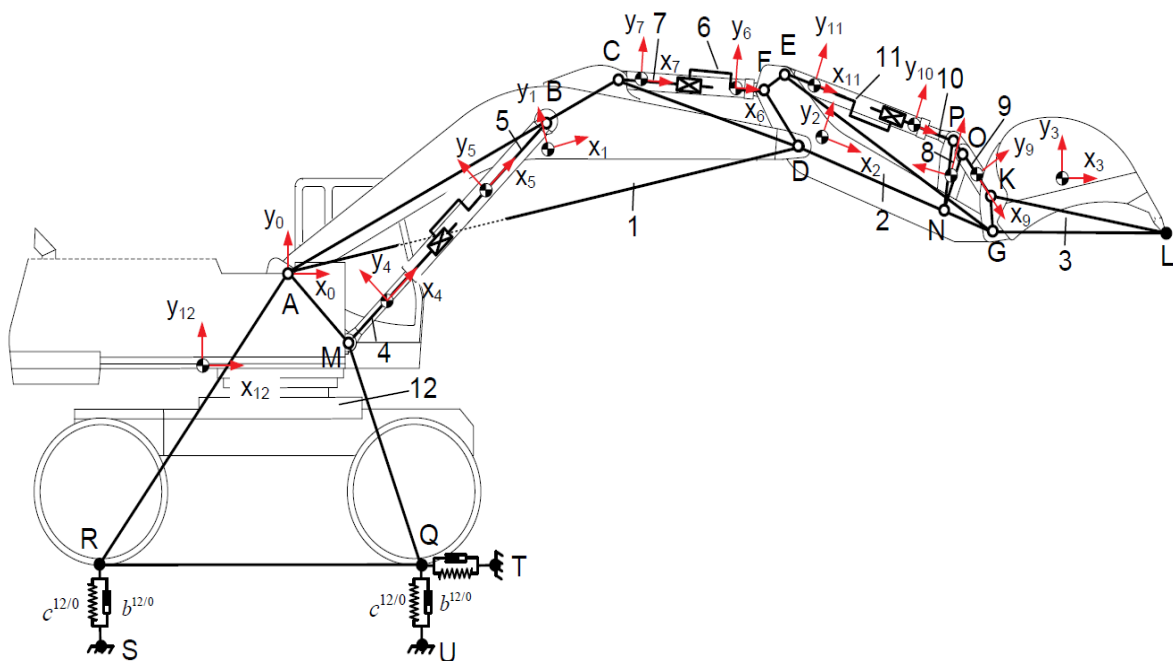


Рисунок 3.3 - Моделювання та аналіз кінематики складних механічних пристроїв екскаватора в системі ADAMS

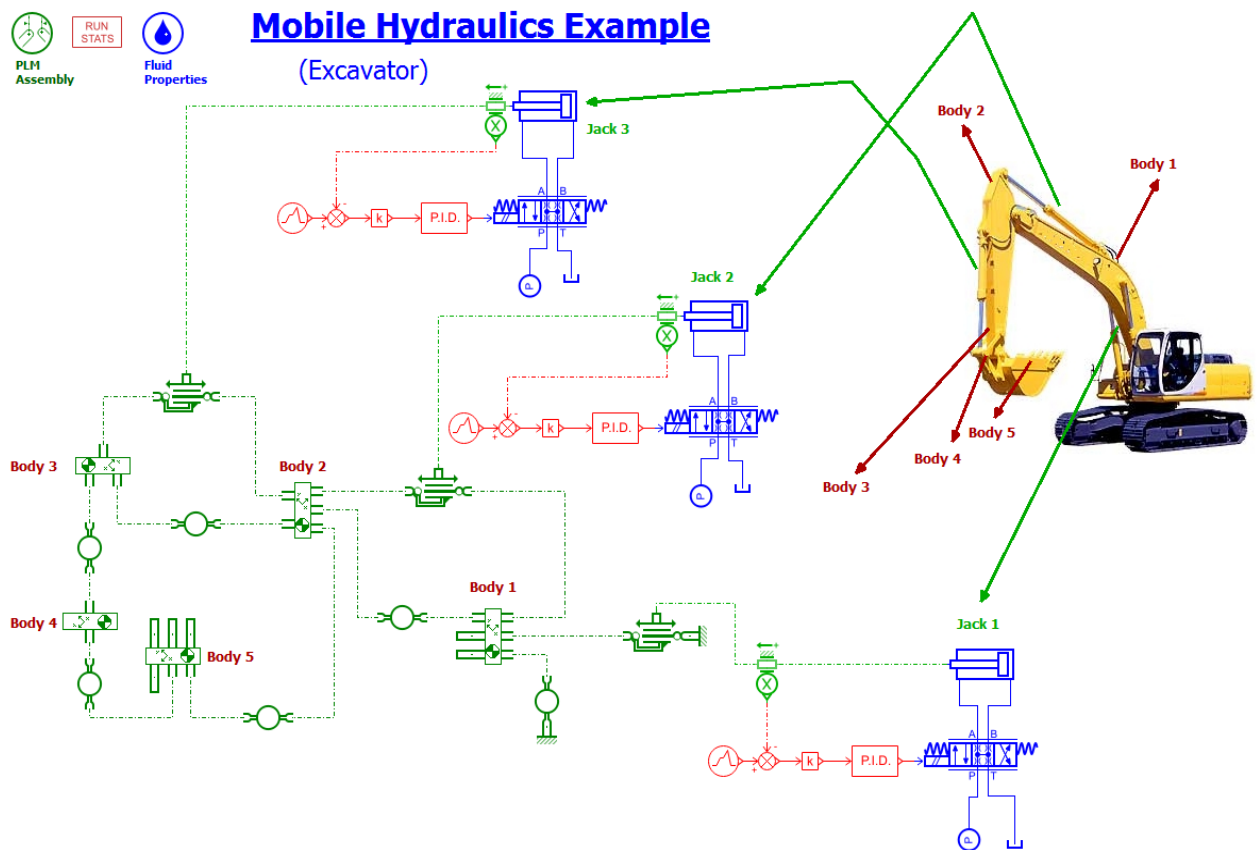


Рисунок 3.4 - Моделирование и анализ гидравлической системы экскаватора в Siemens Amesim.

Зв'язану динамічну модель було змодельовано за допомогою ко-симуляції між AMESim та ADAMS, яка виконувалася з інтервалом 0,005 с. Схема симуляції показана на рисунку 3.5, а відповідні параметри наведено в таблиці 3.1.

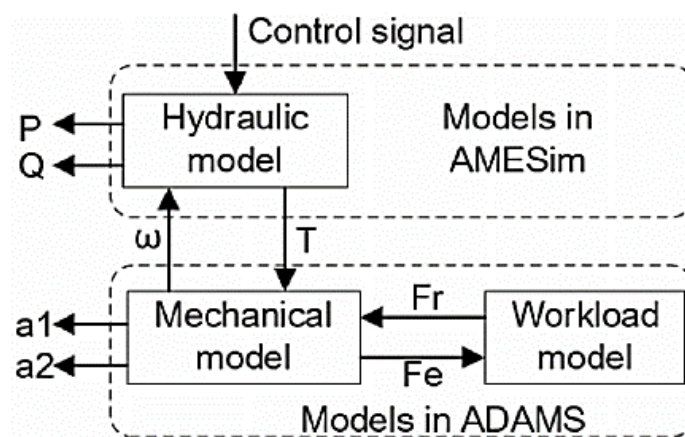


Рисунок 3.5 - Принципова схема моделювання

Таблиця 3.1 - Параметри у симуляції

Symbol	Parameters	Values
m_1	Mass of frame	526 kg
m_2	Mass of body	192 kg
m_3	Mass of pile	57 kg
m	Mass of eccentric block	108 kg
k_1	Stiffness between frame and cradle	1e3 N/m
c_1	Damping between frame and cradle	2e3 N/m/s
k_2	Stiffness between frame and body	1.2e6 N/m
c_2	Damping between frame and body	4e4 N/m/s
J_1, J_2	Moment of inertia for eccentric mass	1.3 kg m ²
c_e	Rotational damping of eccentric mass	3 N m/(rad/s) N/m/s
D	Displacement of hydraulic motor	125 cc/rev
B	Effective bulk modulus	4e5 MPa
r	Radius of inlet pipe	5/8 in
l	Length of inlet pipe	11 m
L	Perimeter of pile	1.3 m
H	Depth of pile	0–5 m
a	Correction factor	0.2
b	Correction factor	0.6
A_p	Sectional area of pile	0.2 m ²
f_0	Friction values in the end of the pile	4e6 N/ m ²
F_0	Resistance values in the end of the pile	2e5 N/ m ²

Як видно з (рис. 3.5) гідравлічна модель отримувала керуючий сигнал як вхідний керуючий сигнал, який був керуючим сигналом, записаним під час стендових випробувань. Гідравлічна модель забезпечувала рушійний момент для механічної моделі, а швидкість обертання механічної частини подавалася повертаючись до гідравлічної моделі. Аналогічно, механічна модель та модель робочого навантаження пов'язані одна з одною рушійними силами та силами опору. Для всебічної перевірки пов'язаної динаміки моделювання проводилося окремо в режимі холостого ходу та в робочому режимі, модель робочого навантаження була відсутня в режимі холостого ходу та активна в робочому стані. Крім того, затискач та паля роз'єднані в стані холостого ходу, а маса тіла також змінюється.

Параметри у пов'язаній моделі включають механічні та гідравлічні. Деякі параметри доступні, такі як маса, розмір труби тощо. Хоча деякі параметри важко отримати, такі як параметри жорсткості та демпфування, ці параметри

також є критично важливими для моделювання. Похибка цих параметрів призведе до відхилення моделі. Для калібрування моделі ми зосередилися на стані холостого ходу, в якому брали участь лише механічна та гідравлічна моделі. Ми провели різні симуляції за різних параметрів відповідно до результатів випробувань, і ми порівняли амплітуду та частоту прискорення та амплітуду тиску під час моделювання. Ці задіяні параметри були налаштовані для калібрування пов'язаної моделі.

Схема системи в стендових випробуваннях показана на рисунку 3.6 було використано три види датчиків:

- акселерометри вимірюють сигнал роботи молота (корпус і рама у вертикальному напрямку);
- датчики тиску вимірюють тиск гідравлічного приводного двигуна у вхідному та вихідному отворах;
- датчик потоку вимірює вхідний потік двигуна.

LMS SCADAS записує відповідні дані з частотою дискретизації 200 Гц. Стендові випробування проводилися окремо в режимі холостого ходу та в робочому стані, і в режимі холостого ходу.

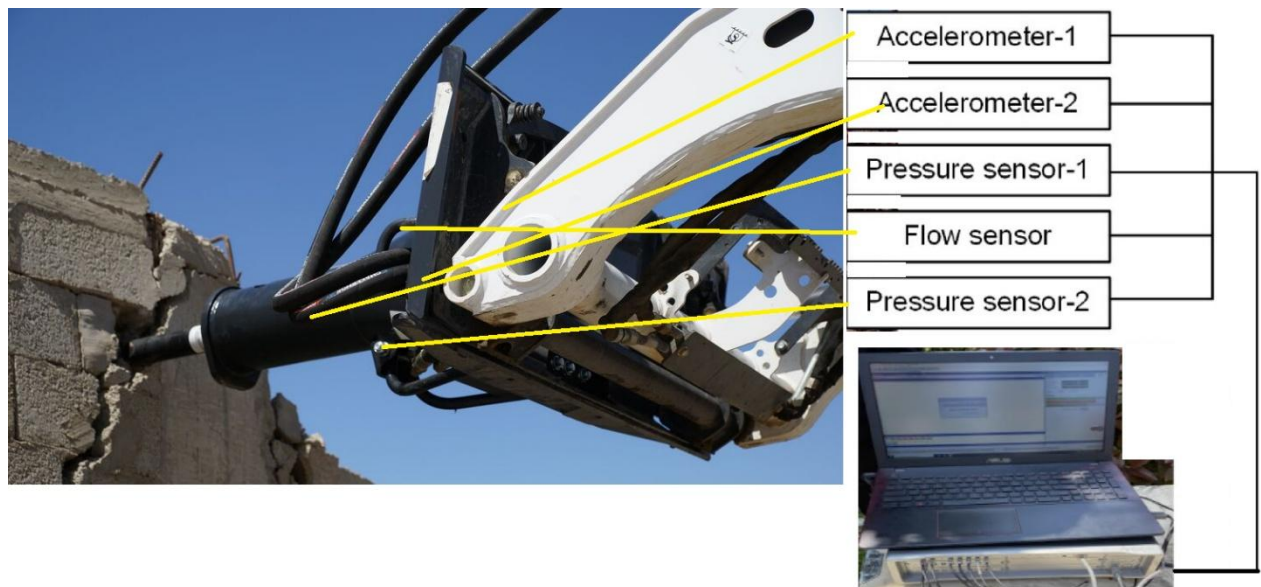


Рисунок 3.6 - Схема системи стендових випробувань

Результати моделювання та випробувань порівнюються в режимі холостого ходу та експлуатації. Також окремо порівнюються дані у часовій та частотній областях.

3.2.2 Результати випробування гідромолота в режимі холостого ходу

Сигнал керування клапанами та результати моделювання та експериментів щодо потоку та тиску порівнюються на рис.3.7. Польові випробування тривали 60 секунд, демонструючи два режими роботи двигуна, тобто одномодальний та подвійний. Одинарний режим, коли відкритий один клапан, означає, що двигун приводився в рух лише одним насосом, а подвійний режим, коли відкритий подвійний клапан, означає, що в екскаваторі використовуються два насоси, при цьому в двигун подається великий потік. Клапани керуються напругою, і коли напруга досягає 5 В, площа відкриття клапана є максимальною. Як видно з рис.3.7, протягом 0–20 с, молот запускається та працює стабільно в одномодовому режимі, стабільний потік становить близько 330 л/хв, стабільний тиск на вході та виході становить 11,5 МПа та 2,9 МПа відповідно.

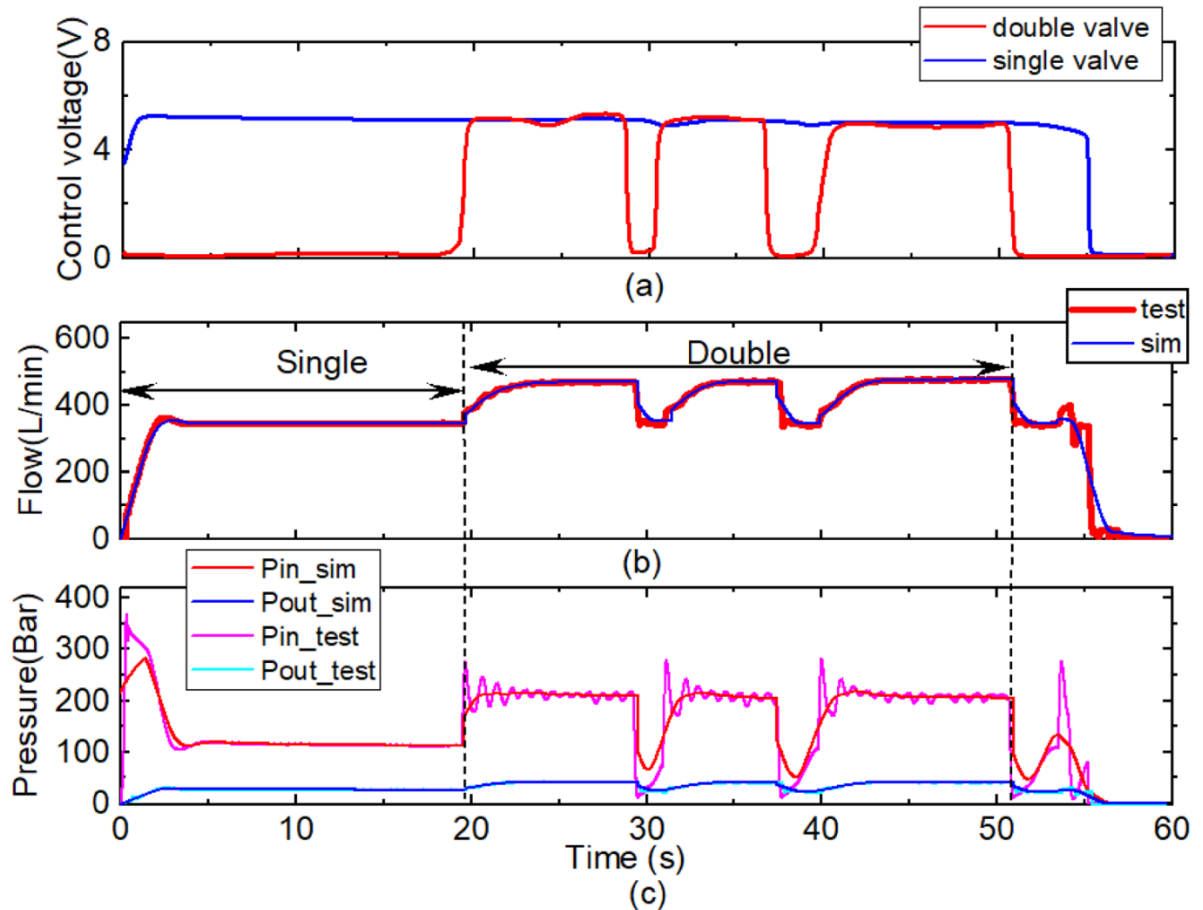


Рисунок 3.7 - Порівняння результатів витрати та тиску в стані холостого ходу

Порівняльні результати моделювання та стендових випробувань добре збігаються під час усталеного одиночного режиму, тоді як тенденція змінюється по-різному на початковому етапі для порівняльних результатів моделювання та польових випробувань. Як видно з рис. 3.7с, максимальний тиск на вхідному отворі становить близько 35 МПа під час польового випробування, тоді як максимальний тиск у моделюванні становить 28 МПа. Тенденція тиску на початковому етапі залежить від двох причин: одна - це рушійне навантаження ексцентричної маси, інша - те, що рушійний двигун зазнає резонансної частоти механічної структури молота, що призведе до різкого збільшення навантаження.

Протягом 20–51 с молот працює в подвійному режимі, в якому також відбувається перемикання між одинарним та подвійним режимами. Під час усталеної стадії подвійного режиму вхідний потік становить близько 480 л/хв, а тиск на вході та виході становить близько 21 МПа та 4 МПа. Тенденція

потoku та тиску для моделювання та випробування добре збігається під час усталеної стадії, вхідний тиск змінюється з незначними відмінностями під час нестационарної стадії, дані випробувань змінюються різкіше, і деякі брижі з'являються під час усталеної стадії, що виникає через зазор між люлькою та рамою молота. Хоча з'єднання спрощено як блоки жорсткості та демпфування в процесі моделювання, Тенденція моделювання та випробування збігається, що може свідчити про динамічні характеристики молота. Тому різниця є прийнятною. Після подвійного режиму, молот перемикається в одинарний режим, а потім зупиняється протягом 51–0 с. Тенденція потоку w та тиску збігається для даних моделювання та випробування. На 54 с тиск різко зростає, що також відображається в моделюванні, що виникає внаслідок резонансу механічної конструкції та приводного двигуна [24, 25]. Окрім перевірки потоку w та тиску, слід також враховувати динамічні реакції конструкції.

Ми записували дані прискорення між 0 с та 40 с корпусу молота у вертикальному напрямку, щоб перевірити динамічну модель молота, в якій враховано різні режими молота. Результат показано на рис. 3.8.

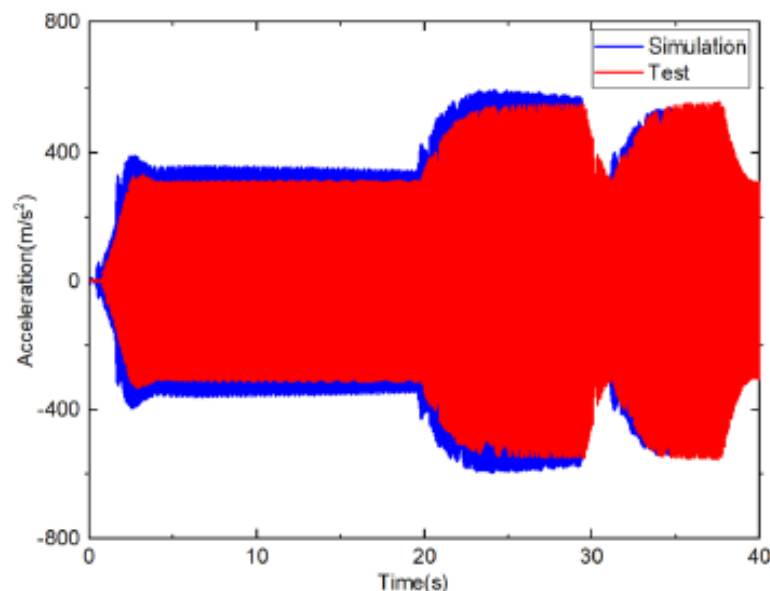


Рисунок 3.8 - Дані часової області прискорення тіла у вертикальному напрямку

Як видно з рисунку 3.8, результати моделювання та випробування добре збігається, і амплітуда прискорення дуже близька, відмінності виникають

через похибки між демпфуванням моделі та фактичною конструкцією. Далі, ми проаналізували частотні характеристики одно- та двомодового режимів під час усталеного стану зі швидким перетворенням Фур'є (ШПФ) [26], результати показано на рисунку 3.9. Діаграми рис. 3.9 а та 3.9 б – це порівняльні результати тесту та моделювання в одному режимі відповідно.

Діаграми рис. 3.9 с та 3.9 d – результати порівняння подвійного режиму. Згідно з результатами на рис.3.9, частота одинарної та подвійної моди становить 42,8 та 57,4 Гц, амплітуда – 260,4 м/с² та 430,4 м/с².

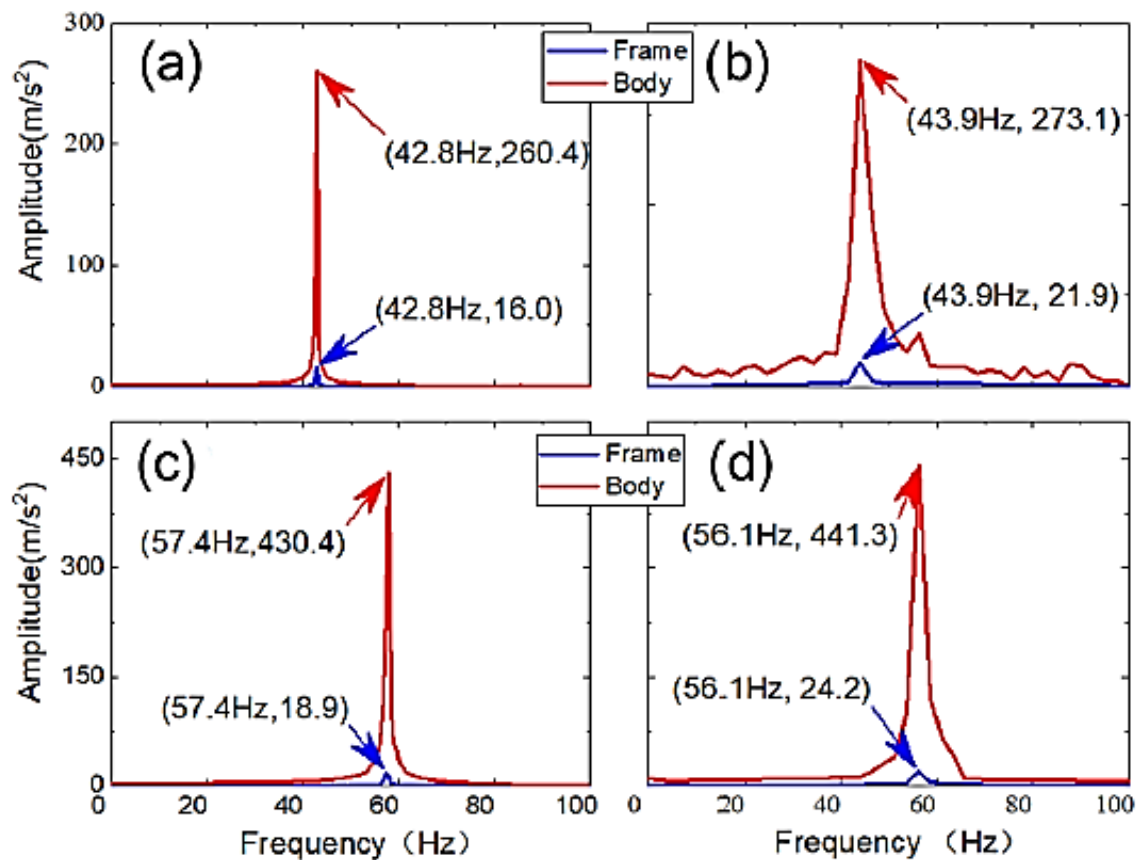


Рисунок 3.9 - Результати швидкого перетворення Фур'є (FFT) прискорення в режимі холостого ходу

Хоча відповідні дані моделювання відрізняються, похибки становлять 2,6% та 4,9% для частоти та амплітуди в одномодовому сталому каскаді. Відповідні похибки становлять 2,3% та 2,4% у двомодовому сталому каскаді.

Частота в різний час під час тесту отримується за допомогою короткочасного перетворення Фур'є (SFT), результати показано на рисунку 3.10.

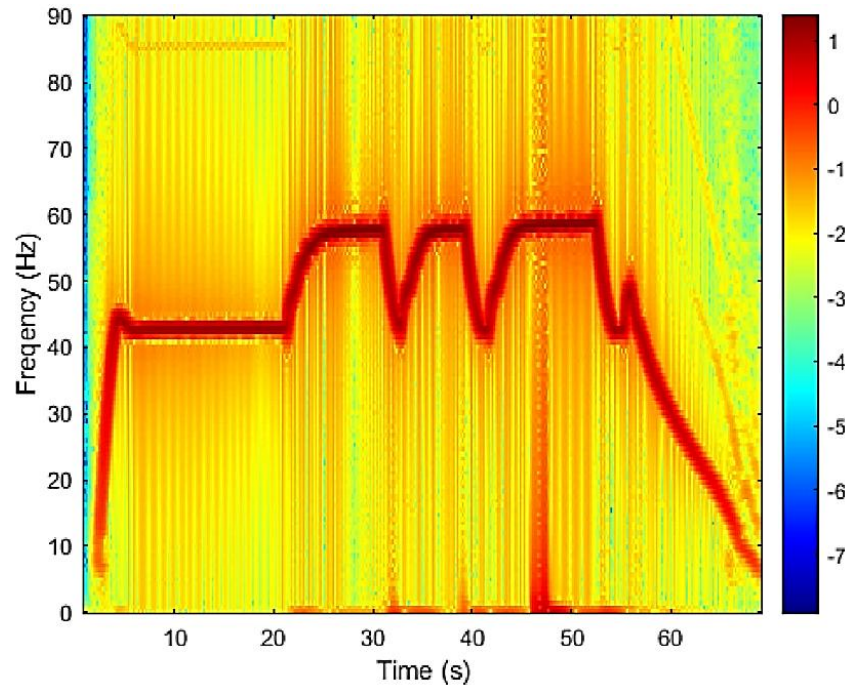


Рисунок 3.10 - Результати SFT тиску в стані холостого ходу

Оскільки дані моделювання та випробувань майже однакові, ми в основному показали та проаналізували результати випробувань. Як видно з рисунка, частота одинарного та подвійного режимів становить 42,8 та 57,4 Гц, що ідентично результатам швидкого перетворення Фур'є (FFT). Крім того, тенденція частоти в різний час ідентична тенденції потоку. Це пояснюється тим, що молот по суті базується на вимушених коливаннях. А динамічна частота відгуку молота залежить від частоти збудження, тобто частоти ексцентричної маси. Ексцентрична маса приводиться в рух гідравлічним двигуном, а частота пов'язана зі швидкістю двигуна, яка може бути отримана за допомогою переміщення та потоку.

Двигун цього молота - це поршневий двигун з фіксованим об'ємом та робочим об'ємом 125 куб.см/об.

Тому тенденція потоку ідентична результатам швидкого перетворення Фур'є для даних прискорення.

3.2.3 Результати випробування гідромолота в режимі навантаження

Через обмеження випробувального поля (див. рисунок 3.6) гідромолот керується оператором в обмеженій області зруйнованої стени, який

багаторазово відводить його, виключаючи обвал великих фрагментів випробуваного матеріалу, під час випробування, а сигнал керування клапанами записується. Сигнал керування вводився в моделювання у вигляді часових рядів. Сигнал керування клапанами та результати порівняння потоку та тиску в робочому стані показані на рисунку 3.11. Як видно з рис. 3.11a та 3.11b, тривалість випробування позначена як змішаний та подвійний режими. У змішаному режимі 10–30 с двигун приводиться в дію з перемиканням одинарного та подвійного режимів, вхідний потік змінюється з коливаннями, які становлять від 280 до 50 л/хв. Відповідний вхідний тиск змінюється від 15 до 29 МПа. Хоча діапазон коливань моделювання та випробування відрізняється, тенденція ідентична, а значення потоку та тиску узгоджуються у відносно стабільному діапазоні, наприклад, 20 с ~ 25 с. Ідентична характеристика з'явилася в подвійному режимі, протягом 35–45 с. Криві потоку моделювання та випробування майже збігаються на цих усталених етапах, криві тиску також схожі. Крім того, відмінності між моделюванням та випробуванням з'явилися на 31–34 с, 47–49 с та 57–60 с, коли потік повернувся до нуля під час випробування, а відповідний потік лише зменшився, а потім збільшився під час моделювання, і тиск на рис. 3.11c показує ті ж самі характеристики. Це пояснюється тим, що демпфування, включаючи демпфування конструкції та демпфування між об'єктом, що руйнується та бойком, більше під час випробування, і молот зупиняється (заклинюється) швидше, коли гідравлічна сила знижується. Прискорення молота також відображає цю характеристику.

Дані про прискорення корпусу молота та рами у вертикальному напрямку показано на рис. 3.12a, а відповідний результат SFT показано на рис. 3.12b. Як видно з рис. 3.11, амплітуда прискорення в робочому стані менша, ніж дані в режимі холостого ходу. Наприклад, амплітуда одинарного та подвійного режимів у робочому стані становить 190 м/с^2 та 200 м/с^2 відповідно, а відповідна частота становить 32 та 41 Гц, що менше, ніж результати в режимі холостого ходу, наведені в розділі 3.2.2. Хоча відмінності виникали під час

нестационарних стадій, динамічні характеристики цього молота в стаціонарному стані, включаючи механічні та гідравлічні частини, можуть бути виявлені за допомогою цієї пов'язаної динамічної моделі.

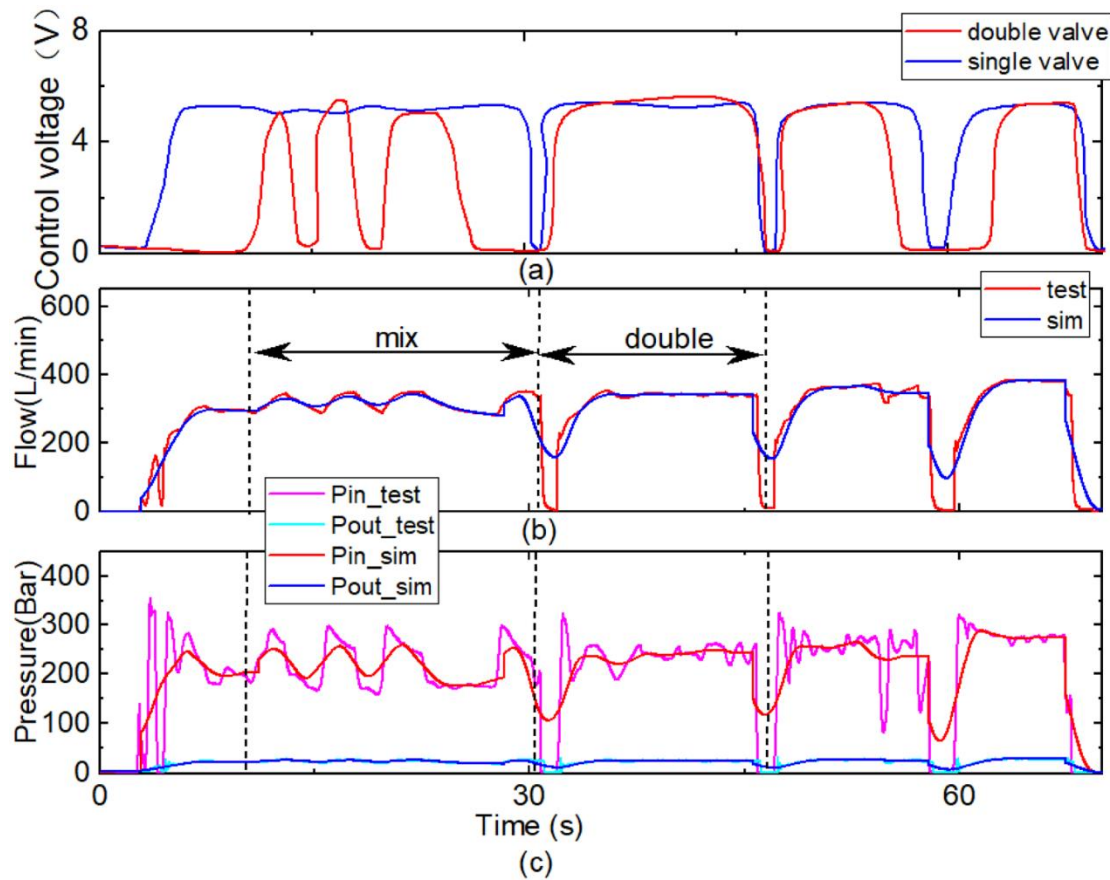
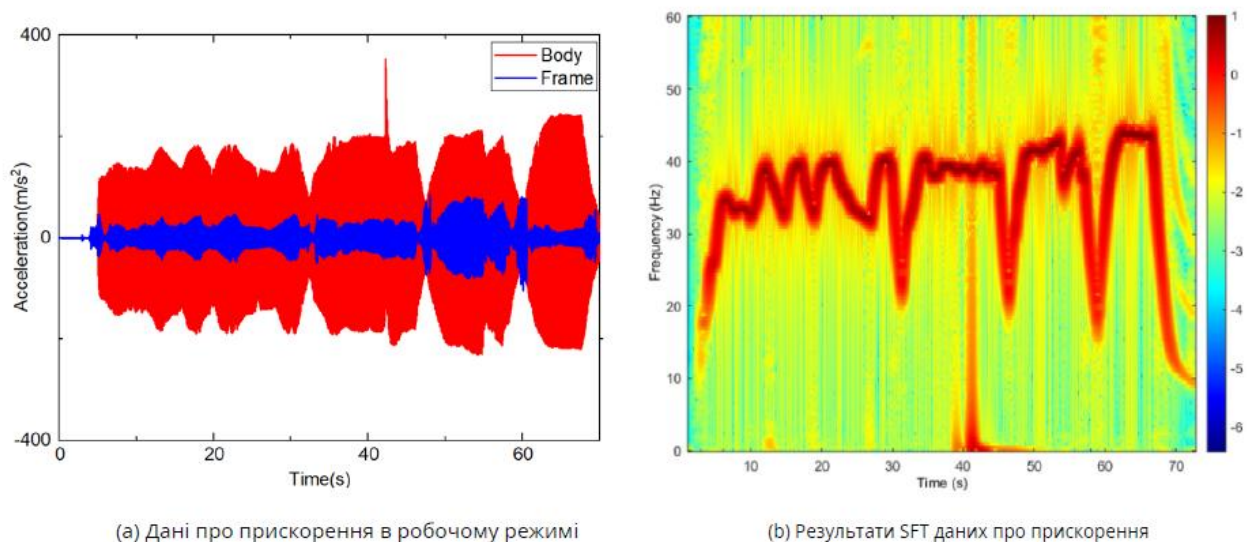


Рисунок 3.11 - Порівняння результатів витрати та тиску в робочих умовах.



(a) Дані про прискорення в робочому режимі

(b) Результати SFT даних про прискорення

Рисунок 3.12 - Прискорення та відповідні результати SFT в робочому стані

3.2.4 Аналіз та оптимізація продуктивності

Після перевірки пов'язаної динамічної моделі ми проаналізували роботу молота з ним. Згідно з досвідом [26], молот у подвійному режимі буде

ефективнішим, ніж в одиночному. Як видно з результатів у розділі...3.2.3 різниця між подвійним та одинарним режимами може бути відображена частотою та амплітудою вертикального прискорення. Хоча частота безпосередньо пов'язана зі швидкістю руху двигун, який визначається вхідним потоком. Таким чином, ми можемо оптимізувати структуру ексцентричної маси для отримання кращих характеристик молота, тобто амплітуди вертикального прискорення.

Для позначення задіяних параметрів, структура ексцентричної маси (кулачка-ексцентрика) показана на рисунку 3.13. Розмір включає радіус r , товщина δ , і кут α .

Через обмеження внутрішнього встановлення корпусу молота, радіус обмежений менш ніж 175 мм, товщина – менш ніж 190 мм, а кут необмежений. Ми обробили моделювання в стані холостого ходу з різним радіусом, товщиною та кутом на основі пов'язаної динамічної моделі та вхідного потоку.

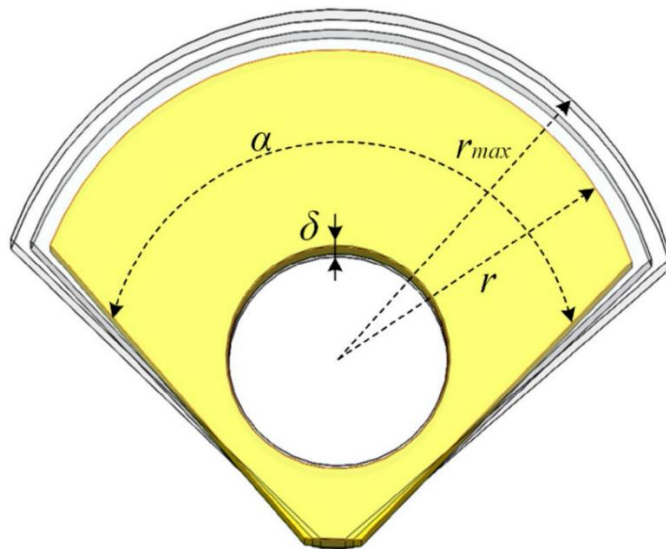


Рисунок 3.13 - Структура ексцентричної маси

Гідравлічний двигун є постійним під час моделювання. Результати показано на рисунку 3.14 і 3.15 відповідно.

Прискорення тіла молотка при різній товщині та кутах показано на рисунку 3.14.

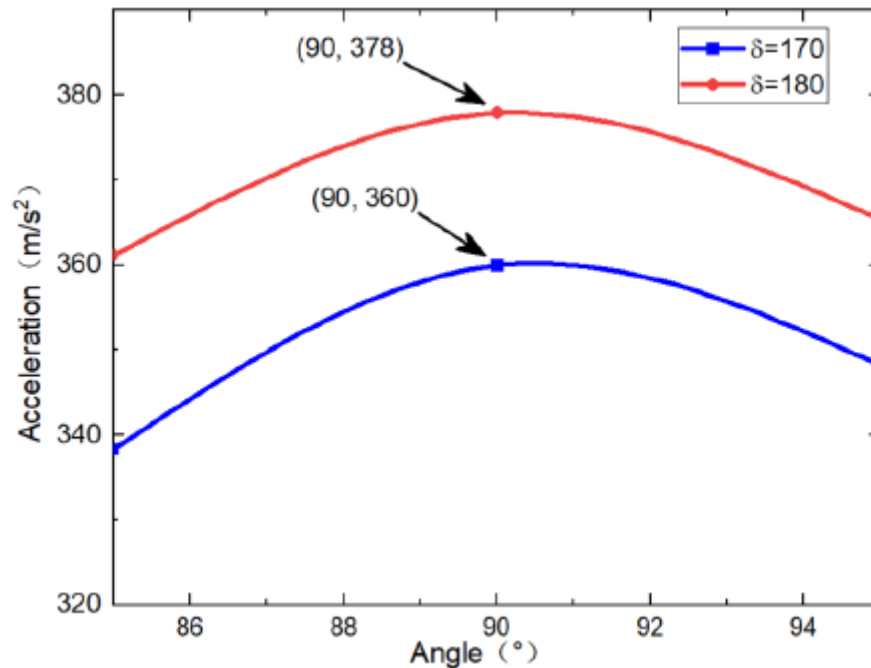


Рисунок 3.14 - Прискорення під різними кутами ексцентричної маси

Як видно з рисунку 3.14, більша ексцентрична маса призведе до великої амплітуди прискорення корпусу молота у вертикальному напрямку. Згідно з рівнянням (3.7), більша ексцентрична маса збільшить масу, що призведе до більшої збудливої сили. А збільшення кута призведе до нелінійної зміни. Коли кут менше 90° , прискорення збільшується зі збільшенням кута. У той час як прискорення зменшується з кутом більше 90° .

Максимальне прискорення досягається, коли кут становить 90° . Різні кути не тільки змінюють масу ексцентричної маси, але й змінюють ексцентричну відстань, яка є ключовим параметром у рівнянні (3.7).

Збільшення кута призводить до різної тенденції зміни маси та ексцентричної відстані, що призводить до нелінійної характеристики.

Результати різного радіуса та товщини показано на рис. 3.15.

Як видно з деталей на рисунку 3.15а, збільшення товщини та радіуса збільшить амплітуду прискорення. Однак збільшення радіуса призводить до більш очевидних змін. Згідно з рівнянням (3.7), маса та ексцентрична відстань є двома ключовими параметрами. Товщина лише збільшує масу, тоді як збільшення радіуса не тільки збільшує масу, але й збільшує ексцентричну

відстань. І тенденція змін та сама, що призведе до більш помітного збільшення прискорення.

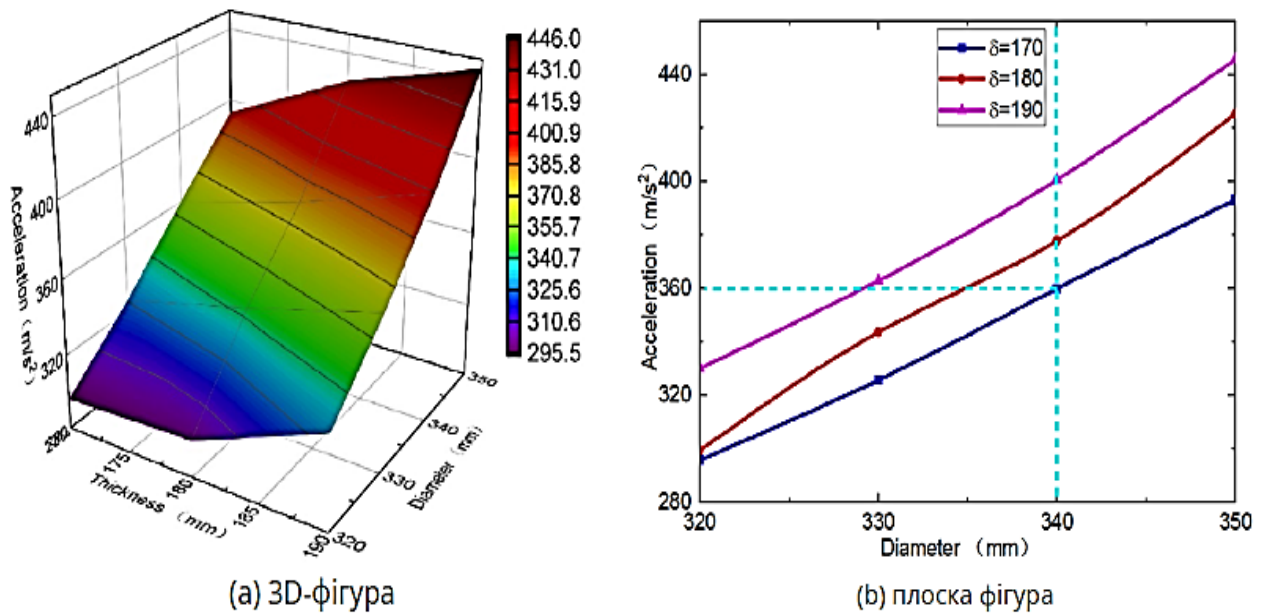


Рисунок 3.15 - Прискорення при різному діаметрі та товщині ексцентричної маси

Згідно з результатами на рисунку 3.15a та 3.15b, коли кут 90° , товщина 190 мм та радіус 175 мм, прискорення корпусу молота становить 440 м/с^2 , що перевищує 310 м/с^2 , отримані у параграфі 3.2.1 з (польовим) стендовим випробуванням. Хоча амплітуда прискорення монотонно змінюється з діаметром і товщиною згідно з результатами на рисунку 3.15, ці результати вказували на різні зміни прискорення, коли змінювалися лише товщина та діаметр.

3.3 Оптимізація структурних параметрів поршневої системи та системи клапанного сердечника

Згідно з результатами дослідження, і оптимізаційного аналізу структурних параметрів, можливо знайти найкращі проектні значення структурних параметрів поршневої та реверсивної клапанної системи.

Для оптимізації конструкції використовується метод неперервного квадратичного програмування (NLPQL) – метод математичної оптимізації, у поєднанні з моделюванням гідравлічних ударів в програмному пакеті AMESim.

На рис. 3.16 показано принцип роботи гідравлічного ударника. Його робочий процес зазвичай поділяється на два етапи: повернення та хід, етап повернення складається з прискорення повернення та гальмування повернення. Аналогічно, хід складається з прискорення ходу та паузи удару.

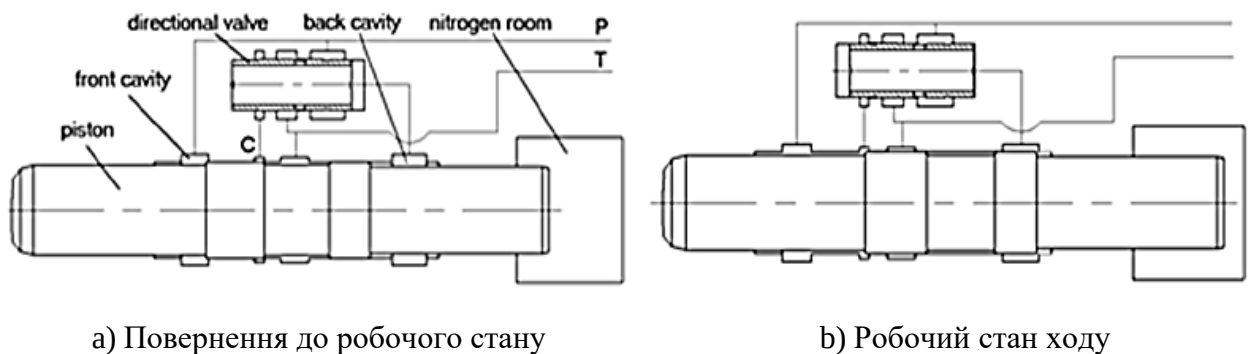


Рисунок 3.16 - Принцип роботи гідравлічного віброударника

Коли масло під високим тиском потрапляє в передню камеру поршня, задня камера поршня повертається в резервуар; під дією масла під високим тиском з передньої камери, поршень рухається вгору, подолавши силу азоту, силу рідини задньої камери, власну силу тяжіння, в'язке тертя та опір тертя ущільнення, що може стискати азот в азотній камері. Поршні здійснюють прискорений рух на зворотному шляху, перш ніж масло під високим тиском пройде через сигнальний порт С. Коли поршень рухається до сигнального порту С, щоб з'єднати попередню камеру масла під високим тиском, під дією масла під високим тиском відбувається комутація розподільників напрямку руху та перемикання масляного контуру. Тепер і передня, і задня камери поршня мають масло під високим тиском. Потім поршень продовжує рух вгору

під дією інерції та здійснює зворотний вільний рух, доки не досягне верхньої мертвої точки, і зворотний шлях не завершиться.

Положення поршня та розподільного клапана показано на рис. 3.16 (b). Передня та задня камери поршня мають масло високого тиску, що утворює диференціальний контур. Масло з першої камери потрапляє в задню камеру через внутрішній масляний канал розподільного клапана.

Оскільки ефективна площа задньої камери більша, ніж передньої камери, під впливом тиску рідини в передній та задній камерах поршня та газового тиску в азотній камері поршень здійснює прискорений робочий хід. Коли поршень рухається до бурильної штанги, ударний рух зупиняється, а реверсивний клапан змінює напрямок, після чого поршень повертається у початковий стан наступного циклу. Час паузи $t=2l/c$, l являє собою довжину поршня, c – швидкість поширення хвилі тиску, яка зазвичай становить 5000 м/с.

Виходячи з другого закону Ньютона, принципу нерозривності рідини та рівняння газу, можна перерахувати наступні диференціальні рівняння, що описують рух гідравлічного ударника:

Кінетичне рівняння Поршня:

$$m_p \ddot{S}_p = \text{sgn}(\dot{S}_p) m_p g \cos \alpha + P_1 A_{p1} - P_2 A_{p2} + \text{sgn}(\dot{S}_p) P_N A_{p3} - \sum_{i=1}^4 \pi d_{pi} l_{pi} \left(\frac{\mu}{\delta_{pi} \sqrt{1 - \varepsilon_{pi}}} \dot{S}_p + (-1)^{i+1} \text{sgn}(\dot{S}_p) \frac{\delta_{pi}}{2 l_{pi}} \Delta P_{pi} \right). \quad (3.18)$$

Рівняння динаміки золотника в розподільному клапані потоку:

$$m_v \ddot{S}_v = \text{sgn}(\dot{S}_v) m_v g \cos \beta - P_2 A_{v2} + P_3 A_{v1} - \sum_{i=1}^4 \pi d_{vi} l_{vi} \left(\frac{\mu}{\delta_{vi} \sqrt{1 - \varepsilon_{vi}}} \dot{S}_v + (-1)^{i+1} + \text{sgn}(\dot{S}_v) \frac{\delta_{vi}}{2 l_{vi}} \Delta P_{vi} \right). \quad (3.19)$$

Рівняння газового стану азотної камери:

$$P_N V_N^{1.4} = P_0 V_0^{1.4} = C, \quad (3.20)$$

$$V_N = V_0 - S_p A_{p3}. \quad \dots\dots\dots (3.21)$$

Рівняння рівноваги витрати:

$$Q - Q_l = A_{p1} \dot{S}_p - A_{p2} \dot{S}_p + A_{v1} \dot{S}_v, \quad (3.22)$$

$$Q_l = \sum_{i=1}^4 \left[\frac{\pi d_{pi} \delta_{pi}^3 \Delta p}{12 \mu l_{pi} c_{pi}} (1 + 1.5 \varepsilon_{pi}^2) + (-1)^{i+1} \frac{\pi}{2} d_{pi} \delta_{pi} \dot{S}_p \right] + \sum_{i=1}^2 \frac{\pi d_{vi} \delta_{vi}^3 \Delta p}{12 \mu l_{vi} c_{vi}} (1 + 1.5 \varepsilon_{vi}^2) + (-1)^{i+1} \frac{\pi}{2} d_{vi} \delta_{vi} \dot{S}_v. \quad (3.23)$$

У наведеному вище рівнянні m_p , m_v – це якість поршня та золотника відповідно; $S_p, \dot{S}_p, \ddot{S}_p$ – переміщення, швидкість, прискорення поршня; $S_v, \dot{S}_v, \ddot{S}_v$ – переміщення, швидкість, прискорення золотника; α, β – кути вертикального напрямку до поршня, золотника; δ_{pi}, δ_{vi} – зазор поршня та циліндра, золотника та корпусу клапана; E_{pi}, E_{vi} – ексцентриситет поршня, золотника; d_{pi}, d_{vi} – діаметр поршнів, золотник контактує з циліндром; μ – динамічна в'язкість гідравлічної оливи; l_{pi}, l_{vi} – довжина ущільнення для поршня, золотника; P_N – тиск у азотній камері; ΔP_i – різниця тисків; P_1, P_2, P_3 – тиск у передній, задній камері поршня та передній камері клапана; A_{p1}, A_{p2}, A_{p3} – загальні ефективні площі поршня передньої, задньої камери та азотної камери; A_{v1}, A_{v2} – площа підшипника передньої та задньої камер розподільника напрямку; P_O – тиск накачування азотної камери; V_N, V_O – миттєвий робочий об'єм, початковий об'єм азотної камери; c_{pi}, c_{vi} – коефіцієнти періоду обертання поршнів, золотника; Q_1 – потік витоку; Q – фактично необхідний для системи.

3.3.1 Модель моделювання ударної системи

1. Модель циліндричного корпусу

Для створення симуляційної моделі корпусу циліндра в AMESim ми використовуємо великий набір перевірених бібліотек попередньо визначених компонентів, таких як Hydraulic Component Design (HCD), Pneumatic Components Design (PCD) тощо.

1. Модель корпусу переднього циліндра

Передній циліндр гідравлічного ударника з газорідним з'єднанням є азотною камерою, її внутрішня частина заповнена азотом під певним напругою. Ми використовуємо відповідну компонентну модель Pneumatic

Library та Pneumatic Component Design Library для створення імітаційної моделі переднього циліндра, яка показана на рисунку 3.17.

2. Модель корпусу середнього циліндра

Ми використовуємо пов'язану модель компонентів з Бібліотеки механічних компонентів та Бібліотеки проектування гідравлічних компонентів для створення симуляційної моделі корпусу середнього циліндра, симуляційна модель базується на середній циліндричній корпус гідравлічного ударника з порожнистим клапанним сердечником. Модель показана на рисунку 3.18.

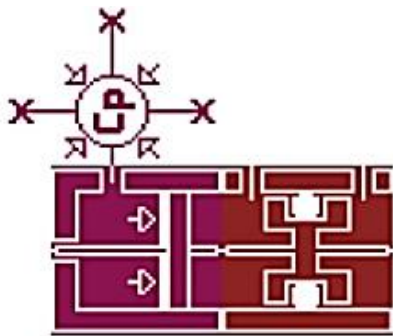


Рисунок 3.17 - .Модель корпусу переднього циліндра

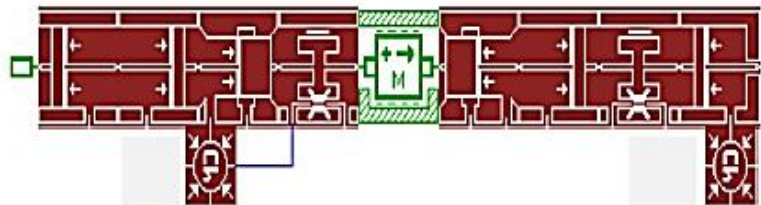


Рисунок 3.18 - Модель корпусу середнього циліндра

3.3.2 Модель системи отворів клапанного типу

1. Модель розподільного клапана потоку

Для аналізу динамічних характеристик гідравлічного розподільника ми використовуємо відповідну компонентну модель Бібліотеки проектування гідравлічних компонентів для створення двопозиційного триходового гідравлічного розподільника, модель показана на рисунку 3.19.

2. Модель запобіжного клапана

Запобіжний клапан відіграє ключову роль у захисті від переповнення та безпеки, що є незамінним елементом гідравлічної системи. Для аналізу динамічних характеристик гідравлічної ударної системи ми використовуємо відповідну компонентну модель Бібліотеки проектування гідравлічних компонентів для створення запобіжного клапана прямої дії типу золотникового клапана, який базується на структурі та робочих параметрах запобіжного клапана. Модель показана на рисунку 3.20.

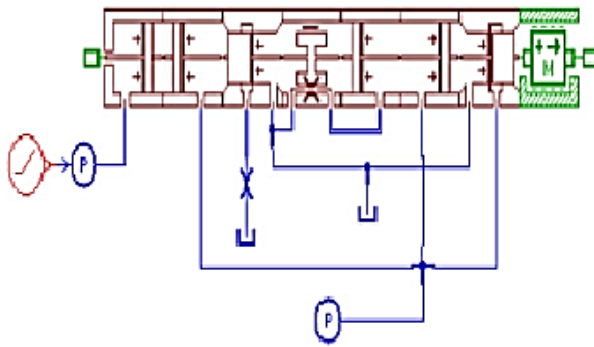


Рисунок 3.19 -
Модель розподільного клапана потоку

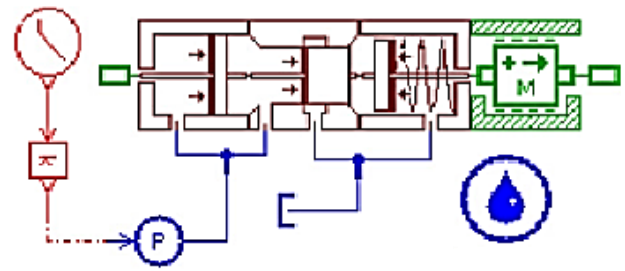


Рисунок 3.20 - .Модель запобіжного
клапана

3.3.3 Модель гідравлічного живлення

Ми вибрали модель гідравлічного поршневого насоса зі змінним об'ємом в AMESim та створили механізм змінного регулювання гідравлічного насоса за допомогою моделі гідравлічного циліндра, моделі пружини. Модель моделювання гідравлічного джерела живлення побудована як на 3.21.

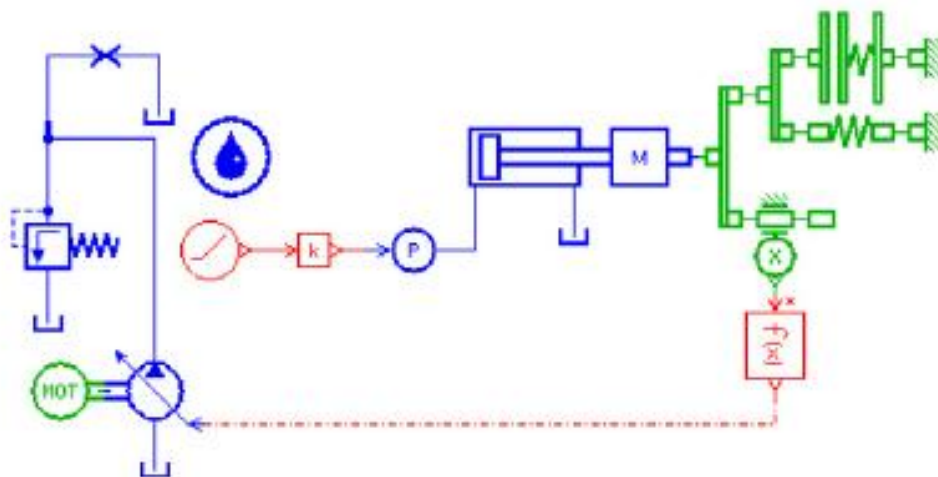


Рисунок 3.21 - Модель моделювання гідравлічного електропостачання

3.3.4 Інтеграція імітаційної моделі гідравлічного ударника

Гідравлічна система екскаватора була використана як джерело живлення ударного механізму. Це дозволяє інтегрувати модель компонентів, вибрати відповідні гідравлічні лінії та встановити набір прийнятних моделей.

Параметри для створення імітаційної моделі систем ударника показані на рисунок 3.22.

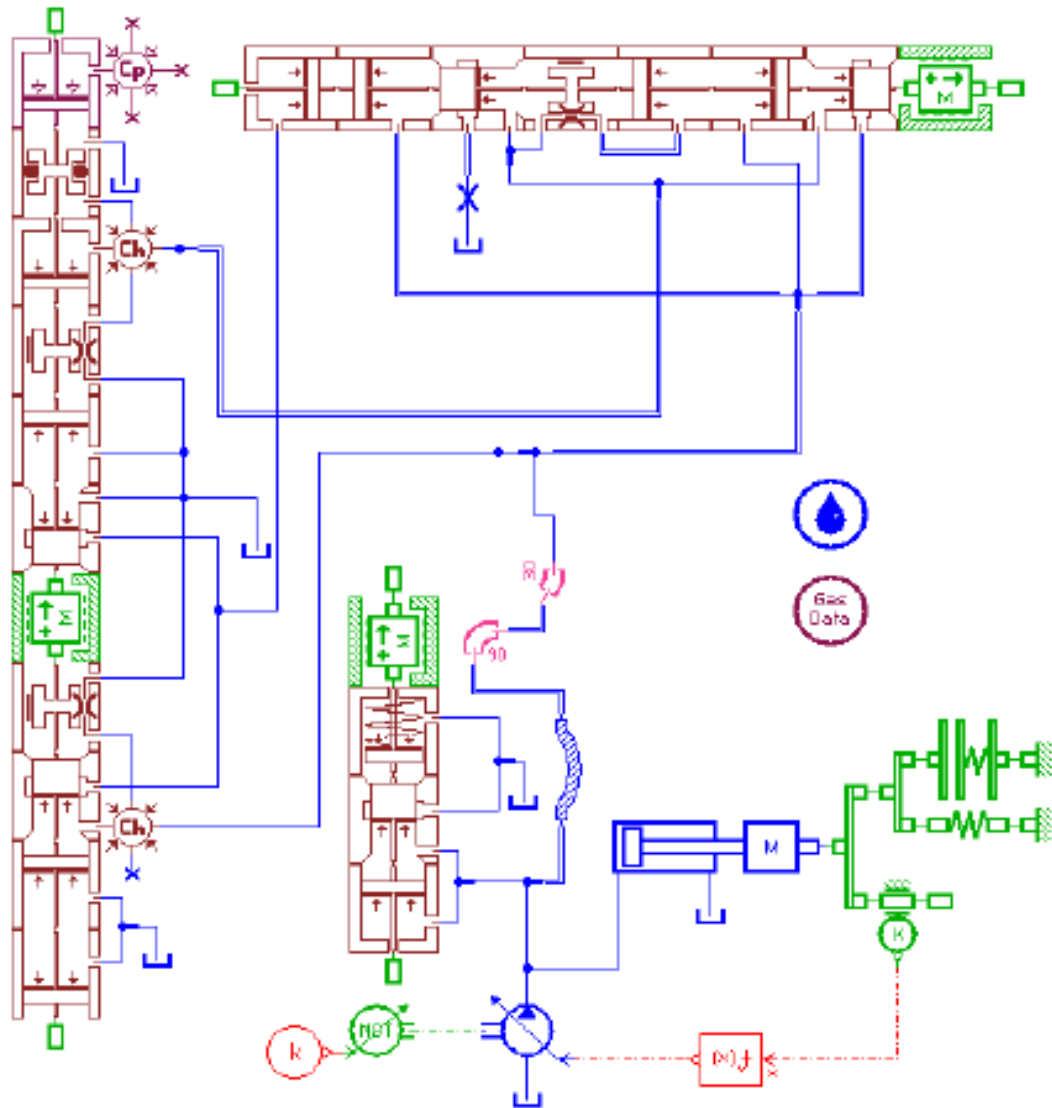


Рисунок 3.21 -.Модель системного моделювання гідравлічного ударника

3.3.5 Оптимізація параметрів гідравлічного ударника

Зазвичай використовується метод математичної оптимізації – послідовне квадратичне програмування (NLPQL) – і поєднується з гідравлічним моделюванням, а також обчислювальним аналізом системи гідравлічного ударника для оптимізації конструкції критичних розмірів гідравлічного ударника [18].

Метою оптимізації гідравлічного ударника є отримання набору структурних параметрів, які можуть забезпечити оптимальну продуктивність усього гідравлічного удару, а не кожної підсистеми.

Енергія удару є найважливішим показником продуктивності гідравлічного ударника, на який безпосередньо впливають структурні параметри ударника. У цій статті енергія удару використовується як оптимальна ціль.

Енергія удару розраховується наступним чином:

$$E = \frac{1}{2} m_p v_p^2. \quad (3.24)$$

У формулі, m_p – маса поршня, v_p – остання швидкість удару поршня.

Згідно з рівнянням (3.24), кінцева швидкість удару поршня є єдиним параметром, що визначає величину енергії удару, якщо якість поршня була встановлена. Враховуючи обмеження матеріалу, кінцева швидкість удару поршня зазвичай не перевищує 12 м/с.

Алгоритм оптимізації – NLPQL:

NLPQL (Нелінійне Програмування Квадратного Пошуку Прямої) – це реалізація методу послідовного квадратичного програмування (SQP), який є стандартним методом, заснованим на використанні градієнт цільової функції та обмеження для розв'язання задач нелінійної оптимізації. Метод дуже добре застосовний для таких умов:

- Метод використовується для оптимізації локальної задачі та дуже підходить для локальної оптимізації;
- Функція та градієнт можуть отримати достатньо високу точність обчислення;
- Задача плавна та легко змінює масштаб.

Оскільки NLPQL використовує концепцію градієнта, дискретні параметри не можуть використовувати цей метод. Однією з особливостей цього методу є те, що оптимізація вибору завершується після знаходження локального мінімуму. Тому отримані результати значною мірою залежать від початкового значення, заданого алгоритмом. Алгоритм NLPQL дуже чутливий до початкового значення, тому він зазвичай не використовує значення на межі діапазону параметрів як початкове значення [7, 8].

Алгоритм NLPQL потребує використання AMESim для обчислення градієнта цільової функції та обмежень у всіх напрямках простору проектування, і кожен вхідний параметр знаходиться в одному напрямку в процесі оптимізації, AMESim використовує метод скінченних різниць для обчислення значення градієнта.

Припустимо, що цільова функція $z = f(x, y)$, де m та x – два вхідні параметри, градієнт функції:

$$\overline{\text{grad}}(f)(x_0, y_0) = \begin{bmatrix} \frac{\partial f}{\partial x}(x_0, y_0) \\ \frac{\partial f}{\partial y}(x_0, y_0) \end{bmatrix} \approx \begin{bmatrix} \frac{f(x_0, y_0) - f(x_0 + \delta x_0, y_0)}{\delta x_0} \\ \frac{f(x_0, y_0) - f(x_0, y_0 + \delta y_0)}{\delta y_0} \end{bmatrix} \quad (3.25)$$

Наведена вище формула використовується для обчислення градієнта, δ – відносний розмір кроку градієнта. Спочатку, з $x = x_0$, $y = y_0$, процедура обчислює $f(x_0, y_0)$, а потім наступні двічі виконуються активно $f(x_0 + \delta x_0, y_0)$ $f(x_0, y_0 + \delta y_0)$. Блок-схема оптимізованого проекту показана на рис. 3.22.

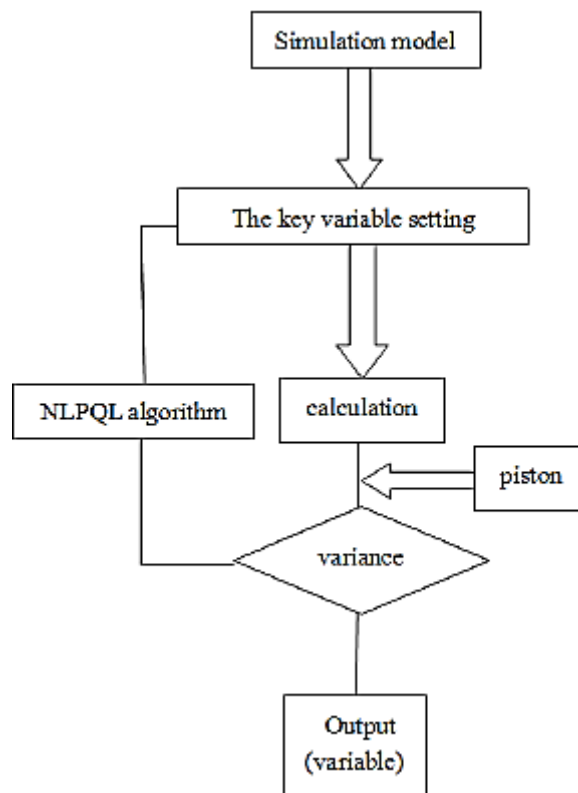


Рисунок 3.22 - Блок-схема оптимізованого проекту

Вибір проектної змінної

За кінцевою швидкістю удару поршня можна розрахувати енергію удару поршня. Теоретичний аналіз та експериментальні результати показують, що швидкість поршня пов'язана з робочими параметрами системи, такими як вхідна кількість системи та початковий тиск надування азоту в камері. Крім того, вона також пов'язана зі структурними параметрами системи, такими як ефективна робоча площа формувача та задньої порожнини, а також розташування отвору зворотного зв'язку для повернення та ударного ходу тощо.

Споживання енергії сердечником реверсивного клапана складається з трьох основних аспектів: перший – це гідравлічні втрати енергії, другий – втрати на дроселювання клапанного отвору, і третій – втрати на витік. Їх розмір має прямий зв'язок з ефективною робочою площею короба та задньої порожнини сердечника реверсивного клапана, а також з розташуванням сигнального отвору реверсивного клапана.

При зміні цих параметрів відповідно змінюються швидкість реверсування сердечника клапана та кількість гідравлічної оливи.

Структурні параметри системи гідравлічного відбійного молота, обрані в процесі оптимізації ударних властивостей, детально наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Змінні, які потребують оптимізації

Назва змінної конструкції	Ім'я в AMESim	поч. значення (мм)
Радіус дна поршня	R_поршень_нижній	34.1
Радіус верхньої частини поршня	R_piston_upper	32.25
Радіус колишньої порожнини сердечника клапана	нижній_клапан_R	19,75
Радіус задньої порожнини сердечника клапана	R_valve_upper	19.4
Розташування отвору сигналу реверсу в сердечнику клапана зворотного ходу	сигнал_1	4.5
Розташування отвору сигналу реверсу клапана в осерді амортизатора	сигнал_2	12.5
Розташування отвору сигналу гальмування поршня	signal_3	54,5
Розташування отвору сигналу гальмування поршня	signal_4	66,5
Примітка: Розташування сигнального отвору – це відстань між отвором і поверхнею колишньої порожнини клапана		

Для підвищення надійності результатів оптимізації було використано фактичні робочі умови експерименту. Виміряні робочі параметри було імпортовано в AMESim, а саме: робочий тиск становить 10 МПа, початковий тиск надування азотного приміщення – 0,8 МПа, зворотний тиск оливи у зворотному напрямку – 2,3 МПа, а шлях поршня обмежений 90 мм.

3.3.6 Розробка та дослідження структурних параметрів

Для визначення впливу структурних параметрів на ударну продуктивність системи гідравлічного відбивання, наступне проектування та дослідження цих аргументів полягає в тому, щоб знайти, які параметри мають найбільший вплив на ударну продуктивність в рамках проекту відповідно.

3.3.6.1 Розробка та дослідження параметрів поршня

Як видно на рисунку 3.23, коли радіус основи поршня змінюється з 33,6 мм до 34,6 мм, енергія удару гідравлічного молота залишається незмінною, а потім зменшується.

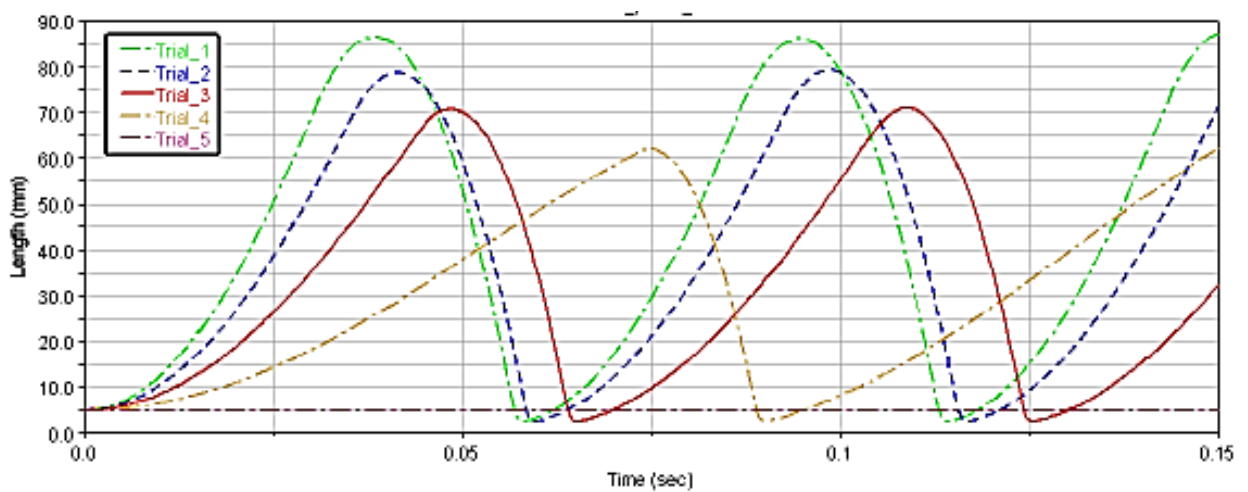


Рисунок 3.23 - Крива енергії удару

Збільшення радіуса дна поршня до 34,35 мм призвело до різкого зменшення енергії удару та ходу поршня. Коли площа колишньої порожнини ще більше зменшується, як показано на кривій 5 на рис. 3.23, поршень не працює нормально, тому конструктивні змінні дна не можуть бути занадто великими, вони повинні бути в межах 34,35 мм. Коли площа колишньої порожнини поршня збільшується, система може досягти вищої енергії удару, але ми не можемо сліпо збільшувати площу роботи. Як показано на рисунку 3.24, дистальний радіус становить 33,6 мм, що близько до 90 мм (граничне значення маршруту ходу поршня), і енергія удару не покращується порівняно з дистальним радіусом 33,85 мм.

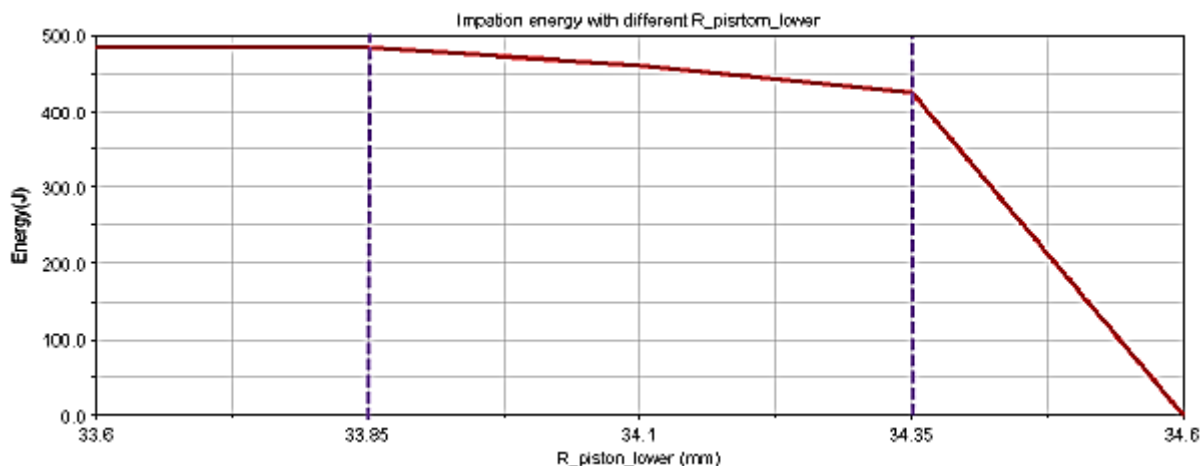


Рисунок 3.24 - Криві переміщення поршня

На завершення дослідження визначено, що радіус dna поршня слід контролювати в діапазоні від 33,85 мм до 34,35 мм.

Аналогічно, верхній радіус поршня слід контролювати від 31,125 мм до 33,25 мм.

Розташування отвору сигналу гальмування зворотного ходу поршня слід контролювати в діапазоні від 63,25 мм до 69,75 мм, а розташування отвору сигналу гальмування ходу поршня слід контролювати в діапазоні від 54 мм до 60 мм.

Шляхом проектування та дослідження структурних параметрів поршня було визначено область дії кожної конструктивної змінної. Потім було розраховано та проаналізовано чутливість цих конструктивних змінних у межах їх області дії, результати показано на рис. 3.25 – 3.26.

Objectives			
01) Maximum of energy			
Units : NO UNITS			
Maximum Value: 483.129 (trial 1)			
Minimum Value: 424.459 (trial 5)			
Design Variables			
V1) R_piston_lower			
Units : mm			
Trial	energy	V1	Sensitivity
1	483.13	33.850	-114.45
2	468.82	33.975	-91.916
3	460.15	34.100	-77.731
4	449.39	34.225	-142.76
5	424.46	34.350	-199.45

Рисунок 3.25 - Конструкція нижнього радіуса поршня

Objectives			
01) Maximum of energy			
Units : NO UNITS			
Maximum Value: 460.224 (trial 2)			
Minimum Value: 455.88 (trial 5)			
Design Variables			
V1) signal_3			
Units : NO UNITS			
Trial	energy	signal_3	Sensitivity
1	459.87	54.000	0.23448
2	460.22	55.500	-0.050374
3	459.72	57.000	-0.55211
4	458.57	58.500	-1.2803
5	455.88	60.000	-1.7916

Рисунок 3.26 - Хід поршня гальмівного сигналу

Судячи з результатів аналізу, верхній та дистальний радіуси поршня мають вищу чутливість, а розташування отвору сигналу гальмування ходу поршня та зворотного ходу має значно нижчу чутливість, але їх взаємний вплив зміни на енергію удару не можна ігнорувати. Отже, зв'язок розташування отвору сигналу гальмування ходу поршня та зворотного ходу, а також зв'язок між верхнім та нижнім радіусами поршня будуть проаналізовані в експериментальному дослідженні структурних параметрів.

3.3.6.2 Розробка та дослідження структурних параметрів сердечника реверсивного клапана

Структурні параметри сердечника реверсивного клапана також можна спочатку визначити експериментально. Робоча площа колишньої порожнини реверсивного клапана повинна контролюватися від 19,55 мм до 19,75 мм. А робоча площа задньої порожнини реверсивного клапана повинна контролюватися в діапазоні від 19,05 мм до 19,55 мм. Коли сигнальний отвір сердечника клапана зворотного ходу рухається вгору, збільшуються як шлях поршня, так і швидкість удару, але загальна зміна відносно невелика, а вплив на енергію удару не дуже суттєвий. Навпаки, розташування сигнального отвору сердечника клапана під час ударного ходу має незначний вплив на закони руху поршня. Енергія удару може змінюватися в межах дуже невеликої області, і характеристики руху поршня практично не змінюються.

Шляхом експерименту та аналізу було встановлено, що *R_valve_lower* та *R_valve_upper* є чутливішими, ніж *signal_1* та *signal_2*. Розглядаючи окремо конструктивні змінні, радіуси нижньої та задньої порожнини осердя клапана мають набагато більший вплив на енергію удару, ніж розташування отвору гальмівного сигналу осердя клапана під час удару та зворотного ходу, але вплив їхньої взаємодії не можна ігнорувати. У подальшому дослідженні, залежно від впливу взаємодії цих змінних, можна визначити точний діапазон *R_valve_lower* та *R_valve_upper*, а також оптимальне конструктивне значення *signal_1* та *signal_2*, що може підвищити ефективність оптимізаційного аналізу.

3.3.7 Експериментальна перевірка досліджених структурних параметрів

Через зміну лише одного змінного параметра за раз важко знайти взаємний вплив різних конструктивних параметрів на енергію удару віртуального прототипу гідравлічного відбійного молота.

Щоб знайти оптимальну комбінацію конструктивних параметрів, яка найкраще впливає на енергію удару, відповідні експерименти розроблені наступним чином.

Щоб довести правильність принципу роботи цього нового гідравлічного ударника, ми повинні перевірити теорію та принцип. Експериментальна система гідравлічного ударника показана на рисунку 3.27.

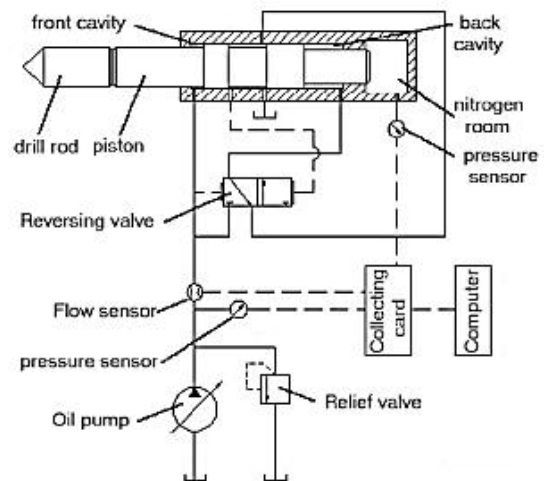
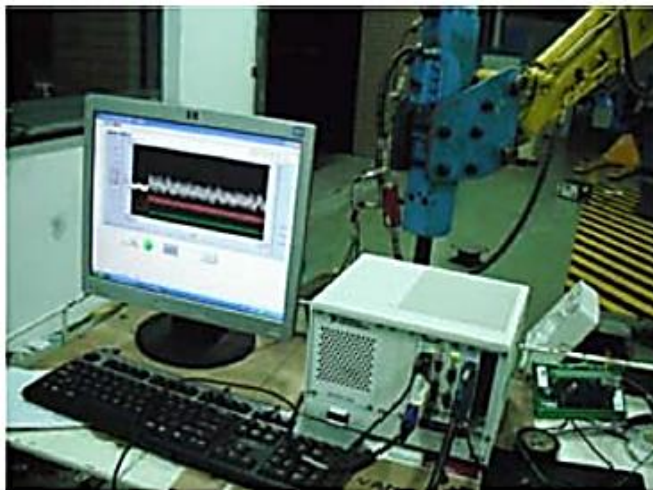


Рисунок 3.27 -.Експериментальна система

3.3.7.1 Експериментальне дослідження структурних параметрів поршня

Для отримання ударної здатності гідравлічного відбійного молота під впливом взаємодії різних структурних параметрів сердечника клапана було проведено дві групи експериментів.

Перед експериментом було визначено співвідношення робочої площі кобури та задньої порожнини поршня, за допомогою якого можна проаналізувати ударну ефективність гідравлічного молота під впливом значення R_{valve_lower} та R_{valve_upper} . Потім визначити точне значення $signal_3$ та $signal_4$, шляхом аналізу ударної здатності гідравлічного відбійного молота під їх впливом.

1) Експериментальне дослідження верхнього та нижнього радіусів поршня

Аналізуючи дані випробувань структурних параметрів поршня, можна отримати рисунок, який показує співвідношення енергії удару та рис. 3.28.

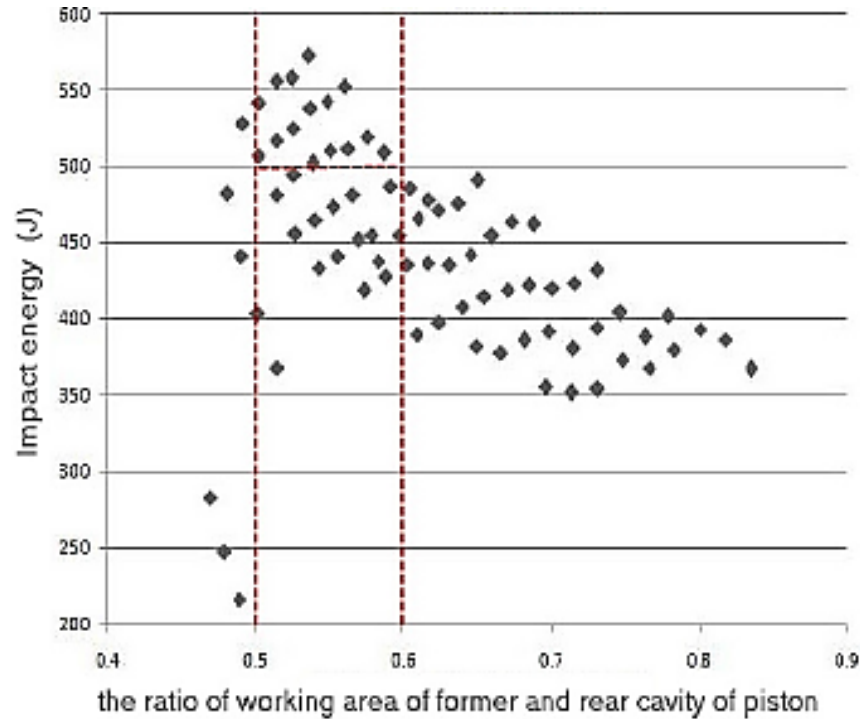


Рисунок 3.28 -.Розподіл енергії удару

З рисунка видно, що значення знаходяться в межах від 0,5 до 0,6, де енергія удару перевищує 500 Дж. Експериментальний аналіз показав діапазон від 0,5 до 0,6, що забезпечує орієнтир для остаточного оптимізаційного аналізу.

2) Експериментальне дослідження розташування отвору гальмівного сигналу поршня

Шляхом попереднього дослідження конструкції та аналізу чутливості параметрів визначено діапазони відстаней між двома сигнальними отворами. Наступним кроком є пошук оптимального співвідношення цих двох аргументів, яке може покращити енергію удару гідравлічного молота.

Згідно з результатами експериментальних досліджень, максимальна та мінімальна енергія удару та відповідні значення двох аргументів наведені в таблиці 3.3.

У таблиці 3.3 показано, що енергія удару змінюється в невеликій області зі зміною *signal_3* та *signal_4*. Зміщення розташування двох сигнальних отворів у потрібне положення може певною мірою покращити траєкторію поршня та енергію удару. Коротше кажучи, розташування сигнального отвору гальмування поршня мало впливає на характеристики удару. Для скорочення часу обчислення для подальшої оптимізації значення *signal_3* та *signal_4* визначено як 57 мм та 68,75 мм відповідно.

Таблиця 3.3 - Планування експериментів щодо положення гальмівного сигналу

Процес	Енергія (Дж)	<i>signal_3</i> (мм)	<i>signal_4</i> (мм)	S (мм)
Хв	400,84	58,50	64. 625	69,38
Макс	464,69	57	68,75	72,14
Оригінал	463,48	54	66,5	71.07

3) Експериментальне дослідження структурних параметрів сердечника реверсивного клапана

Аналогічно, перед експериментом, було визначено співвідношення робочої площі форми та задньої порожнини сердечника клапана, за допомогою якого можна проаналізувати ударну продуктивність гідравлічного молота під впливом значення *R_valve_lower* та *R_valve_upper*. Точні значення *signal_1* та *signal_2* можна визначити, проаналізувавши ударну продуктивність гідравлічного молота під їх впливом, які наведені в таблиці 3.3. Шляхом експериментального аналізу було встановлено діапазон від 1,066 до 1,2, що забезпечує орієнтир для оптимізаційного аналізу.

Згідно з дослідженням експериментальних результатів, максимальна та мінімальна енергія удару та відповідне значення двох аргументів наведено в таблиці 3.5.

Зміщуючи розташування двох сигнальних отворів відповідним чином угору, можна збільшити шлях поршня, що покращить енергію удару.

Таблиця 3.4 - Діапазон енергії удару з різним співвідношенням площі клапана

Energy (J)	α
Energy ≥ 500	1.075
$470 \leq \text{Energy} < 500$	1.212
$460 \leq \text{Energy} < 470$	1.368
$450 \leq \text{Energy} < 460$	1.685
$440 \leq \text{Energy} < 450$	1.957

Таблиця 3.5 - Планування експериментів щодо розташування сигнального порту клапана

Trial	Energy (J)	signal_2 (mm)	signal_1 (mm)	S (mm)
Max	500.69	16.50	8.50	76.50
Min	411.89	4.50	0.50	67.30
Original	463.48	54	66.5	71.07

3.3.8 Оптимальний конструктивний аналіз структурних параметрів

Шляхом проектування та експериментального дослідження структурних параметрів поршня та сердечника клапана було визначено кінцевий діапазон або точне значення кожного параметра. Для отримання максимальної енергії удару гідравлічного молота та значення окремих конструктивних змінних необхідне оптимальне проектування та аналіз.

Після остаточного аналізу оптимізації структурних параметрів, параметри, що відповідають оптимальній енергії удару гідравлічного молота, наведено в таблиці 3.6, а порівняння продуктивності до та після оптимізації наведено в таблиці 3.7.

Таблиця 3.6 - Порівняння структурних параметрів до та після оптимізації

Назва змінної конструкції	Початкове значення (мм)	Оптимальне значення (мм)
R_piston_lower	34.1	33.85
R_piston_upper	32.25	31.25
R_valve_lower	19.75	19.6
R_valve_upper	19.4	19.45
signal_1	4.5	8.5
signal_2	12.5	16.5
signal_3	54.5	57
signal_4	66.5	68.75

Таблиця 3.7 - Порівняння продуктивності прототипу до та після оптимізації

	Енергія (Дж)	V (мм/с)	S (мм)	Частота ударів (уд/хв)		
До оптимізації	463,48	8.37	71.07	923	1.4017	0,6047
Після оптимізації	636,91	9.81	82,85	909	1.1625	0,5515

Шляхом параметричного аналізу конструктивних параметрів було покращено енергію удару гідравлічного молота. Вибрані вісім конструктивних параметрів поршня та осердя клапана можна розділити на три категорії: положення сигнального отвору, колишня та задня робочі поверхні осердя клапана, а також передня та задня робочі поверхні поршня, тобто продуктивність системи покращилася після трьох кроків оптимізації. Порівняння продуктивності удару до та після оптимізації показано на рис. 3.29-3.31.

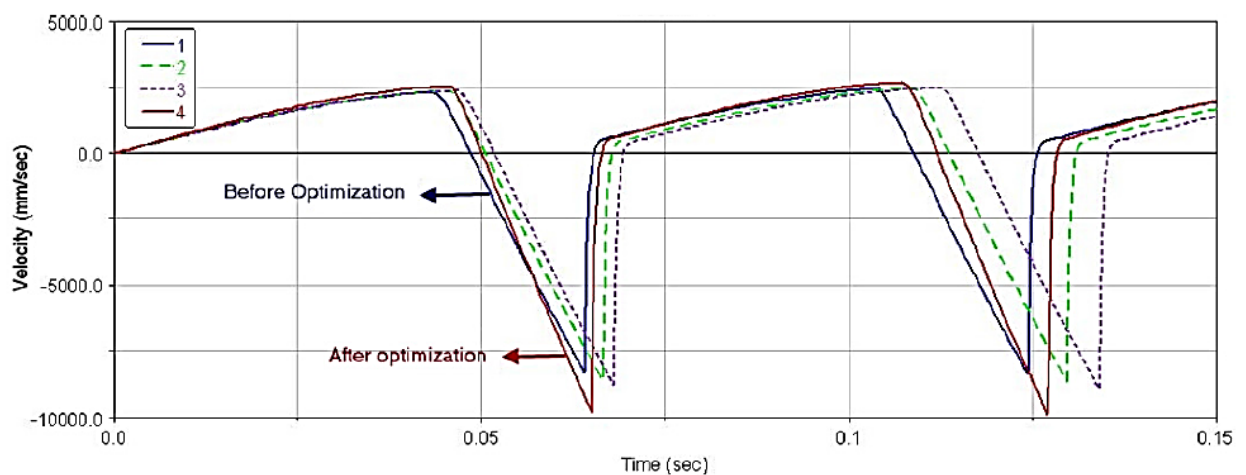


Рисунок 3.29 - .Криві швидкості процесу оптимізації

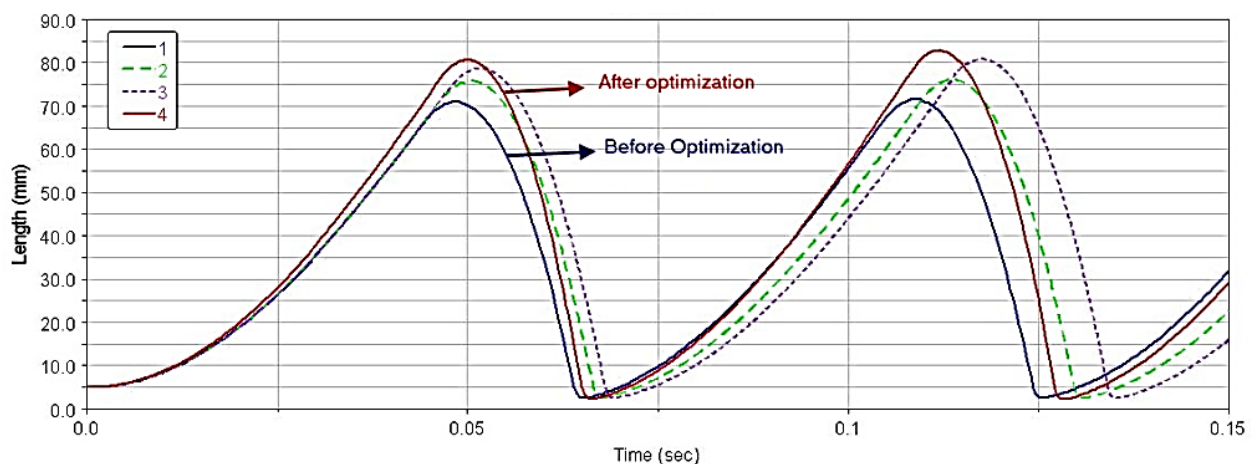


Рисунок 3.30 - .Криві переміщення процесу оптимізації

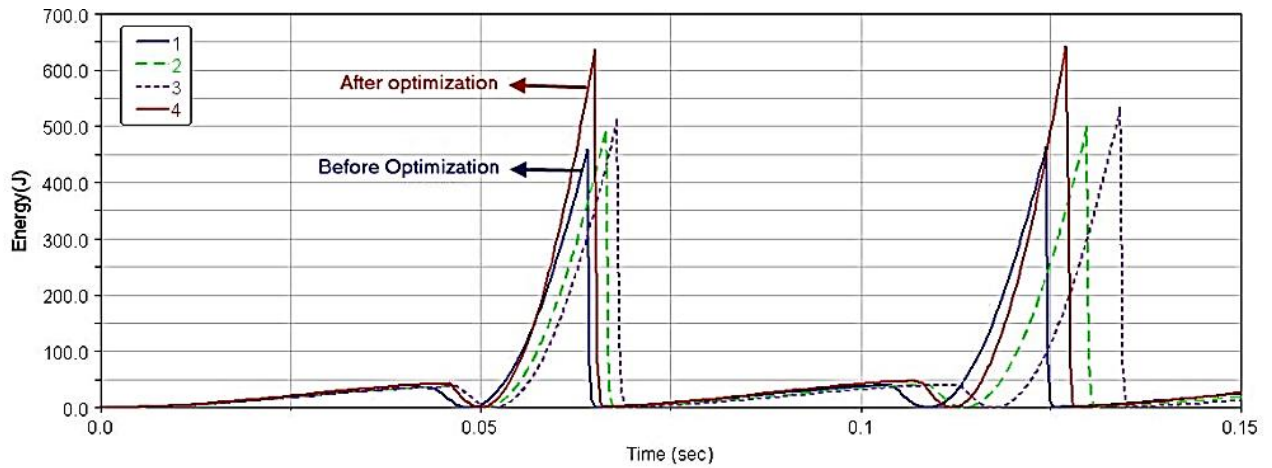


Рисунок 3.31 - Криві енергії удару після процесу оптимізації

3.4 Аналіз результатів дослідження

Зазвичай гідравлічний вібромолот використовується для руйнування різних матеріалів з різними режимами роботи, при цьому велика увага приділялася ефективності роботи при значних навантаженнях.

Джерелом живлення є динамічні ударні реакції молота, включаючи амплітуду та частоту прискорення. Тому дуже важливо отримати кращі ударні реакції за різних конструктивних параметрів. Окрема оцінка ударних реакцій була неточною та необґрунтованою без урахування молота та робочого навантаження. Ми оптимізували характеристики молота за допомогою перевіреної моделі, і кращу динамічну реакцію можна отримати з оптимізованими параметрами, тобто кут 90° , товщина 190 мм та радіус 175 мм. Результати та метод на основі моделі можна використовувати для оцінки характеристик на етапі проектування та використання, змінюючи параметри моделі для виробників або користувачів машин, що зробить їх більш ефективними та економічними.

Динамічна модель ступенів свободи (DOF), а з'єднання між деталями були змодельовані як пружини та демпфери. Модель була перевірена за допомогою польових випробувань в умовах холостого ходу та експлуатації. Однак під час робочих умов випробувань використовувалася залізобетонна

плита, що означало, що робоче навантаження було меншим за фактичне робоче навантаження.

Порівняння результатів показало, що пов'язана динамічна модель може виявити динамічні характеристики молота в сталому стані. Вхідний потік одно- та дворежимної роботи змінюється з коливаннями, які становлять від 280 до 350 л/хв. Відповідний вхідний тиск змінюється від 15 до 29 МПа.

Амплітуда одно- та дворежимної роботи в робочому стані становить 190 м/с.² та 200 м/с.², відповідно, а відповідна частота становить 32 та 41 Гц. Робоча частота в режимі роботи нижча, ніж у режимі холостого ходу. Практичне значення молота може відрізнятися від значень у нашому дослідженні через різницю в робочому навантаженні, тоді як динамічні тенденції будуть корисними під час оцінки продуктивності молота. Потім ми аналізуємо продуктивність молота за допомогою пов'язаної динамічної моделі, в якій враховується вплив різних параметрів ексцентричної маси на вертикальне прискорення корпусу молота. Результати показують, що амплітуда прискорення найбільша, коли кут становить 90°, а збільшення товщини та радіуса забезпечує потужнішу продуктивність молота.

Враховуючи обмеження стендових випробувань, у нашій майбутній роботі ми зосередимося на впливі різного робочого навантаження під час конкретних умов експлуатації на динамічні реакції молота.

Проведено оптимізація структурних параметрів поршневої системи та системи клапанного сердечника віртуального прототипу гідравлічного відбійного молота, щоб певною мірою покращити його енергію удару порівняно з оригінальними характеристиками. На основі початкових конструктивних параметрів оригінальної моделі, всі діапазони параметрів були визначені шляхом конструктивного дослідження. Потім, шляхом аналізу чутливості параметрів, отримано закономірність та ступінь впливу енергії удару, спричиненої конструктивними параметрами. Після дослідження параметрів проектування та подальшого експериментального дослідження ефективність оптимізаційного аналізу буде значно покращена.

ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

Ціль кваліфікаційної магістерської роботи - вдосконалення робочого встаткування спеціального екскаватора для розбирання завалів з метою розширення технічних можливостей виконана.

У конструкторській частині було розраховано обладнання та вузли спеціального екскаватора, розглянута гідравлічна схема модернізованого екскаватора. Зроблений тяговий розрахунок екскаватора, розрахунок потужності двигуна, розрахунок на міцність тяги, розрахунок стійкості екскаватора.

У дослідницькій частині магістерської роботи було зроблено наступне:

1. Створено пов'язану динамічну модель гідравлічного вібромолота, включаючи механічну модель молота, гідравлічну модель приводу та спрощену модель робочого навантаження;

2. Проведено стендові випробування для перевірки моделі в умовах холостого ходу та динамічного навантаження;

3. Проведено аналіз динаміки роботи механічної частини, приводів та гідравліки у часовій та частотній областях;

3. Проведено аналіз характеристики молота за допомогою пов'язаної динамічної моделі, в якій досягається найкраща продуктивність молота.

4. Проведено оптимізацію структурних параметрів поршневої системи та системи клапанного сердечника віртуального прототипу гідравлічного відбійного молота.

Проведені дослідження дозволили:

– Створити математичні моделі активних робочих органів екскаваторів на основі гідроударників, призначених для розробки різних видів ґрунтів. Математична модель гідроударного пристрою екскаватора складена з урахуванням основних конструктивних параметрів гідроударника, його елементів, параметрів гідроприводу базової машини.

– Встановити характеристики та функціональні залежності основних гідроударних пристроїв, які дозволяють прогнозувати основні

параметри гідроударників при проектуванні активних робочих органів екскаваторів.

– Отримати функціональні залежності у вигляді рівних регресій частоти ударів гідроударного пристрою та його довжини від енергії єдиного удару. Перші отримані рівняння регресії для швидкості, енергії удару в залежності від тиску зарядки газу, маси бойка, величини ходу бойка гідроударника .

– Запропонувати узагальнений (комплексний) критерій ефективності гідроударного пристрою – коефіцієнт технічного рівня, що включає основні локальні показники (енергію єдиного удару, масу гідроударника, частоту ударів).

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Avant Тесно Оу. (2023). *Attachments Catalog* [Електронний ресурс]. — Режим доступу: <https://pdf.agriexpo.online/pdf/avant-tecno-ou/attachments-catalog/168458-355.html> (дата звернення: 11.09.2025).
2. Bobcat Company. (2014). *Catalogue of Attachments* [Електронний ресурс]. — Режим доступу: <https://pdf.directindustry.com/pdf/bobcat/2014-catalogue-attachments/31379-596928.html> (дата звернення: 11.09.2025).
3. Brown, A. Heavy Machinery for Demolition and Rescue Operations. — London: Engineering Books, 2019. — 410 p.
4. Equipment World. (2020). *2020 Attachments Yearbook: 69 add-ons to make the most of your machines* [Електронний ресурс]. — Режим доступу: <https://www.equipmentworld.com/construction-equipment/article/14971937/2020-attachments-yearbook-69-add-ons-to-make-the-most-of-your-construction-equipment> (дата звернення: 11.09.2025).
5. ISO 10262:2009 Earth-moving machinery — Hydraulic excavators — Performance requirements and test procedures.
6. ISO 20474-1:2017. Earth-moving machinery — Safety — Part 1: General requirements. — International Organization for Standardization, 2017.
7. Ivanov P., Petrov S. Чисельне моделювання динаміки гідромолота / *Journal of Hydraulic Engineering*. — 2018. — Т. 144, № 5. — С. 04018015.
8. John Deere. (2020). *Attachment and Custom Engineering Guide* [Електронний ресурс]. — Режим доступу: <https://abcdocz.com/doc/110931/construction-equipment-attachment-andamp%3B-custom-engineerin> (дата звернення: 11.09.2025).
9. Johnson R., Lee K. «Design and Optimization of Excavator Attachments for Disaster Response» // *Journal of Construction Engineering*, 2021, Vol. 45, No. 2, pp. 120-134.
10. Liebherr. (2023). *Earthmoving Equipment – Attachments & Tools* [Електронний ресурс]. — Режим доступу:

<https://www.liebherr.com/en/gbr/products/construction-machines/earthmoving/downloads/downloads.html> (дата звернення: 11.09.2025).

11. Manitou Group. (2022). *Attachment Catalogue* [Електронний ресурс]. — Режим доступу: <https://pdf.directindustry.com/pdf/manitou/attachment-catalogue/8633-898649.html> (дата звернення: 11.09.2025).

12. Rata Equipment. (2021). *Loader & Telehandler Attachments Catalogue* [Електронний ресурс]. — Режим доступу: <https://info.rataequipment.com/fela-attachment-catalogue-download> (дата звернення: 11.09.2025).

13. Smith, J. *Excavator Attachments and Hydraulic Systems*. — New York: Mechanical Press, 2018. — 350 p.

14. Stanley Infrastructure. (2023). *Heavy Attachments Product Guide* [Електронний ресурс]. — Режим доступу: <https://pdf.directindustry.com/pdf/stanley-infrastructure/heavy-attachments/22235-989970.html> (дата звернення: 11.09.2025).

15. Suspension system dimensioning and modelling for co-simulation with simulink and adams. [електронний ресурс]. — режим доступу: <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:846154/fulltext01.pdf>

16. Volvo SpecSheet Crawler Excavator EC380EHR EC480EHR EC750EHR English. Catalogue of Attachments [Електронний ресурс]. — Режим доступу: <https://www.volvoce.com/-/media/aprimo/pdf/high-reach-excavators/ec380ehr/specsheet-ec380ehr-ec480ehr-ec750ehr-t4f-en-22-voe2230009468.pdf?v=ZIJ4Pw>

17. Будівельні та колійні машини. Ч.2. Будівельна техніка: Навч. посібник / А.М. Кравець, А.В. Євтушенко, А.В. Погребняк та ін. — Харків: УкрДУЗТ, 2016. — 274 с.

18. Гайдучик В.В. Спеціальні екскаватори: конструкція, експлуатація, ремонт. — Київ: Видавництво НТУУ "КПІ", 2016. — 320 с.

19. Гідромолоти Globram [Електронний ресурс]. - <https://www.euroramrockmaster.com>
20. Гідромолоти Indeco [Електронний ресурс]. - <https://www.indeco.it>
21. Гідромолоти Italdem [Електронний ресурс]. - <https://www.italdem.com>
22. Гідромолоти JCB [Електронний ресурс]. - <https://www.jcb.com>
23. Гідромолоти Rammer [Електронний ресурс]. - <https://www.rammer.com>
24. Гідромолоти Soosan [Електронний ресурс]. - <https://www.soosanheavy.com>
25. Гнатюк В. М. Основи розрахунку гідромолотів. — Харків: ХНУ, 2012. — 310 с.
26. Григор'єв О. С. Робочі машини: конструкція і розрахунок: підручник. — Київ: Ліра-К, 2020. — 312 с.
27. Гриценко М. П. Основи проектування робочих органів мобільних машин: навч. посібник. — Полтава: ПНТУ, 2021. — 190 с.
28. ДСТУ 3570-97 Машини будівельні. Загальні технічні умови.
29. Іванов П.П., Кузьменко О.О. Гідравліка і гідроприводи машин. — Харків: ХНАДУ, 2014. — 400 с.
30. Ігнатенко В. С. Сільськогосподарські машини: робочі органи і технологічні процеси. — К.: Урожай, 2016. — 284 с.
31. Калінін А. В. Розрахунок гідравлічних ударів і гідромолотів. — Київ: Машинобудування, 2014. — 280 с.
32. Карасьов В. В. Робочі органи машин для земляних робіт: навчальний посібник. — Харків: ХНАДУ, 2018. — 160 с.
33. Каталог навісного обладнання для будівельної техніки. — [Електронний ресурс]. — Режим доступу: <https://www.technika.com.ua/catalog/navisne-obladnannya>
34. Качура А. О. Конспект лекцій з дисципліни «Будівельна техніка» / А. О. Качура, А. О. Атинян; Харк. нац. акад. міськ. госп-ва. — Х.: ХНАМГ,

2012 – 108 с. [Електронний ресурс]. — Режим доступу: <https://core.ac.uk/download/pdf/11332097.pdf>

35. Коваленко І. П. Гідравлічні удари в трубопроводах і гідромолоти. — Львів: ЛНУ, 2010. — 248 с.

36. Коваленко М. С. «Гідравлічні системи спеціального екскаватора для роботи в складних умовах» // Технічний збірник НТУ, 2019, № 6, с. 88-95.

37. Петренко І. В. «Розробка робочого органу екскаватора для розбирання завалів» // Вісник машинобудування, 2020, № 3, с. 45-52.

38. Сидоренко В.М. Машини для розробки гірничих порід та демонтажу конструкцій. — Донецьк: ДонНТУ, 2015. — 280 с.

39. Синтез землерийної і дорожньої техніки: підручник / за ред. д.т.н., проф. М.К. Сукача. — к.: видавництво Ліра-К, 2017. -376 с.

40. Сичевський М.І. Інженерна та спеціальна техніка для ліквідації надзвичайних ситуацій. Частина 2. Навч. посібник. – Львів: ЛДУ БЖД, 2015 –221 с.

41. Скороходов В. А. Машини для земляних робіт: конструкція, експлуатація, ремонт. — Дніпро: НМетАУ, 2019. — 228 с.

42. Слободян Н. М. Будівельна техніка : практикум / Н. М. Слободян, О. Б. Волошин. – Вінниця : ВНТУ, 2013. – 104 с.

43. Соловйов В. І. Гідромеханіка: Підручник. — Київ: Вища школа, 2005. — 432 с.

ДОДАТОК

(Слайди презентації)

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
імені В.Н. КАРАЗІНА

Навчально-науковий інститут «Українська
інженерно-педагогічна академія»

(назва факультету/інституту)

Кафедра машинобудування, транспорту і зварювання

(назва кафедри)

кваліфікаційна робота рівня вищої освіти "магістр"

ВДОСКОНАЛЕННЯ РОБОЧОГО ВСТАТКУВАННЯ СПЕЦІАЛЬНОГО
ЕКСКАВАТОРА ДЛЯ РОЗБИРАННЯ ЗАВАЛІВ

Спеціальність G11 Машинобудування .

Освітня програма: Підйомно – транспортні машини і обладнання

Виконав студент групи ЗГМ 24мг

Іван ХРОМОВСЬКИХ

Керівник к.т.н., доц.

Олег КОНДРАТЮК.

Проблема розбирання завалів зруйнованих будівель — це комплексне і багатогранне завдання, яке включає безліч технічних, організаційних та екологічних аспектів.

Один з найважливіших аспектів - це технічний, який включає в себе:

- Важкодоступність: Частина завалів можуть бути **у важкодоступних місцях**.
- Неоднорідність матеріалів: У завалах змішані **бетон, метал, дерево** та інші матеріали, що ускладнює розбирання та утилізацію.
- Масштаб руйнувань: Іноді об'єми завалів величезні, що потребує **спеціалізованої техніки**.

До такої спеціалізованої техніки належать гусиничні екскаватори, які мають відмінну прохідність, високу стійкість на нерівній поверхні та у складних умовах.

Спеціальні насадки та обладнання для розбирання завалів:

- Гідромолоти (відбійні молотки): Для руйнування бетонних та кам'яних конструкцій.
- Грейфери: Захватні пристрої для виймання та переміщення будівельного сміття.
- Ковші із зубами: Для викопування та захоплення великого будівельного матеріалу.
- Ножиці для металу: Дозволяють різати металеві конструкції та арматуру.
- Шредери: Для дроблення та подрібнення будівельного сміття.

Використання засобів механізації при веденні рятувальних робіт

Засоби механізації	Види робіт			
	Виконання проїздів в завалах	Обвалення і зміцнення будівель	Витягання потерпілих	Усунення аварій на комунікаціях
Самохідні крани	■	■	■	■
Бульдозери	■	■		■
Екскаватори	■	■	■	■
Навантажувачі	■		■	■
Гідромолоти		■		■
Різаки	■	■	■	■
Бур			■	
Механізований інструмент			■	■
Землерийно-маніпуляторне обладнання	■	■	■	■



НАВІСНЕ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЕКСКАВАТОРА



1. Ковші;
2. Гідромоменти;
3. Гідроножиці;
4. Бетонолом;
5. Мультипроцесор;
6. Грейфер;
7. Розпушувачі
8. Шнекові бурі;
9. Вібросанувачі;
10. Фрези.

Гідромомент - це одне з ключових навісних обладнання, які застосовуються при ліквідації наслідків надзвичайних ситуацій, зокрема для розбору завалів після обвалів будівель, землетрусів, вибухів та інших подій. Нижче наведено пояснення його ролі та переваг у таких умовах.



Застосування гідроударного робочого обладнання на дорожньо-будівельних машинах, у тому числі на екскаваторах з гідроприводом, підвищує ефективність роботи машин під час руйнування скельних порід, розробки мерзлого ґрунту, розкриття асфальтобетонних покриттів, руйнування бетонних та залізобетонних конструкцій та виконання інших видів робіт у тому числі й розбирання завалів, зруйнованих та старих будівель.

У зв'язку з високою вартістю імпортованих екскаваторів і навісного обладнання, а також в умовах обмеженого доступу до закордонної техніки, вкрай встає необхідність розробки і виробництва вітчизняних аналогів. Це дозволить:

- ☐ знизити залежність від імпорту;
- ☐ забезпечити стабільність поставок техніки і комплектуючих;
- ☐ адаптувати конструкції під вітчизняні кліматичні та інші умови експлуатації;
- ☐ стимулювати розвиток машинобудівного сектора і суміжних галузей;
- ☐ знизити собівартість будівельно-дорожніх та інших робіт за рахунок локалізації виробництва.

Зростаючі вимоги до рівня та якості параметрів та характеристик гідроударників (ГУ) призводять до необхідності вдосконалення методів їх проектування.

В даний час існують універсальні САПР, які можуть використовуватись у різних галузях промисловості. Основним недоліком універсальних САПР є їхня громіздкість і висока вартість.

Тож **проблема вдосконалення**, розробки ефективних робочих органів, методів моделювання гідроударних пристроїв для робочих органів екскаваторів на основі комп'ютерних технологій є дуже **актуальною**.

Метою роботи є вдосконалення, розробки ефективних робочих органів, методів моделювання гідроударних пристроїв для робочих органів екскаваторів

Об'єкт дослідження: гідроударні пристрої активних робочих органів екскаваторів.

Предмет дослідження: закономірності формування основних параметрів гідроударних пристроїв активних робочих органів екскаваторів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі **завдання**:

1. Створити пов'язану динамічну модель гідравлічного вібратора, включаючи механічну модель молота, гідравлічну модель приводу та спрощену модель робочого навантаження;
2. Провести стендові випробування для перевірки моделі в умовах холостого ходу та динамічного навантаження;
3. Провести аналіз динаміки роботи механічної частини, приводів та гідравліки у часовій та частотній областях;
3. Провести аналіз характеристики молота за допомогою пов'язаної динамічної моделі, в якій досягається найкраща продуктивність молота.
4. Провести оптимізацію структурних параметрів поршневої системи та системи клапанного сердечника віртуального прототипу гідравлічного відбійного молота.

На першому етапі особливу увагу доцільно зосередити на розробці навісного обладнання, сумісного з існуючим парком машин, що дозволить швидко вивести рішення без необхідності повної заміни техніки.

Таким чином, локалізація виробництва навісного обладнання, а в перспективі і самих машин, є стратегічно важливим напрямком, що забезпечує технологічний суверенітет і економічну ефективність.

На сьогодні в Україні ринок навісного обладнання, зокрема вібромолотів, майже повністю залежить від імпортової техніки. Це створює ряд серйозних викликів:

- ☐ Висока вартість імпортованих моделей (ICE, PVE, Movax, DAWSON та ін.) — від 200 000 євро і вище;
- ☐ Залежність від імпорту запчастин, сервісу та програмного забезпечення;
- ☐ Техніка не завжди пристосована до українських умов — складні ґрунти, сезонна вологість, низькі температури;
- ☐ Значне подорожчання будівництва — особливо інфраструктурних, дорожніх, оборонних та аграрних проєктів;
- ☐ Проблеми з логістикою і постачанням у воєнний час.

Розробка та впровадження вітчизняного вібромолота, адаптованого до потреб українського ринку, дозволить:

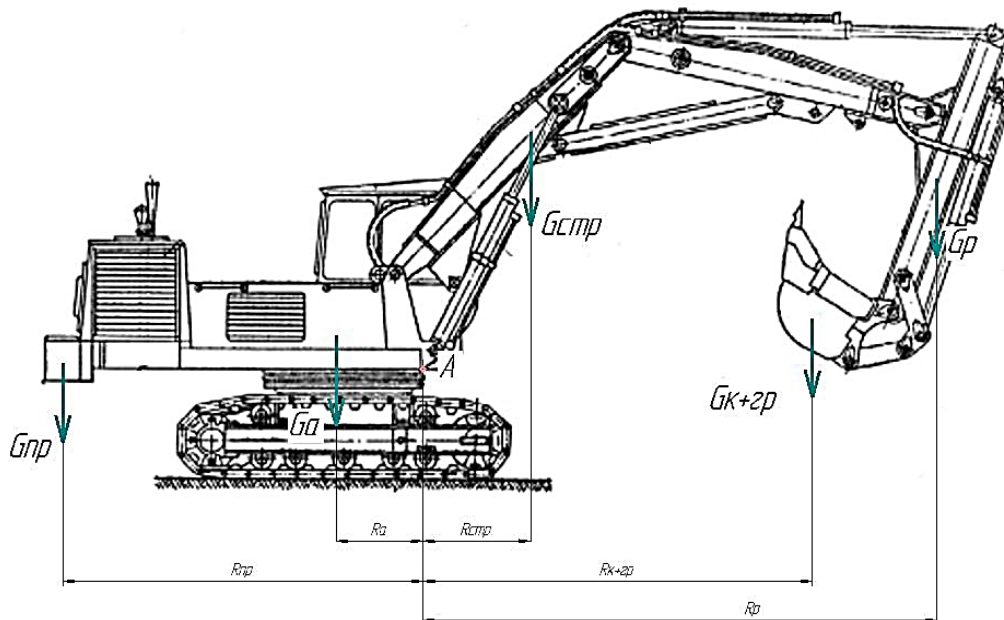
- ☐ Зменшити собівартість будівельних робіт;
- ☐ Підвищити незалежність від імпорту та валютних коливань;
- ☐ Підтримати розвиток українського машинобудування та металообробки;
- ☐ Забезпечити технічну підтримку, обслуговування та запчастини всередині країни;
- ☐ Залучити оборонну, дорожню, аграрну та енергетичну галузі як потенційних замовників.

КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА РОБОТИ

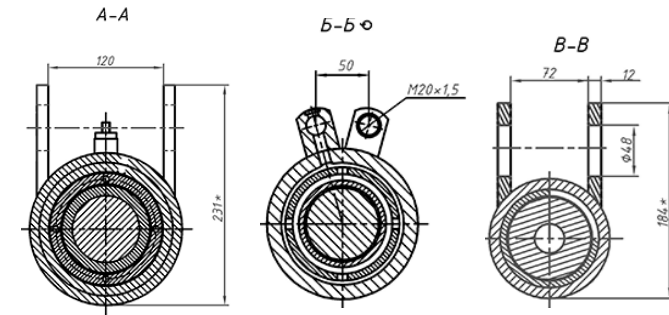
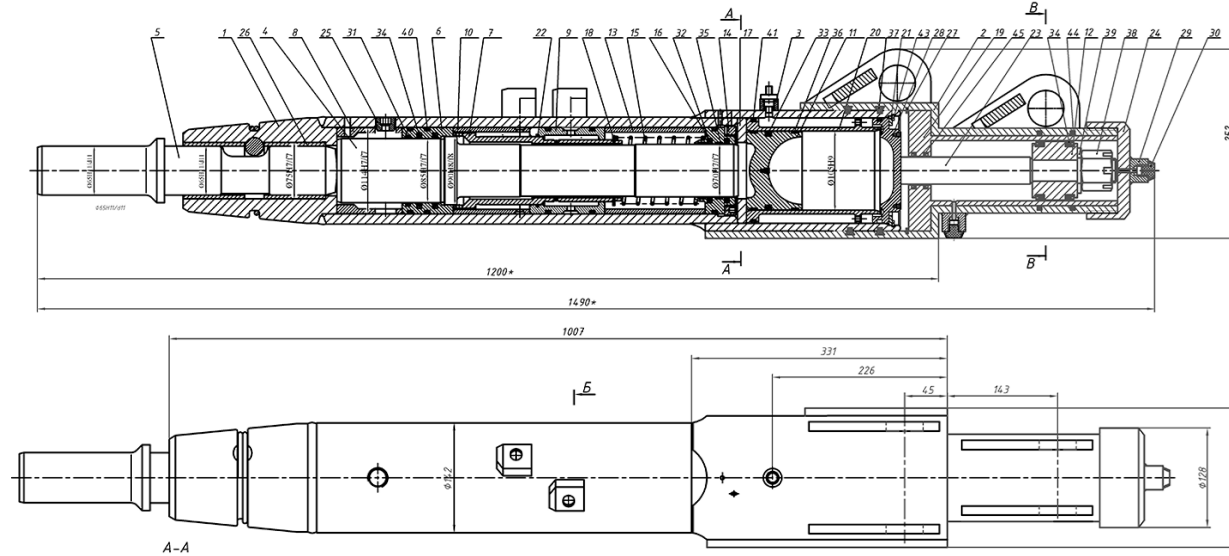
Ключові характеристики, на які варто звернути увагу при виборі екскаватора для розбирання завалів та демонтажу будівель:

- Потужність двигуна та вага техніки: Впливають на продуктивність та можливості роботи з важкими матеріалами.
- Довжина стріли та глибина копання: Важливо для доступу до важкодоступних частин завалу.
- Маневреність та габарити: Особливо важливі при роботі в обмеженому просторі.
- Наявність та сумісність із навісним обладнанням: Для розширення функціоналу.

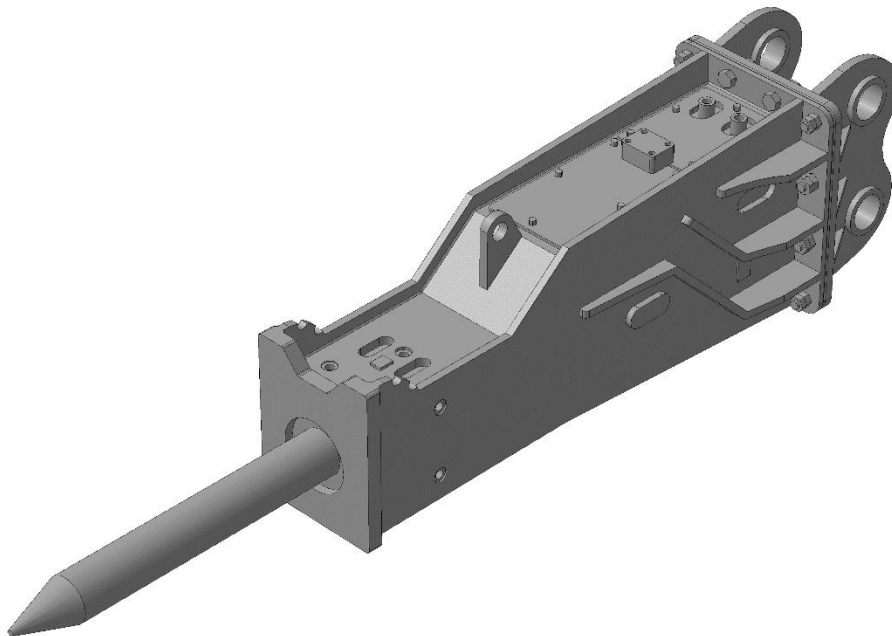
Проведено такі розрахунки:



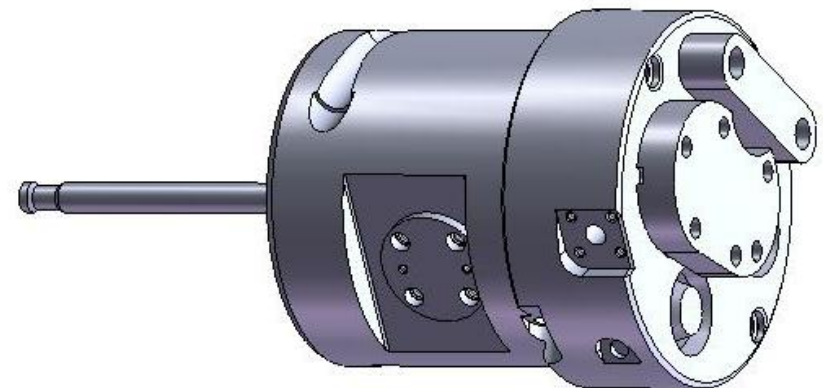
1. Визначення розмірів базової частини гусеничного екскаватора
2. Тяговий розрахунок екскаватора
3. Розрахунок змінного обладнання на міцність
4. Визначення необхідних зусиль на ріжучій крайці ковша
5. Розрахунок на міцність тяги
6. Розрахунок на міцність перетину 3-3 звареного шва
7. Розрахунок на міцність пальця шарніра важіль – гідромолот
8. Розрахунок гідроциліндра тяги
9. Розрахунок гідро молота
10. Розрахунок стійкості екскаватора з навісним устаткуванням
11. Визначення основних параметрів основного ковша
12. Параметри насосно – силової установки.
13. Вибір типорозмірів насосів і первинного двигуна
14. Розрахунок металоконструкції рукояті
15. Розрахунок металоконструкції стріли
16. Вибір екскаватора за даними розрахунків



3D модель вібраційного гідромолота



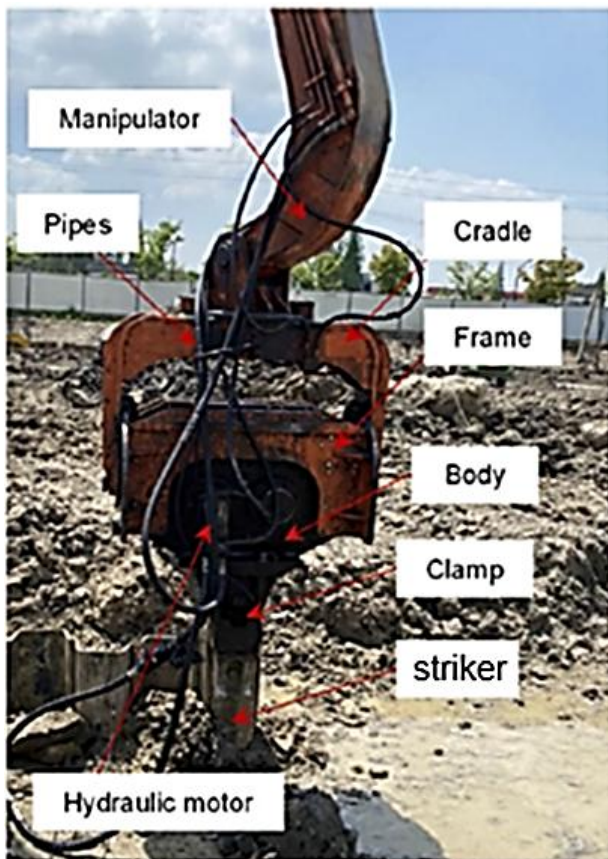
Робочий циліндр гідромолота



ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРАВЛІЧНОГО ВІБРОМОЛОТА НА ОСНОВЕ ІМІТАЦІЙНОГО МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ

Створення математичних моделей для дослідження роботи гідромолота

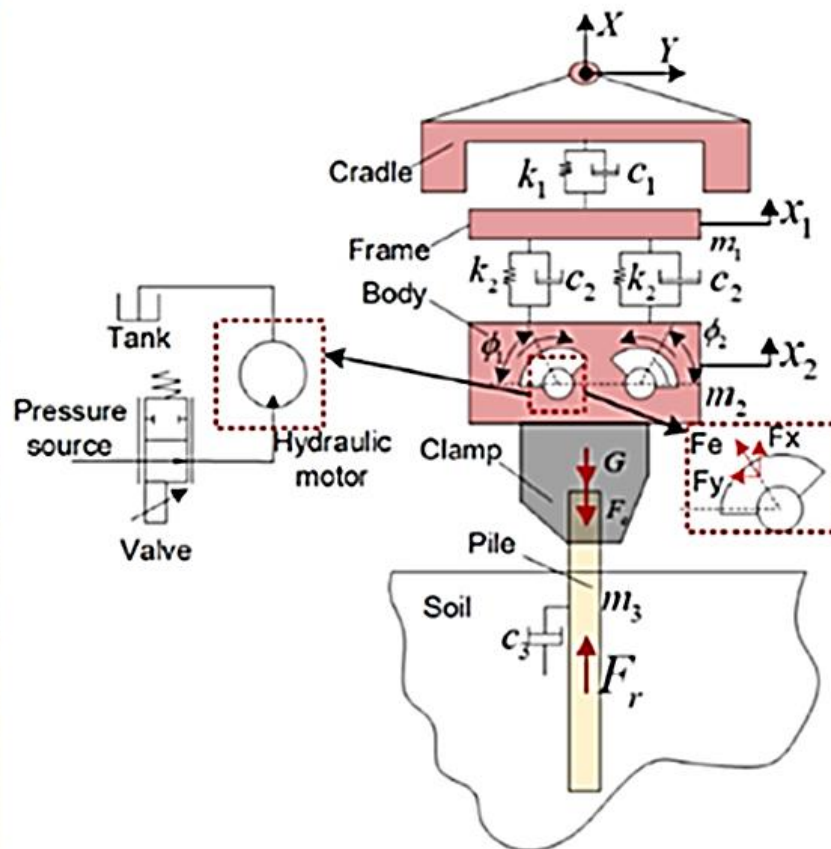
Динамічна модель вібромолота: а - основна структура молота, б - зв'язана динамічна модель молота



а)

$$m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 + (k_1 + k_2) x_1 - k_2 x_2 = 0$$

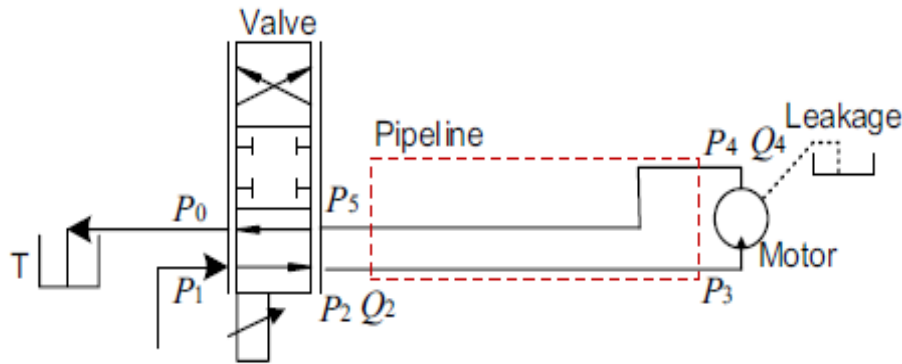
$$(m_2 + m_3) \ddot{x}_2 + (c_2 + c_3) \dot{x}_2 - c_2 \dot{x}_1 - k_2 x_1 = F_e - F_r$$



б)

Принципова схема гідравлічної моделі системи приводу

Модель робочого навантаження



$$Q_2 = AC_d \sqrt{2(p_1 - p_2) / \rho}$$

$$Q_0 = AC_d \sqrt{2(p_5 - p_0) / \rho}$$

$$Q_2 = Q_{in} + Q_4$$

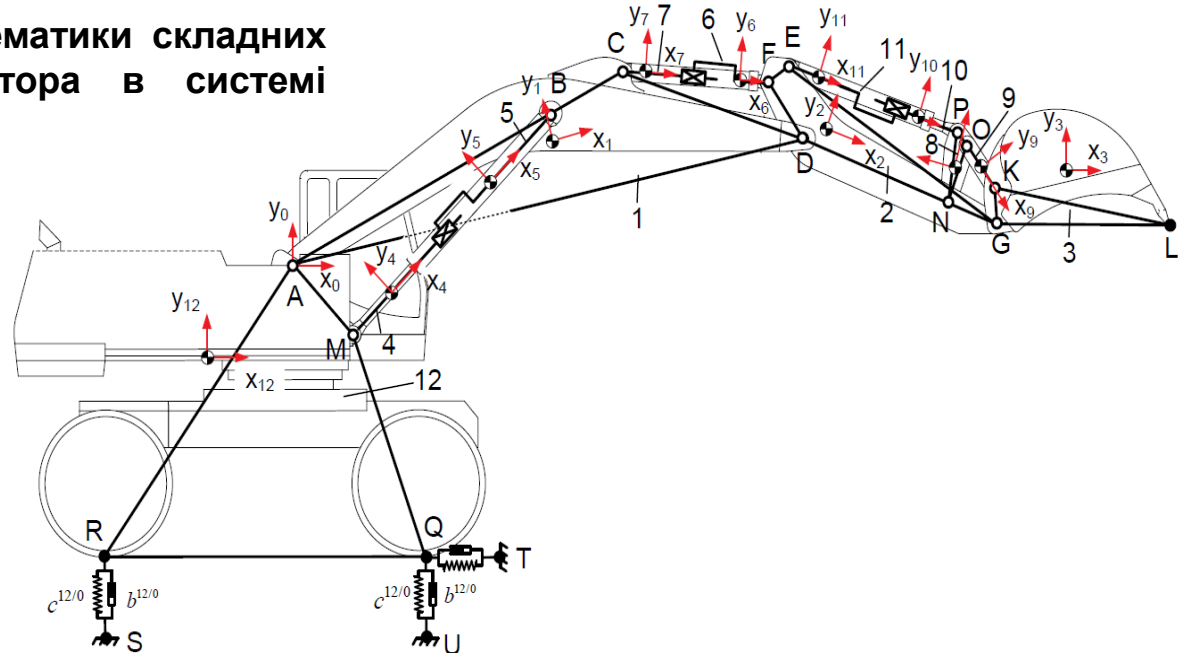
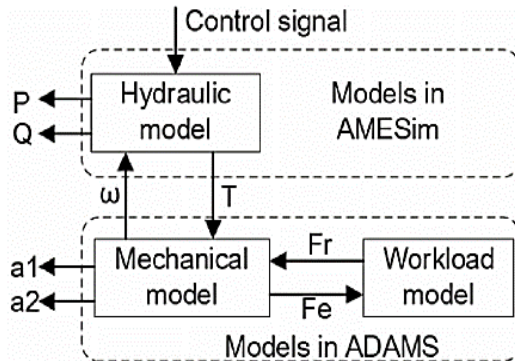
$$Q_{in} = nD / \eta_v$$

$$T = D(p_3 - p_4) \eta_m$$

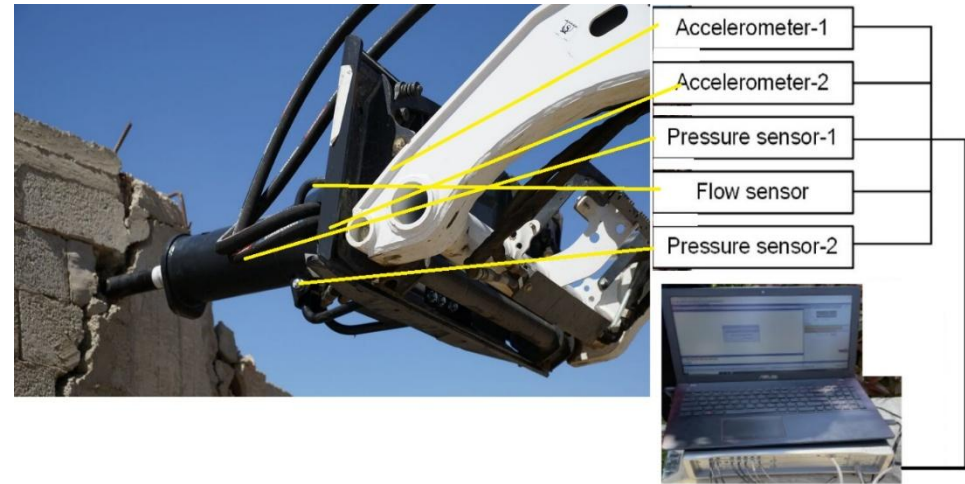
$$\begin{cases} F_r = LfH + F_p A_p \\ f = af_0 \\ F_p = bF_0 \end{cases}$$

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ВИПРОБУВАННЯ

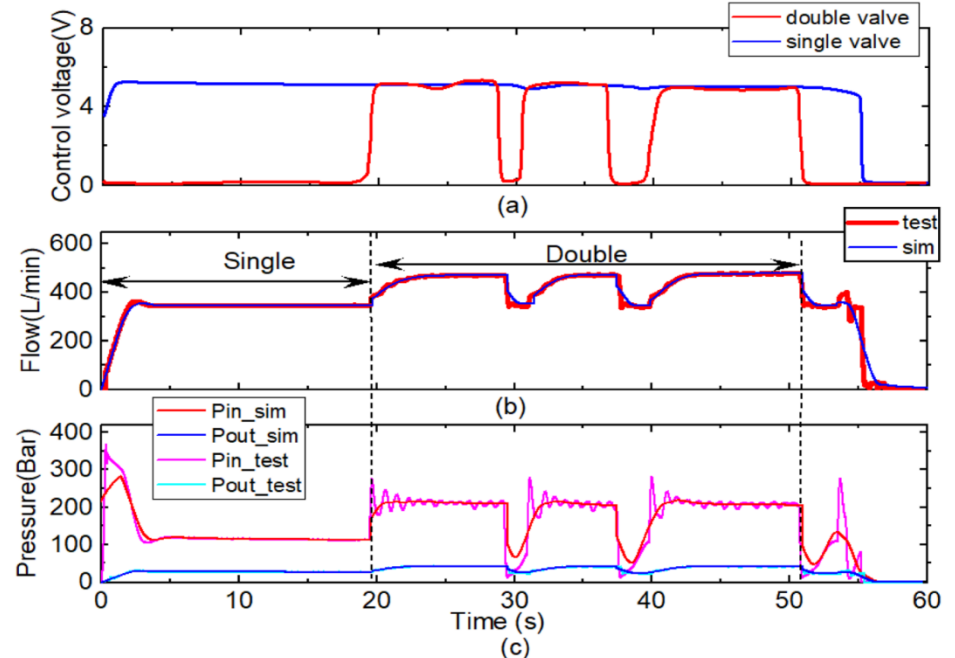
Моделювання та аналіз кінематики складних механічних пристроїв екскаватора в системі ADAMS



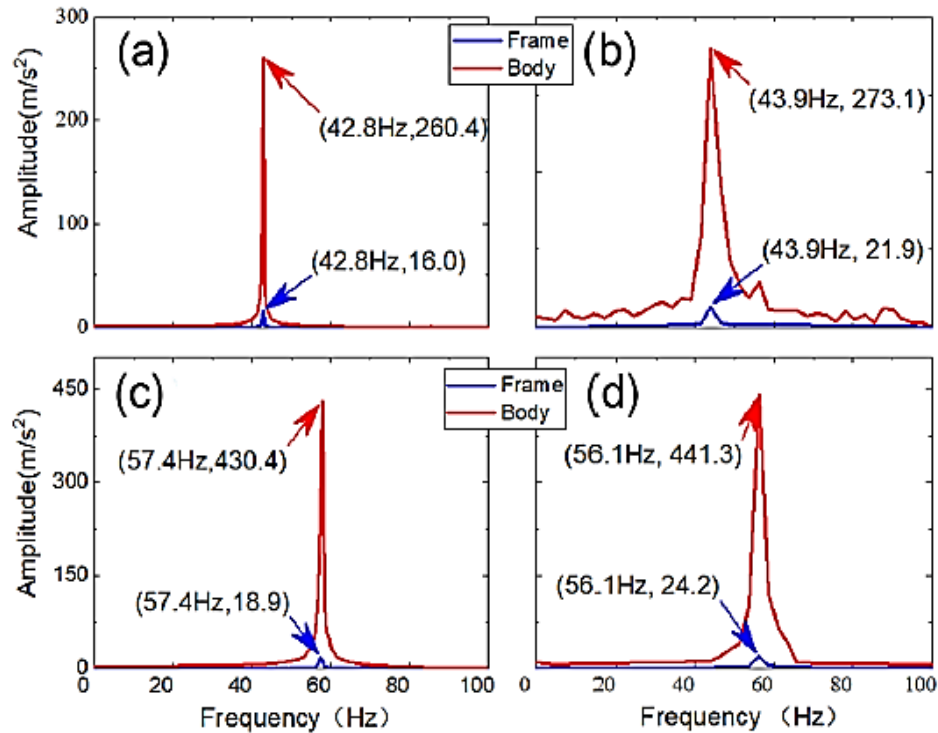
Symbol	Parameters	Values
m_1	Mass of frame	526 kg
m_2	Mass of body	192 kg
m_3	Mass of pile	57 kg
m	Mass of eccentric block	108 kg
k_1	Stiffness between frame and cradle	1e3 N/m
c_1	Damping between frame and cradle	2e3 N/m/s
k_2	Stiffness between frame and body	1.2e6 N/m
c_2	Damping between frame and body	4e4 N/m/s
J_1, J_2	Moment of inertia for eccentric mass	1.3 kg m ²
c_e	Rotational damping of eccentric mass	3 N m/(rad/s) N/m/s
D	Displacement of hydraulic motor	125 cc/rev
B	Effective bulk modulus	4e5 MPa
r	Radius of inlet pipe	5/8 in
l	Length of inlet pipe	11 m
L	Perimeter of pile	1.3 m
H	Depth of pile	0–5 m
a	Correction factor	0.2
b	Correction factor	0.6
A_p	Sectional area of pile	0.2 m ²
f_0	Friction values in the end of the pile	4e6 N/ m ²
F_0	Resistance values in the end of the pile	2e5 N/ m ²



Порівняння результатів витрати та тиску в стані холостого ходу

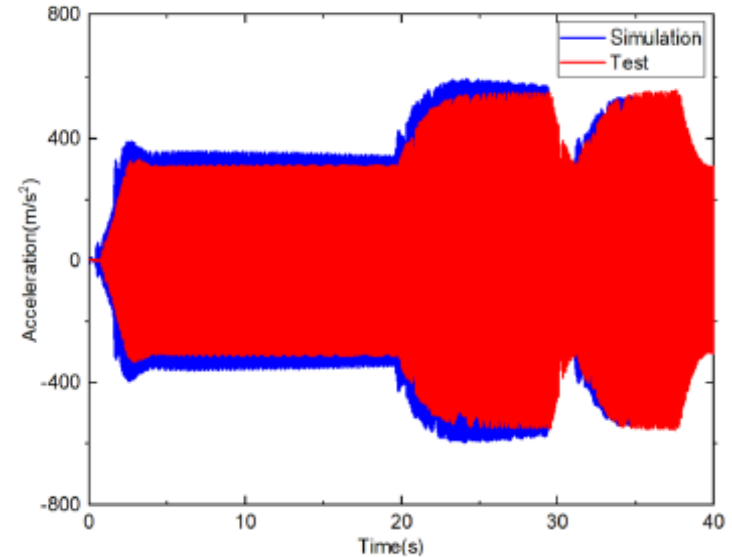


Результати швидкого перетворення Фур'є (FFT) прискорення в режимі холостого ходу

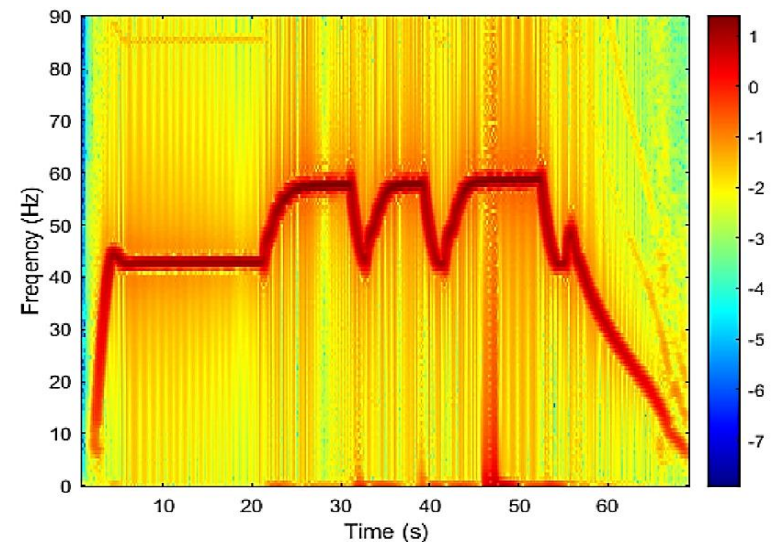


Хоча відповідні дані моделювання відрізняються, похибки становлять 2,6% і 4,9% для частоти і амплітуди в одномодовому каскаді. Відповідні похибки становлять 2,3% і 2,4% у двомодовому каскаді.

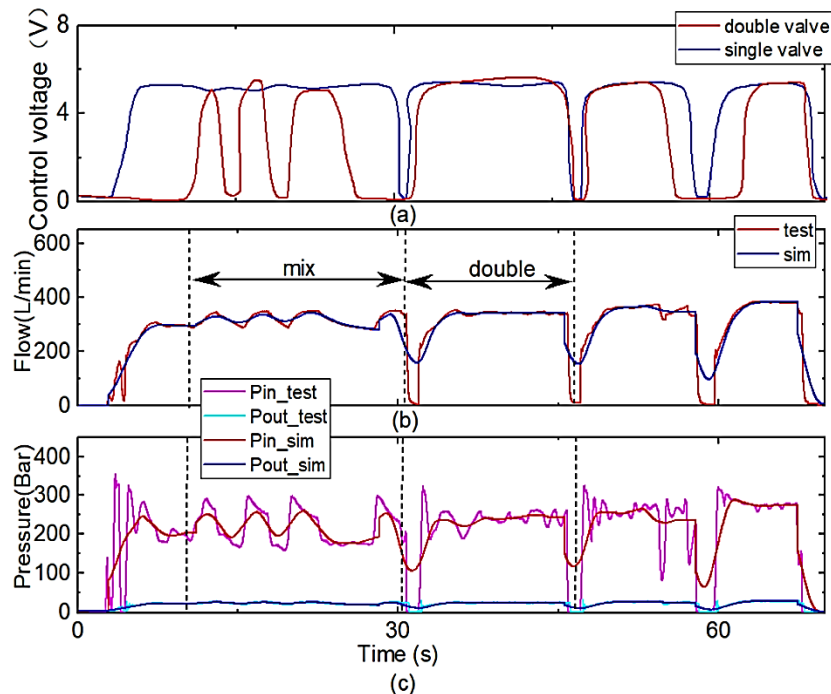
Дані часової області прискорення тіла у вертикальному напрямку



Результати SFT тиску в стані холостого ходу

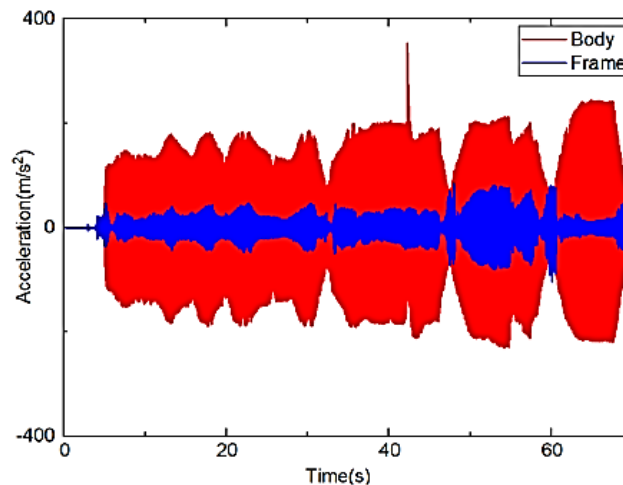


Порівняння результатів витрати та тиску в робочих умовах.

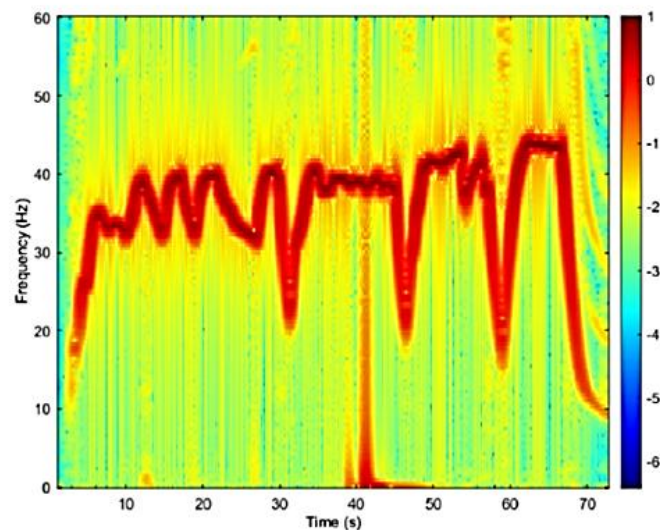


Амплітуда прискорення в робочому стані менша, ніж дані в режимі холостого ходу. Наприклад, амплітуда одинарного та подвійного режимів у робочому стані становить 190 м/с^2 та 200 м/с^2 відповідно, а відповідна частота становить 32 та 41 Гц, що менше, ніж результати в режимі холостого ходу

Прискорення та відповідні результати SFT в робочому стані



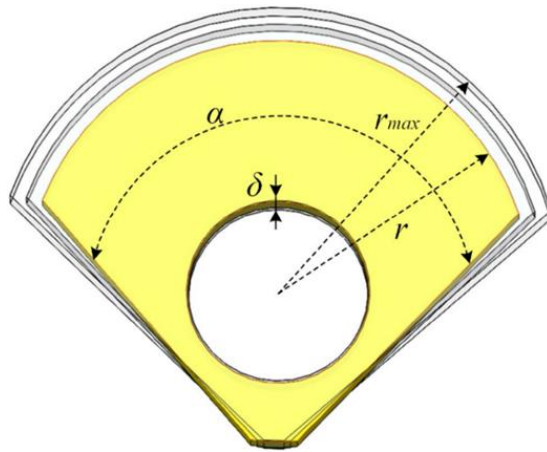
(a) Дані про прискорення в робочому режимі



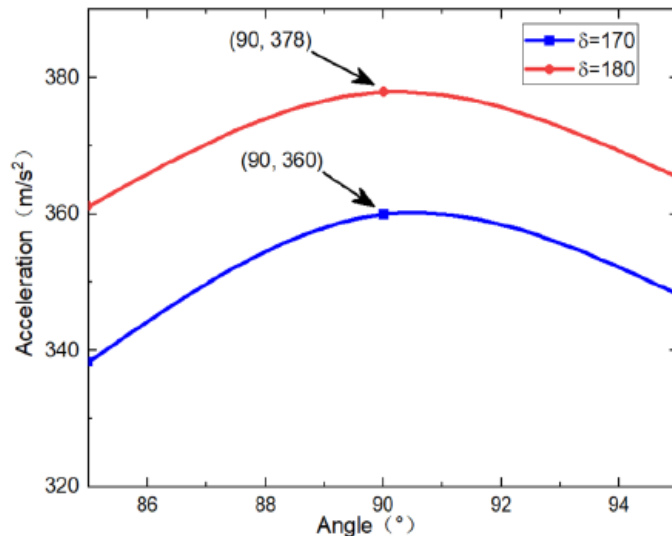
(b) Результати SFT даних про прискорення

Аналіз та оптимізація продуктивності

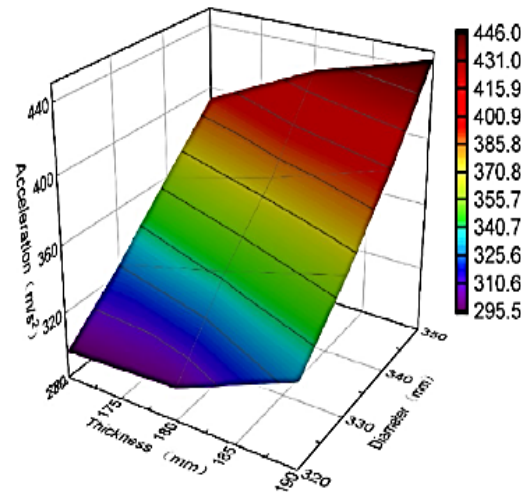
Структура ексцентричної маси



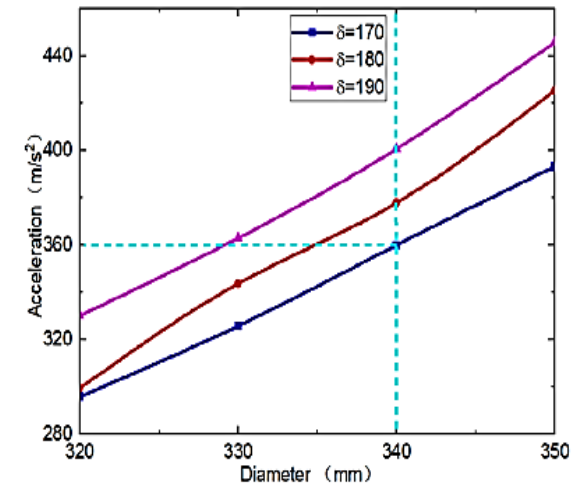
Прискорення під різними кутами ексцентричної маси



Прискорення при різному діаметрі та товщині ексцентричної маси



(a) 3D-фігура



(b) плоска фігура

Згідно з результатами на (a) та (b), коли кут 90° , товщина 190 мм та радіус 175 мм, тоді прискорення корпусу молота становить 440 м/с^2 , що перевищує 310 м/с^2 , отриманих при стендових випробуваннях.

Хоча амплітуда прискорення монотонно змінюється з діаметром і товщиною згідно з результатами на рисунку, ці результати вказують на різні зміни прискорення, коли змінювалися лише товщина та діаметр.

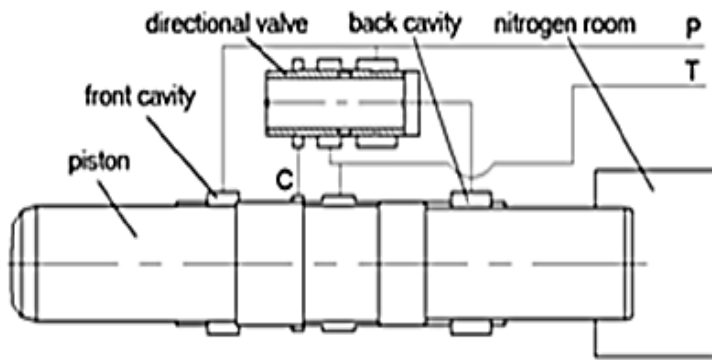
Оптимізація структурних параметрів поршневої системи та системи клапанного сердечника 13

Для оптимізації конструкції використовується метод неперервного квадратичного програмування (**NLPQL**) – метод математичної оптимізації, у поєднанні з моделюванням гідравлічних ударів в програмному пакеті **AMESim**.

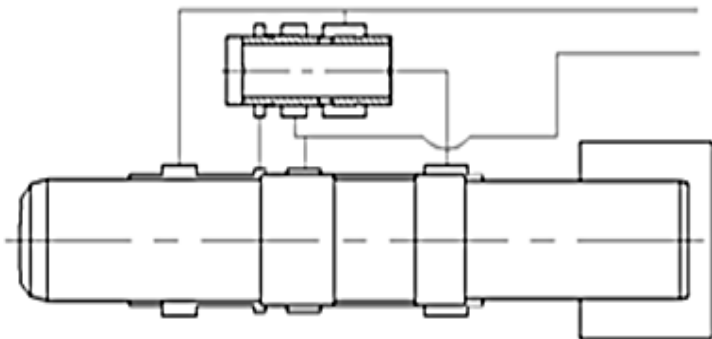
Принцип роботи гідравлічного віброударника

Кінетичне рівняння Поршня:

Повернення до робочого стану



Робочий стан ходу



$$m_p \ddot{S}_p = \text{sgn}(\dot{S}_p) m_p g \cos \alpha + P_1 A_{p1} - P_2 A_{p2} + \text{sgn}(\dot{S}_p) P_N A_{p3} - \sum_{i=1}^4 \pi d_{pi} l_{pi} \left(\frac{\mu}{\delta_{pi} \sqrt{1 - \varepsilon_{pi}}} \dot{S}_p + (-1)^{i+1} \text{sgn}(\dot{S}_p) \frac{\delta_{pi}}{2 l_{pi}} \Delta P_{pi} \right).$$

Рівняння динаміки золотника в розподільному клапані потоку:

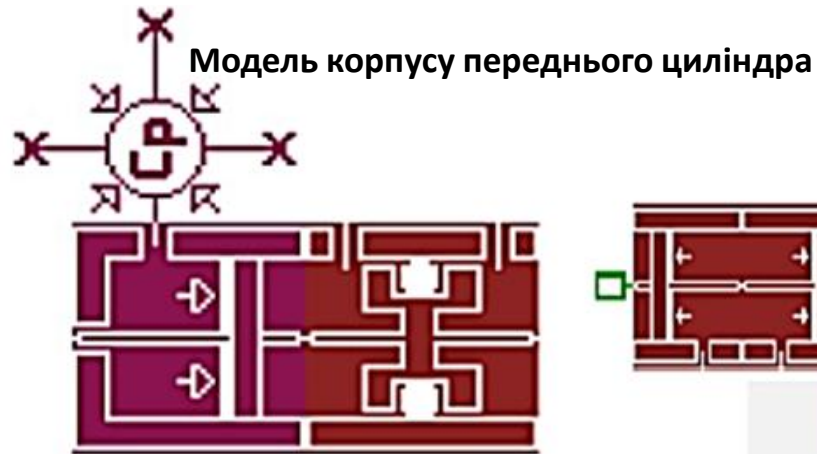
$$m_v \ddot{S}_v = \text{sgn}(\dot{S}_v) m_v g \cos \beta - P_2 A_{v2} + P_3 A_{v1} - \sum_{i=1}^4 \pi d_{vi} l_{vi} \left(\frac{\mu}{\delta_{vi} \sqrt{1 - \varepsilon_{vi}}} \dot{S}_v + (-1)^{i+1} \text{sgn}(\dot{S}_v) \frac{\delta_{vi}}{2 l_{vi}} \Delta P_{vi} \right).$$

Рівняння рівноваги витрати:

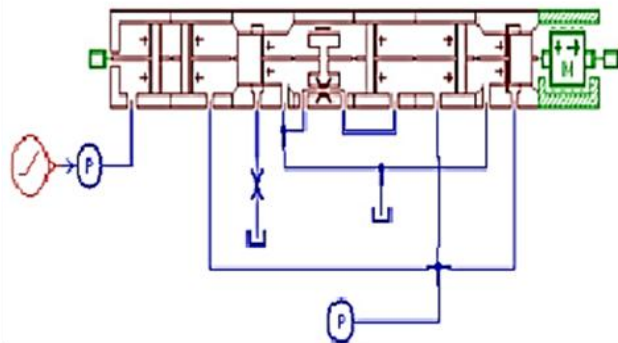
$$Q - Q_l = A_{p1} \dot{S}_p - A_{p2} \dot{S}_p + A_{v1} \dot{S}_v,$$

де

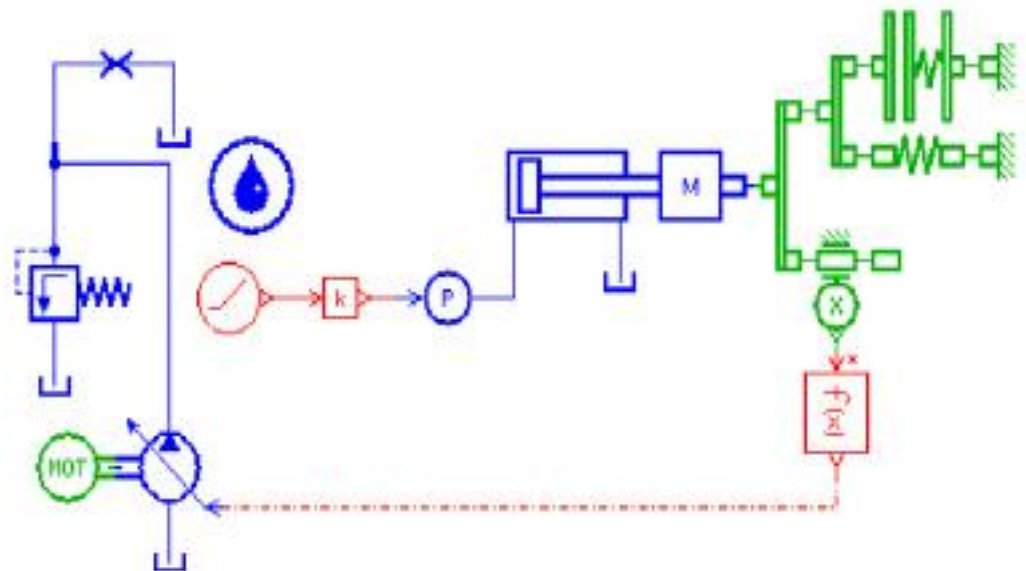
$$Q_l = \sum_{i=1}^4 \left[\frac{\pi d_{pi} \delta_{pi}^3 \Delta p}{12 \mu l_{pi} c_{pi}} (1 + 1.5 \varepsilon_{pi}^2) + (-1)^{i+1} \frac{\pi}{2} d_{pi} \delta_{pi} \dot{S}_p \right] + \sum_{i=1}^2 \left[\frac{\pi d_{vi} \delta_{vi}^3 \Delta p}{12 \mu l_{vi} c_{vi}} (1 + 1.5 \varepsilon_{vi}^2) + (-1)^{i+1} \frac{\pi}{2} d_{vi} \delta_{vi} \dot{S}_v \right].$$



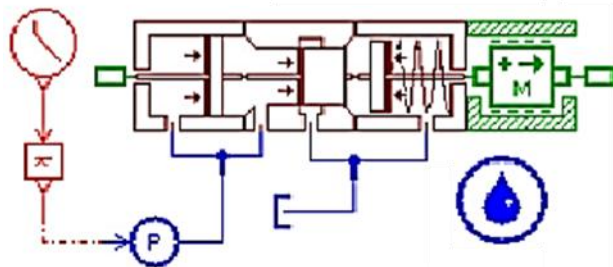
Модель розподільного клапана потоку



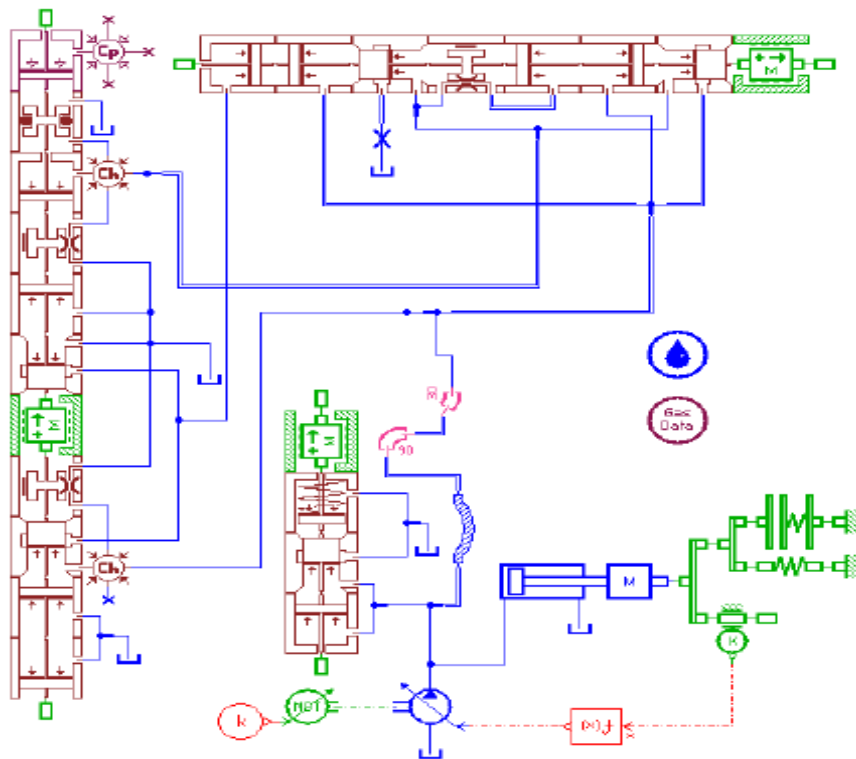
Модель моделювання гідравлічного електропостачання



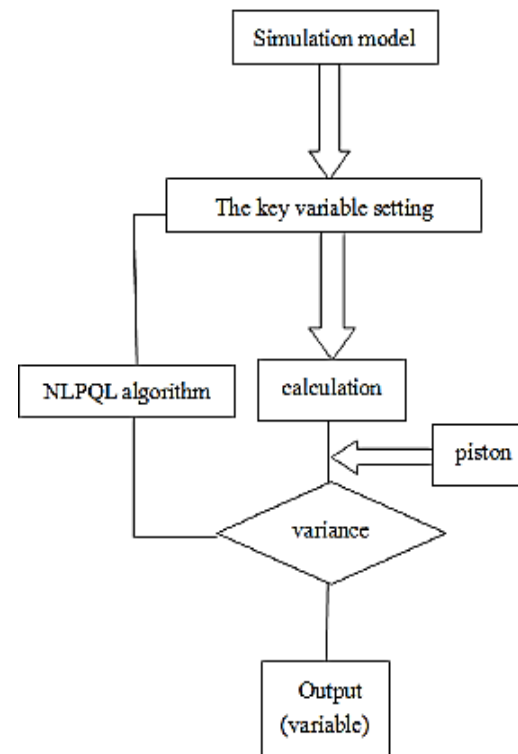
Модель запобіжного клапана



Інтеграція імітаційної моделі гідравлічного ударника



Блок-схема оптимізованого проекту



Оптимізація параметрів

Алгоритм NLPQL потребує використання AMESim для обчислення градієнта цільової функції та обмежень у всіх напрямках простору проектування, і кожен вхідний параметр знаходиться в одному напрямку в процесі оптимізації, AMESim використовує метод скінченних різниць для обчислення значення градієнта.

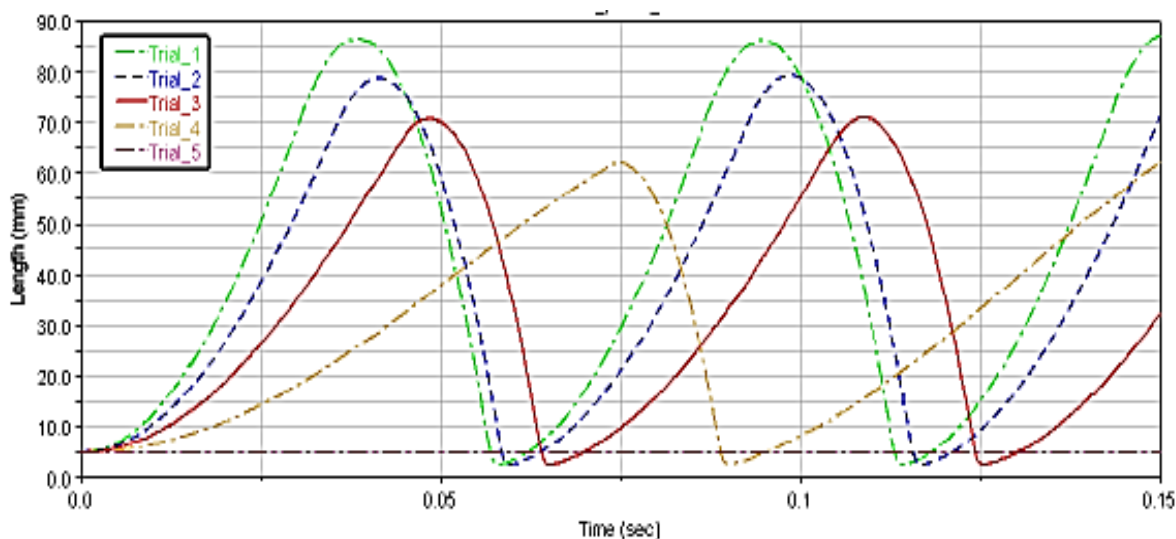
$$\overline{\text{grad}}(f)(x_0, y_0) = \begin{bmatrix} \frac{\partial f}{\partial x}(x_0, y_0) \\ \frac{\partial f}{\partial y}(x_0, y_0) \end{bmatrix} \approx \begin{bmatrix} \frac{f(x_0, y_0) - f(x_0 + \delta x_0, y_0)}{\delta x_0} \\ \frac{f(x_0, y_0) - f(x_0, y_0 + \delta y_0)}{\delta y_0} \end{bmatrix}$$

Змінні, які потребують оптимізації

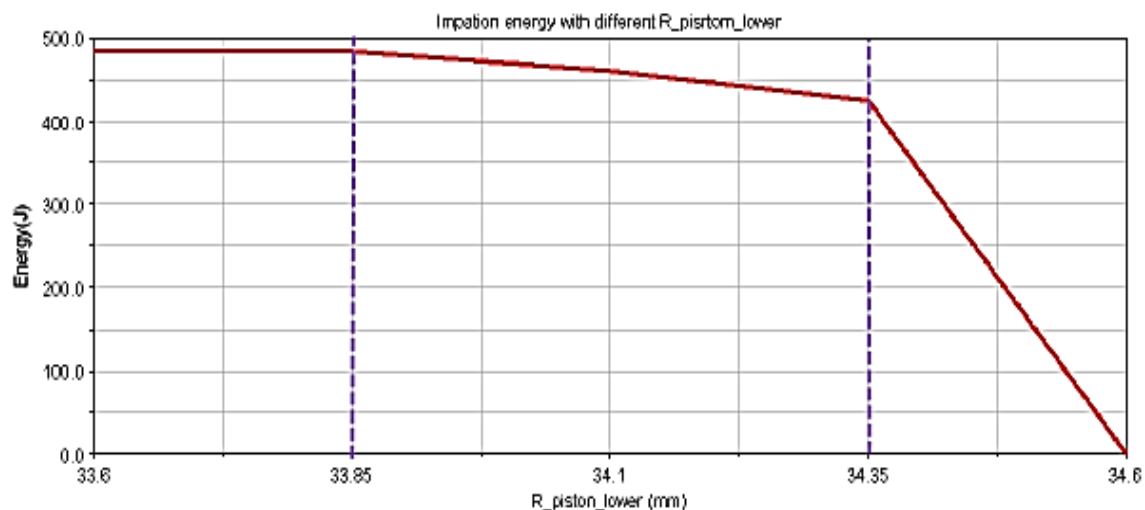
Назва змінної конструкції	Ім'я в AMESim	поч. значення (мм)
Радіус дна поршня	R_поршень_нижній	34.1
Радіус верхньої частини поршня	R_piston_upper	32.25
Радіус колишньої порожнини серцевини клапана	нижній_клапан_R	19,75
Радіус задньої порожнини сердечника клапана	R_valve_upper	19.4
Розташування отвору сигналу реверсу в сердечнику клапана зворотного ходу	сигнал_1	4.5
Розташування отвору сигналу реверсу клапана в осерді амортизатора	сигнал_2	12.5
Розташування отвору сигналу гальмування поршня	signal_3	54,5
Розташування отвору сигналу гальмування поршня	signal_4	66,5
Примітка: Розташування сигнального отвору – це відстань між отвором і поверхнею колишньої порожнини клапана		

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПОРШНЯ

Крива енергії удару



Криві переміщення поршня

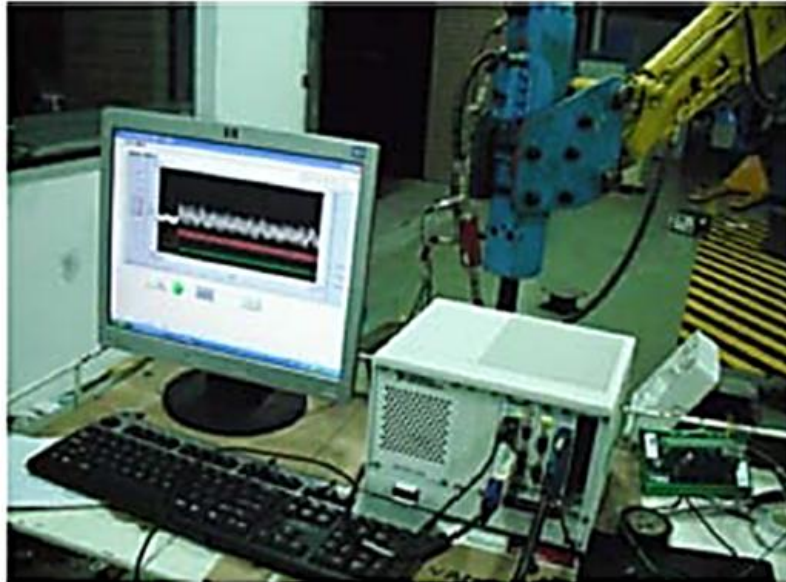


Визначено, що радіус dna поршня слід контролювати в діапазоні від 33,85 мм до 34,35 мм.

Аналогічно, верхній радіус поршня слід контролювати від 31,125 мм до 33,25 мм.

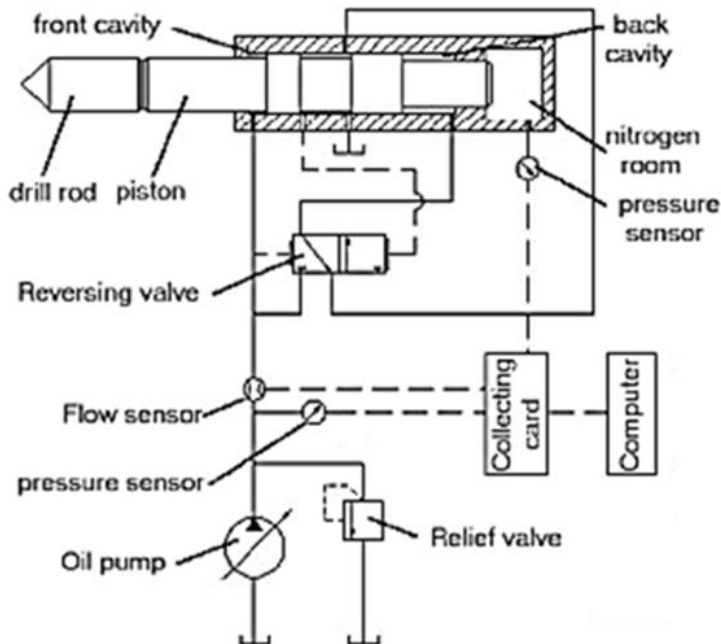
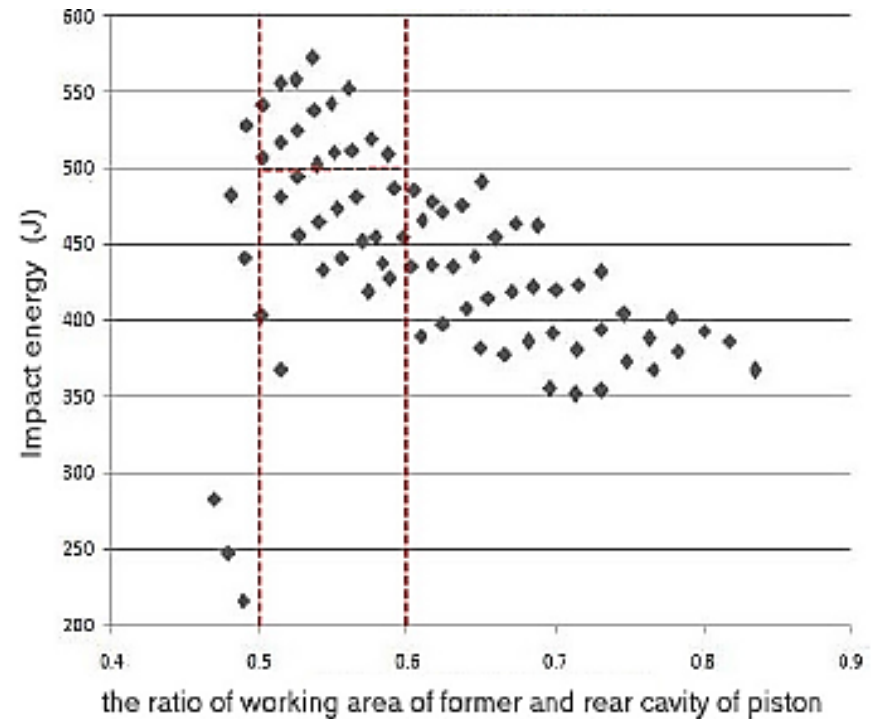
Розташування отвору сигналу гальмування зворотного ходу поршня слід контролювати в діапазоні від 63,25 мм до 69,75 мм, а розташування отвору сигналу гальмування ходу поршня слід контролювати в діапазоні від 54 мм до 60 мм.

У подальшому дослідженні, залежно від впливу взаємодії цих змінних, можна визначити точний діапазон R_{valve_lower} та R_{valve_upper} , а також оптимальне конструктивне значення $signal_1$ та $signal_2$, що може підвищити ефективність оптимізаційного аналізу.



1) Експериментальне дослідження верхнього та нижнього радіусів поршня

Розподіл енергії удару



З рисунка видно, що значення знаходяться в межах від 0,5 до 0,6, де енергія удару перевищує 500 Дж. Експериментальний аналіз показав діапазон від 0,5 до 0,6, що забезпечує орієнтир для остаточного оптимізаційного аналізу.

Процес	Енергія (Дж)	signal_3 (мм)	signal_4 (мм)	S (мм)
Хв	400,84	58,50	64. 625	69,38
Макс	464,69	57	68,75	72,14
Оригінал	463,48	54	66,5	71.07

Trial	Energy (J)	signal 2 (mm)	signal 1 (mm)	S (mm)
Max	500.69	16.50	8.50	76.50
Min	411.89	4.50	0.50	67.30
Original	463.48	54	66.5	71.07

У таблицях показано, що енергія удару змінюється в невеликій області зі зміною signal_3 та signal_4. Зміщення розташування двох сигнальних отворів у потрібне положення може певною мірою покращити траєкторію поршня та енергію удару. Коротше кажучи, розташування сигнального отвору гальмування поршня мало впливає на характеристики удару. Для скорочення часу обчислення для подальшої оптимізації значення signal_3 та signal_4 визначено як 57 мм та 68,75 мм відповідно.

Порівняння структурних параметрів до та після оптимізації

Назва змінної конструкції	Початкове значення (мм)	Оптимальне значення (мм)
R_piston_lower	34.1	33.85
R_piston_upper	32.25	31.25
R_valve_lower	19.75	19.6
R_valve_upper	19.4	19.45
signal_1	4.5	8.5
signal_2	12.5	16.5
signal_3	54.5	57
signal_4	66.5	68.75

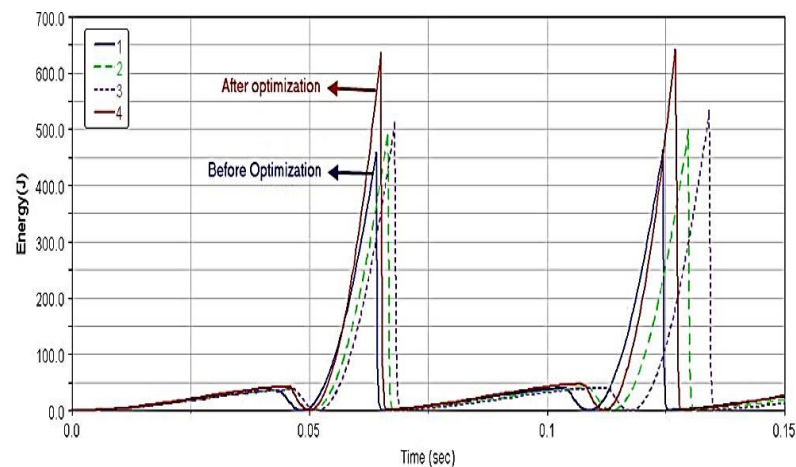
Порівняння продуктивності до та після оптимізації

	Енергія (Дж)	V (мм/с)	S (мм)	Частота ударів (уд/хв)		
До оптимізації	463,48	8.37	71.07	923	1.4017	0,6047
Після оптимізації	636,91	9.81	82,85	909	1.1625	0,5515

Діапазон енергії удару з різним співвідношенням площі клапана

Energy (J)	α
Energy ≥ 500	1.075
$470 \leq \text{Energy} < 500$	1.212
$460 \leq \text{Energy} < 470$	1.368
$450 \leq \text{Energy} < 460$	1.685
$440 \leq \text{Energy} < 450$	1.957

Криві енергії удару після процесу оптимізації



Аналіз результатів дослідження

Зазвичай гідравлічний вібромолот використовується для руйнування різних матеріалів з різними режимами роботи, при цьому велика увага приділялася ефективності роботи при значних навантаженнях.

Джерелом живлення є динамічні ударні реакції молота, включаючи амплітуду та частоту прискорення. Тому дуже важливо отримати кращі ударні реакції за різних конструктивних параметрів. Окрема оцінка ударних реакцій була неточною та необґрунтованою без урахування молота та робочого навантаження. Ми оптимізували характеристики молота за допомогою перевіреної моделі, і кращу динамічну реакцію можна отримати з оптимізованими параметрами, тобто кут 90° , товщина 190 мм та радіус 175 мм. Результати та метод на основі моделі можна використовувати для оцінки характеристик на етапі проектування та використання, змінюючи параметри моделі для виробників або користувачів машин, що зробить їх більш ефективними та економічними.

Динамічна модель ступенів свободи (DOF), а з'єднання між деталями були змодельовані як пружини та демпфери. Модель була перевірена за допомогою польових випробувань в умовах холостого ходу та експлуатації. Однак під час робочих умов випробувань використовувалася залізобетонна плита, що означало, що робоче навантаження було меншим за фактичне робоче навантаження.

Порівняння результатів показало, що пов'язана динамічна модель може виявити динамічні характеристики молота в сталому стані. Вхідний потік одно- та дворежимної роботи змінюється з коливаннями, які становлять від 280 до 350 л/хв. Відповідний вхідний тиск змінюється від 15 до 29 МПа.

Амплітуда одно- та дворежимної роботи в робочому стані становить 190 м/с^2 та 200 м/с^2 , відповідно, а відповідна частота становить 32 та 41 Гц. Робоча частота в режимі роботи нижча, ніж у режимі холостого ходу. Практичне значення молота може відрізнитися від значень у нашому дослідженні через різницю в робочому навантаженні, тоді як динамічні тенденції будуть корисними під час оцінки продуктивності молота. Потім ми аналізуємо продуктивність молота за допомогою пов'язаної динамічної моделі, в якій враховується вплив різних параметрів ексцентричної маси на вертикальне прискорення корпусу молота. Результати показують, що амплітуда прискорення найбільша, коли кут становить 90° , а збільшення товщини та радіуса забезпечує потужнішу продуктивність молота.

Враховуючи обмеження стендових випробувань, у нашій майбутній роботі ми зосередимося на впливі різного робочого навантаження під час конкретних умов експлуатації на динамічні реакції молота.

Проведено оптимізація структурних параметрів поршневої системи та системи клапанного серцевого віртуального прототипу гідравлічного відбійного молота, щоб певною мірою покращити його енергію удару порівняно з оригінальними характеристиками. На основі початкових конструктивних параметрів оригінальної моделі, всі діапазони параметрів були визначені шляхом конструктивного дослідження. Потім, шляхом аналізу чутливості параметрів, отримано закономірність та ступінь впливу енергії удару, спричиненої конструктивними параметрами. Після дослідження параметрів проектування та подальшого експериментального дослідження ефективність оптимізаційного аналізу буде значно покращена.

ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

Ціль кваліфікаційної магістерської роботи - вдосконалення робочого встаткування спеціального екскаватора для розбирання завалів з метою розширення технічних можливостей виконана.

У конструкторській частині було розраховано обладнання та вузли спеціального екскаватора, розглянута гідравлічна схема модернізованого екскаватора. Зроблений тяговий розрахунок екскаватора, розрахунок потужності двигуна, розрахунок на міцність тяги, розрахунок стійкості екскаватора.

У дослідницькій частині магістерської роботи було зроблено наступне:

1. Створено пов'язану динамічну модель гідравлічного вібратора, включаючи механічну модель молота, гідравлічну модель приводу та спрощену модель робочого навантаження;
2. Проведено стендові випробування для перевірки моделі в умовах холостого ходу та динамічного навантаження;
3. Проведено аналіз динаміки роботи механічної частини, приводів та гідравліки у часовій та частотній областях;
3. Проведено аналіз характеристики молота за допомогою пов'язаної динамічної моделі, в якій досягається найкраща продуктивність молота.
4. Проведено оптимізацію структурних параметрів поршневої системи та системи клапанного сердечника віртуального прототипу гідравлічного відбійного молота.

Проведені дослідження дозволили:

- Створити математичні моделі активних робочих органів екскаваторів на основі гідроударників, призначених для руйнування різних видів матеріалів. Математична модель гідроударного пристрою екскаватора складена з урахуванням основних конструктивних параметрів гідроударника, його елементів, параметрів гідроприводу базової машини.
- Встановити характеристики та функціональні залежності основних гідроударних пристроїв, які дозволяють прогнозувати основні параметри гідроударників при проектуванні активних робочих органів екскаваторів.
- Отримати функціональні залежності у вигляді рівних регресій частоти ударів гідроударного пристрою та його довжини від енергії єдиного удару. Перші отримані рівняння регресії для швидкості, енергії удару в залежності від тиску зарядки газу, маси бойка, величини ходу бойка гідроударника .
- Запропонувати узагальнений (комплексний) критерій ефективності гідроударного пристрою – коефіцієнт технічного рівня, що включає основні локальні показники (енергію єдиного удару, масу гідроударника, частоту ударів).