Тема роботи:
«Аналіз та удосконалення конструкції ковша екскаватору крокуючого ЕШ – 6,6/45»

Частина І: «Аналіз конструкції екскаватору крокуючого ЕШ – 6,6/45»

Виконав: студент групи ГМБ-22-1 _____ Д.О.Багнюк

Керівник випускної роботи: ст. викл. _____ Ю.І.Чумак

Частина ІІ: «Удосконалення конструкції ковша екскаватору крокуючого ЕШ – 6,6/45»

Виконав: студент групи ГМБ-22-1 _____ А.С.Волошин

Керівник випускної роботи: ст. викл. _____ Ю.І.Чумак

Кривий Ріг

2026 р

ВСТУП

Гірничовидобувна промисловість є однією з базових галузей економіки, яка забезпечує сировинну основу для розвитку металургії, енергетики, будівництва та інших галузей промисловості. Водночас ця галузь належить до найбільш трудомістких і ресурсоємних, що обумовлює особливу актуальність підвищення ефективності виробничих процесів, зокрема за рахунок зростання продуктивності праці та вдосконалення технічного оснащення підприємств.

На сучасному етапі розвитку відкритих гірничих робіт значна увага приділяється технічному переозброєнню виробництва, впровадженню високопродуктивних машин і механізмів, а також удосконаленню систем їх експлуатації та обслуговування. При цьому важливим є не лише збільшення кількості гірничого обладнання, але й підвищення його технічного рівня, надійності, довговічності та економічності.

Парк гірничих і транспортних машин, що використовуються на кар'єрах, постійно розширюється. Однак сам по собі кількісний ріст не забезпечує суттєвого підвищення ефективності виробництва. Основне значення мають якісні зміни, що досягаються шляхом підвищення одиничної потужності машин, оптимізації їх конструкції, зменшення енерговитрат, підвищення надійності та ремонтопридатності. Важливим напрямом розвитку є також створення більш безпечних умов праці, підвищення рівня автоматизації та зручності керування технікою.

Одним із ключових видів обладнання, що застосовується при відкритому способі розробки родовищ, є крокуючі екскаватори-драглайни. Вони широко використовуються при виконанні розкривних і видобувних робіт завдяки великому радіусу дії, значній місткості ковша та здатності працювати в складних гірничо-геологічних умовах. Ефективність роботи таких машин значною мірою визначається конструктивними особливостями їх робочого обладнання, зокрема ковша, який безпосередньо взаємодіє з гірничою масою.

Ківш екскаватора-драглайна є одним із найбільш навантажених елементів конструкції, що працює в умовах інтенсивного абразивного зношування, ударних

навантажень та змінних силових впливів. Недосконаліть його конструкції може призводити до зниження продуктивності екскаватора, збільшення тривалості робочого циклу, підвищення енерговитрат, а також до прискореного зношування елементів робочого обладнання.

У зв'язку з цим особливої актуальності набуває аналіз існуючих конструктивних рішень ковшів екскаваторів-драглайнів та розробка шляхів їх удосконалення. Оптимізація форми, маси, геометричних параметрів та конструктивних елементів ковша дозволяє зменшити опір копанню, скоротити тривалість робочого циклу, знизити динамічні навантаження та підвищити загальну ефективність роботи екскаватора.

Дана комплексна бакалаврська робота складається з двох взаємопов'язаних частин. У першій частині проведено аналіз конструкції крокуючого екскаватора-драглайна ЕШ–6,6/45, розглянуто його основні вузли, технічні характеристики та особливості експлуатації. У другій частині виконано удосконалення конструкції ковша екскаватора з метою підвищення його продуктивності та надійності роботи.

Комплексний підхід до дослідження, який поєднує аналіз існуючої конструкції та розробку технічних рішень щодо її вдосконалення, дозволяє отримати практично значущі результати, спрямовані на підвищення ефективності відкритих гірничих робіт.

Мета роботи полягає у проведенні всебічного аналізу конструкції крокуючого екскаватора-драглайна ЕШ–6,6/45 та розробці технічних рішень щодо удосконалення конструкції його ковша з метою підвищення продуктивності, зниження навантажень на робоче обладнання та покращення експлуатаційних характеристик машини.

Об'єкт дослідження – процес роботи крокуючого екскаватора-драглайна при виконанні відкритих гірничих робіт.

Предмет дослідження – конструктивні особливості екскаватора ЕШ–6,6/45 та параметри ковша, що впливають на ефективність його роботи, тривалість робочого циклу та навантаження на робоче обладнання.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КРИВОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІЧНОЇ ІНЖЕНЕРІЇ ТА ТРАНСПОРТУ
Кафедра гірничих машин і обладнання

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до комплексної кваліфікаційної бакалаврської
роботи

зі спеціальності 133 – Галузеве машинобудування

Тема роботи:

««Аналіз та удосконалення конструкції ковша екскаватору
крокуючого ЕШ – 6,6/45»

Частина І: «Аналіз конструкції екскаватору крокуючого ЕШ – 6,6/45»

РОЗДІЛ 1. ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ЕКСКАВАТОРУ

1.1. Стисла характеристика технологічного процесу

Екскаватор з обладнанням драглайн використовується переважно при розробці широких котлованів, виїмок, каналів, так як вільно підвішений на довгій стрілі ківш дозволяє вести копання на значній відстані від місця стоянки самої машини. Драглайн копає грунт нижче рівня стоянки машини і вивантажує його в основному в відвал. Однак багато машиністів пристосувалися на екскаваторах з ковшем драглайн невеликої місткості вантажити грунт в автосамоскиди, незважаючи на те, що вільна підвіска ковша на канаті ускладнює цю операцію. Великий виліт ковша дозволяє драглайном відсипати грунт також безпосередньо в будівництво земляна споруда, наприклад в насип.

Екскаватор з обладнанням драглайн переміщається в процесі роботи зверху забою. Його обладнання не дозволяє розчищати і підготовлювати поверхні грунту по шляху пересування екскаватора, тому необхідно перед початком роботи за допомогою бульдозера і автогрейдерів провести підготовку шляхів руху екскаватора і автотранспорту.

Якщо автотранспорт підходить по дну забою, то машиністу слід звернути особливу увагу на якість обробки дна, передбачити ухил для стоку води, оскільки використання для обробки дна інших механізмів (бульдозера і ін.) призведе до зупинки екскаватора і втрати часу.

При високопродуктивної праці екскаватора з обладнанням драглайн машиніст повинен виконувати наступні умови:

- вести розробку забою, починаючи з його частини, найбільш віддаленої від екскаватора, і в міру копання захоплювати ближні до екскаватора зони забою;
- при використанні автосамоскидів копати грунт в частині забою, найбільш близькій до місця стоянки автотранспорту;
- копати з вильотом ковша, меншим граничного на 15-20%, і на глибині, меншій граничної на 20-25%;

- перед початком роботи в залежності від властивостей і стану грунту регулювати кут різання ковша зміною місць підвіски ковша до підіймального та тяговому канатів, місця кріплення перекидний каната і довжини підвісних ланцюгів;
- при перевантаженні двигуна в процесі різання грунту знімати навантаження, зменшуючи товщину стружки опусканням задньої частини ковша;
- застосовувати в залежності від стану і властивостей грунту в забої відповідну конструкцію ковшів драглайна:
- при різанні незасмічені камінням зв'язкових - грунтів - ківш з суцільною ріжучої крайкою замість зубів. Це створює при копанні менший опір;
- при копаній незв'язних легких грунтів (пісок, супісок) - ківш збільшеною місткості або з додатковими надставленнимі стінками, що дозволяють завантажити в ківш за один прохід на 15-20% більше грунту;
- при копанні під водою - ківш з отворами в стінках для зливу води;
- пересувати екскаватор уздовж лобового забою в міру його розробки на відстань, що не перевищує 1 / 4-1 / 5 довжини стріли, а вздовж бокового забою - на половину довжини гусениці;
- не допускати висипання грунту з ковша в процесі його повороту на вивантаження, для чого стежити, щоб передня ріжуча частина ковша була вище задньої;
- з огляду на підвіску ковша драглайна на канаті, з метою скорочення часу на завантаження і повернення ковша в забій слід починати поворотний поворот платформи екскаватора до моменту виходу ковша в точку розвантаження, так як ківш, незважаючи на зворотний рух платформи по інерції, вийде в вихідну для вивантаження точку;
- не допускати перевищення кута повороту екскаватора при роботі у відвал 120 °, а при вивантаженні в автосамоскиди - 90 °;
- під час вивантаження у відвал розвантаження ковша починати під час повороту стріли дещо раніше, ніж при вивантаженні в автосамоскиди, так як в цьому випадку не потрібна велика точність вивантаження.

Максимальна відстань між забоєм і машиною характеризує її експлуатаційні можливості. Однак машиніст повинен враховувати, що шлях, який повинен пройти ківш, щоб завантажитися "з шапкою", значно менше відстані, на яке він може бути покинутий, тому копати грунт доцільно невеликими ділянками, відповідними довжині шляху наповнення ковша "з шапкою". Цей шлях встановлюється машиністом заздалегідь, з урахуванням групи грунту, його щільності, вологості та граничної товщини відрізається стружки грунту. Розмір стружки залежить не тільки від властивостей грунту, але і від потужності екскаватора, від можливостей його двигуна. Машиніст повинен прагнути використовувати всі конструктивні і потужності можливості екскаватора. Так, якщо він буде копати грунт, зрізуючи занадто тонку стружку, то час копання збільшиться. Це відіб'ється на продуктивності екскаватора.

Максимальна глибина забою для екскаватора з обладнанням драглайн дає можливість машиністу оцінювати "глибинні" можливості його машини. Однак не завжди раціонально вести копання грунту на повну глибину, так як для заповнення ковша потрібно шлях менший, ніж дозволяє глибина забою. Фактично ківш драглайна заповнюється вже через 3-4 м, а глибина забою може дорівнювати 10-20 м. Отже, решту шляху ківш проходить, не завантажені, викликаючи втрати енергії і часу.

Досвідчені машиністи в цьому випадку працюють за схемою, яка враховує мінімальний шлях ковша для заповнення "з шапкою" і в той же час розробку потрібної граничної глибини забою (рис.40). На рис.40, я показана схема роботи екскаватора звичайним способом, коли шлях ковша в грунті значно більше, ніж потрібний для заповнення. На рис.40, б схема, яка використовується передовими машиністами, при якій повна глибина забою розробляється послідовним зрізанням стружки довжиною, відповідної заповнення ковша, а не більше.

Основний тип забою драглайна - торцевий. Можливі параметри забою залежать від місця розташування драглайна і пов'язаного з цим способу черпання.

При виїмці нижнім черпанням драглайн розташовується на покрівлі уступу (розвалу) поза призмою можливого обвалення (рис. 1.1, а). З огляду на це, паспортної глибини черпання і кута укосу визначається можлива висота забою.

Профіль забою драглайна в масиві вигнутий відповідно до траєкторією руху ковша, а в розвалі близький до прямолінійного внаслідок періодичного осипання породи.

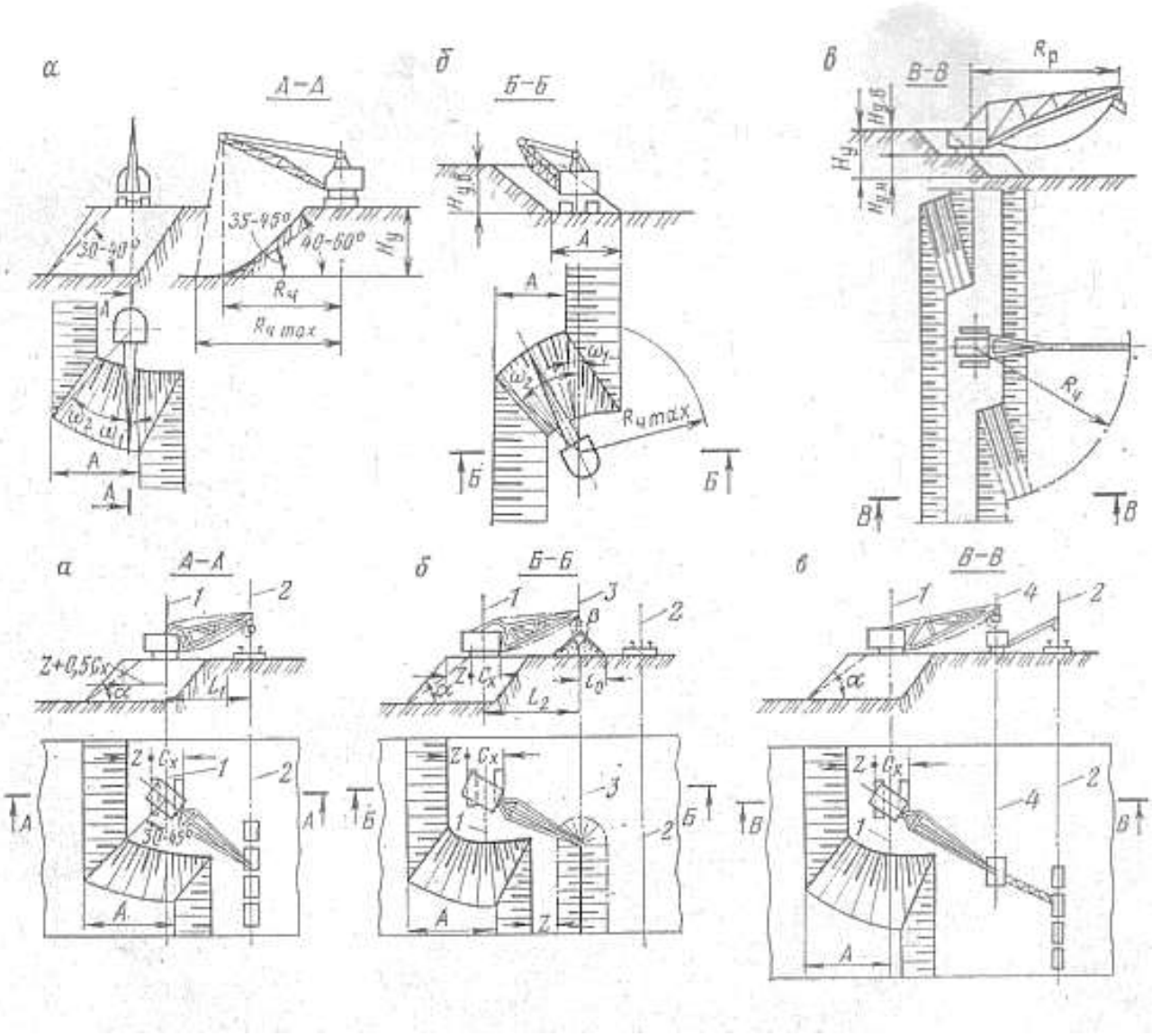


Рис. 1.1 - Схема торцевих вибоїв драглайна в суцільний заходці при нижньому, верхньому і комбінованому черпанні: 1, 2, 3. 4, - відповідно осі драглайна, транспортних засобів, навала і перевантажувача; z - берма безпеки; L1 і L2 - радіуси розвантаження екскаватора.

При розташуванні драглайна на підошві уступу і виїмки верхнім черпанням (рис. 1.1, б) кут укосу вибою аз для запобігання ковзання і забезпечення наповнення ковша не повинен перевищувати 20 - 25 °. Висота вибою (уступу) Ну.в повинна бути не більше 0.8Нр (Нр - висота розвантаження) для запобігання

роботи в режимі стопоріння. Зазвичай Ну.в = (0.6 - 0.7) Нр. Верхнє черпання ефективно тільки у драглайнов з ковшами ємністю 10 - 15 м3 і більше. Однак у них продуктивність при Ну.в> 0.4 Нр нижче, ніж при нижньому черпанні.

Потужний драглайн може розташовуватися і на проміжному майданчику, відпрацьовуючи дві заходки підуступів верхнім і нижнім черпанням (рис. 1,1, в) при їх висоті Ну.в і Ну.н.

Під час виїмки та перевалки розкривних порід у вироблений простір драглайн може бути встановлений: на покрівлі пласта (виїмка тільки верхнім черпанням); на проміжному майданчику розкривних уступу (розробка з однієї точки стояння нижнього і верхнього підуступів відповідно нижньою і верхньою черпанням); на верхньому майданчику розкривних уступу (виїмка тільки нижнім черпанням); на тимчасовому відвалі.

У всіх випадках приймальна здатність відвальної заходки (висота відвалу) обмежується радіусом розвантаження драглайна, а не її висотою. Тому для збільшення можливої висоти розкривних уступу драглайн прагнуть встановити якомога ближче до виробленого простору. Для перших трьох схем радіус розвантаження Rp умовно можна розділити на дві частини, що перекривають забійну сторону Rp.з і отвальную Rp.о.

Друга схема (рис. 1.2, б) дозволяє збільшити висоту розкривних уступу, однак при цьому скорочується Rp.о, а отже, і ємність внутрішнього відвалу. Висота верхнього підуступу Нв.в неперевищує (0.5 - 0.7) Нр. Знову ж правильним поділом розкривних уступу на верхній і нижній підуступів висотою Нв.в і Нв.н можна забезпечити роздільну виїмку порід і відсипання в основу відвалу менше глинистих фракцій.

Послідовність розробки забою така: (рис. 1.3): з першої стоянки драглайн розробляє елемент забою в формі АВСД. Нахил лінії ВС = mi = ф (вид грунту) (кут в = 45 ° - легкий грунт, 40 ° - середній, 30 ° - важкий).

До трудомістких допоміжних робіт при виїмці одноковшевими екскаваторами відносяться: планування траси екскаватора і вирівнювання підошви уступів, очищення ковшів і ходової частини екскаваторів від намерзлої і налиплого породи, забезпечення прохідності екскаватора, зачистка покрівлі

поклади від просипів і недобору розкриву, оборка укосу уступу, переміщення кабелю слідом за рухомим екскаватором, доставка запасних частин, дрібний ремонт і змащує машин. На допоміжних роботах задалжівается до 20 - 30% робітників, зайнятих на виїмці, а простої через них досягають 10 - 12% загальних простоїв.

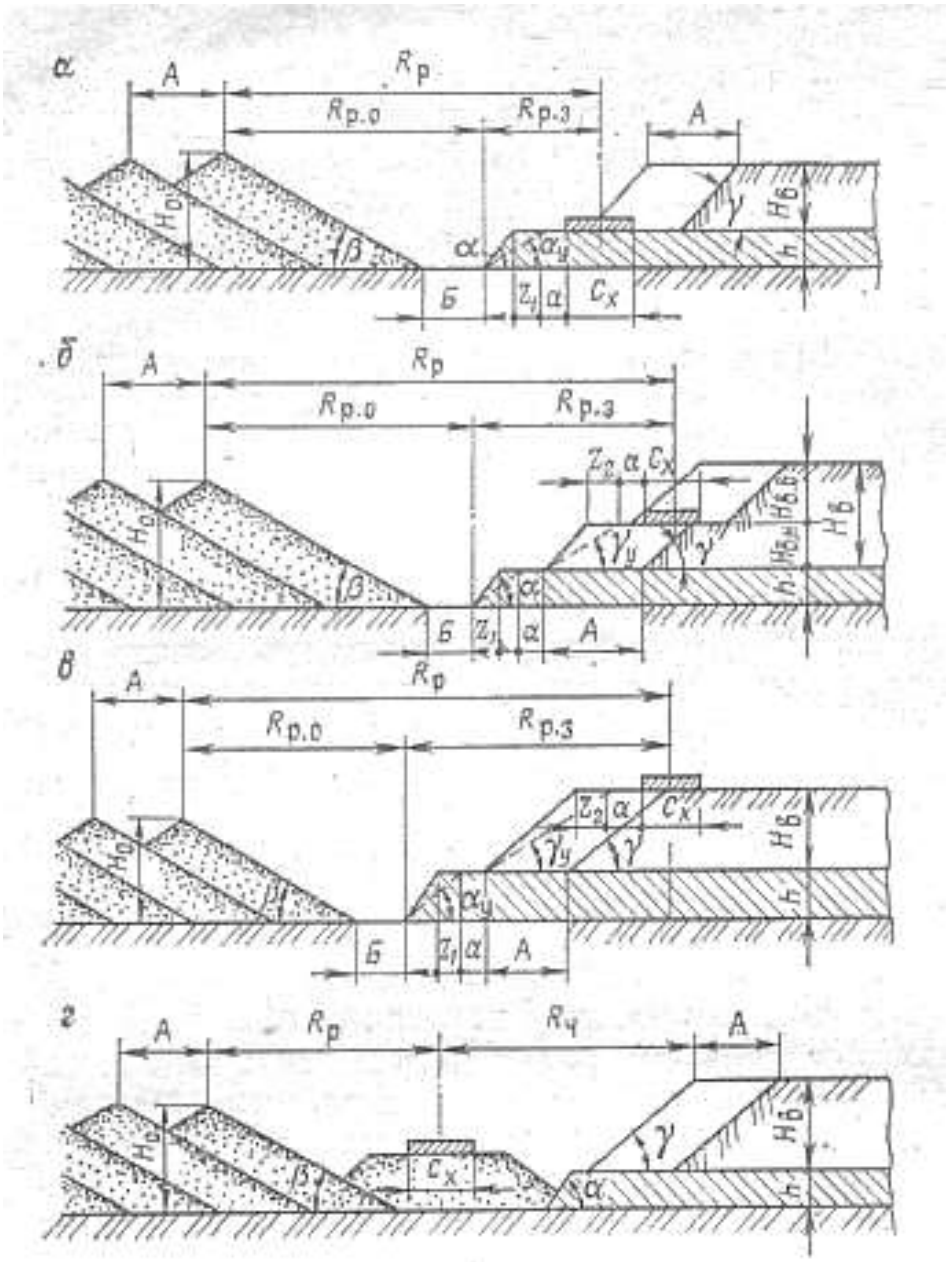


Рис. 1.2 - Схеми виїмки і перевалки породи драглайном в торцевих забоях наскрізних заходок: А - висота відвалу; z1, z2 - ширина смуги безпеки; а - ширина резервної смуги; Нв.в і Нв.н - висота відповідно верхнього та нижнього підуступів;

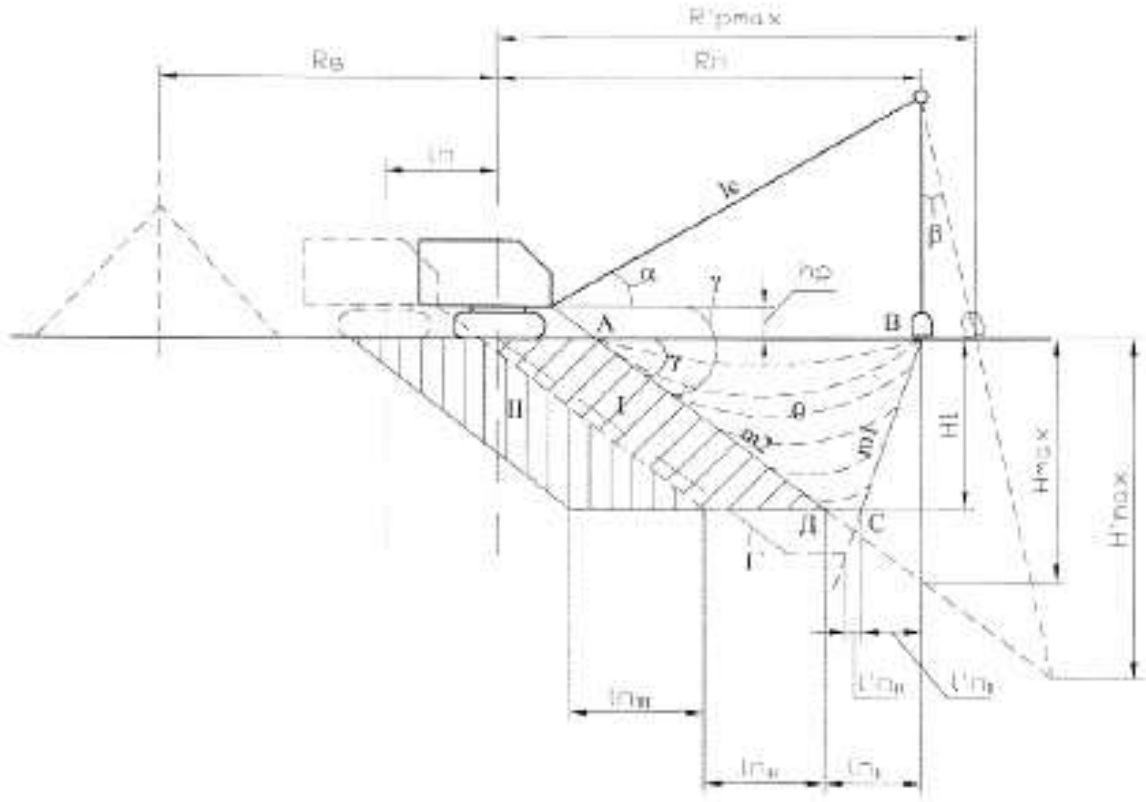


Рис 1.3 – Послідовність розробки забою драглайном: I – розробка забою з першої стоянки; II, III – послідовність розробки забою без заглиблення; lnI - довжина першого пересування при роботі без заглиблення; lnII lnIII - те ж для II та III пересування; II’- контур розробки при роботі з заглибленням; lnI’ - довжина першого пресування при роботі з заглибленням; lnI’ - довжина другого пересевання.

Очищення ковшів проводиться в основному механічним способом за допомогою спеціальних скребків, відбійних молотків і т. Д. Для роботи в глинистих породах днище і задню стінку ковша драглайнов виготовляють з вільно висячих ланцюгів і роблять додатковими відкидні задні стінки; при цьому продуктивність в зимовий період збільшується на 12 - 15%. Для очищення використовується і місцевий нагрів полум'ям, а також електрообігрів зовнішніх стінок ковша. Витрата електроенергії для ковшів місткістю 4 - 8 м3 становить 70 - 180 МДж / добу. Потрібна потужність нагрівальних елементів 8 - 10 кВт.

Для забезпечення прохідності екскаваторів при недостатній несучій здатності м'яких порід зазвичай влаштовують дерев'яні настили (їх укладають

поперек ходу окремо під кожну гусеницю) або використовують металеві щити переносяться екскаватором за допомогою канатних петель. Щити перекривають всю ширину ходу (7 2 м) або тільки ширину однієї гусениці (2.5 1.5 м). У сільнообводненних породах застосування щитів виявляється недостатнім і на робочу площадку підсипають підірвану породу. Поруч з шляхами (дорогий) споруджують екскаваторний приямок, куди розвантажують суху підірвану породу, привозимую з інших уступів. Обводнену породу попереду екскаватора вичерпують на глибину до 1 м, виїмку, заповнюють підірваної породою з приямку, утрамбовують її напірним рухом ковша і потім зверху укладають щити, на які наїжджає екскаватор.

Зачистка покрівлі поклади проводиться бульдозерами, скреперами, зворотними лопатами і драглайнами з ковшами ємністю 0.5 - 1 м3. Породу одержувану при зачистці, складують у нижній бровки з метою її навантаження при відпрацюванні наступного екскаваторної заходки; іноді для її завантаження в транспортні засоби застосовують допоміжні екскаватори та навантажувачі.

Планування траси екскаватора і вирівнювання підошви уступів здійснюється зазвичай бульдозерами, іноді колісними скреперами. «Пороги» скельних і напівскельних порід попередньо обурівают і підривають.

Прибирання породних просипів при навантаженні мехлопатами здійснюється відвальними плугами зі спеціалізованими лемехами або лопатами-скребками, що надягають на зуби екскаваторного ковша. Прибирання просипу лопатою-скребком в період обміну поїздів здійснюється зворотно-поступальним рухом рукояті тільки з протилежного боку залізничної колії. З боку екскаватора шлях очищають п'ятої ковша при підтягуванні рукояті. Просипи м'яких порід на складах можна прибирати погрузчиками з грейферним ковшем.

Ліквідація нависань («козирків») і заколовши в екскаваторних вибоях здійснюється за допомогою лопат-скребків різної конструкції або навісних установок до тракторів з різними робочими органами, наприклад, поворотним шнеком з ріжучими зубами.

1.2. Технологічні параметри драглайнів

Драглайни призначені для розробки грунту нижче рівня стоянки і з-під води. Ківш гнучко пов'язаний зі стрілою за допомогою каната. Дуже ефективний при роботі у відвал. Схема роботи. Ківш опускається на грунт, включається тяговий механізм і ківш під дією власної ваги і тягового каната заглиблюється в землю і переміщаючись, поступово наповнюється. Після наповнення ковша включається підйомний механізм, і ківш відривається від землі. На розвантаженні тяговий трос послаблюється, і ківш під дією власної ваги перекидається.

Робочими параметрами драглайна є радіус Rч черпання і глибина Нр черпання радіус Rр розвантаження висота Нр розвантаження (рис.1.4.). Вони залежать від довжини стріли і кута її нахилу. Розрізняють радіус Rч черпання без закиду ковша і радіус Rч.з. черпання з занедбаністю ковша. Дальність закидання ковша залежить від моделі драглайна і кваліфікації машиніста і змінюється в межах 2 5-15м. Кут відхилення підйомного канта від вертикалі при закиданні ковша становить 12-15 °

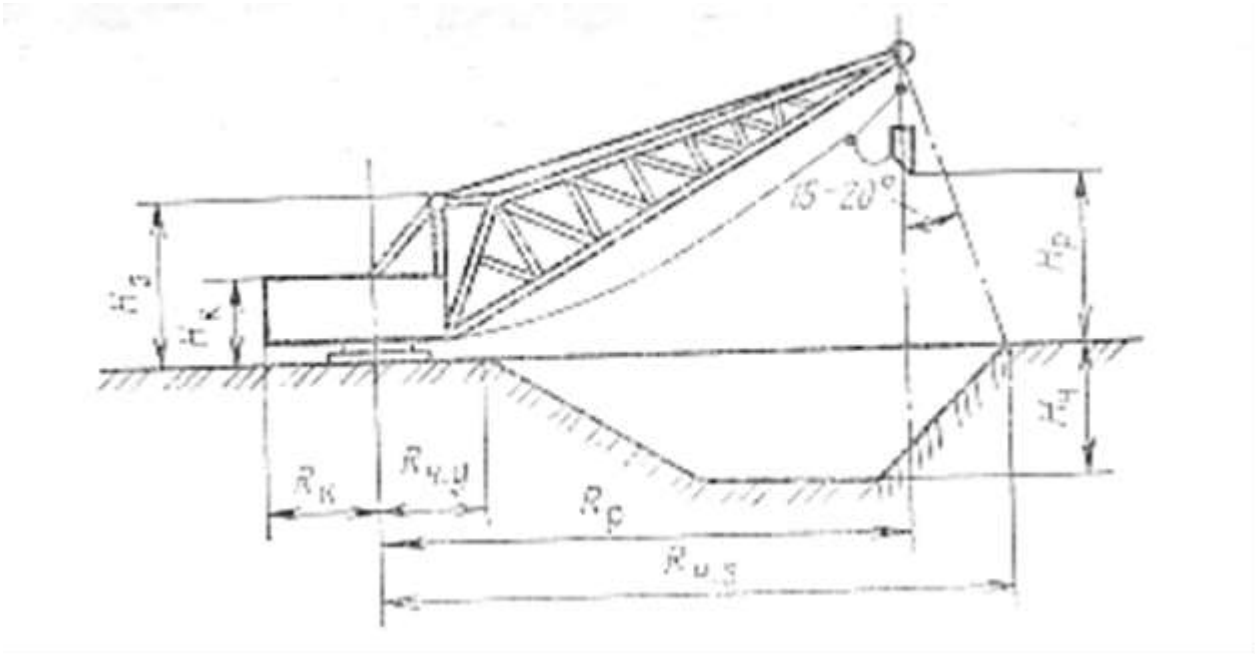


Рис 1.4 - Робочі параметри драглайна

Нахил стріли драглайна становить 20 - 35 °; як у мехлопати, він може змінюватися з відповідною зміною робочих параметрів. Хід потужних драглайнов

- крокуючий, у малих моделей - гусеничний; здолати ними ухил до 7 °. Питомий тиск на грунт 0.1 - 0.2 МПа.

Основні робочі параметри драглайнов: Rч і Rр - радіуси відповідно черпання і розвантаження, що визначаються довжиною стріли і кутом її нахилу; Rч.з - радіус черпання з занедбаністю ковша [дальність закидання залежить від моделі драглайна і досвіду машиніста і досягає ¼ довжини стріли (2.5 - 15 м); відхилення підйомного каната від вертикалі при закиданні ковша становить 15 - 20 °]; Rч.у - радіус черпання на рівні установки драглайна; Нч - глибина черпання, що залежить від довжини і кута нахилу стріли, расположеніе драглайна в забої, екскавіруемой породи, довжини канатів і кваліфікації машиніста; Нр - висота розвантаження, яка визначається довжиною стріли і кутом її нахилу; Rк - радіус обертання кузова драглайна; Нє і Нк відповідно висота верхньої стійки і кузова драглайна.

Існує основна конструктивна схема драглайна (рис 1.5), яка включає: ківш 1 із збруєю, тяговий 2 і підйомний 3 канати, стрілу 4 з блоками напрямними 5, головними 6 і п'ятої 7. Для переміщення ковша використовуються лебідки підйому 8 і тяги 9. Кут нахилу стріли під час роботи сталий і визначається довжиною стрілового поліспаста 10. Виконавчий механізм драглайна має два гнучких ланки-каната, що зв'язують ківш з ведущимі ланками механізму. Нерухомим ланкою механізму драглайна є платформа екскаватора з двоногій стійкою і стрілою.

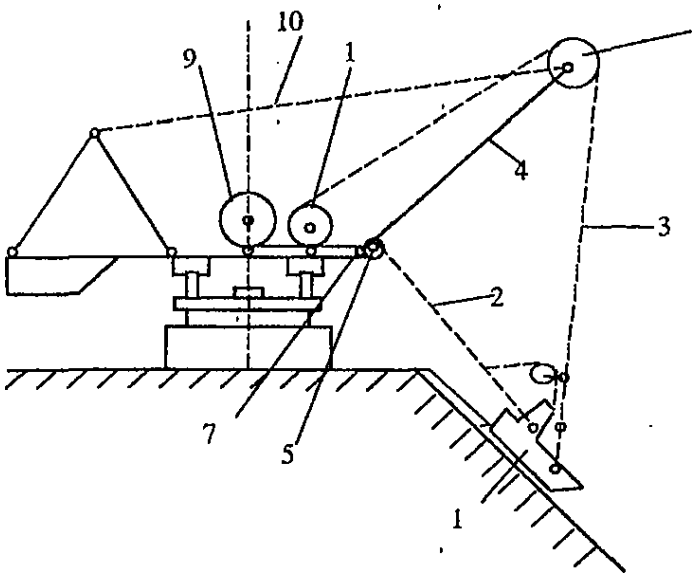


Рис. 1.5 - Основна конструктивна схема драглайна

Працює драглайн наступним чином. За допомогою підйомного каната (при відпущеному тяговому канаті) ківш опускають на забій і потім підтягують тяговим канатом до екскаватора, при цьому ківш наповнюється срезаемой поро¬дой. Після наповнення навантажений ківш піднімають вгору підйомним канатом і, утримуючи його в горизонтальному положенні натягом тягового каната, разом з поворотною платформою повертають до місця розвантаження. Над месцем розвантаження при ослабленні тягового каната ківш перекидається передньою стороною вниз і розвантажується, після чого платформу повертають до забою, одночасно опускаючи ківш. Далі робочий цикл повторюється.

1.3. Аналіз устаткування, придатного до умов експлуатації

Екскаватори-драглайни основне застосування знайшли при бестранспортной системі розробки родовищ відкритим способом і виробництві земляних робіт на будівництві великих гідротехнічних споруд. Екскаватори-драглайни складають близько 20% парку одноківшових екскаваторів в України. Велика їх частина використовується на відвалах і на відкритих розробках вугільних родовищ. Призначені для розробки легких, середніх і підірваних міцних (до IV категорії) порід в забоях, розташованих як ні¬же, так і вище горизонту установки екскаватора, і переміщення породи в от¬вал, транспортні судини, а також переекскавації відвалів.

Основні технічні дані екскаваторів-драглайнів наведено у табл. 1.1- 1.3.

Таблиця 1.1 - Характеристики екскатваторів-драглайнів виробництва України

Параметры	ЭШ 20.90	ЭШ 15.100	ЭШ 25.90	ЭШ 20.100	ЭШ 15.110	ЭШ 40.100	ЭШ ЗОЛЮ	ЭШ 25.120	ЭШ 65,100	ЭШ 40.130	ЭШ 100.125
Вместимость ковша, $м^3$	20	15	25	20	15	40	30	25	65	40	100
Длина стрелы, м	90	100	91	100	ПО	100	ПО	120	100	130	125
Угол наклона стрелы, град	32	32	34	34	34	32	32	32	32	32	35
Концевая нагрузка, кН	630	470	770	630	470	1250	950	900	2050	1250	3000
Продолжительность рабочего цикла, с	60	60	60	62	64	60	64	66	60	62	60
Высота выгрузки, м	38,5	45	39	45	52	40	46,2	52,4	38,5	56	56
Глубина копания, м	42,5	42,5	42,5	46	50	47	53	57	46	60	52
Радиус выгрузки, м	*83*	91,5	83,5	91	99	94,8	103,3	117,7	97,6	123	118
Просвет над задней частью платформы, м	1.61	1,61	1,6	1,6	1,6	2,44	2,44	2,44	2,84	2,84	2,75
Диаметр * опорной базы, м	14,5	14,5	15,3	15,3	15,3	18	18	18 -	23,5'	23,5	27
Удельное давление на грунт, МПа	0,105	0,105	0,081	0,103-0,081	0,103-0.081	0,137-0,095	0,137-0.095	0,137-0,095	0,125	0,125	0,18
Размеры башмака (длина н ширина), м	13х2,5	13х2,5	14х2,9	14х2,9	14х2,9	17,2 х3,96	17,2 х3,96	17,2 х3,96	18х3,9	18 х3.9	22,5 Х4.74
Рабочая масса, т	1740	1725	1900	1900	1900	3320	3320	3320	5460	5460"	10000
Мощность механизма подъёма, кВт	2х1120	2х1120	2х1120	2х1120	2х1120	4х1120	4х1120	4х1120	8х1120	8х1120	4х2500
Мощность механизма поворота, кВт	4х250	4х250	4х250	4х250	4х250	4х600	4х600	4х600	6х600	6х600	8х1000
Мощность механизма тяги, кВт	2х1120	2х1120	2х1120	2х1120	2х1120	4х 1120	4х1120	4 х!120	6х1120	6х1120	4х2500
Мощность механизма хода, кВт	2х800	2х800	2х800	2х800	2х800	2х/000	2х1000	2 х 1000	4х630	4 х630	4х800
Мощность сетевого двигателя, кВт	2500	2500	2500/2250	2500/2250	2500/2250	2х2250	2 х2250	2х2250	4х2250	4 х2250	4 х3600
Напряжение питающей сети, кВ	6	6	6/10	6/10	6/10	10	10	10	10	10	10

Таблиця 1.2 - Характеристики екскатваторів-драглайнів виробництва Росії

Параметры	ЭШ 6,5.45	ЭШ 6,45М	ЭШ 10,60А	ЭШ 10.60	ЭШ 10.70 А	ЭШ 13,50	ЭШ 11.70	ЭШ 14.50	ЭШ 15.80	ЭШ 20.65
Вместимость ковша, $м^3$	6.5	6	10	10	10	13	II	14	15	20
Длина стрелы, м	45	45	60	60	70	50	70	50	80	65
Угол наклона стрелы, град	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
Концевая нагрузка, кН	135	132	285	285	285	312	304	333	. 430	520
Продолжительность рабочего цикла, с	42	42	52	52	52,5	53	54 .	54	58	60
Высота выгрузки, м	19,5	19,5	21	23	27,5	20.5	27.5	20,5	32	27
Глубина копания, м	22	22	35	35	35	21	35	21	40	32
Радиус выгрузки, м	43,5	42,5	54,5	58	66,5	46,5	66,5	46,5	76,5	68
Скорость подьё ма/ тяги, м/с	2,1/2,1	2,1/2,I	2,48/2,22	2,48/2,22	2,48/2,22	2,48/2,22	2,48/2,22	2,6/2,3	2,6/2,3	2,8/2,3
Давление на грунт, МПа -при работе, -при шагании,	6 11	6 11	8,5 12	8,5 12	- 9,4 14,9	8,4 13,5	9;7 15,6	8,7 13,6	- 10 15	9 13,5
Диаметр базы, м	7,7	7,7	9,5	9,5	9,7	9,7	9,7	9,7	12,3	12,3
Размеры башмака, м (длина х ширина)	7x1.55	7x1,55	11,8x1,8	11,8x1,8	11x1,8	11x1,8	11x1,8	11x1,8	15x2,4	15x2,4
Рабочая масса, т	310	310	558,8	558,8	688	620	700	620	П60	1070
Мощность механизма подъёма, кВт	2x190	2x190	2x325	2x325	2x500	2x500	2x500	2x500	2x630	2x560
Мощность механизма поворота, кВт	2x100	2x100	2x250	2x250	2x500	2x500	2x500	2x500	2x500	2x500
Мощность механизма тяги, кВт	2x190	2x190	2x325	2x325	2x500	2x500	2x500	2x500	2x630	2x560
Мощность механизма хода, кВт	-	-	325	325	500	500	500	500	2x630	2x560
Мощность сетевого двигателя, кВт	500	500	1150	1150	1250	1250	1250	1250	2x1250	2x1600
Напряжение питающей сети, кВ	6	6.	6	6 '	6	6,	6	6	6	6 .

Таблиця 1.3 - Характеристики екскаваторів-драглайнів закорданного виробництва

Показатели	Капвощ Яарц (Англия)	Висугиз Еле (США)				Мапоп (США)			
	V/ 1800	1250^	1450^	2550\У	4250^	7800	7900	8800	8900
Вместимость ковша, м³	30,6-22,9	26,5	45,9	57,3	168	15,3-29,8	26	65	99
Длина стрелы, м	75,4-36	71,6	76,2	84	94,5	85,3-67	83,8	83,8	83,8
Угол наклона стрелы, град	30	-	-	-	-	30	-	-	-
Продолжительность рабочего цикла, с	68 .	58	58	60	60	60	60	60	60
Высота разгрузки, м	30,5-36,6	40,8	-	30,5	42,7	36	32,3	43,6	42,2
Глубина копания, м	-	42,7	41	50,4	56,4	42,7	41,9	30,6	56,4
Радиус загрузки, м	70,1-79,4	68,2	75	83,5	91	80,2	78,6	75,6	75,6
Среднее удельное давление на грунт, МПа - при работе, -при движении.	-	0,082 0,16	0,124 0,26	0,13 0,276	0,282	0,088 0,2	0,1 0,236	0,12 0,25	6,14 0,34
Диаметр опорной базы, м	16,8	15,2	16,8	19,8	32	15,25	15,25	24,4	24,4
Размеры башмака, м (длина х ширина)	16,76х2.9	16,48х2,75	17,05х3,05	19,8х3,66	19,8х6,1	14,64х2,75	14,64х2,72	21,3х5,03	21,4х5,03
Рабочая масса, т	1860	1527	2720	4000	13600	1598	1920	6170	6273
Скорость подъёма / тяги, кВт	2,18/2,18	-	-	-	-	3,18/1,73	3,25/1,17	3,15/1,48	3,3/1,48
Мощность двигателей подъема, кВт	4х442	2х368	4х736	8х276	10х1470	2х736	4х555	8х460	12х736
Мощность двигателей тяги, кВт	4х442	2х368	4х736	4х368	8х1470^	2х736	2х736	6х368	8х736
Мощность двигателей поворота (хода),кВт	4х331	4х101	4х276	4х368	10х920	4х206	5х206	6х276	6х736

РОЗДІЛ 2. ОПИС БАЗОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ ЕКСКАВАТОРУ-ДРАГЛАЙНУ ЕШ-6,5/45

2.1. Призначення та область застосування екскаватору ЕШ-6,5/45

Екскаватор драглайн ЕШ-6,5 / 45 на крокуючому ходу (крокуючий екскаватор) - повноповоротна електрична землерийна машина на крокуючому ходу з робочим обладнанням драглайна. Застосовується для відкритих розробок корисних копалин по бестранспортной системі, при будівництві каналів, іригаційних систем і різних гідроспоруд.

Низький тиск на грунт і висока маневреність дозволяють проводити роботи на слабких грунтах в умовах обмеженого простору.

Екскаватор призначений для виїмки грунтів міцністю до 4 категорії включно. При цьому грунти 3 і 4 категорії повинні бути попередньо розпушені вибухом.

Екскаватор ЕШ 6,5/45 можуть застосовуватися на відкритих розрізах у вугільній промисловості, чорної і кольорової металургії, промисловості будівельних матеріалів, а також на будівництві каналів, іригаційних систем і різних гідротехнічних споруд.

Крокуючі екскаватори ЕШ 6,5 / 45 - це надійні, високопродуктивні і маневрені машини, які завдяки низьким значенням робочого тиску на грунт можуть працювати на слабких грунтах. Всі ці якості забезпечують такі прогресивні технічні рішення:

- Стріли шарнірнозчленованою конструкції з уголкового прокату забезпечують простоту і доступність візуального контролю елементів конструкції, технічне обслуговування;.
- Опорна рама (база) і поворотна платформа виконані з з'єднанням секцій на високоміцних болтах, що забезпечують прогресивну технологію монтажу і ремонту;
- Ковші нової конструкції з поліпшеними корпусними і геометричними параметрами, для різних гірничо-геологічних умов;

- В системі управління застосовані компактні напівпровідникові пристрої, що включають в себе статичні збудники замість магнітних підсилювачів і 3-машинного преобразовательного агрегату, що дозволило знизити динамічні навантаження в механізмах при перехідних процесах, знизити енергоспоживання екскаватора, а також виключити сезонну переналагодження електроприводу;
- Плавний розгін головного преобразовательного агрегату і автомати ческий регулювання збудження синхронного двигуна забезпечувала ють стійкість роботи кар'єрних мережі;
- Високовольтні гальванічні розв'язки електричних ланцюгів і сучасний пульт-крісло з двокоординатної коммандоконтрол- лерамі типу "джойстик" і кріслом, автоматично адаптується до антропометрії машиніста, підвищують безпеку і комфортність управління екскаватором.

2.2. Технічна характеритика екскаватору ЕШ-6,5/45

Таблиця 2.1 - Технічна характеристика екскаватору ЕШ-6,5/45

Найменування параметрів	Значення
Місткість ковша, $м^3$	6,5
Довжина стріли, м	45
Кінцеве навантаження, кН (не більше)	167
Середній тиск на грунт, кПа: при роботі при крокуванні	 58,5 107,8
Швидкість пересування, м/с	0,133
Найбільший радіус копання і розвантаження, м	43,5
Максимальна висота розвантаження, м	19,5
Найбільша глибина копання, м	22
Маса екскаватора, т	280
Радіус обертання хвостової частини поворотної платформи, м, г1	9,7
Ширина екскаватора по лижах, м,	11,5
Ширина кузова, м	7,6
Висота даху кузова над рівнем землі, м,	6,9

Просвіт під поворотною платформою, м,	1,03
Діаметр бази, м	7,7
Довжина лижі, м	7
Ширина лижі, м	1,55
Найбільший доланий ухил, град: - при поздовжньому крокуванні - при поперечному крокуванні - поздовжній і поперечній при роботі	 10 3 2

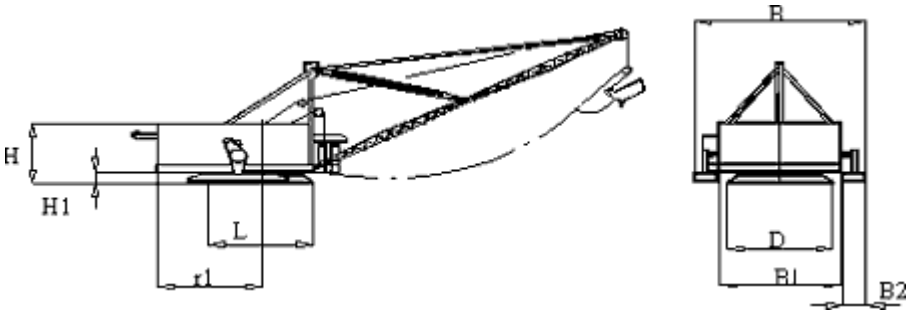


Рис 2.1 – Схема екскаватора

Таблиця 2.2 - Габаритні розміри екскаватора ЕШ-6,5/45

Наименование параметра	Значення, м
Радіус обертання хвостової частини поворотної платформи, r1	9,744
Ширина екскаватора по лижах, B	11,5
Ширина кузова, B1	7,604
Висота криши кузова над рівнем землі, H	6,944
Просвет під поворотною платформою, H1	1,032
Діаметр бази, D	7,7
Довжина лижі, L	7,0
Ширина лижі, B2	1,55

2.3. Опис базової конструкції екскаватору ЕШ-6,5/45

2.3.1. Ківш

Ківш драглайну дозволяє вести розробку гірських порід до IV категорії міцності по Єдиним нормам вироблення, в тому числі порід, які потребують попереднього розпушування, з щільністю до 2,9 т / м^3.

Драглайн має арочний ківш (рис. 2.1), що складається з зварного корпусу 1, козирка 2, відлитого заодно з підставами зубів, і арки 3. Арка створює бічну жорсткість ковша і є місцем кріплення розвантажувального каната 4.

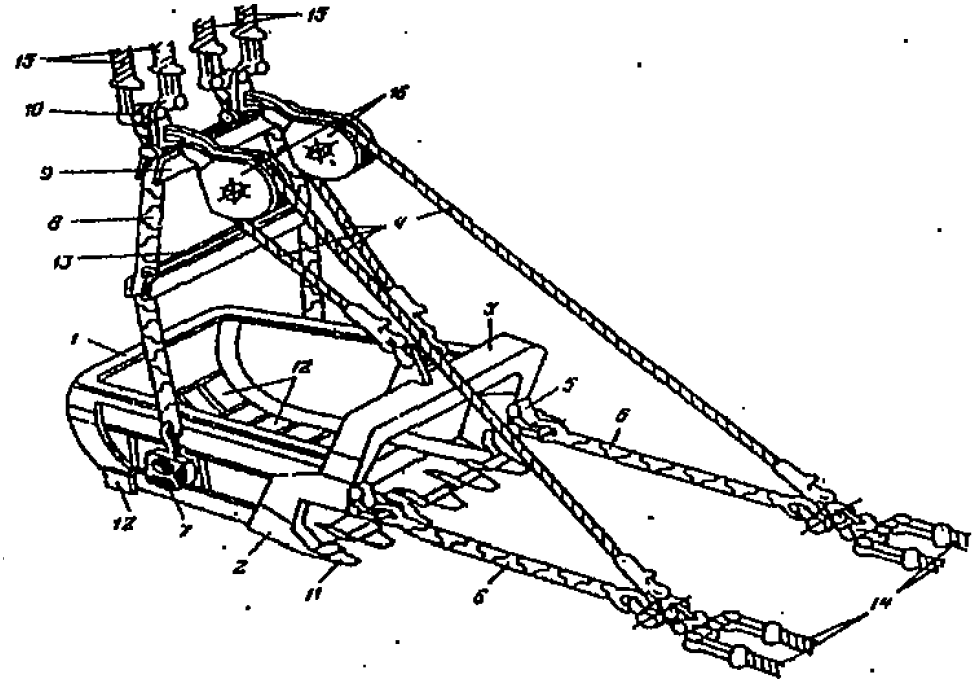


Рис. 2.2 - Арочний ківш

Найбільшу жорсткість мають литі арки, проте вони важче зварних. До передньої частини ковша привариваются вушка 5 для тягових ланцюгів 6, а до бічних стінок приклепувалися вушка 7 для ланцюгів 8 підйому. Через траверсу 9 і балансир 10 ланцюга 8 з'єднуються з підйомними канатами 15. В основу козирка 2 вставляються зуби 11. До днища ковша, щоб захистити його від зношування, привариваются сталеві полози 12. Для запобігання підйомних ланцюгів 8 від стирання об ківш передбачена розпірна балка 13 . Центр тяжкості ковша з вантажем знаходиться між підйомними ланцюгами і аркою. Тому при ослабле¬ніі тягового 14 і розвантажувального 4 канатів останній прослизає по блоку 16, ківш повертається навколо осей кріплення підйомних ланцюгів, і порода вільно вивантажується через відкритий простір під аркою і між тяго¬вимі ланцюгами. У транспортному положенні (при поворотах) ківш утримується в горизонтальному положенні за допомогою натягнутих тягових і розвантажувального канатів. Сукупність деталей, що з'єднують ківш з тяговими і підйомними канатами, називається збруєю ковша.

2.3.2. Стріла

За конструктивним виконанням стріли драглайнов можна об'єднати в чотири групи: вантові, тригранні жорсткі, ферменние (як з додаткового-котельної двоногій стійкою і проміжними підвісками, так і без них) і комбіновані.

На екскаваторі ЕШ-6,5/45 застосовано комбіновану або шарнірно-зчленовану стрілу з кутикового прокату.

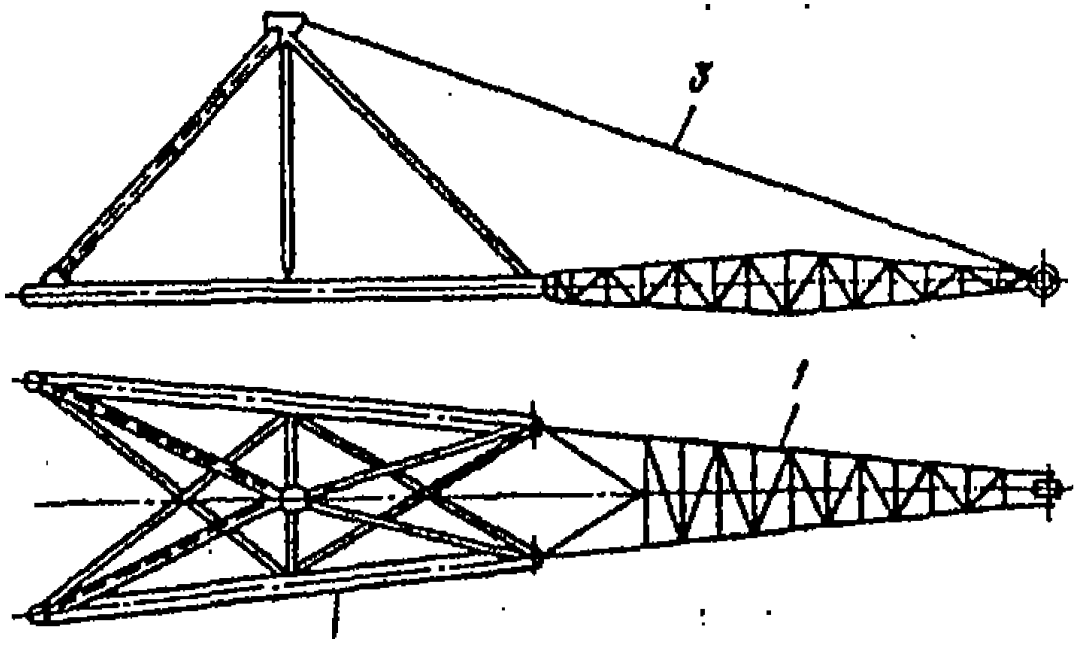


Рис 2.3 – Стріла: 1 – верхня частина стріли; 2 – нижня частина стріли; 3 – канати підтримки.

Комбінована стріла (рис, 2.3) являє собою просторову конструкцію, виконану з труб, кутників і канатів. Вона складається з двох шарнірно-зчленованих частин-верхньої 1 і нижній 2. Верхня частина пред¬ставляет собою ферму прямокутного перетину, що складається з куточків. Нижня частина стріли являє собою тригранну піраміду, складену з труб. Підставою піраміди служить нижня секція стріли, що представляє собою трубчасту ферму. Верхня частина стріли підтримується канатами 3, верхня і. нижня секції стріли складають нижній пояс стріли, а канати 3 - верхній пояс. Верхній пояс призначений для сприйняття вертикальних навантажень від сил інерції ковша і стріли під час розгону і гальмування екскаватора при повороті. Шарнірне з'єднання верхньої і нижньої секцій забезпечує запобігання перекидання верхньої секції.

Верхній пояс стріли шарнірно-зчленованої конструкції - це вантова підвіска з шести гілок канатів діаметром 45,5 мм. Нижній пояс і розкоса частина стре¬ли складаються з окремих елементів ферменной конструкції, виконаних з уголкового прокату (сталь 10ХСНД). Уголковая конструкція забезпечує можливість ретельного зовнішнього огляду зварних з'єднань і ісключа¬ет ймовірність прихованих дефектів. Для обслуговування та огляду стріла з правого боку обладнана сходами і площадками, огорожами.

Одночасно зі звичайною конструкцією пристрою захисту стріли від можливих ударів ковшем в аварійному режимі розтяжки встановлено експериментальний пристрій захисту стріли, що діє на принципі магніто-пружних датчиків, які не потребують переналадок при заміні канатів стріли.

2.3.3. Головні і напрямні блоки

Головні блоки на драглайні встановлено в рухомій рамі (колисці), яка дозволяє їм слідувати за відхиленням підйомних канатів. Це усуває тертя канатів про бічні поверхні струмків блоків і зменшує знос як канатів, так і блоків.

Напрямні блоки (наводка) тягових канатів встановлюються між опорами стріли на платформі екскаватора, для забезпечення постійного На-правління входу тягового каната на барабан лебідки. Наводка складається з двох вертикальних і двох горизонтальних блоків, об'єднаних загальною повертається обоймою.

2.3.4. Підйомна і тягова лебідки

Підйомна і тягові лебідки у крокуючих екскаваторів найбільшою мірою характеризуються блочністю і уніфікацією конструкцій. Під блочними розуміються такі конструкції машин або їх механізмів, які складаються з окремих вузлів (редукторів, барабанів, лебідок, гальм, апаратів і ін.), З'єднаних з іншою конструкцією машини за допомогою легкорознімних з'єднань.

Підйомна і тягова лебідки кінематично і конструктивно уніфіковані. Розрахунки показують, що предпочтітельним є перевищення потужності підйомної лебідки на 15 ... 20% у порівнянні з потужністю тягової. При установці для приводу лебідки малого числа двигунів великої одиничної потужності цього досягти важко. При застосуванні схем компонування лебідок зі стандартних модулів це легко дос¬тігается оснащенням підйомної лебідки відповідним числом двигунів.

Кінематичні схеми лебідок екскаватору ЕШ-6,5/45 наведено на рис 2.4.

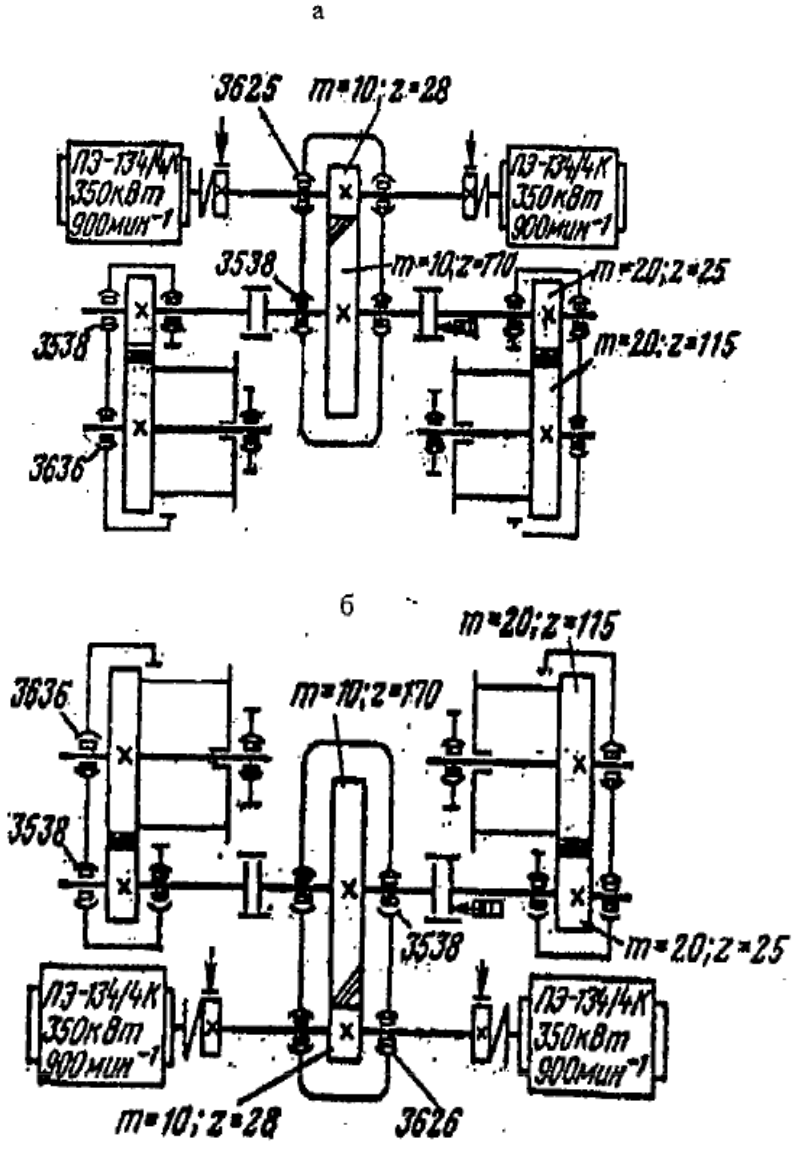


Рис 2.4 – Кінематичні схеми лебідок екскаватору ЕШ-6,5/45: а – підйомна; б – тягова.

Механізми підйому і тяги обладнано приводом з двома двигунами. Від електродвигунів через еластичні муфти передається крутний момент на шевронні зубчасті передачі, відкриті, ко созубие передачі (захищені кожухами), і барабан обертається.

Застосування багатодвигательного приводу дозволило зменшити момент інерції обертових частин, динамічні навантаження, сприятливо распределіть зусилля в елементах лебідок. Об'єднання зубчастих передач кожної сто¬рони лебідки в один блок із загальною зварної рамою дозволяє підвищити точність положення валів, скоротити число елементів лебідки, скоротити тривалість монтажу останньої.

2.3.5. Опорно-поворотний пристрій

Опорно-поворотний пристрій (ОПУ) призначений для передачі навантаження від поворотної платформи на раму ходового обладнання екскаватора і забезпечення вільного обертання поворотної платформи щодо ходового обладнання. ОПУ складається з механізму повороту платформи, опор¬ного пристрої та центральної цапфи (може бути відсутнім).

Механізм повороту забезпечує обертання платформи екскаватора з метою по-ллю здійснення робітничого руху або повороту на вивантаження і в забій. Одноковшеві екскаватори оснащені механізмами повороту, що складаються з двох і більше однакових самостійних установок, що мають індівідуаль¬ний привід і працюють на один зубчастий вінець.

Кінематичну схему механізму повороту екскаватору ЕШ-6,5/45 наведено на рис 2.5.

У механізм входять електродвигун фланцевого типу, що встановлюється на кришці двоступінчастого циліндричного редуктора з вертикальним розташуванням валів. Один кінець вала двигуна через муфту з'єднаний з вхідним валом редуктора. На іншому кінці вала двигуна розміщений гальмівний шків. Вихідний вал редуктора входить в зачеплення із зубчастим вінцем, закріпленим на опорній рамі.

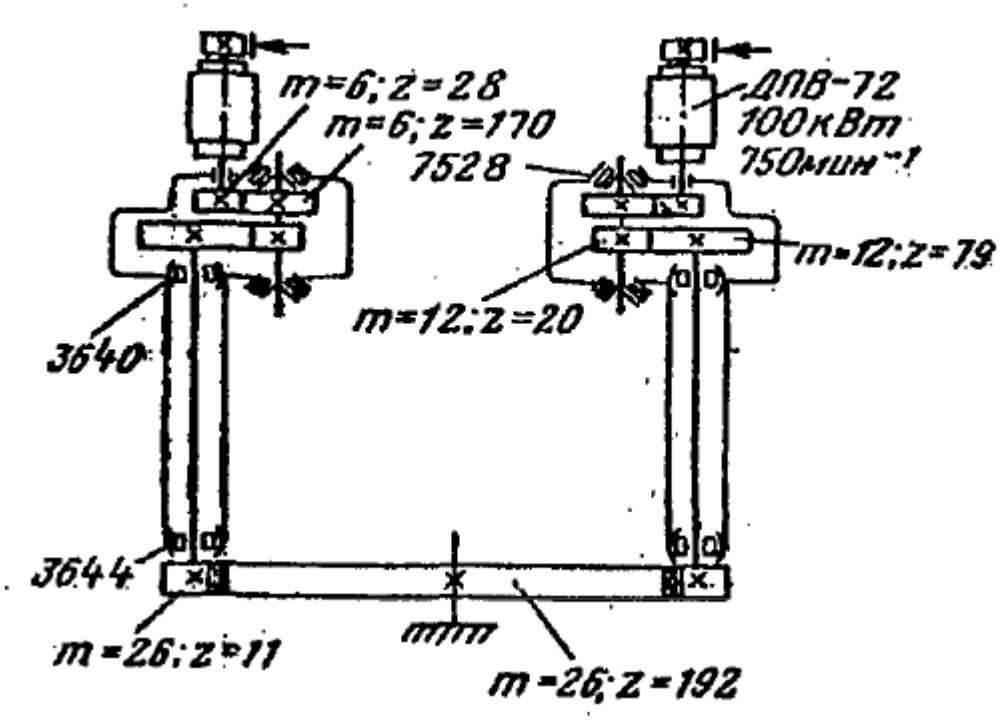


Рис 2.4 – Кінематична схема механізму повороту екскаватору ЕШ-6,5/45.

Опорний пристрій служить для сприйняття вертикальних і горізонтальних складових навантажень, що діють на поворотну платформу, передачи цих навантажень або їх частини на раму ходового пристрою, забезпечення спирання поворотної платформи через опорно-поворотне коло на базу або раму ходового пристрою, обертання поворотної плат¬форми з мінімальними опорами щодо базової частини екскаватора. При наявності в ОПУ центральної цапфи їй передаються функції сприйняття горизонтальних зусиль і моментів, а також сил, які відривають плат¬форму від опорного кола.

На рис. 2.5, ОПУ має центральну цапфи 5, що являє вісь, закріплену підставою в ніжн'ей рамі 8, на верхній кінець якої може бути надіта гайка 3, що оберігає платформу 2 від відриву від ковзанок 6 роликового кола

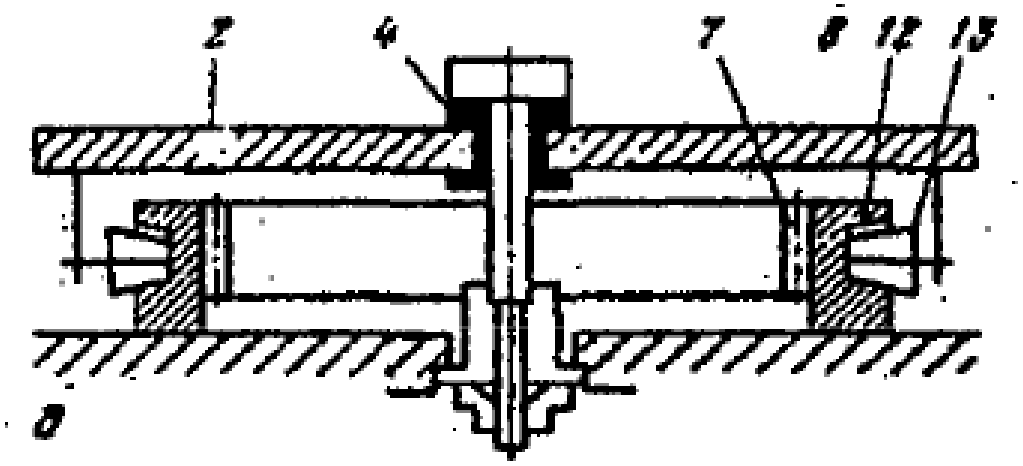


Рис. 2.5 - Схема опорно-поворотного багатокаткового пристрою з центральною цапфою і гайкою з опорно-захватними роликами: I - нижний круг катания; 2 - поворотна платформа; 3 - гайка; 4 - втулка; 5 - цапфа; 6 -колесо (каток); 7 - зубчастий вінец (с внутренним зацеплением); 8 - нижня ходовая рама; 9 - роликовая обойма; 10 - захват; 11 - захватний ролик; 12 - опорне коло з верхньою і ннжньою доріжками кочення; 13 - опорно-захватнй ролик.

Катки виконуються конічними з однією або двома ребордами. Конічні катки менше зношуються в порівнянні з циліндричними, але складніше у виготовленні.

Центральна цапфа служить віссю обертання і є центруючим елементом поворотної платформи екскаватора з опорної його частиною, а також перешкоджає відриву поворотної платформи від роликового кола.

Центральна цапфа 1 (рис. 2.6) встановлена на базі і своїм підставою кріпиться до неї болтами. Верхня частина цапфи входить в центровий стакан 2, що спільно з бронзовою втулкою 3 вставлений в центральну виливку 4, приварену до поворотній платформі. У верхній частині центральної цапфи встановлений хомут 5, що перешкоджає відриву платформи від бази. Центровий стакан фіксується від провертання упорами 6. У розточення верхній частині центральної цапфи запресована втулка 7 з різьбленням для установки ізолятора струмознімача. Всередині є отвір, через яке на поворотну платформу проходять електрокабелі. У втулці і склянці є отвори для підведення мастила.

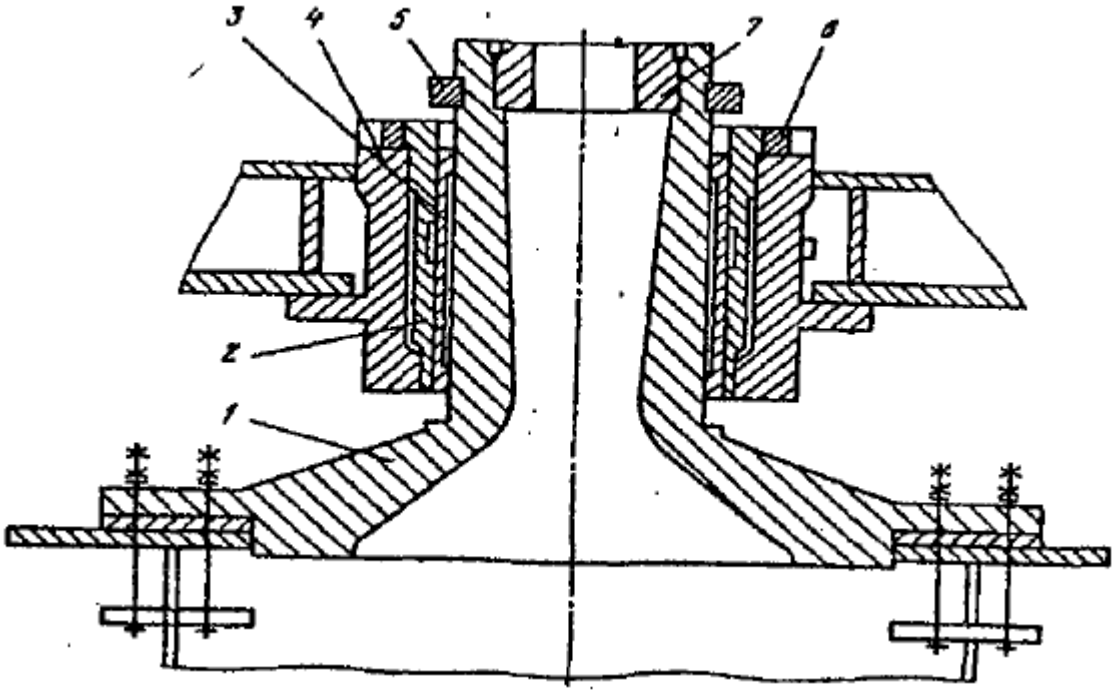


Рис 2.6 – Центральна цапфа.

2.3.6. Опорні рами

Опорна рама є одним з головних вузлів ходового обладнання крокуючих екскаваторів, від надійності і довговічності якого залежить нормальна робота машини.

Опорні рами є круглі плити, що мають суцільні нижні і верхні настили, ряд кільцевих, паралельних (рис. 2.7) балок.

Кільцеві балки розташовані по краю рами, де передається навантаження від захватів при крокуванні екскаватора; під роликовим кругом, що сприймає навантаження від поворотної частини екскаватора; під зубчастим вінцем і в проміжку між зубчастим вінцем і центральної цапфою.

Кількість і розташування радіальних балок визначаються розрахунками міцності, габаритами монтажних і транспортних одиниць, несучою здатністю нижнього настилу, посиленого місцевими балками.

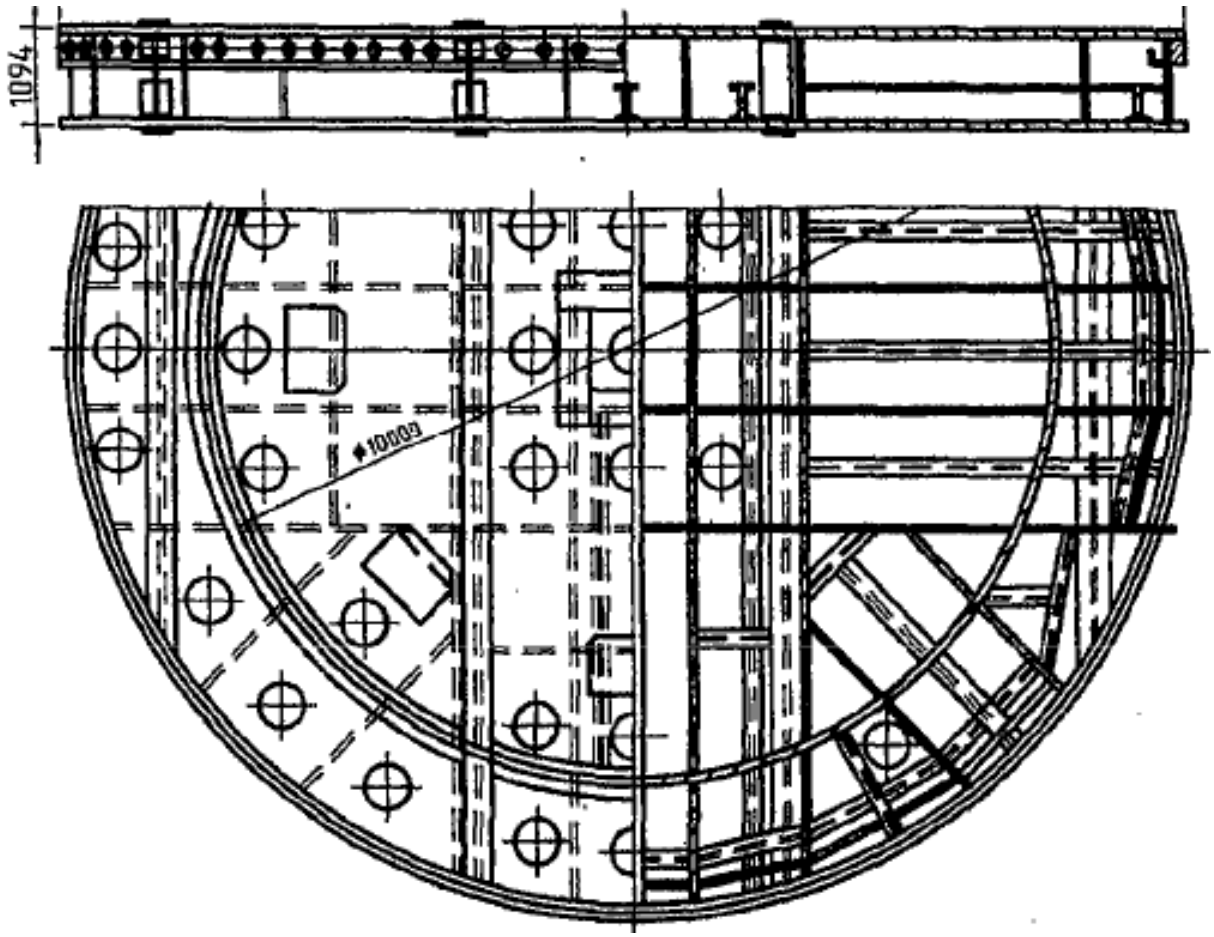


Рис 2.7 – Опорна рама.

Центральна цапфа на екскаваторах з'єднується з опорною рамою за допомогою цанг. Цим забезпечується рознімність центральної цапфи, що істотно полегшує висунення опорної рами з-під екскаватора при капітальному ремонті. '

Діаметр опорної рами визначається масою екскаватора і прийнятою питомим тиском на грунт. Для роботи на відвалах застосовують екскаватори зі збільшеним діаметром опорних рам.

Зовні до бічної поверхні опорної рами приварений пояс (бандаж) зі смуги, за який гаки захоплень піднімають один край опорної рами при пере-русі машини. Товщина пояса 60 ... 80 мм.

На верхньому настилі опорних рам передбачені оброблені поверхні для установки роликового кола і зубчастого вінця, а на бічній поверхні - отвір для введення високовольтного кабелю, що проходить через раму і центральну цапфу до струмоприймача.

Доступ всередину окремих секцій рами проводиться через лази (люки) в верхньому настилі і вертикальних стінках рами. На верхньому настилі лази закриті кришками.

2.3.7. Поворотна платформа

Поворотна платформа сприймає все навантаження від поворотної частини екскаватора і передає її на роликове коло при роботі екскаватора або на опори механізму крокування і стійки задньої поперечної рами при його переміщенні.

На поворотній платформі встановлюються надбудова, робоче обладнання, механізми підйому та тяги, поворотні редуктори, центральна цапфа, механізм крокування і електрообладнання.

Передня частина платформи сприймає навантаження від опор механізму крокуваня, від поворотних редукторів, центральної цапфи, стріли і від реакцій роликового кола.

Поворотна платформа має верхній і нижній настили з листа.

Для сприйняття навантажень від підйомних і тягових лебідок, перетворювач-них агрегатів, розташованих зазвичай в хвостовій частині поворотної платформи, і для передачі, навантажень від стійок головних і допоміжних циліндрів механізму крокування і поздовжніх ферм на роликовий коло опорної рами в поворотною плат-формі передбачається система балок (рис. 2.8).

Поворотна платформа з надбудовою працюють спільно як єдина просторова конструкція.

Конструкція поворотних платформ крокуючих екскаваторів включає кругову балку і ряд поздовжніх і поперечних балок, у тому числі дві поздовжні, розташовані з боків платформи, посилені двома поздовжніми фермами і двома Г-подібними балками, які є фермами механізму крокування, у яких балки платформи служать поясами.

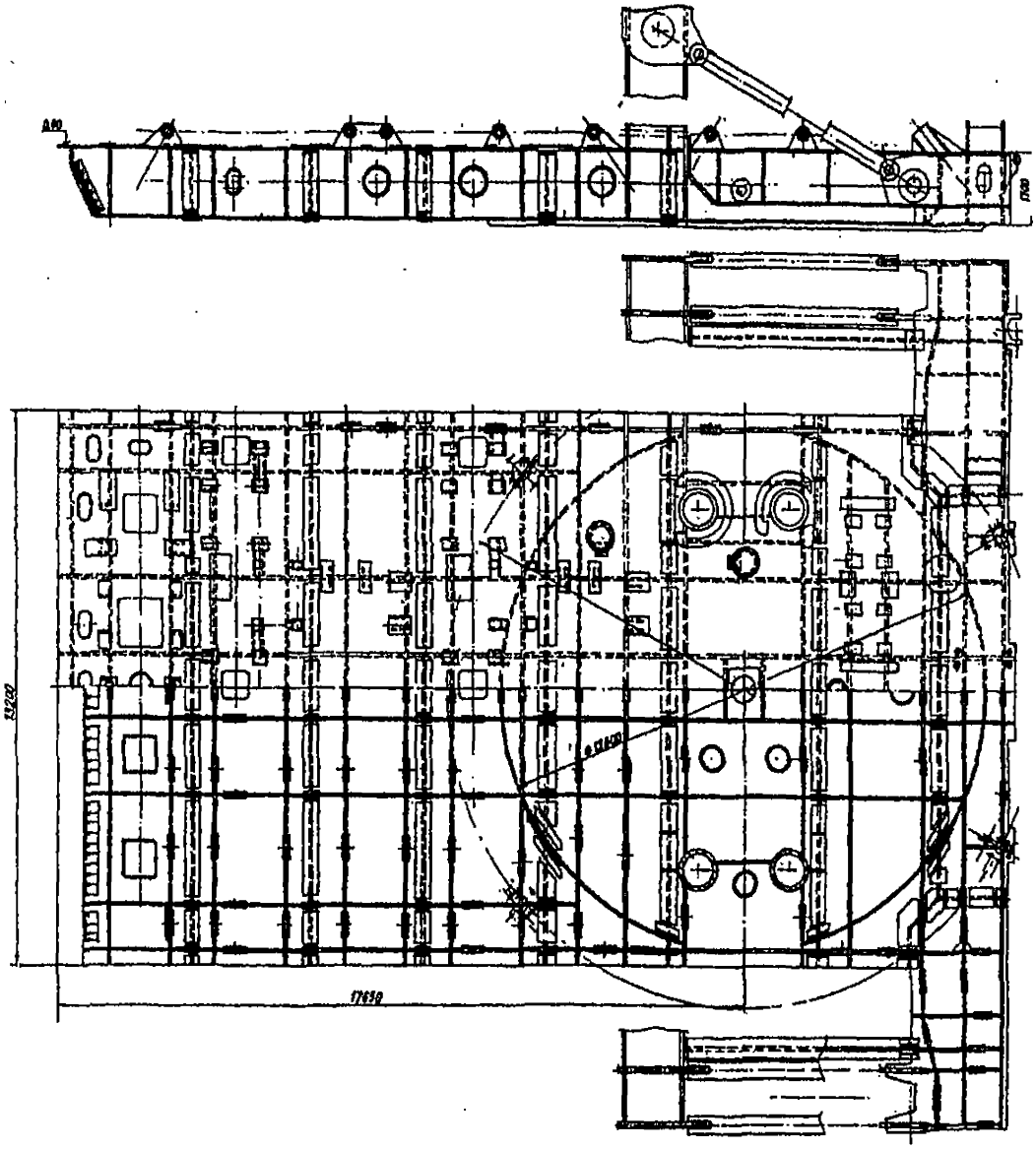


Рис.2.8 - Поворотна платформа екскаватора.

Поперечна балка, розташована в площині головних циліндрів механізму крокування, посилена поперечної рамою, а поперечна балка, розташована спереду платформи і сприймає навантаження від механізму крокування, стріли і направляючих блоків, також посилена фермою або рамою.

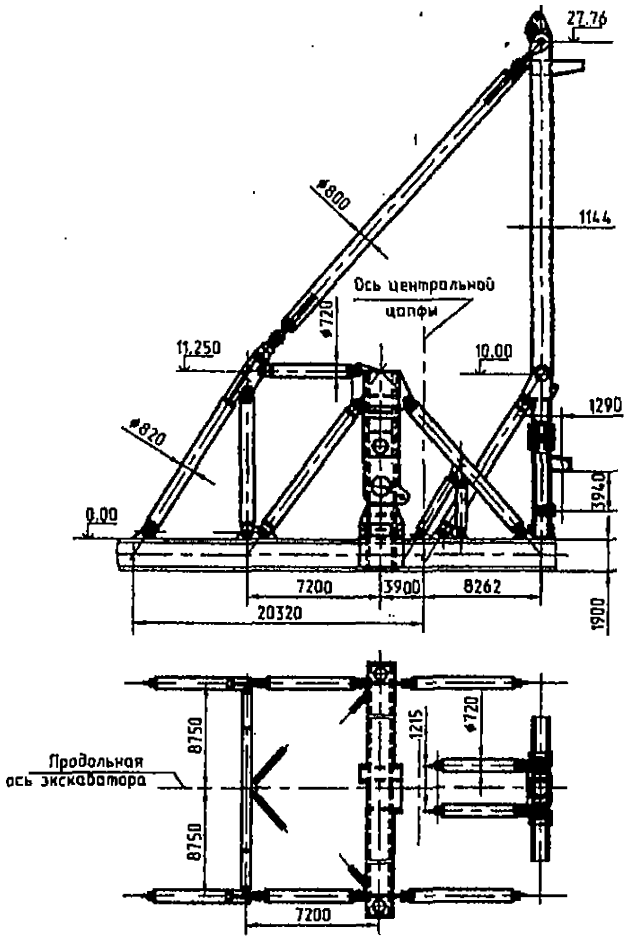
У місцях примикання опор підйомних циліндрів до балок поворотною платформи, щоб уникнути великих концентраторів напружень застосовані заздалегідь запресовані ковані вставки.

Розташування поздовжніх і поперечних балок поворотних платформ, що сприймають навантаження від робочого устаткування і механізмів екскаватора,

строго відповідає розрахунковим схемам, що дозволяє виконати конструкцію платформи найбільш раціональної по її ваговій характеристиці.

2.3.8. Надбудова і передня стійка з підкосами

Надбудовою називається сукупність несучих металоконструкцій, розташованих над поворотною платформою.



Рнс.2.9 – Надбудова екскаватора

Надбудова (рис 2.9) складається з передньої ферми (рами або балки), двох або трьох поздовжніх ферм, передньої стійки з підкосами, задніх поперечних рам або ферм, стійок головних і допоміжних циліндрів, Г- образних балок, що з'єднують стійки головних і допоміжних циліндрів.

Одне з основних призначень надбудови - підтримувати стрілу екскаватора і сприймати навантаження від механізму крокування. Надбудова служить також

для сприйняннтя реакцій роликового кола, що передаються через поворотну платформу на надбудову при екскавації і крокування.

Надбудова разом з поворотною платформою представляють єдину силовую розрахункову конструкцію.

2.3.9. Опорні черевики

Опорні черевики призначені для передачі навантаження від ваги екскаватора на грунт при крокуванні екскаватора. Це навантаження сприймається черевиком у вигляді зосередженої сили, що передається від траверси або плити механізму крокування, і передається на грунт у вигляді розподіленого навантаження.

Ступінь рівномірності розподілу навантаження, що передається черевиком на грунт, залежить від щільності ґрунту і жорсткості черевика.

Башмаки представляють собою плити, верхні і нижні пояси яких з'єднано поздовжніми і поперечними ребрами.

Товщина листів верхнього і нижнього поясів збільшується по мірі наближення до середини черевика - місця передачі зосередженого навантаження на черевик. На робочій поверхні нижнього пояса, що стикається з грунтом, наварюються поперечні смуги - "шпори", що перешкоджають переміщенню черевика по землі при вступі в роботу

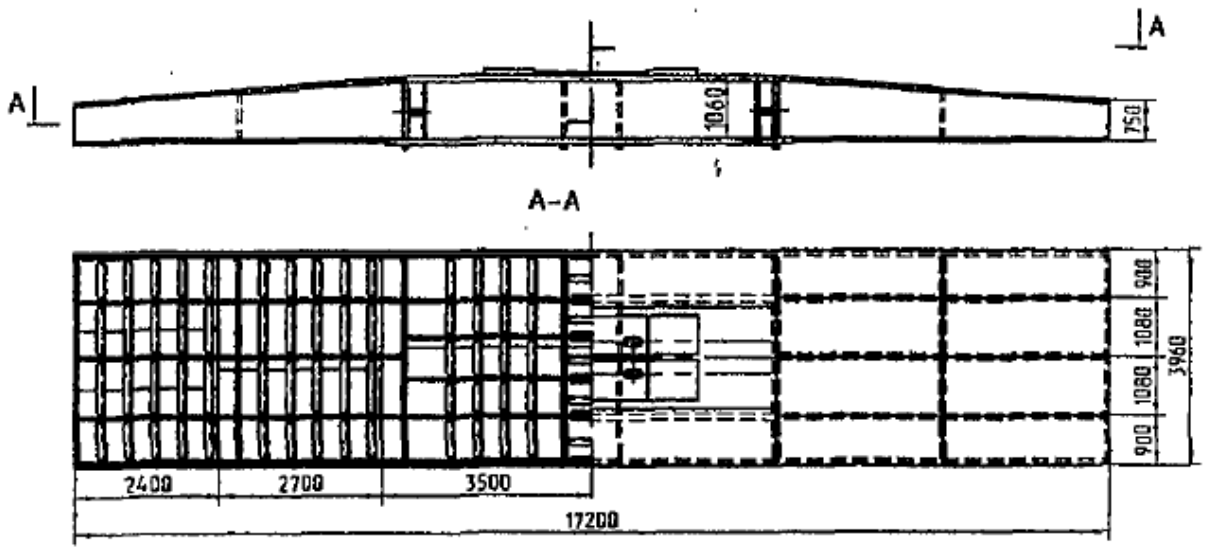


Рис. 2.10 – Черевик екскаватора

На задньому черевику передбачені вушка для кріплення тягового циліндри механізму крокування. На кожній з плит черевика передбачені опори для механізму вирівнювання черевиків.

Башмаки запроектовані таким чином, що при крокуванні екскаватора по скельній породі вони спираються лише середньою частиною. Вага екскаватора передається через підйомні циліндри на середню частину черевиків, краю черевиків не працюють. Якщо тиск під середньою частиною черевика більше несучої здатності грунту, башмак просідає, в цьому випадку включається в роботу додаткова площа черевика, і так до тих пір, поки не включиться в роботу вся площа черевика, при мінімальній розрахунковій тиску під нижнім поясом. Для можливості проникнення в кожен з відсіків черевика передбачені люки в вертикальних стінках. Для попадання з землі на черевик передбачені східці на кожну з плит черевика.

2.3.10. Ходове обладнання екскаватора-драглайна

Ходове обладнання - це спеціальний пристрій для переміщення екскаватора і стійкого обпирання на підставу під час роботи.

До ходового обладнання драглайнов пред'являються такі вимоги:

-забезпечення достатніх швидкості пересування і маневреності, сили тяги і прохідності;

-Здатність долати задані підйоми та схили;

-створення заданих тисків на підставу;

-стійкість машини як при роботі, так і при пересуванні;

-малі опору при пересуванні;

-високі міцність і довговічність;

-зручність в експлуатації;

простота конструкції і мала маса.

Крокуюче ходове обладнання забезпечує малий тиск на грунт (до 0,1 МПа), високу стійкість машини, має невелику масу і простоту будови. Недоліки: мала

швидкість переміщення (до 0,3 км / год), необхідність планування поверхні, по якій пересувається машина.

Принцип переміщення - підйом екскаватора, переміщення його і опускання на грунт. Крокування проводиться в направленні від стріли.

На екскаваторі ЕГ-6,5/45 встановлено кривошипно-ексцентриковий механізм з тягою (рис. 2.11).

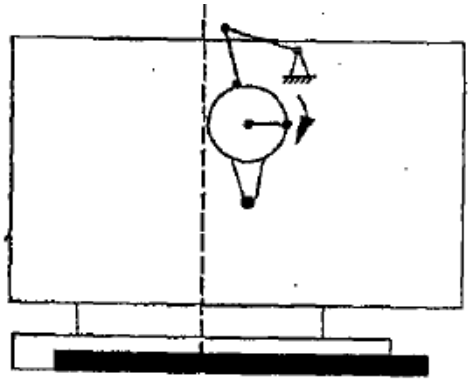


Рис 2.11 - Кривошипно-ексцентриковий механізм з тягою.

Принцип роботи механізму крокування екскавато¬ру наступний. Кривошип посаджено на вал, який одержує обертання від приводу механізму крокування, розташованого на поворотній платформі. На кривошипі на роликових подшіпні¬ках насаджена стійка, яка за допомогою кульового шарніра внизу соедіне¬на з лижею, а вгорі через тягу - з надбудовою екскаватора. На рис. 2.11 ходової механізм показаний в положенні, коли лижа лежить на рівні основа¬нія, подальше обертання кривошипа за годинниковою стрілкою викличе підйом і зміщення екскаватора. Після повороту на 90 ° відбуватиметься переміщення і опускання екскаватора. Зсув екскаватора закінчиться, коли кривошип повернеться ще на 90 °. Подальший поворот кривошипа на 90 ° викличе підйом лижі в саме верхнє положення і зміщення її в середнє положення. Зробивши поворот ще на 90 °, лижа повернеться в первинний стан. Під час рабо¬ти екскаватора лижі обертаються разом з поворотною платформою і удержі¬ваются в піднятому положенні за допомогою гальма шагания. Переваги крі¬вошіпно-важільного механізму: високий ККД, відсутність довгого ходового вала, рівномірний тиск на грунт.

РОЗДІЛ 3. АНАЛІЗ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ЕКСКАВАТОРУ-ДРАГЛАЙНУ ЕШ-6,5/45

Початкові дані:

- місткість ковша, $q = 6{,}5$ м^3;
- довжина стріли, $L_c = 45$ м;
- кут нахилу стріли, $\alpha_c = 30^o$;
- глибина копання, $H = 22$ м;
- швидкість тягового каната, $\upsilon_{тяг} = 1{,}12$м/с;
- швидкість підйомного каната, $\upsilon_{под} = 1{,}38$м/с.

3.1. Розрахунок основних механізмів робочого обладання драглайну

При розрахунку основних механізмів визначають довжину шляху наповнення ковша $L_н$, тягове зусилля $P_{тяг}$ і підйомне зусилля $P_{под}$. Важливим параметром тут є плече кріплення тягових ланцюгів l_3, розмір якого визначає можливість руху днища ковша паралельно забою (рис. 3.2). Довжину шляху наповнення ковша можна прийняти

$$L_н = (3 \div 5)L_к$$

де $L_к$ – довжина ковша, $L_к = 1{,}4$ м.

$$L_н = 4 \cdot 1{,}4 = 5{,}6 \text{м}$$

Основне навантаження на елементи машини виникає при копанні грунту. Загальну силу опору грунту копання $P_{коп}$ по відношенню до напрямку руху ковша можна розкласти дотичну $P_к$ і нормальну складові $P_н$ (рис.3.3).

Величина дотичній складової

$$P_к = \frac{k(q_к + q_{пр})}{L_н k_р}$$

де $q_к$ – обсяг ковша, $q_к = 0{,}8$м^3; $q_{пр}$ – обсяг призми волочіння, $q_{пр} = 0{,}5q_к = 0{,}4$м^3; $k_р$ – коефіцієнт розрихлення, $k_р = 1{,}2$; k – питома енергоємність копання, $k = 2 \cdot 10^5$ Н·м/м^3

$$P_к = \frac{2 \cdot 10^5 (0,8 + 0,4)}{5,6 \cdot 1,2} = \frac{240000}{6,72} = 35714,3 Н = 35,7 кН$$

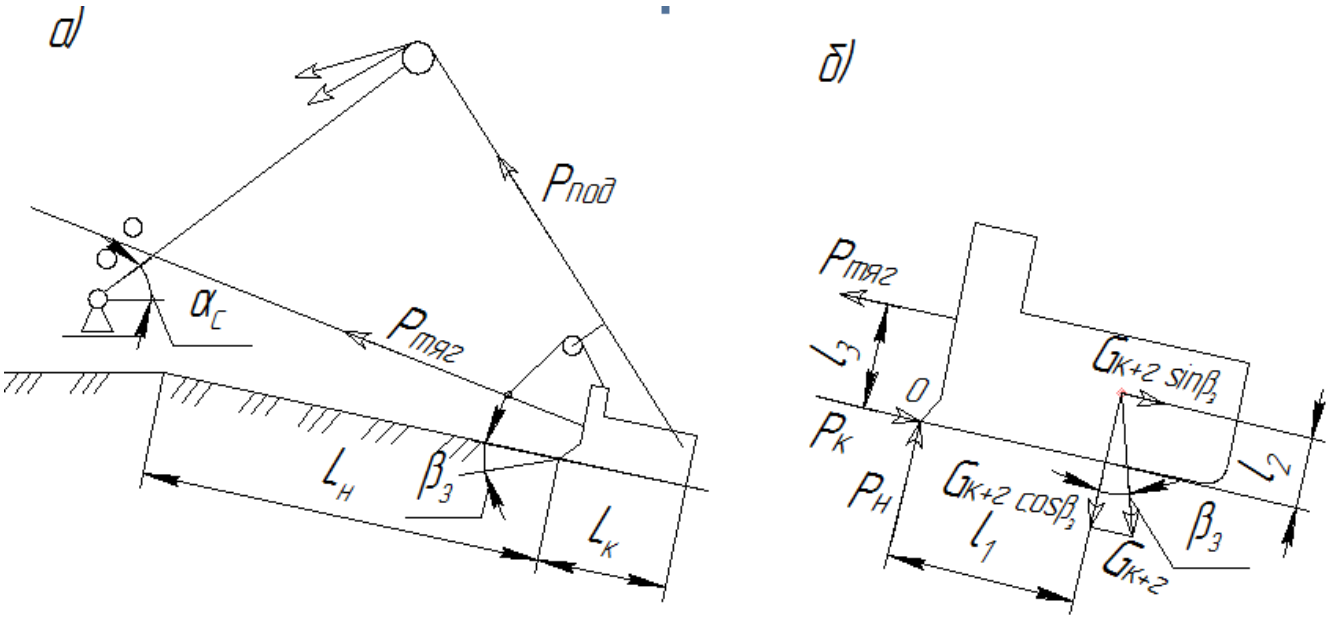


Рис. 3.2 – Схема до визначення тягового, підйомного зусиль драглайна: а - схема роботи драглайна; б - схема зусиль, діючих на ковш.

Маса ковша драглайна, наповненого грунтом повинна бути не менше величини $P_н$ - за цієї умови запобігає виштовхування його з грунту нормальної складової:

$$G_{к+г} \geq P_н \geq \Psi_1 P_к ,$$

де Ψ_1 – коефіцієнт пропорційності, $\Psi_1 = 0,4 \div 0,6$

Тягове зусилля.

$$P_{тяг} = P_к + G_{к+г} (\sin\beta_з + f\cos\beta_з) ,$$

де $\beta_з$ – кут відкосу забоя, $\beta_з = 45^0$; f – коефіцієнт опору пересування, f = 0,08; $G_{к+г}$ – маса ковша з вантажом,

$$G_{к+г} = \frac{P_н}{\cos\beta_з} = \frac{\psi_1 P_к}{\cos\beta_з}$$

$$G_{к+г} = \frac{0,5 \cdot 35,7}{\cos 45^0} = \frac{17,85}{0,7} = 25,5 кН$$

Нормальна складова опору копанню

$$P_н = G_{к+г} \cdot \cos\beta_з$$

$$P_н = 25,5 \cdot 0,7 = 17,85$$

Умова виконується: 25,5кН > 17,85кН = 0,5·35,7кН

Перетворивши вирази

$$P_{тяг} = P_к + \frac{\psi_1 \cdot P_к}{\cos\beta_з}(\sin\beta_з + f\cos\beta_з)$$

$$P_{тяг} = 35,7 + \frac{0,5 \cdot 35,7}{0,7}(0,7 + 0,08 \cdot 0,7) = 54,978\,кН$$

або

$$P_{тяг} = P_к[1 + \psi_1(tg\beta_з + f)]$$

$$P_{тяг} = 35,7[1 + 0,5 \cdot (1 + 0,08) = 54,978\,кН]$$

З суми моментів відносно точки О (моментів сил, діючих на ківш) знаходимо

$$P_{тяг} l_3 = G_{к+г}(l_1 \cdot \cos\beta_з + l_2 \cdot \sin\beta_з)$$

звідси l_3 – плечо кріплення тягових ланцюгів

$$l_3 = \frac{\psi_1 P_к (l_1 \cos\beta_з + l_2 \sin\beta_з)}{\cos\beta_з P_к[1 + \psi_1(tg\beta_з + f)]}$$

$$l_3 = \frac{0,5 \cdot 35,7(1,3 \cdot 0,7 + 0,35 \cdot 0,7)}{0,7 \cdot 35,7[1 + 0,5 \cdot (1 + 0,08)]} = 0,54\,м$$

Підйомне зусилля.

$$P_{под.} = 0,82 \cdot P_{тяг} = 0,82 \cdot 54,978 = 45,1\ кН$$

3.2. Статичний розрахунок. Визначення умов стійкості екскаватора

Стійкість драглайна (рис. 3.3) перевіряють в положенні, відповідному повороту його на вивантаження. Кут нахилу стріли приймаємо рівним 45°. При цьому ківш наповнений грунтом і підтягнутий до голови стріли, екскаватор працює на ухилі з кутом 3-5°.

Коефіцієнт стійкості драглайна визначають за рівнянням рівнодії усіх сил, діючих на машину відносно точки А (рис.3.4.):

$$k_у = \frac{M_а + M_{пр} + M_х - M_с - M_с^и}{M_{к+г} + M_{к+г}^и + M_w}$$

де M_a – момент від ваги поворотної платформи і агрегатів, встановлених на ній; $M_{пр}$ – те ж, противаги; M_x – те ж, неповоротної платформи і ходової частини; M_c – те ж, стріли; $M^и_c$ – те ж, сили інерції стріли; $M_{к+г}$ – те ж, ковша з грунтом; $M^и_{к+г}$ – те ж, від сили інерції ковша з грунтом; M_w – те ж, від вітрового навантаження.

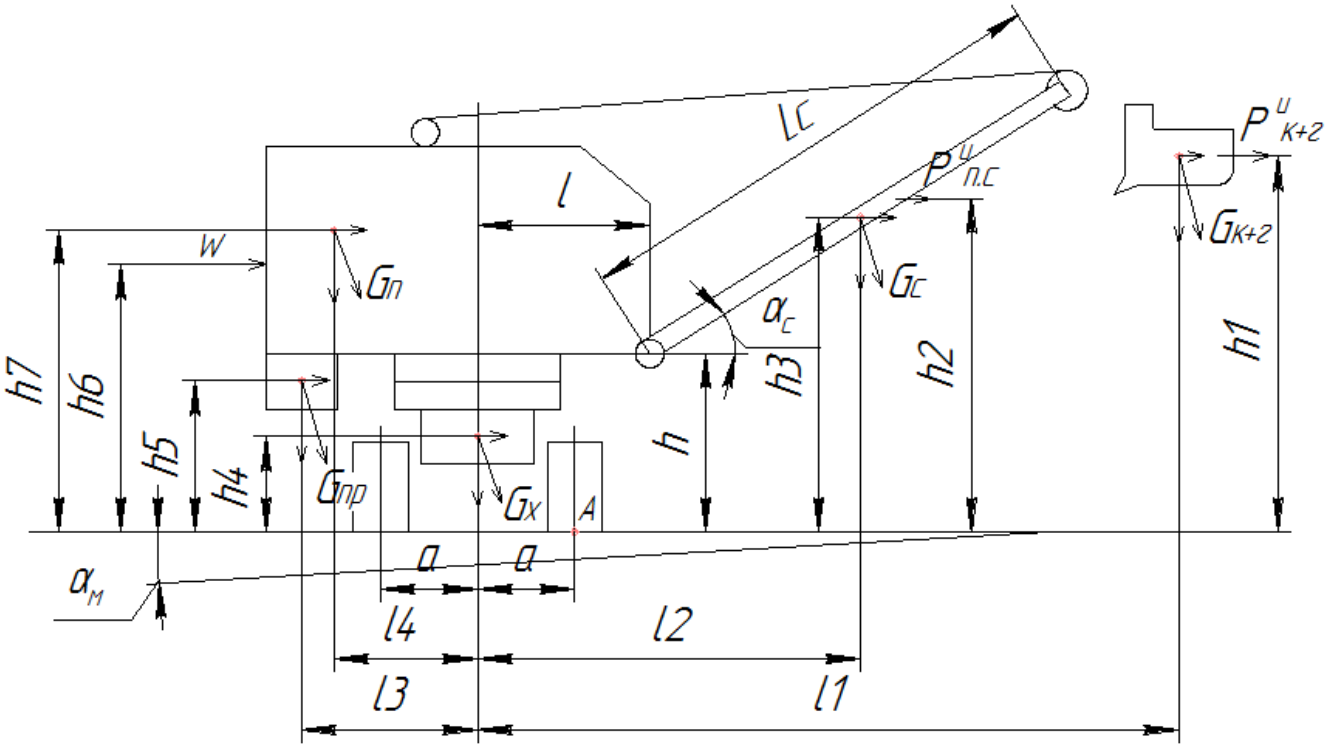


Рис. 3.3. – Схема до визначення робочої стійкості екскаватора

Опрокидаючі моменти можливо визначити за наступними формулами:

$$M_a = G_a \cos\alpha \cdot (l_4 + a) - G_n \sin\alpha \cdot h_7$$

де G_a – вага поворотної платформ агрегатів, вустановлених на ній, G_a = 130кН

$$M_a = 130 \cdot \cos 30^\circ \cdot (2{,}4 + 1{,}2) - 23 \cdot \sin 60^\circ \cdot 2{,}3 = 361\,кН \cdot м$$

$$M_{пр} = G_{пр} \cdot \cos\alpha \cdot (l_3 + a) - G_{пр} \sin\alpha \cdot h_5$$

де $G_{пр}$ – вага противаги, $G_{пр}$=28 кН.

$$M_{пр} = 28\cos 30^\circ (3{,}5 + 1{,}2) - 28\sin 60^\circ - 1{,}01 = 113{,}97 - 24{,}6 = 89{,}37\ кН \cdot м$$

$$M_x = G_x \cos\alpha \cdot a - G_x \sin\alpha \cdot h_4$$

де G_x – вага поворотної платформи і ходової частини

$$M_x = 120 \cdot \cos 30^\circ \cdot 1{,}2 - 120 \sin 60^\circ \cdot 0{,}85 = 36{,}5\,кН \cdot м$$

$$M_c = G_c \cdot \cos\alpha d_2 - a) - G_c \sin\alpha \cdot h_3$$

де G_c – вага стріли, G_c =55 кН

$$M_c = 55 \cdot \cos 30^\circ (7 - 1{,}2) - 55 \sin 60^\circ \cdot 3{,}8 = 95{,}7 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$M_c^и = (G_c \cdot \frac{\omega^2}{g}) \left[l \cdot h + \frac{l_c}{2} (l \cdot \sin\gamma + h \cos\gamma c + \frac{l_c^2}{3} \cos\gamma \cdot \sin\gamma \right]$$

де G_c – вага стріли;

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 9}{30} = 0{,}9 \text{ рад/с};$$

n – частота обертання поворотної платформи, об/хв.

$$M_c^и = (55 \cdot \frac{0{,}9^2}{9{,}8}) \left[1{,}15 \cdot 1{,}57 + \frac{12{,}5}{2} (1{,}15 \sin 45^\circ + 1{,}57 \cos 45^\circ) + \frac{12{,}5}{3} \cos 45^\circ \cdot \sin 45^\circ \right] = 188 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$M_{к+г} = G_{к+г} \cos\alpha \cdot (l_1 - a) - G_{к+г} \cdot \sin\alpha \cdot h_1$$

де $G_{к+г}$ – вага ковша з вантажем, $G_{к+г}$ =26,6 кН

$$M_{к+г} = 26{,}6 \cdot \cos 30^\circ \cdot (10 - 1{,}2) - 26{,}6 \cdot \sin 60^\circ \cdot 6{,}6 = 50{,}68 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$M_{к+г}^и = P_{к+г}^и \cdot h_1$$

де $P_{к+г}$ – сила інерції ковша з грунтом

$$P_{к+г}^и = \frac{G_{к+г}}{G_n} \cdot \omega^2 l_1$$

$$P_{к+г}^и = \frac{26{,}6}{23} \cdot 0{,}9^2 \cdot 10 = 9{,}37 \text{ кН}$$

$$M_{к+г}^и = 9{,}37 \cdot 6{,}6 = 61{,}8 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$M_W = W h_6$$

де W – сила тиску вітра

$$W = k \cdot q \cdot \sum F$$

де k – коефіцієнт сплошності; F – підвітренні площі.

$$\sum F_i = F_{нк} + F_г$$

де $F_{нк}$ – розрахункова навітренна площа нетто конструкції; $F_г$ – розрахункова площа вантажу, залежить від маси

$$F_{нк} = \varphi \cdot F_б$$

де φ – коефіцієнт заповнення, φ = 0,5; $F_б$ – площа брутто навітреної площі, м^2

$$F_б = 0{,}8 \cdot l \cdot \sin\alpha$$

де l – довжина стріли, м; l =10м; α – кут нахилу

$$F_б = 0,8 \cdot 10 \cdot \sin 45^o = 6\,м^2$$

$$F_{нк} = 0,5 \cdot 6 = 3\,м^2$$

$$\sum F_i = 3 + 1,8 = 5,4 м^2$$

$$W = 1 \cdot 0,8 \cdot 5,4 = 4,32\,кН$$

$$M_w = 4,32 \cdot 1,8 = 7,8\,кН \cdot м$$

$$k_y = \frac{361 + 89,37 + 36,5 - 95,7 - 188}{50,68 + 61,8 + 7,8} = 1,69$$

Стійкість повинна бути забезпечена при k_y >1,15; k_y =1,69 > [k_y]=1,15

Умова виконується.

3.3. Розрахунок головної лебідки

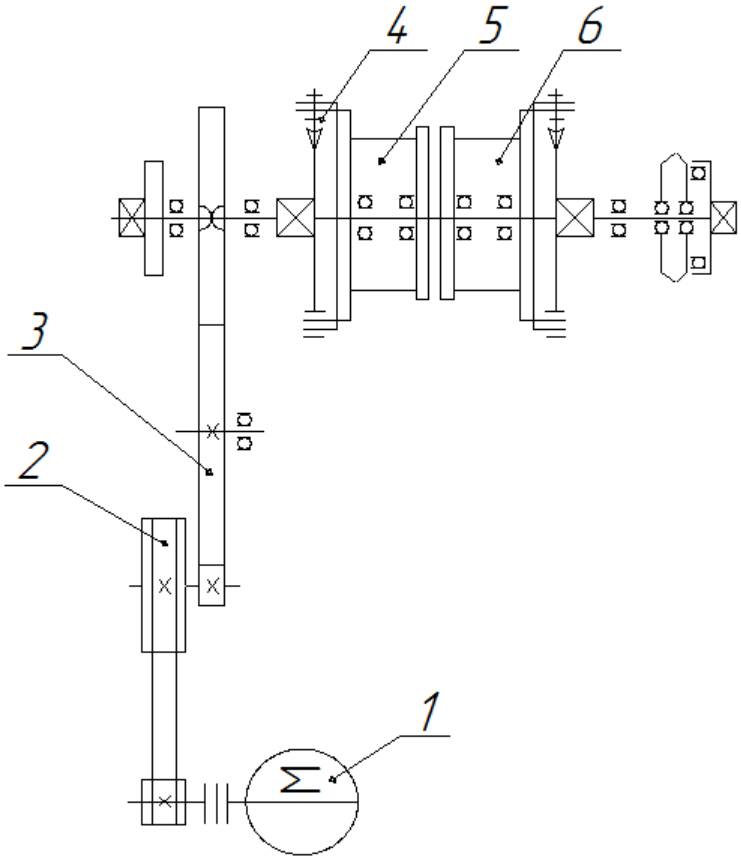


Рис. 3.4 – Схема головної лебідки: 1 – двигун; 2 – ланцюгова передача; 3 – зубчаста передача; 4 – гальмо; 5,6 – барабани.

Розрахунок барабанів, підбір двигуна.

Розрахункове розриве зусилля тягового канату

$$S_р^т = S_к^т \cdot n, \text{ кН}$$

підйомного канату $S_р^п = S_к^п \cdot n, \text{ кН}$

де $S_к$ – натягнення тягового і підйомного канату, кН; n – коефіцієнт запасу міцності

$$S_р^т = 56{,}3 \cdot 4 = 225 \text{ кН}$$

$$S_р^п = 46 \cdot 5 = 230 \text{ кН}$$

За значенням $S_р$ і в залежності від призначення обирається канат підйомний і тяговий типа ЛК – РО (6х36 ГОСТ 7668-80), діаметр $d_к$ = 20мм.

Діаметр барабана

$$D_б \geq d_к \cdot e, \text{ мм}$$

де е - коефіцієнт, що залежить від типу машини і режиму її роботи.

Отримане значення є мінімально допустимим. Збільшення діаметра барабана сприяє підвищенню працездатності сталевого каната і обмежується лише габаритними розмірами платформи. Остаточна величина діаметра барабана встановлюється після визначення допустимого кута відхилення каната на барабані, і повинна бути округлена в більшу сторону до нормального ряду.

$$D_б^т = 20 \cdot 25 = 500 \text{ мм}$$

$$D_б^п = 20 \cdot 26 = 520 \approx 550 \text{ мм}$$

Довжина робочої частини барабана.

$$L_р = (\frac{H}{\pi \cdot D_б} + Z_к + Z_з) \cdot p, \quad \text{мм}$$

де $Z_з$ – число запасних витків, $Z_з$ = 2; $Z_к$ – число витків для кріплення канату, $Z_к$ = 2,5; Р – крок нарізки, мм

$$p = d_к + (2 \div 3) = 20 + 3 = 23 \text{ мм}$$

Н – висота вивантаження, м.

$$L_р^т = (\frac{5{,}5}{3{,}14 \cdot 0{,}5} + 2{,}5 + 2) \cdot 23 = 184 \text{ мм}$$

$$L_p^n = (\frac{3,5}{3,14 \cdot 0,55} + 2,5 + 2) \cdot 23 = 150 \text{ мм}$$

Товщина стінки барабану.

$$\delta = \alpha \cdot z \cdot \frac{S_к}{([\sigma_{ст}] \cdot p)}, \text{ мм}$$

де α·z – коефіцієнт, що враховує число шарів навивки, для одношарової α·z = 1; $[\sigma_{ст}]$ – допустиме напруження стискання, $[\sigma_{ст}]$=2100 кг/см^2

$$\delta^т = 1 \cdot 5630/2100 \cdot 2,3 = 1,2 \text{ см}$$

$$\delta^n = 1 \cdot 4600/2100 \cdot 2,3 = 0,9 \text{ см}$$

Профіль канавок барабанів.

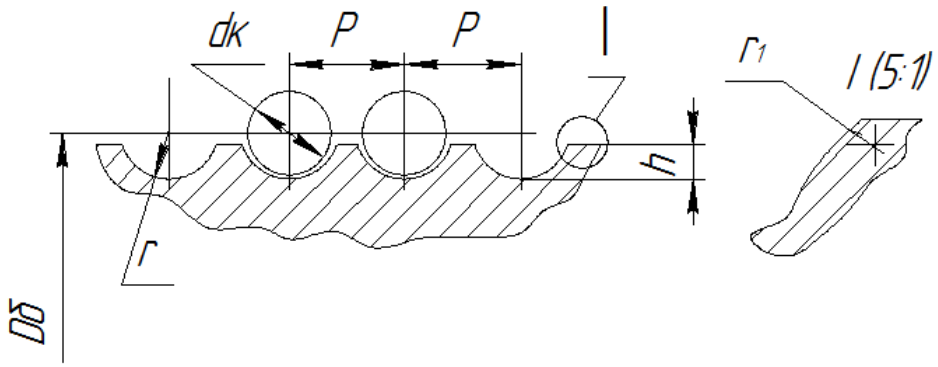


Рис. 3.5. – Профіль канавок барабанів

Кут відхилення канату на барабані.

$$tg\alpha = \sqrt{\frac{2(r - 0,5 \cdot d_к)}{D_б} \cdot \left(1 - \frac{h}{r + r_1}\right)}$$

де розміри $D_б$, h, r, r_1 см. Рис. 3.6.

$$tg^т\alpha = \sqrt{\frac{2 \cdot (12 - 0,5 \cdot 20)}{500} \cdot \left(1 - \frac{6,5}{12 + 1,6}\right)} = 0,06; \alpha = 4^o$$

$$tg^n\alpha = \sqrt{\frac{2 \cdot (12 - 0,5 \cdot 20)}{550} \cdot \left(1 - \frac{6,5}{12 + 1,6}\right)} = 0,06; \alpha = 4^o$$

Частота обертання барабану

$$n_б = \frac{60 \cdot \upsilon}{\pi \cdot D_б}, \text{ об/хв}$$

де υ – швидкість намотування канату, м/с

$$n_б^т = n_б^п = n_{вала}$$

$$n_б^т = \frac{60 \cdot 1,12}{3,14 \cdot 0,5} = 43 \text{ об/}хв$$

$$n_б^п = \frac{60 \cdot 1,38}{3,14 \cdot 0,55} = 48 \text{ об/хв}$$

Статична потужність двигуна

$$N_{ст} = \frac{\theta \cdot \upsilon}{\eta_о}, \text{кВт}$$

де $\eta_о$ – загальний ККД механізму,

$$\theta = S_к$$

$$N_{СТ}^т = \frac{56,3 \cdot 1,12}{0,82} = 78,8 \text{кВт}$$

$$N_{СТ}^п = \frac{46 \cdot 1,38}{0,82} = 79,4 \text{кВт}$$

Попередня потужність двигуна.

$$N = \frac{N_{ст}}{k}, \text{кВт}$$

де k – коефіцієнт, що враховує режим роботи механизму, вид керуючого пристрою

$$N^т = \frac{78,8}{1,3} = 60,6 \text{кВт}$$

$$N^п = \frac{79,4}{1,3} = 61,1 \text{кВт}$$

Обираємо двигун за потужністю N, з урахуванням ПВ, обираємо двигун Д-108-1, N = 79,5 кВт, $n_{дв}$ =2500 об/хв.

Загальне передаточне число.

$$U = \frac{n_{дв}}{n_б}$$

де $n_{дв}$ – частота обертання двигуна, об/хв.

$$U = \frac{2500}{48} = 52,1$$

Обертальний момент на барабані

$$M_{бар} = \frac{S_к \cdot D_б}{2 \cdot \eta_o}, кН \cdot м$$

$$M^{T}_{бар} = \frac{56{,}3 \cdot 0{,}5}{2 \cdot 0{,}82} = 17{,}2\, кН \cdot м$$

$$M^{n}_{бар} = \frac{46 \cdot 0{,}55}{2 \cdot 0{,}82} = 15{,}4\, кН \cdot м$$

$$M^{n}_{бар} = M^{T}_{бар}$$

Загальне передаточне число можна признати достатнім, оскільки воно знаходиться між 19 і 58.

Розрахунок зубчастої передачі.

Міжосьва відстань

$$a_w = К_a (U+1) \sqrt[3]{\frac{T_z \cdot K_{нв}}{[\sigma_н]^2 \cdot U^2 \cdot \psi_{ва}}}$$

де $К_{нв}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження за шириною вінця; $К_{нв}$ = 1,25; $\psi_{ва}$ – коефіцієнт ширини вінців; $[\sigma_н]$ – припустиме контактне напруження.

$$a_w = 49{,}5 \cdot (5+1) \sqrt[3]{\frac{22 \cdot 10^6 \cdot 1{,}25}{410^2 \cdot 5^2 \cdot 0{,}4}} = 880, \text{ приймаємо} = 900 \text{ мм}$$

Нормальний модуль зачеплення приймаємо за наступною рекомендацією

$$m_n = (0{,}01 \div 0{,}02) \cdot a_w$$

$$m_n = 0{,}02 \cdot 900 = 18$$

Кількість зубів колеса

$$z_1 = \frac{2 \cdot a \cdot w \cdot \cos\beta}{(U+1) \cdot m_n}$$

$$z_1 = \frac{2 \cdot 900 \cdot 0{,}965}{(5+1) \cdot 12} = 24{,}6 \approx 25$$

$$z_2 = z_1 \cdot U = 25 \cdot 5 = 125$$

Ділильні діаметри коліс

$$d = \frac{m_n}{\cos\beta} \cdot z, мм$$

$$d_1 = \frac{12}{0,96} \cdot 25 = 296\,мм$$

$$d_2 = \frac{12}{0,96} \cdot 125 = 1560\,мм$$

Сили діючі у зачепленні. Окружна сила.

$$Ft = \frac{2T_1}{d_2}, кН$$

$$Ft = \frac{2 \cdot 22}{1,56} = 28,2\,кН$$

Радиальна сила

$$Fr = Ft \cdot tg\alpha,\ кН$$

$$Fr = 28,2 \cdot tg20^{\circ} = 10,4\,кН$$

Подальший розрахунок вала проводимо тільки по окружному зусиллю, яке збільшували на 5% (щоб врахувати вплив радіальної складової).

Розрахунок вала. Підбір підшипників.

Приймаємо, що навантаження від зусиль в канаті передане зусилля від зубчастої пари діє на вал в одній площині (найгірший випадок дії навантаження).

Визначення реакцій опор.

$$\sum M_A = 0; -F_t \cdot l_1 + P_{тяг} \cdot (l_1 + l_2) + P_{под} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - R_B \cdot l = 0$$

$$R_B = \frac{P_{тяг}(l_1 + l_2) + P_{под}(l_1 + l_2 + l_3) - F_t \cdot l_1}{l}$$

$$R_B = \frac{56,3 \cdot 0,52 + 46 \cdot 1,15 - 28,2 \cdot 0,19}{1,675} = 46\,кН$$

$$\sum M_B = 0; R_A \cdot l + F_t \cdot (l_2 + l_3 + l_4) - P_{тяг} \cdot (l_3 + l_4) - P_{под} \cdot l_4$$

$$R_A = \frac{P_{тяг} \cdot (l_3 + l_4) + P_{под} \cdot l_4 - F_t \cdot (l_2 + l_3 + l_4)}{l}$$

$$R_A = \frac{56,3 \cdot 1,15 + 46 \cdot 0,52 - 28,2 \cdot 1,485}{1,675} = 28,1\,кН$$

Проверка: $R_A + F_t - P_{тяг} - P_{под} + R_B = 0$

28,1+28,2-56,3-46+46=0

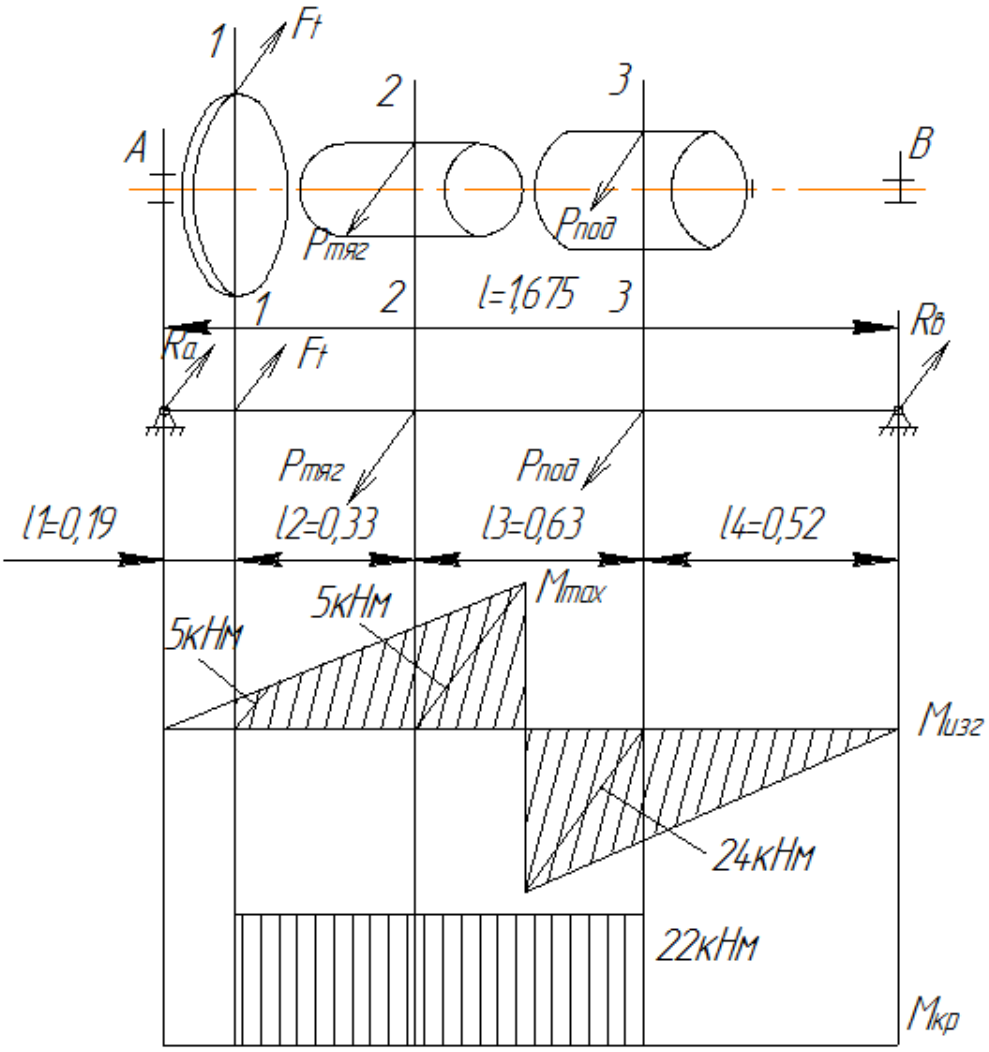


Рис. 3.6. – Розрахункова схема вала

Згинаючий момент у перетині 1-1.

$$M_{изг} = R_A \cdot l_1, \text{ кН·м}$$

$$M_{изг} = 28{,}1 \cdot 0{,}19 = 5 \text{ кН·м}$$

Згинаючий момент у перетині 2-2

$$M_{изг} = R_A \cdot (l_1 + l_2) + 1{,}05 \cdot F_t \cdot l_2, \text{ кН·м}$$

$$M_{изг} = 28{,}1 \cdot 0{,}52 + 1{,}05 \cdot 28{,}2 \cdot 0{,}33 = 24{,}4 \text{ кН·м}$$

Згинаючий момент у перетині 3-3

$$M_{изг} = -R_B \cdot l_4, \text{ кН·м}$$

$$M_{изг} = -46 \cdot 0{,}52 = -24 \text{ кН·м}$$

Виконуємо розрахунок за найбільшою вигинає моменту, тобто в небезпечному перерізі 2-2.

Наведений момент, діючий на вал.

$$M_{пр} = \sqrt{M_{изг}^2 + (\alpha \cdot M_{кр})^2}, кН \cdot м$$

де α – коефіцієнт, що враховує різницю у характері роботи валу на згин і кручення.

При розрахунку валів механізмів підйома приймає, що α = 0,7

$$M_{пр} = \sqrt{24{,}4^2 + (0{,}7 \cdot 22)^2} = 28{,}85 кН \cdot м = 288500 кг \cdot см$$

В якості матеріалу вала прийята сталь 45 вуглецева конструкційна, з границею итривалості $\sigma_{-1}^1 = 3400 кг/см^2$

Припустимі напруження при згині:

$$[\sigma_{из}] = \frac{\sigma_{-1}^1}{[n] \cdot k^1}, кг/см^2$$

де [n] – припустимий запас міцності, [n] = 1,6; k – коефіцієнт = 2.

$$[\sigma_{из}] = \frac{3400}{1{,}6 \cdot 2} = 1062{,}5 кг/см^2$$

Необхідний діаметр вала у цьому перетині.

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{пр}}{0{,}1 \cdot [n_{из}]}}, см$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{288500}{0{,}1 \cdot 1062{,}5}} = 14{,}4 см \approx 150 мм$$

Підбір підшипників здійснюємо за найбільш навантаженої опорі В.

Діаметр шейки валу

$$d_ш = (0{,}7\text{-}0{,}8)d, мм$$

$$d_ш = 0{,}73 \cdot 150 = 110 мм$$

Розрахункове навантаження на опору

$$R_{расч} = R_B \cdot K_K \cdot K_D, кН$$

де K_K – кінетичний коефіцієнт (коефіцієнт обертання), K_K =1; K_D – динамічний коефіцієнт, K_D = 1,2.

$$R_{расч} = 46 \cdot 1 \cdot 1{,}2 = 55{,}2\,кН$$

Обираємо сферичні радиальні двурядні роликові підшипники №3522, d = 110мм, D = 200мм, B = 53, C = 355кН, C_o = 276кН.

Базова довговічність.

$$L_h = \left(\frac{C}{R_{расч}}\right)^{\alpha} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{355}{55{,}2}\right)^{3{,}3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 33} = 123000\ год$$

Підбираємо підшипники під барабан. Найбільше навантаження на тяговий барабан, $P_{тяг}$ = 56,3кН

Навантаження на опори

$$R_1 = R_2 = \frac{56{,}3}{2} = 28{,}15\,кН$$

Приймаємо діаметр під підшипник d = 160мм

Розрахункове навантаження на опору

$$R_{расч} = R \cdot K_K \cdot K_D, кН$$

$$R_{расч} = 28{,}15 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}2 = 40{,}5\,кН$$

Обираємо кулькові підшипники радіальні однорядні №230, d = 160мм, D = 270мм, B = 45мм, C = 153кН, C_o = 138кН.

Базовая довговічність.

$$L_h = \left(\frac{C}{R_{расч}}\right)^{\alpha} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{153}{40{,}5}\right)^{3{,}3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 33} = 31000\ год$$

3.4. Розрахунок тягового ланцюга

Зусилля у ланцюзі $P_ц = P_{тяг}$ = 56,3кН

Руйнуюче навантаження.

$$P_{разр} = P_ц \cdot h, кН$$

де k – коефіцієнт запасу міцності.

$$P_{разр} = 56{,}3 \cdot 4 = 225{,}2кН = 22520кг$$

Ланцюг підбираємо за величиною руйнуючого навантаження. Обираємо: ланцюг зварний вантажний, круглоланкова, діаметр перетину ланку d = 23мм,

крок t = 64мм, ширина ланки B = 76мм, руйнуюче навантаження $P_{разр}$ = 21000кг, маса 1 погоного метра ланцюга $q_ц$ = 11,4кг.

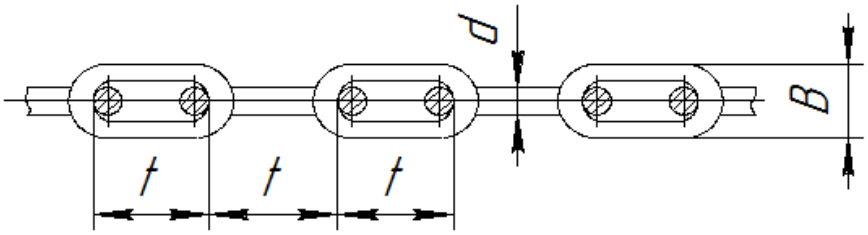


Рис. 3.7. – Зварний вантажний ланцюг

Напруження, що виникає у ланцюзі

$$P = \frac{2 \cdot P_ц}{\pi d^2}, \text{ кг/см}^2$$

$$P = \frac{2 \cdot 5630}{3,14 \cdot 2,3^2} = 577 \text{ кг/см}^2$$

Що не перевищує 600кг/см^2 = $[\sigma_р]$ – припустиме напруження на розрив.

3.5. Технико – економічна частина

Для оцінки експлуатаційних якостей машини основним показником є продуктивність машини, тобто кількість вийнятого, переміщеного і покладеного грунту в м^3/год, площа ущільненої поверхні в м^2/год і т.д. Розрізняють продуктивність машини теоретичну, технічну та експлуатаційну.

Теоретична (розрахункова) продуктивність машини періодичної (циклічного) дії.

$$П_р = \frac{3600 \cdot q \cdot k_н}{k_р \cdot T_ц}, \text{ м}^3\text{/год}$$

де q – ємність ковша, м^3; $k_р$ – коефіцієнт розрихлення грунта, $k_р$ = 1,25; $k_н$ – коефіцієнт наповнення ковша, $k_н$ = 1; $T_ц$ – тривалість цикла, сек.

$$П_р = \frac{3600 \cdot 0,8 \cdot 1}{1,25 \cdot 23} = 100,2 \text{ м}^3\text{/год}$$

Технічна продуктивність, як максимально можлива продуктивність в даних умовах, при безперервній роботі продовж години.

$$П_{тех} = k_ц \cdot П_р, \text{ м}^3/\text{год}$$

де $k_ц$ – коефіцієнт, що враховує відношення теоретичної тривалості цикла до його тривалості в даних умовах, $k_ц$ = 0,8.

$$П_{тех} = 0,8 \cdot 156,6 = 125,2 \text{ м}^3/\text{год}$$

Експлуатаційна продуктивність враховує використання машини за часом і можливе зниження продуктивності в залежності від особливостей системи управління машиною. Користуються показником змінною експлуатаційної продуктивності при 8 годинному робочому дні.

$$П_{э.см} = 8 \cdot П_{тех} \cdot k_в \cdot k_ц, \text{ м}^3/\text{ зм}$$

де $k_в$ – коефіцієнт використання машини за часом, $k_в$ = 0,85; $k_ц$ – коефіцієнт, що враховує вплив особливостей системи управління, $k_ц$ = 0,94.

$$П_{э.см} = 8 \cdot 125,2 \cdot 0,85 \cdot 0,94 = 700,2 \text{ м}^3/\text{ зм}$$

Річна продуктивність

$$П_{год} = П_{э.см.} \cdot i_{год} \cdot k_{год}, \text{ м}^3/\text{ рік}$$

де $i_{год}$ – число змін роботи машини на рік, $i_{год}$ = 250 змін; $k_{год}$ – коефіцієнт використання машини, що враховує зниження продуктивності машини в залежності від часу року і від кількості скорочених діб.

$$П_{год} = 700,2 \cdot 250 \cdot 0,88 = 157545 \text{ м}^3/\text{ рік}$$

Питома енергоємність машини

$$N_{уд} = \frac{N}{П_{э.см.}}, \text{ кВт/м}^3 \text{ в зміну}$$

де N – потужність встановленого двигуна.

$$N_{уд} = \frac{79,5}{700,2} = 0,11 \text{ кВт/м}^3 \text{ в зміну}$$

Питома металоємність машини.

$$G_{уд} = \frac{G}{П_{э.см.}}, \text{ кг/м}^3 \text{ в смену}$$

де G – маса машини, кг

$$G_{уд} = \frac{19700}{700,2} = 28,14 \text{ кг/м}^3 \text{ в смену}$$

Продуктивність трудо – годинна, зміна або річна виробка продукції на одного робочого.

Виробка на одного робочого на зміну

$$П_{уд} = \frac{П_{э.см}}{Р_{о}}, м^3/ чел. в смену$$

де $Р_о$ – число машиністів, що обслуговує машину продовж зміни.

$$П_{уд} = \frac{700,2}{1} = 700,2 м^3/ чел. в смену$$

Часто користуються показником витрати праці в чол-годину на одиницю продукції. З метою збільшення цього показника з урахуванням умов земляних робіт можна прийняти витрату праці на $1000м^3$ обсягу земляних робіт.

$$Р_{уд} = \frac{1000 \cdot Р_{о}}{П_{э.см.}}, чел. – смен./1000м^3$$

$$Р_{уд} = \frac{1000 \cdot 1}{700,2} = 1,4 \ чел. – смен./1000м^3$$

$$q_ц = 25,8 \ кг/м = \ 253 Н/м \quad (3.4)$$

Розподілена маса вантажу:

$$q_{гр} = \frac{i}{t_k} \cdot \rho \cdot \psi \cdot g = 92,59 \cdot 3,6 \cdot 0,6 \cdot 9,8 = 1960 \quad Н / м \quad (3.5)$$

Розподілена маса ковша:

$$q_к = k_к \cdot m_{ковш} \cdot g / t = 1.14 \cdot 96 \cdot 9,8 / 3,2 = 335 \quad Н / м \quad (3.6)$$

Розподілена маса ланцюга разом з ковшами:

$$q_0 = q_к + q_ц = 588 \quad Н / м \quad (3.7)$$

Лінійне навантаження на завантаженій гілки Н / м

$$q_р = q_0 + q_{гр} = 2548 \ Н/м \quad (3.8)$$

3.6. Недоліки базової конструкції

Драглайн призначено для виймання породи. Під час робочого процесу при зачерпування породи, особливо тієї, що характеризується підвищеною липкістю, на робоче обладнання передається максимальне навантаження. Додаткове навантаження, яке не враховується при проектування екскаватору створюється при відриві навантаженого ковша від грунта підвищеної вологості. У цьому разі відбувається зниження довговічності робочого обладнання його вузлів.

З метою вироблення основних напрямів модернізації ковша екскаватору був проведений патентний аналіз та огляд літератури. Літературний огляд проводився за літературними джерелами технічної бібліотеки і технічній документації, що знаходиться в архівах цехів. Патентний огляд проводився по матеріалах центральної міської бібліотеки патентного фонду. Предметом пошуку були конструкції ковшів екскаваторів-драглайнів.

Висновки до частини І

1. У результаті аналізу технологічного процесу встановлено, що екскаватори-драглайни є ефективними машинами для виконання розкривних робіт у безтранспортних схемах розробки родовищ. Вони забезпечують переміщення значних обсягів гірської маси на великі відстані без використання додаткових транспортних засобів, що підвищує економічну ефективність відкритих гірничих робіт.
2. Проведено оцінку технологічних параметрів драглайнів та обґрунтовано доцільність використання екскаватора ЕШ–6,6/45 для заданих умов експлуатації. Встановлено, що дана машина відповідає вимогам до продуктивності, радіусу дії та умов роботи на слабких ґрунтах.
3. Виконано аналіз базової конструкції екскаватора, в якому детально розглянуто основні вузли: ківш, стрілу, канатно-блочну систему, підйомну і тягову лебідки, опорно-поворотний пристрій, поворотну платформу та ходове обладнання. Встановлено, що конструкція є працездатною та відповідає умовам експлуатації, однак окремі елементи зазнають значних навантажень і піддаються інтенсивному зношуванню.
4. Проведено розрахунок основних механізмів робочого обладнання, включаючи головну лебідку, тяговий ланцюг та інші елементи, а також виконано статичний розрахунок із визначенням умов стійкості екскаватора. Отримані результати підтверджують достатній запас міцності та стійкість конструкції при роботі в заданих умовах.
5. Визначено техніко-економічні показники роботи екскаватора, що дозволило оцінити ефективність його використання на кар’єрах та визначити фактори, які впливають на продуктивність.
6. У ході дослідження виявлено основні недоліки базової конструкції, зокрема:
7. значні сили тертя та прилипання ковша до ґрунту при роботі в умовах підвищеної вологості;
8. підвищені динамічні навантаження на робоче обладнання при відриві ковша від забою;

9. нерівномірний розподіл навантажень на елементи конструкції;
10. зниження ефективності роботи при розробці липких і пластичних ґрунтів.
11. Встановлено, що найбільш навантаженим елементом екскаватора є ківш, конструкція якого безпосередньо впливає на енерговитрати процесу копання, продуктивність машини та довговічність її основних вузлів.
12. Проведений аналіз конструкції екскаватора ЕШ–6,6/45 дозволив визначити його технічні можливості, оцінити ефективність роботи та виявити основні недоліки, що обґрунтовує необхідність удосконалення конструкції ковша. Отримані результати є основою для розробки технічних рішень, спрямованих на підвищення продуктивності та надійності екскаватора, що розглядається у наступній частині роботи.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до комплексної кваліфікаційної бакалаврської
роботи

зі спеціальності 133 – Галузеве машинобудування

Тема роботи:

«Аналіз та удосконалення конструкції ковша екскаватору крокуючого ЕШ – 6,6/45»

Частина ІІ: «Удосконалення конструкції ковша екскаватору крокуючого ЕШ – 6,6/45»

РОЗДІЛ 4. УДОСКОНАЛЕНА КОНСТРУКЦІЯ КОВША ЕКСКАВАТОРУ-ДРАГЛАЙНУ ЕШ-6,5/45

4.1. Пропоноване удосконалення

Вивчивши і проаналізувавши недоліки в роботі базового варіанту екскаватору-драглайну ЕШ-6,5/45, а також враховуючи проведений патентний аналіз та літературний огляд, пропонується модернізувати існуючу конструкцію ковша екскаватору наступним чином.

З метою підвищення довговічності вузлів шляхом зниження навантажень при відриві навантаженого ковша від грунта підвищеної липкости, ківш має знизу по ширині днища і на нижніх частях бокових стінок клинові накладки, розташовані з нахилом в сторону ріжучого козирка. Клиновидні накладки, крім першої, виконані з поздовжніми пазами, в яких закріплено захистні елементи.

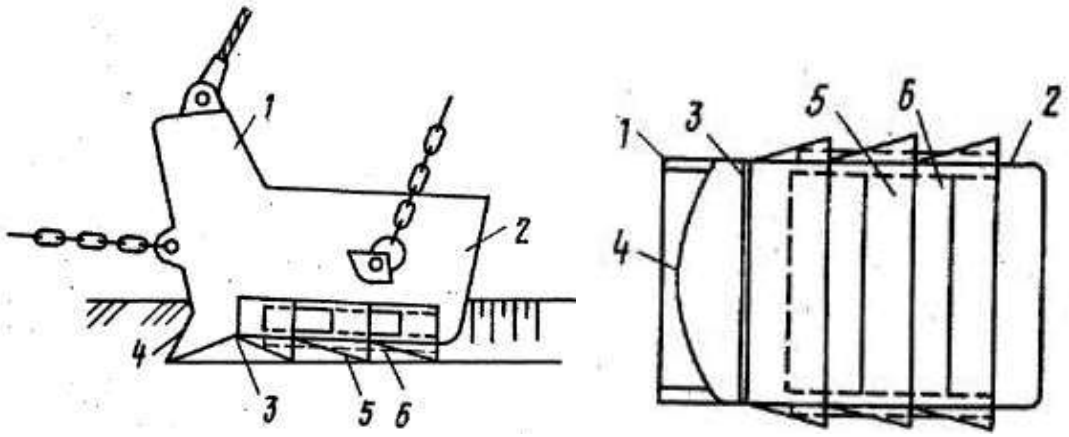


Рис 4.1 – Пропоноване удосконалення: 1 - корпус ковша; 2 - бокові стінки ковша; 3 – днище ковша; 4 – ріжучий козирок; 5 – клиновидні накладки; 6 – захисті елементи.

4.2. Опис удосоконаленої конструкції ковша екскаватору-драглайну ЕШ-6,5/45

Екскаватор-драглайн ЕШ-6,5/45 на крокуючому ходу (крокуючий екскаватор) є повноповоротною електричною землерийною машиною, оснащеною робочим обладнанням типу драглайн. Даний тип машин широко застосовується

при відкритих розробках корисних копалин, особливо в умовах безтранспортної системи, коли переміщення гірської маси здійснюється безпосередньо самим екскаватором без використання додаткових транспортних засобів. Це дозволяє значно знизити витрати на транспортування і підвищити економічну ефективність гірничих робіт.

Особливістю екскаваторів такого типу є використання крокуючого ходового обладнання, що забезпечує низький питомий тиск на ґрунт і дозволяє експлуатувати машину навіть на слабких або водонасичених ґрунтах. Висока маневреність і можливість роботи в обмежених умовах кар'єрного простору роблять екскаватор ЕШ-6,5/45 універсальним і ефективним засобом виконання розкривних та видобувних робіт.

Одним із найбільш навантажених елементів екскаватора є ківш, який безпосередньо взаємодіє з гірською масою. У зв'язку з цим удосконалення його конструкції має суттєвий вплив на загальну ефективність роботи машини. Запропонована конструкція ковша екскаватора-драглайна ЕШ-6,5/45 відрізняється від базової наявністю додаткових клиноподібних елементів, які встановлюються на його зовнішній поверхні. Основне призначення цих елементів полягає у зменшенні налипання ґрунту, що особливо актуально при роботі в умовах підвищеної вологості та при розробці пластичних порід.

Запропонований ківш (рис. 4.1, 4.2) складається з корпусу 1, бокових стінок 2, днища 3 та ріжучого козирка 4. На зовнішній поверхні днища 3 і в нижніх частинах бокових стінок 2 встановлено клиноподібні накладки 5, які розміщені під кутом у напрямку до ріжучого козирка 4. Таке розташування накладок дозволяє змінити характер взаємодії ковша з ґрунтом і суттєво зменшити площу контакту з породою.

Захисні елементи 6 розташовуються уздовж корпусу 1 ковша або у спеціальних пазах накладок 5. Вони виготовляються з матеріалів з низькою адгезією, наприклад на основі надвисокомолекулярного поліетилену низького тиску, що забезпечує мінімальне налипання ґрунту. Завдяки цьому в процесі роботи зменшується опір руху ковша, а також запобігається накопичення матеріалу між накладками.

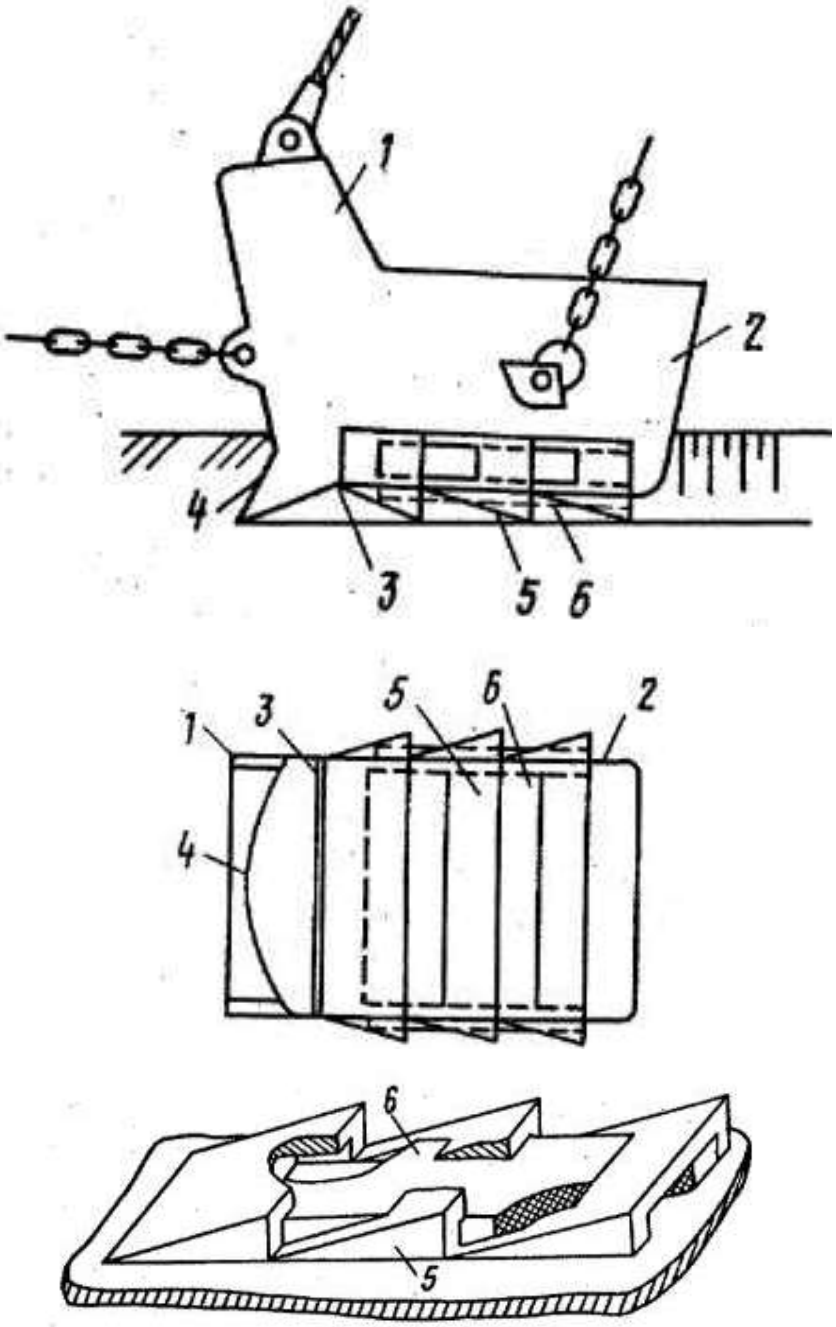


Рис 4.2 – Пропоноване удосконалення: 1 - корпус ковша; 2 - бокові стінки ковша; 3 – днище ковша; 4 – ріжучий козирок; 5 – клиновидні накладки; 6 – захисті елементи.

Під час виконання робочого процесу ківш опускається на поверхню забою і спирається на ґрунт ріжучим козирком 4 та гребенями клиноподібних накладок 5. Під дією власної ваги ковша і початкової деформації ґрунту відбувається часткове заглиблення ріжучого козирка 4 і накладок 5 у породу. Далі, при протягуванні ковша по забою, корпус 1 врізається у ґрунт, а переміщення здійснюється за рахунок ковзання по поверхні забою через гребені накладок 5.

Важливою особливістю даної конструкції є те, що контакт ковша з ґрунтом має лінійний характер, оскільки взаємодія відбувається переважно через гребені накладок. У результаті цього значно зменшується площа контакту між днищем 3, боковими стінками 2 і поверхнею забою. Це, у свою чергу, призводить до зниження сил тертя та адгезії, особливо при роботі з липкими ґрунтами.

Мінімізація площі контакту, а також утворення повітряних прошарків між корпусом ковша і поверхнею ґрунту, які виникають завдяки наявності накладок 5, дозволяють істотно зменшити силу прилипання ковша до забою. Це особливо важливо при відриві навантаженого ковша перед його підйомом і транспортуванням до місця розвантаження.

При розробці особливо пластичних і вологих ґрунтів для запобігання накопиченню матеріалу між накладками 5 використовуються захисні елементи 6. Завдяки низькому коефіцієнту тертя і антиприлипальним властивостям матеріалу, з якого вони виготовлені, ґрунт не затримується на їх поверхні. Крім того, коефіцієнт тертя ґрунту по захисних елементах значно менший, ніж по сталі або по самому ґрунту, що сприяє самочищенню поверхні ковша під час його руху.

Таким чином, у процесі роботи ковша відбувається не тільки ефективне руйнування і захоплення породи, але й автоматичне очищення робочої поверхні від налиплого матеріалу. Це дозволяє підтримувати стабільні експлуатаційні характеристики ковша та зменшити втрати часу на допоміжні операції.

Зниження зусиль, необхідних для відриву ковша від забою, призводить до зменшення як статичних, так і динамічних навантажень на металоконструкції стріли екскаватора. У результаті підвищується довговічність конструкції, зменшується інтенсивність зношування вузлів і механізмів, а також підвищується загальна надійність роботи екскаватора.

Отже, запропонована конструкція ковша дозволяє підвищити ефективність процесу копання, зменшити енергетичні витрати та збільшити ресурс основних елементів екскаватора, що є важливим фактором при експлуатації техніки в складних гірничо-геологічних умовах.

4.3. Розрахунок основних механізмів робочого обладання драглайну

Початкові дані:

- місткість ковша, q = 6,5 м^3;
- довжина стріли, L_c = 45 м;
- кут нахилу стріли, $\alpha_c = 30^o$;
- глибина копання, H = 22 м;
- швидкість тягового каната, $\upsilon_{тяг}$ = 1,12м/с;
- швидкість підйомного каната, $\upsilon_{под}$ = 1,38м/с;

Параметри ківша:

- ширина, мм

$$B_K = 1{,}15 \cdot \sqrt[3]{E} = 1{,}15 \cdot \sqrt[3]{6{,}5} \approx 2500$$

де E = 6,5 м^3 – місткість ківша;

- довжина, мм

$$L_K = 1{,}2 \cdot B_K = 1{,}2 \cdot 2500 = 3000$$

- ширина, мм

$$H_K = 0{,}65 \cdot B_K = 0{,}65 \cdot 2500 = 1625$$

- маса, т

$$m_K = K_1 \cdot (K_2 + E) \cdot \sqrt[3]{E^2} = 0.06 \cdot (0.8 + 6.5) \cdot \sqrt[3]{6.5^2} = 7.26$$

Маса породи у ківші, т

$$m_n = \frac{E \cdot \gamma}{K_p} = \frac{6{,}5 \cdot 1{,}8}{1{,}2} = 9.75$$

де γ = 1,8 т/м^3 – щільність породи (суглінок/глина); $K_р$ = 1,2 – конфіцієнт розрихлення.

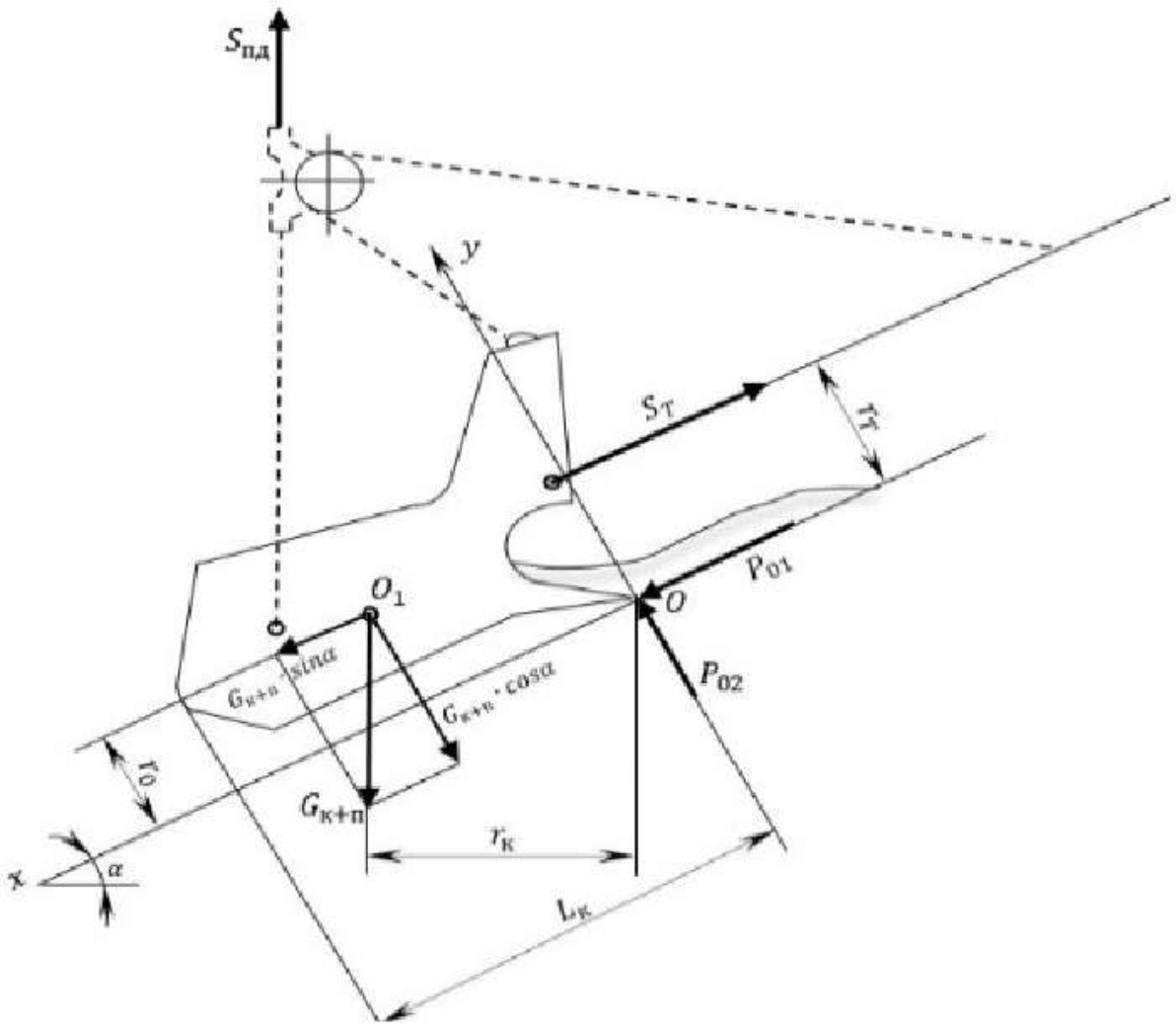


Рис 4.3 – Розрахункова схема

Величина кріплення тягового ланцюга на бічній щоці ковша при координатах розташування центру тяжкості порожнього ковша, м:

$$a = 0{,}55 \cdot L_K = 0{,}55 \cdot 3 = 1{,}65$$

Розмір плеча докладання сили, м:

$$r_0 = 0{,}5 \cdot H_K = 0{,}5 \cdot 1{,}625 = 0{,}8125$$

Вага ковша з породою Н:

$$G_{K+П} = g \cdot 1000 \cdot (m_K + m_п) = 9{,}8 \cdot 1000 \cdot (7{,}26 + 9{,}75) = 166700$$

Дотична складова зусилля опору породи копанню на ріжучій кромці ковша

$$P_{01} = \frac{E \cdot (1 + \lambda_0) \cdot K_F}{K_Ш \cdot L_K \cdot K_P}$$

де λ_0 – відношення об'ємів призми волочення к об'ємів ковша; K_F – коефіцієнт питомого опору копання, кПа; $K_{Ш}$ – відношення шляху наповнення до довжини ковша.

Потребні тягові зусилля і висоту кріплення тягового ланцюга від рівня режучої кромки, що визначається з рівнянь, складених з схеми розрахункових зусилл на ковше драглайна (рис. 4.3).

З наведеної схеми складаємо рівняння сил и моментів:

$$\begin{cases} \sum P_x = 0, \quad S_T = P_{01} + G_{K+П} \cdot \sin\alpha + \mu_1 \cdot G_{K+П} \cdot \cos\alpha \\ \sum P_y = 0, \quad P_{02} = G_{K+П} \cdot \cos\alpha = K_1 \cdot P_{01} \\ \sum M_0 = 0, \quad S_T \cdot r_T = G_{K+П} \cdot (r_0 \cdot \sin\alpha + a \cdot \cos\alpha) \end{cases}$$

де α – граничний кут відкосу (для средних пород 40°); μ_1 =0,55 (суглінок/гліна) – коефіцієнт тертя ковша о породу.

Розв'язуючи наведену систему рівнянь, отримуємо

$$S_T = P_{01} \cdot \left[1 + K_1 \cdot (\mu_1 + tg\alpha)\right], \quad r_T = \frac{a + r_0 \cdot tg\alpha}{K_1^{-1} + \mu_1 + tg\alpha}$$

Знижуючи точку кріплення тягових ланцюгів ковша (зменшуючи r_T), можна досягти поліпшення роботи ковша в міцних породах. У легких породах збільшення r_T дозволяє прискорити заглиблення ковша.

Умова стійкості ковша проти перекидання на укосі α = 40° при порожньому ковші:

$$S_T \le \frac{g \cdot m_K \cdot r_K}{r_T}$$

Замінивши S_T його граничним значенням, отримаємо при порожньому ковші:

$$P_{01} \le g \cdot m_K \cdot \left(\frac{r_K}{r_T} - \sin\alpha - \mu_1 \cdot \cos\alpha \right)$$

де $r_к$ - плече центру тяжіння ковша, яке визначено з рис 4.3:

$$r_K = \frac{a}{\cos\alpha} = \frac{1.65}{\cos 40} = 2.15$$

Максимальне значення питомого опору копанню, яке може подолати ріжуча кромка порожнього ковша при впровадженні його на укосі $\alpha = 40°$:

$$K_F = \frac{\left[g \cdot m_K \cdot K_{Ш} \cdot L_K \cdot \left(\frac{r_K}{r_T} - \sin\alpha - \mu_1 \cos\alpha \right) \right]}{E \cdot (1 + \lambda_0)}$$

$$S_T = 35{,}7 + \frac{0{,}5 \cdot 35{,}7}{0{,}7}\left(0{,}7 + 0{,}08 \cdot 0{,}7\right) = 54{,}978 \text{ кН}$$

Максимальне значення сили тяги, Н:

$$S_{T.\max} = 1{,}43 \cdot S_T = 1{,}43 \cdot 54978 = 78620$$

Зусилля в підйомному канаті при відриві завантаженого ковша від вибою:

$$S_{ПД} = 1{,}7 \cdot G_{К+П} = 1{,}7 \cdot 166700 = 283390$$

Стопорне зусилля в підйомному канаті при відріві завантажено ківша від забою:

$$S_{ПД.\max} = 1{,}43 \cdot S_{ПД} = 1{,}43 \cdot 283390 = 405248$$

4.4. Комп’ютерне моделювання удосконаленого ковша

4.4.1. Методика комп’ютерного моделювання удосконаленого ковша

Метою комп’ютерного моделювання процесу черпання є визначення сили тертя між ковшем екскаватора та масивом гірської породи для базової та удосконаленої конструкцій. Отримані результати дозволяють оцінити вплив конструктивних змін на опір руху ковша, енерговитрати та навантаження на робоче обладнання екскаватора.

В якості вихідних моделей використовується базовий ківш (рис. 4.3, 4.4). Геометрія моделі повністю відповідає реальній конструкції, включаючи форму днища, бокових стінок та ріжучого козирка. Для забезпечення адекватності моделювання маса ковша задається так, щоб відповідати розрахунковій масі ковша разом із породою, яка становить приблизно 7,5 т (рис. 4.5). Це дозволяє врахувати інерційні та силові характеристики реального процесу черпання.

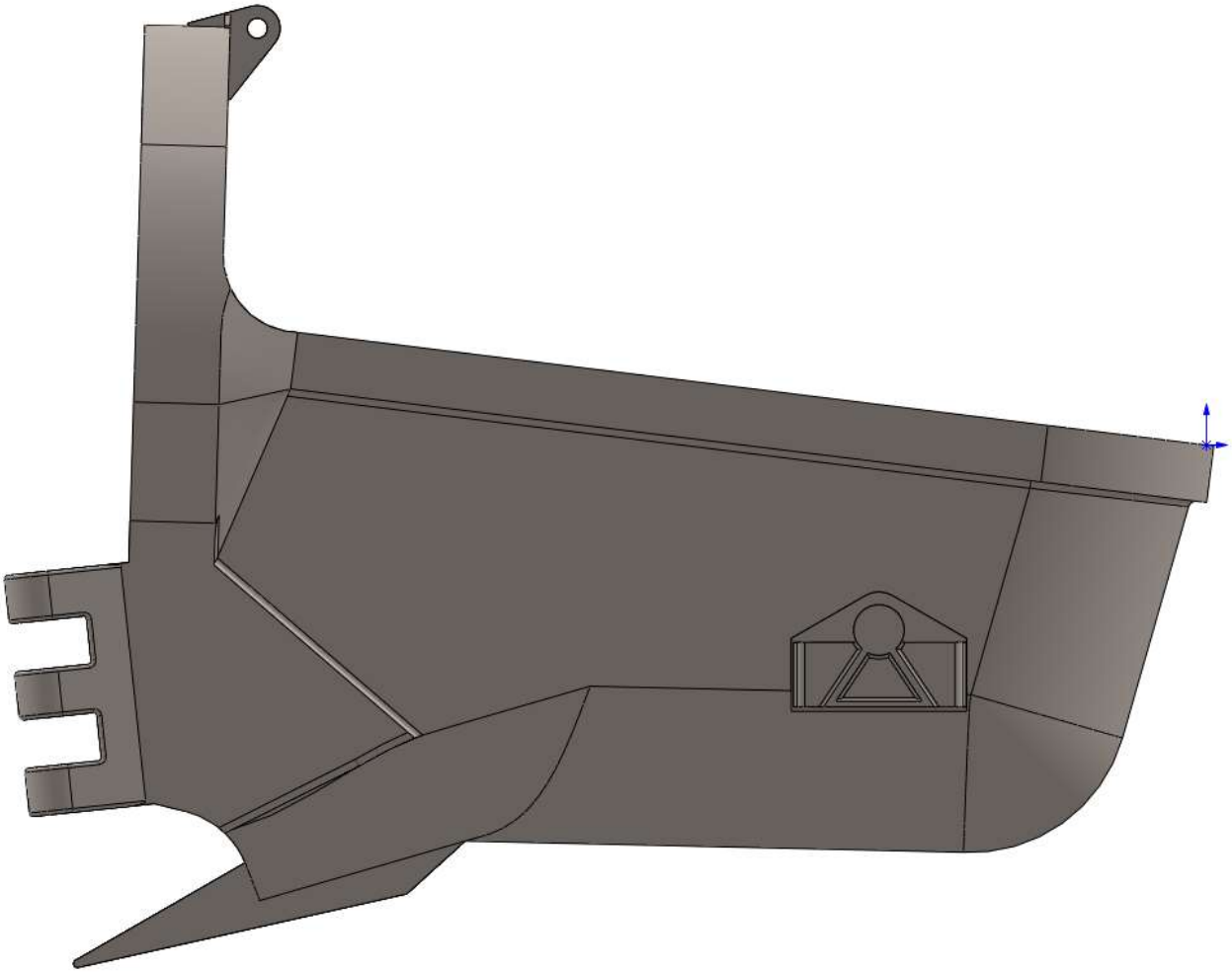


Рис 4.3 – Базовий ківш

Додатково до моделі ковша формується модель масиву гірської породи, по якій ковзає ківш під час черпання (рис. 4.6). Геометрія масиву задається у вигляді похилої площини з кутом нахилу α = 40°, що відповідає граничному куту, який може бути подоланий ріжучою кромкою ковша при початковому заглибленні. Такий підхід дозволяє моделювати найбільш навантажений режим роботи.

На основі створених геометричних моделей формується розрахункова схема для модуля SolidWorks Motion (рис. 4.7), у якій задаються всі необхідні фізичні параметри та граничні умови.

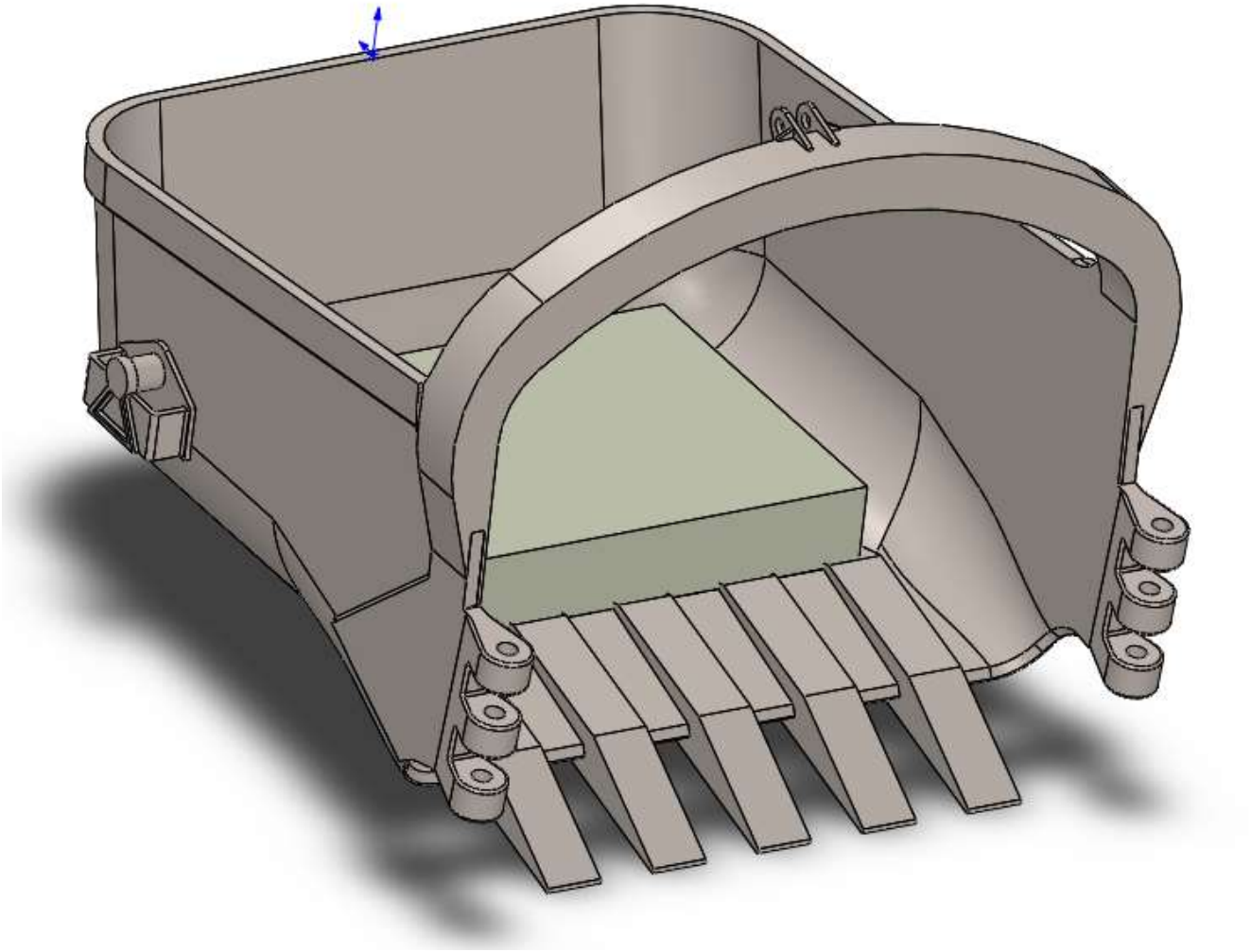


Рис 4.4 – Базовий ківш з моделлю породи

Density varies

Mass = 18659.65 kilograms

Volume = 1478247375.60 cubic millimeters

Surface area = 40791685.95 square millimeters

Center of mass: (millimeters)
X = -1482.81
Y = -715.20
Z = -0.04

Рис 4.5 – Маса базового ковша з породою

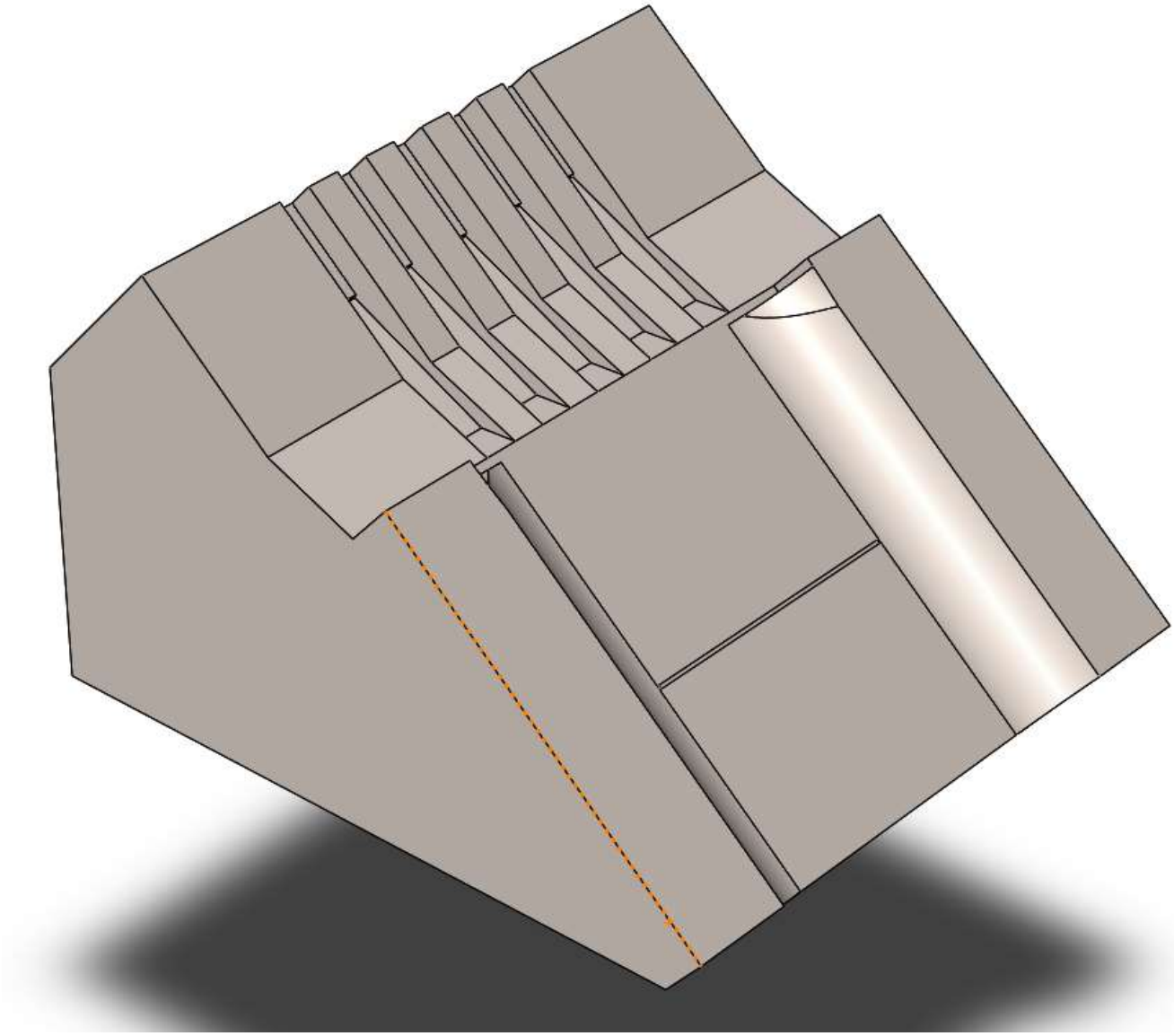


Рис 4.6 – Модель масиву породи

Граничні умови моделювання (рис. 4.7) включають:

– дію сили тяжіння, напрям якої обрано таким чином, щоб забезпечити рух ковша вгору по похилій поверхні під кутом 40°;

– прикладення тягового зусилля величиною 54000 Н, що імітує роботу підйомно-тягового механізму екскаватора;

– встановлення 3D-контакту між поверхнями ковша і масиву породи із заданими параметрами тертя (сталь суха – гума суха), що умовно відповідає контакту металу ковша з глинистим або суглинистим ґрунтом за коефіцієнтом тертя та адгезійними властивостями;

– тривалість моделювання 0,2 с, що є достатньою для фіксації максимального значення сили тертя при початковому зсуві ковша.

У процесі моделювання враховуються контактні сили, нормальні реакції, сили тертя ковзання, а також вплив інерційних сил. Для підвищення точності результатів використовується адаптивна сітка контактної взаємодії та уточнення параметрів контакту в зоні найбільшого навантаження.

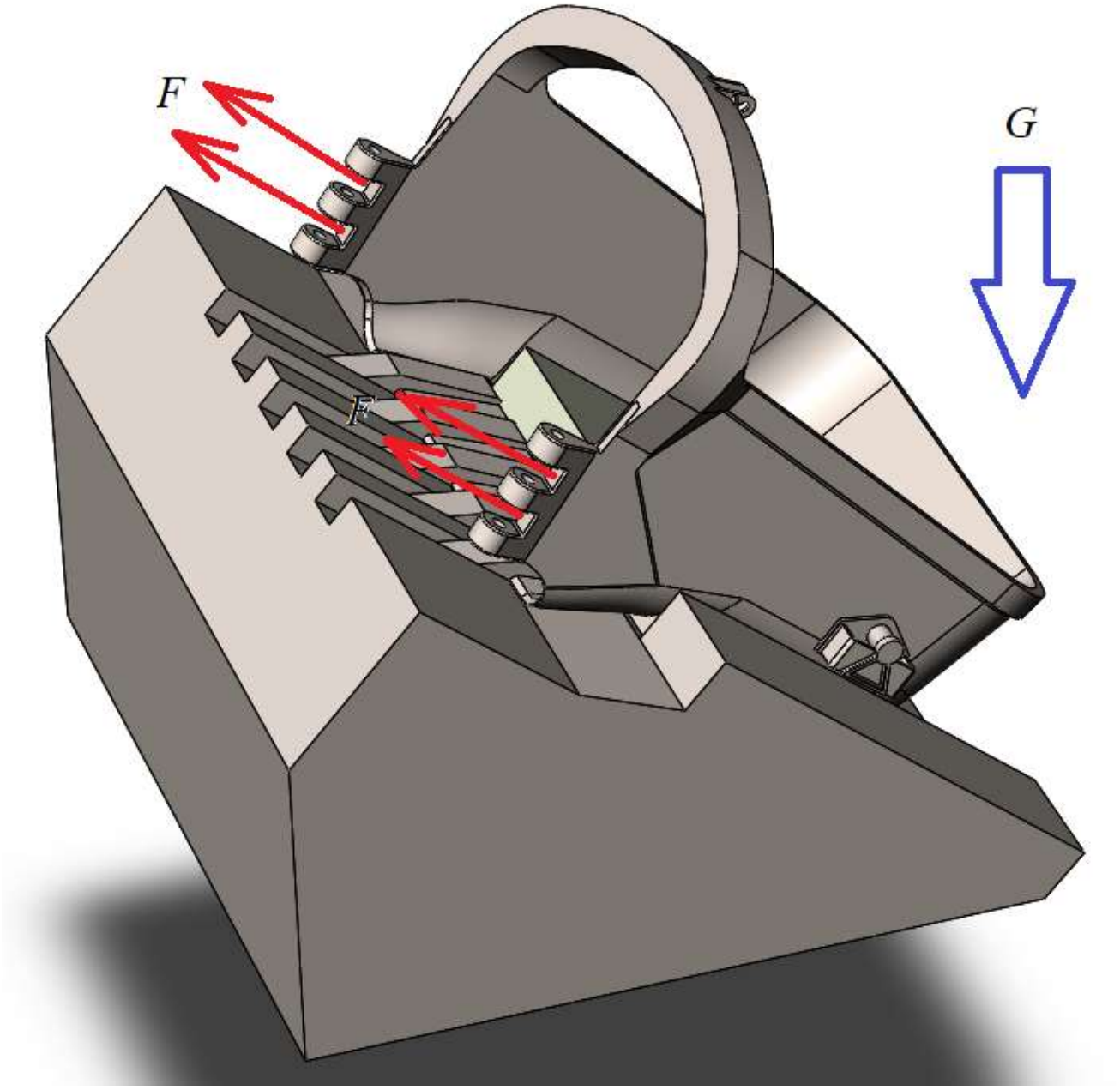
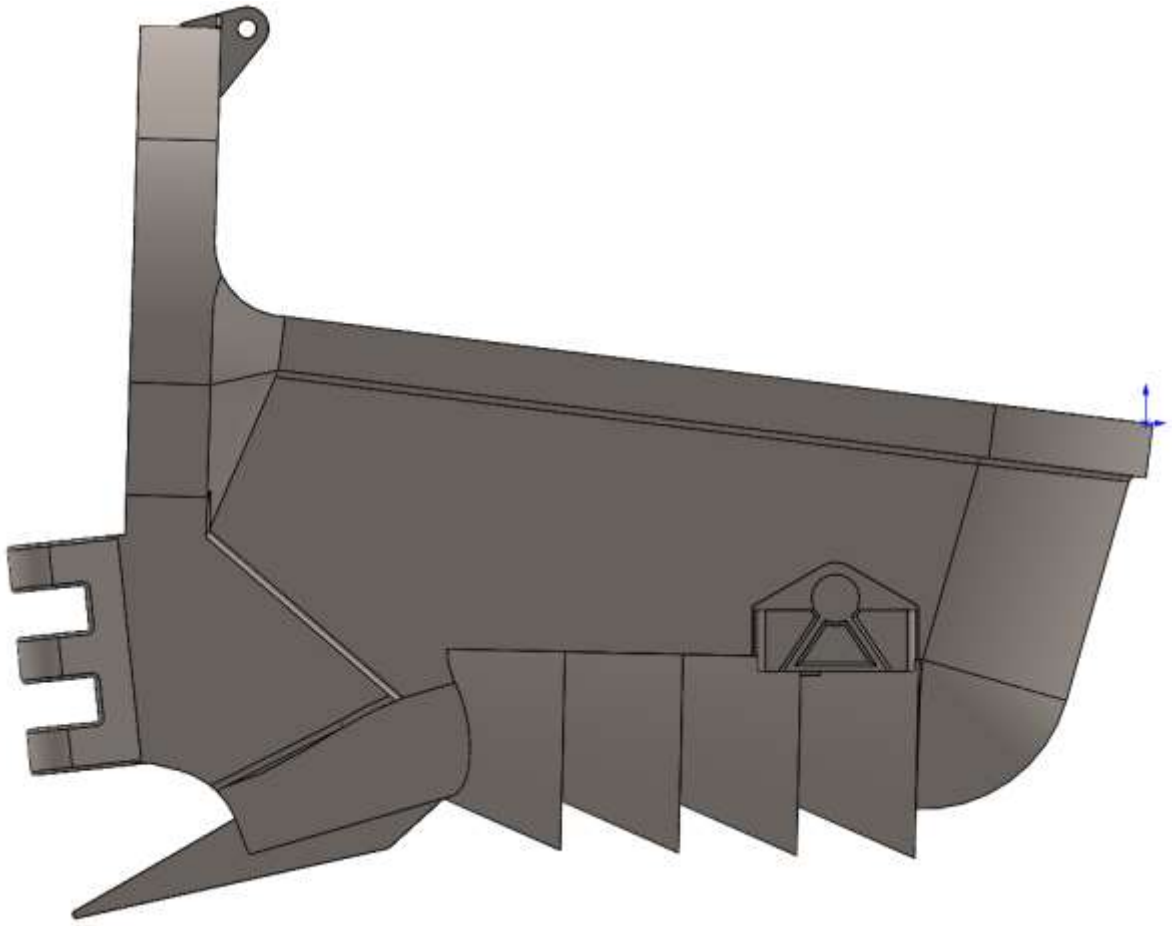


Рис 4.7 – Розрахункова модель

У якості результатів моделювання визначається максимальне значення сили тертя між ковшем і породою, а також аналізується характер зміни сили тертя у часі.



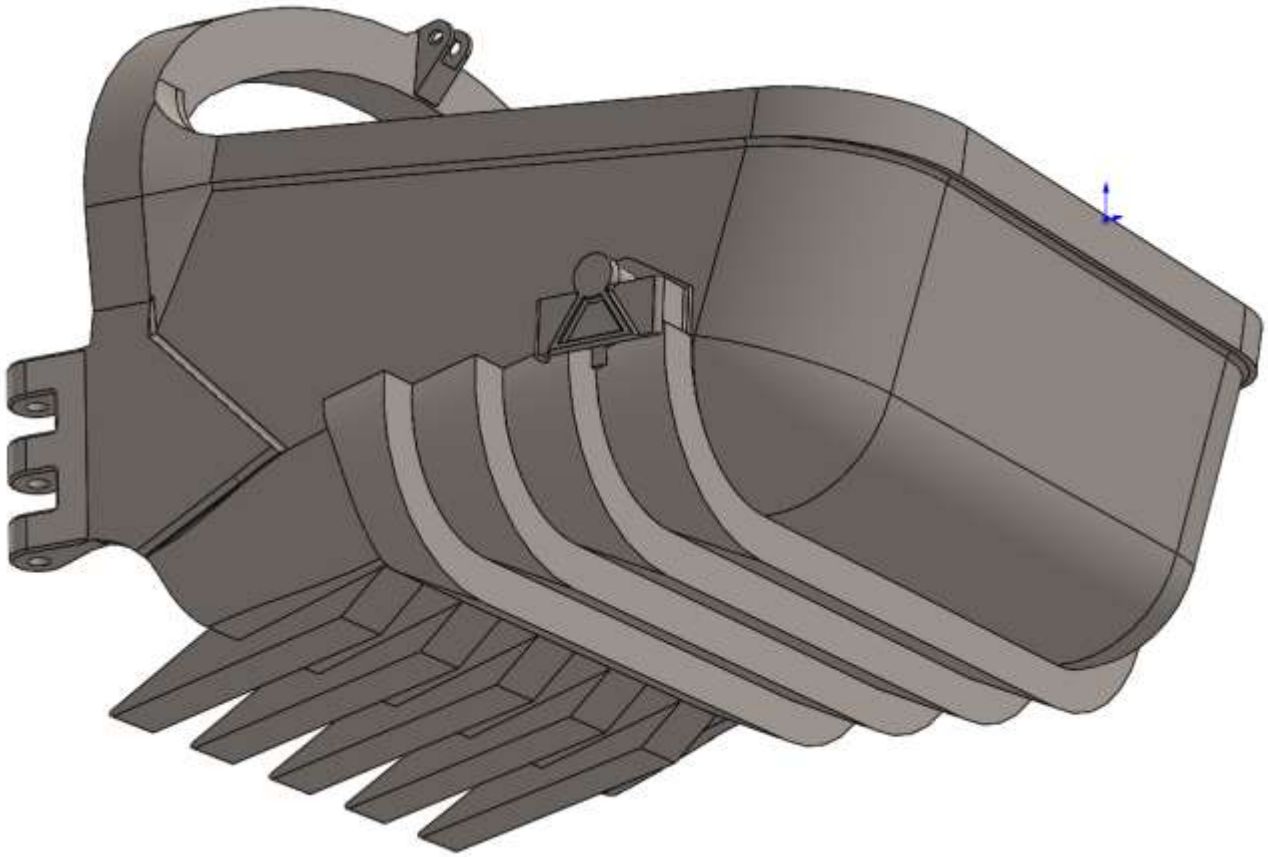


Рис 4.8 – Удосконалена конструкція ковша

Додатково можуть оцінюватися переміщення ковша, швидкість руху та реакції опори.

Аналогічним чином проводиться моделювання для удосконаленої конструкції ковша. Удосконалений ківш (рис. 4.8) відрізняється наявністю спеціальних клиноподібних елементів, які зменшують площу контакту з породою та сприяють зниженню сили тертя.

Для даного варіанту також створюється модель масиву породи (рис. 4.9) і формується розрахункова модель (рис. 4.10) з аналогічними граничними умовами. Це дозволяє забезпечити коректне порівняння результатів для базової та модернізованої конструкцій.

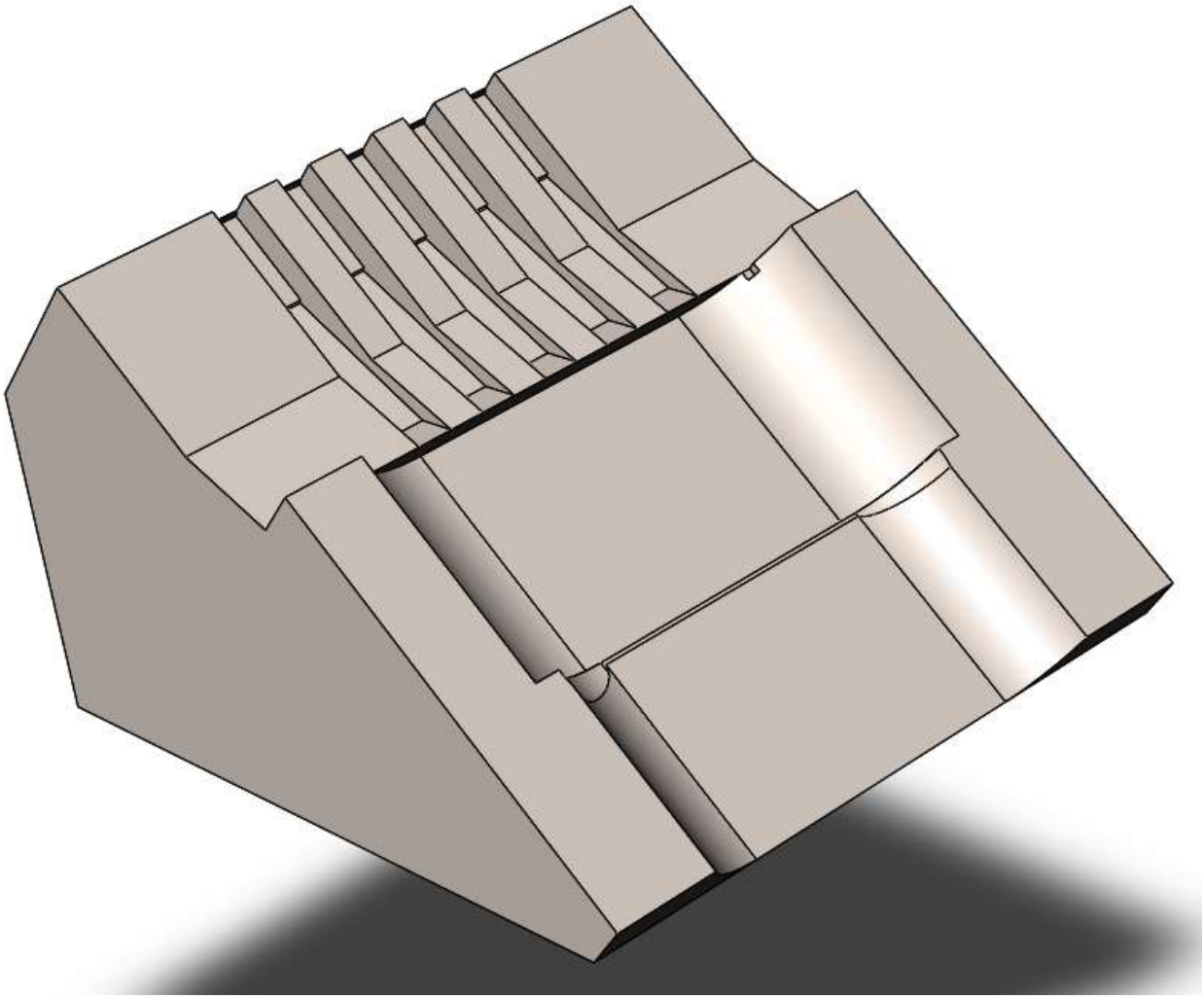


Рис 4.9 – Модель блоку породи для удоскналеної моделі ковша

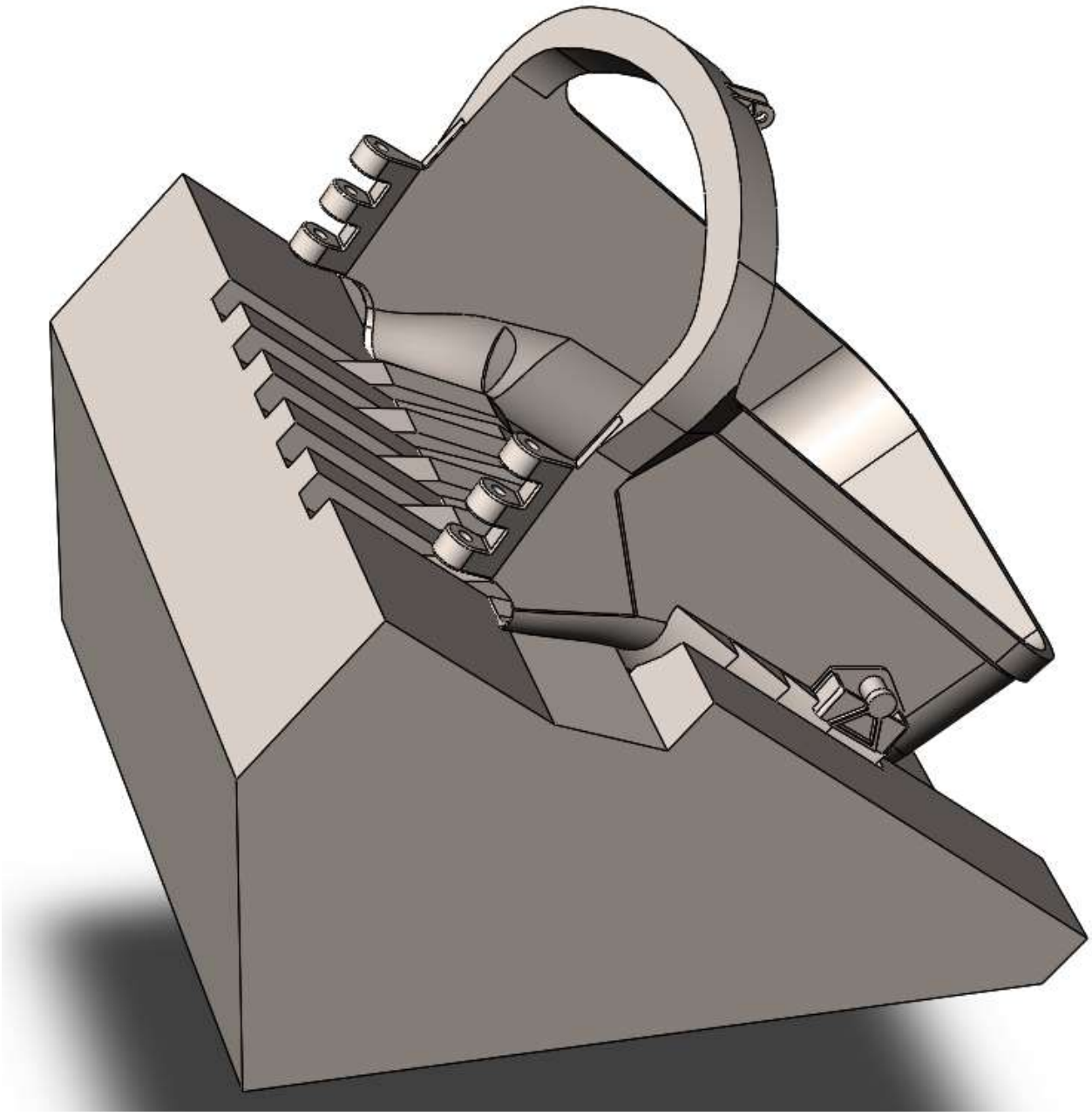


Рис 4.10 – Розрахункова модель для удоскналеної моделі ковша

Методика порівняння результатів полягає у визначенні максимальних значень сили тертя для обох конструкцій та аналізі їх відносної різниці. Додатково оцінюється характер контакту ковша з породою, площа взаємодії та вплив конструктивних елементів на процес ковзання.

Таким чином, використання комп’ютерного моделювання дозволяє не тільки кількісно оцінити силу тертя, але й проаналізувати механізм взаємодії ковша з породою, що є важливим для обґрунтування доцільності запропонованого удосконалення конструкції.

4.4.2. Аналіз результатівкомп’ютерного моделювання ковша

У відповідності до розробленої методики (див. підрозділ 4.4.1.), проведено порівняльне чисельне дослідження взаємодії ковша екскаватора-драглайна ЕШ-6,5/45 з масивом гірської породи для двох варіантів конструкції: базового (рис. 4.3–4.7) та удосконаленого з клиноподібними накладками (рис. 4.8–4.10). Метою моделювання було визначення максимальної сили тертя при ковзанні ковша по похилій поверхні породи та оцінка впливу конструктивних змін на опір руху.

За результатами розрахунків у модулі SolidWorks Motion при однакових граничних умовах (кут нахилу α = 40°, тягове зусилля 54000 Н, час моделювання 0,2 с, контакт «сталь суха – гума суха») встановлено:

– для базової конструкції ковша (рис. 4.11):

$$F_{тр.баз} = 15600 \text{ Н};$$

– для удосконаленої конструкції з клиноподібними накладками (рис. 4.12):

$$F_{тр.удоск} = 11450 \text{ Н}.$$

Абсолютне зменшення сили тертя становить:

$$\Delta F = 15600 - 11450 = 4150\ H\ .$$

Відносне зниження:

$$\eta = \frac{4150}{15600} \cdot 100\% \approx 26,6\%.$$

Отже, застосування удосконаленої конструкції забезпечує зменшення сили тертя приблизно на 26–27% у порівнянні з базовим варіантом.

Якісний аналіз контактної картини показує принципову відмінність у характері взаємодії «ківш–порода» для двох варіантів:

Базовий ківш має контакт із породою переважно площинного характеру — днище та нижні частини бокових стінок взаємодіють із масивом на значній площі. Це призводить до:

- зростання сили тертя ковзання;
- підвищення адгезійної складової (прилипання);
- накопичення матеріалу на поверхні ковша;
- збільшення зусиль відриву при підйомі.

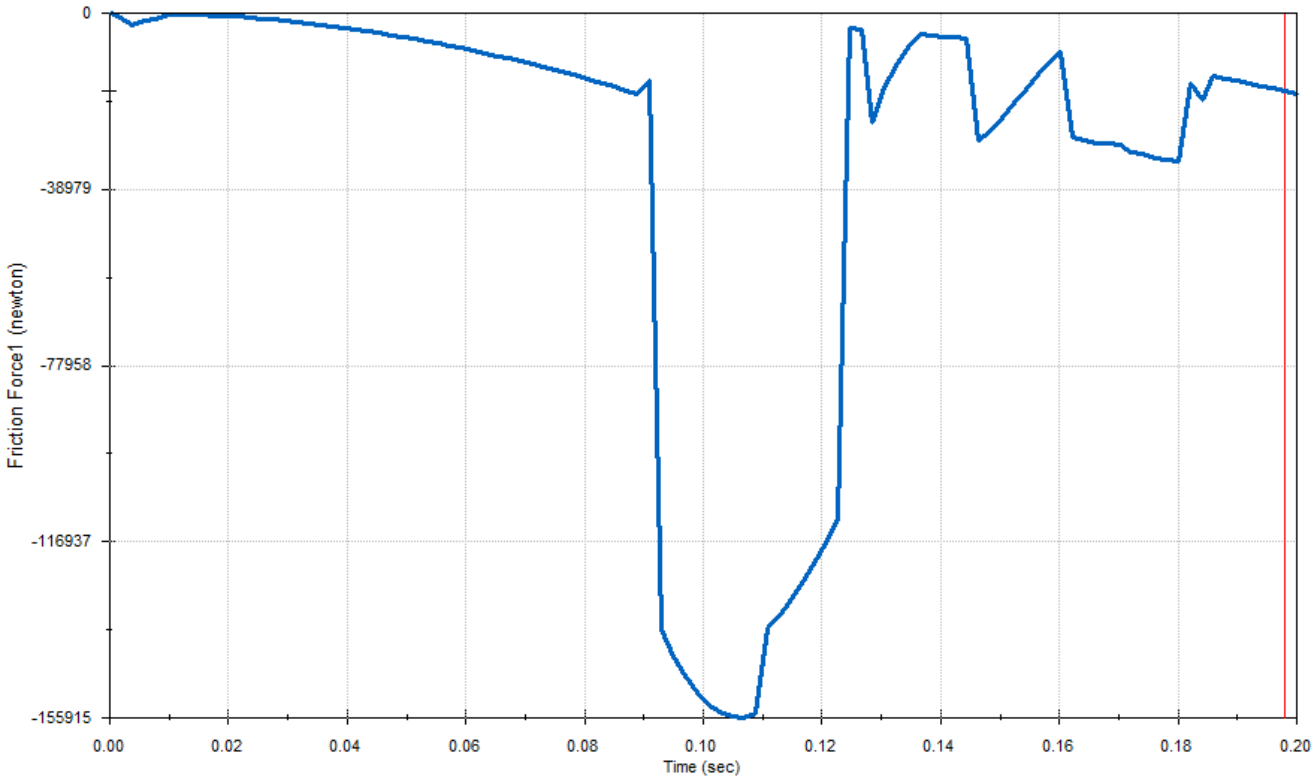


Рис 4.11 – Результат моделювання базової конструкції ковша

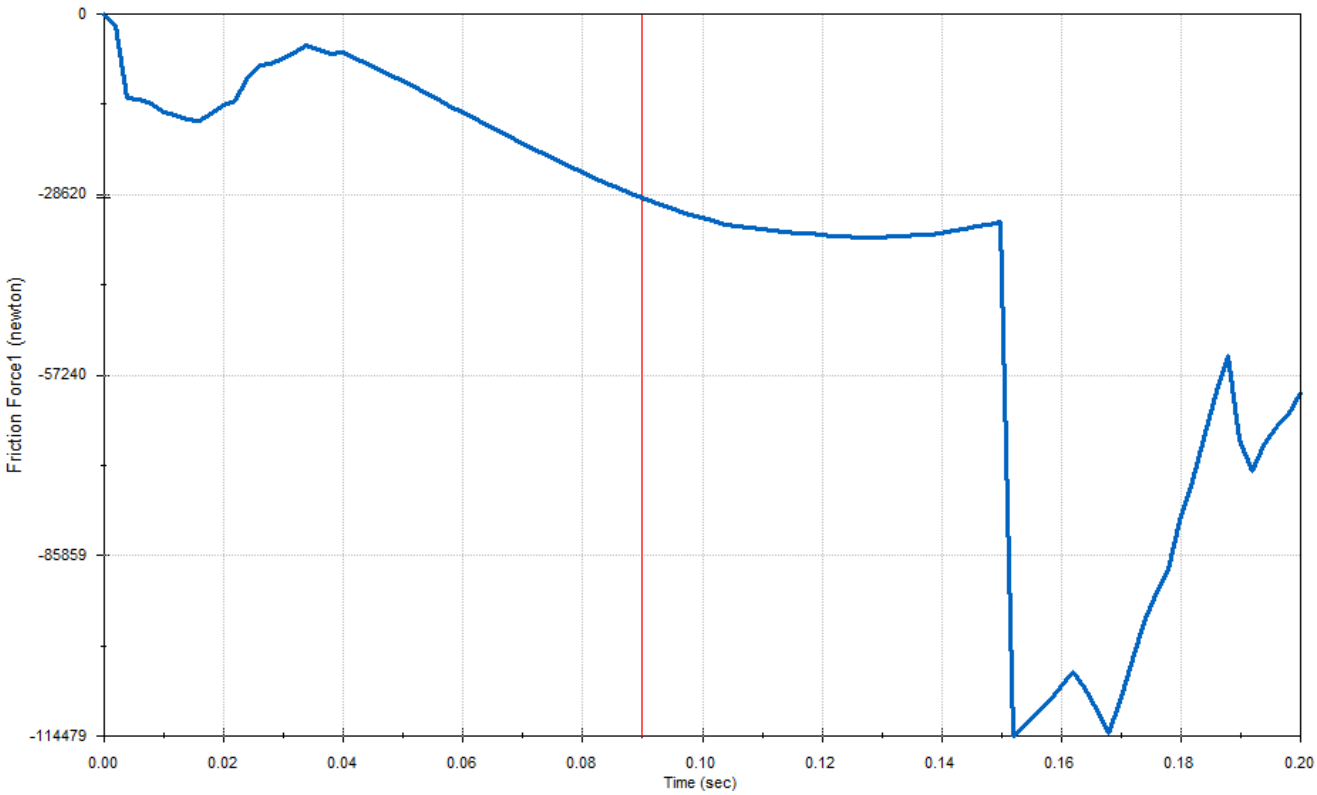


Рис 4.12 – Результат моделювання пропонованої конструкції ковша

Удосконалений ківш завдяки наявності клиноподібних накладок контакт переходить у лінійний (гребеневий) режим, при якому:

- реальна площа контакту значно зменшується;
- формується система локальних опор (гребені накладок);
- між корпусом 1 ковша і поверхнею породи утворюються повітряні прошарки;
- зменшується адгезія і сила прилипання.

Додаткову роль відіграють захисні елементи, які перешкоджають накопиченню ґрунту між накладками та забезпечують самочищення поверхні під час руху.

Зменшення сили тертя безпосередньо впливає на енергетичні витрати процесу черпання. При сталому тяговому зусиллі 54000 Н частка, що витрачається на подолання тертя, для базового варіанту є значно вищою. Для удосконаленої конструкції зниження $F_{t}p$ призводить до:

- зменшення необхідної потужності тягового механізму;
- зниження навантажень на канатну систему та лебідки;
- зменшення енерговитрат на одиницю переміщеної гірської маси.

Орієнтовно, за пропорційної оцінки, економія енергії на стадії переміщення ковша може становити до 20–25%, що є суттєвим показником для енергоємних гірничих процесів.

Зниження сили тертя при ковзанні безпосередньо впливає на величину динамічних навантажень, що виникають при відриві ковша від забою. Для базового ковша значні сили прилипання призводять до різких пікових навантажень у момент відриву, що негативно впливає на:

- металоконструкції стріли;
- канатну систему;
- вузли кріплення ковша;
- привідні механізми.

Для удосконаленої конструкції за рахунок зменшення $F_{t}p$ і адгезії:

- знижується амплітуда динамічних ударів;

- зменшуються пікові напруження в елементах конструкції;
- підвищується довговічність металоконструкцій;
- зменшується інтенсивність зношування вузлів.

На основі отриманих результатів можна виділити такі експлуатаційні переваги удосконаленого ковша:

- зменшення сили тертя на ~26–27%;
- зниження зусиль відриву ковша від забою;
- зменшення налипання ґрунту і стабілізація маси ковша;
- підвищення стабільності процесу черпання;
- зменшення навантаження на привід і робочі органи;
- збільшення ресурсу стріли, канатів і ковша;
- зниження витрат енергії та експлуатаційних витрат.

Порівняльний аналіз результатів моделювання показує, що запропоноване конструктивне удосконалення є технічно обґрунтованим і ефективним. Зменшення сили тертя більш ніж на чверть свідчить про суттєве покращення умов роботи ковша та всієї машини в цілому.

Отримані результати підтверджують доцільність впровадження клиноподібних накладок та захисних елементів у конструкцію ковша екскаватора-драглайна ЕШ-6,5/45, особливо при роботі в умовах вологих і пластичних ґрунтів.

Таким чином, комп’ютерне моделювання дозволило кількісно та якісно оцінити переваги удосконаленої конструкції і може бути використане як ефективний інструмент при подальшому проектуванні та оптимізації робочих органів гірничих машин.

РОЗДІЛ 5. ЕКСПЛУАТАЦІЯ ЕКСКАВАТОРУ

5.1. Транспортування і монтаж

Транспортування гірничих машин може здійснюватися на різні відстані залежно від виробничих потреб: від заводу-виробника до гірничого підприємства; з підприємства до ремонтного заводу і у зворотному напрямку; до баз зберігання; а також у межах одного підприємства — між окремими ділянками, монтажними майданчиками або цехами.

Вибір способу транспортування визначається низкою факторів, зокрема терміновістю доставки, відстанню перевезення, габаритними розмірами і масою обладнання, наявністю транспортної інфраструктури та відповідних транспортних засобів, а також економічною доцільністю перевезення. Важливим чинником є також кількість навантажувально-розвантажувальних операцій, оскільки їх збільшення призводить до зростання витрат і підвищення ризику пошкодження обладнання.

Залежно від маси та габаритів гірничого обладнання транспортування (рис. 5.1) може здійснюватися власним ходом, автомобільним, залізничним, водним або повітряним транспортом, а також комбінованими способами. Перевезення виконують як у зібраному, так і в розібраному стані, що визначається умовами транспортування та технічними вимогами до збереження обладнання.

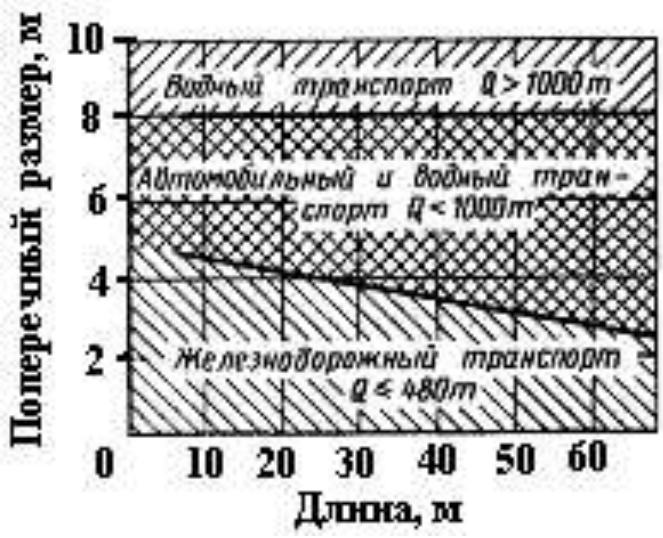


Рис 5.1 – Граничні маси та габаритні розміри устаткування при перевезенні різними видами транспорту

У випадках, коли маса та габаритні розміри гірничих машин перевищують допустимі значення для перевезення автомобільним або залізничним транспортом, а також перевищують обмеження вантажопідйомності мостів чи габарити залізничних переїздів на маршруті транспортування, машини підлягають розбиранню на укрупнені блоки. Ступінь розбирання визначається габаритами окремих елементів і технічними можливостями наявних транспортних засобів.

Під час транспортування великогабаритні вузли гірничих машин, як правило, перевозять без упаковки. Водночас вузли гідравлічних і пневматичних систем, електрообладнання, дрібні вузли та деталі, запасні частини, інструмент і приладдя (ЗІП) підлягають обов'язковому пакуванню у дерев'яну тару (ящики) відповідно до пакувальної відомості (опису). Технічну документацію разом із пакувальним описом розміщують в окремому ящику з відповідним маркуванням «Документація».

Кабіни, капоти двигунів та інші закриті елементи машин перед транспортуванням підлягають опломбуванню з метою запобігання несанкціонованому доступу та пошкодженням.

Транспортування машин може здійснюватися як власним ходом, так і будь-яким видом транспорту відповідно до вимог експлуатаційної документації, зокрема інструкції з експлуатації відповідного типу машини (наприклад, фронтального навантажувача).Монтаж гірничих машин виконується при введенні їх в експлуатацію. Монтаж - комплекс робіт (операцій), що виконуються на місці роботи гірської машини, по її зборці і установці на фундамент або в робоче положення, підключення до джерела енергії, випробування, наладку і здачу в експлуатацію. Тривалість, трудомісткість і вартість монтажу в значній мірі залежать від способів монтажу, типу монтажних машин і своєчасного забезпечення процесу монтажу матеріальними і трудовими ресурсами.

Способи монтажу устаткування на гірничих підприємствах надзвичайно різноманітні, оскільки сучасна шахта, кар'єр збагачувальна фабрика являє собою складні комплекси споруд, пристроїв і електромеханічного устаткування. Тому прийняті способи організації монтажу гірського устаткування повинні забезпечувати високоякісне виконання робіт в найкоротші терміни.

Найчастіше гірничі машини монтують поступовим нарощуванням або великоблочним методом залежно від того, в якому виді воно доставлене на монтажний майданчик.

Якщо гірнича машина поступила розібраною на великі блоки, то її збирають з цих блоків. При поступанні гірничої машини у вигляді окремих частин невеликої маси її можна монтувати поступовим нарощуванням шляхом послідовної установки вузлів на заздалегідь змонтовані базові частини або заздалегідь збирати окремі частини у великі блоки, а потім вести зборку з блоків. Великоблочний метод монтажу при забезпеченні необхідними підйомно-транспортними засобами найбільш раціональний.

Зміст монтажних робіт представлений на рис. 5.2.

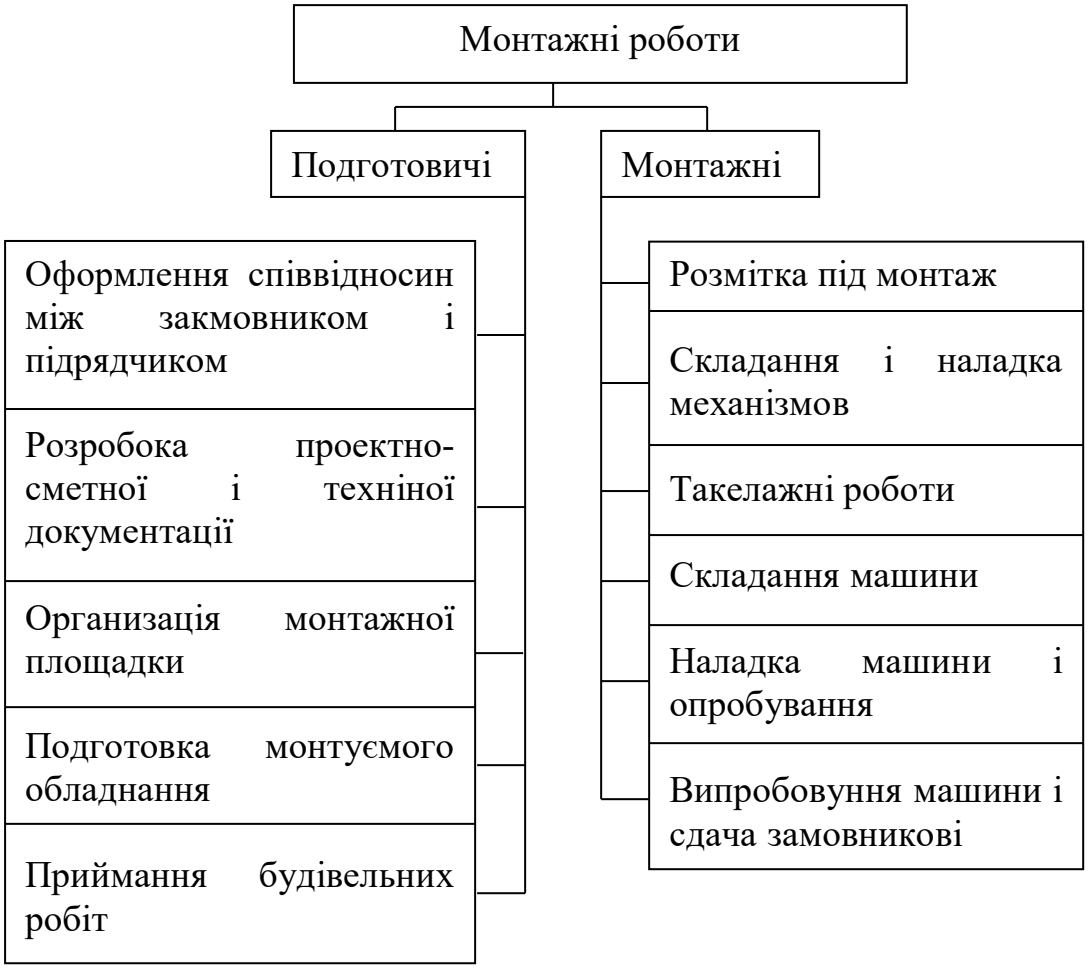


Рис. 5.2 - Зміст монтажних робіт

Монтаж гірських машин, як правило, веде підприємство, яке надалі експлуатуватиме машину, і в рідкісних, випадках його доручають спеціальній

монтажній організації. Технічне керівництво монтажними роботами, регулювання механізмів і наладку електроустаткування здійснює шеф-налагоджує, що запрошується із заводу-виготівника.

Монтажний майданчик доцільно розташовувати поблизу місця експлуатації машини або ремонтних майстерень, де за потреби можуть бути виготовлені необхідні монтажні пристосування та оснащення.

Поверхня монтажного майданчика повинна бути рівною, сухою та достатньо міцною. Залежно від маси обладнання, що монтується, а також фізико-механічних властивостей ґрунту, майданчик має бути обладнаний відповідним покриттям: гравійним, гравійно-бетонним або гравійним із укладанням бетонних плит.

5.2. Використання за призначенням

Температура навколишнього повітря від -40 до+40. середньомісячна в найбільш теплий і вологий двомісячний період відносна вологість повітря - не більше 80% при температурі +20 ;предельное значення відносної вологості - не більше 95+3% при температурі +25; навколишнє середовище не повинне бути вибухонебезпечне.

Процес поступової зміни розмірів деталей, що відбувається із-за тертя. Знос виявляється у вигляді відділення або залишкової деформації матеріалу. Слід також ввести термін «пошкодження». Це процес зміни геометричного стану поверхонь тертя, структури і властивостей поверхневих шарів. Знос і пошкодження — процеси руйнування поверхні контакту. У основі класифікації видів зносу і пошкодження деталей машин — положення про провідні і супутні процеси руйнування. Принцип його полягає в тому, що для будь-якої працюючої деталі або сполучення є провідний вид зносу або повреждаемости, який лімітує довговічність і надійність при експлуатації. Разом з ним є супутні види руйнування поверхні, сполучення, що мало впливають на роботу. Всі види руйнування працюючих поверхонь діляться на нормальні, теоретично неминучі, практично допустимі і патологічні, не допустимі при роботі машин. Основна

ознака при класифікації по причинах і механізмах руйнування поверхонь тертя — той або інший процес (механічний, фізичний, хімічний), що протікає в зоні контакту деталей.

До допустимих пошкоджень відносять механо-хімічний нормальний окислювальний знос, механо-хімічниий нормальний знос плівок некисневого походження, механо-хімічну форму абразивного зносу. До неприпустимих руйнувань слід віднести схоплювання I і II роду, фреттинг-процес (динамічне окислення), різання, дряпання (механічна форма абразивного зносу), втому при коченні, корозію, зім'яло і ін. Допустимий знос супроводжується активізацією поверхневих шарів металу, їх взаємодією з агресивними компонентами навколишнього середовища і освітою на поверхні металу рівномірно розподілених вторинних структур, які періодично відшаровуються і виникають знов. Найбільш поширена форма допустимого износа - окислювальна, де в поверхневих шарах переважають з'єднання, що містять сірку, фосфор, вуглець і ін. Цей загальний комплекс явищ, пов'язаний з деформацією поверхневих шарів металу і їх взаємодією з хімічно активними компонентами робочого середовища і руйнуванням структур, що утворилися, називається механохимическим зносом. До нормальних процесів також відносять деякі форми абразивного зносу, стружки, що протікають без зняття, і пошкоджень дряпанням.

Неприпустиме руйнування виникає при порушенні нормальних умов зовнішнього тертя. Якщо допустимий знос відбувається рівномірно, то неприпустимий — стрибкоподібно, досягши деяких критичних умов. Природно, що важливе завдання — розробити і здійснити заходи, що перешкоджають виникненню таких умов.

Абразивний знос займає проміжне положення між нормальними формами зносу і патологічними. В процесі експлуатації машин необхідно пригнічувати механічні процеси. Розглянемо принцип основних видів зносу і пошкоджаємости поверхонь тертя.

При окислювальному зносі, що представляє сталий стаціонарний процес динамічної рівноваги руйнування і відновлення оксидних плівок, швидкість окислення перевищує швидкості інших процесів, що протікають на поверхнях

тертя. Швидкість руйнування плівок менше швидкості окислення і міцність плівок, що утворюються, забезпечує стійке протікання окислювального зносу. Цей вид зносу, таким чином, нормальне явище експлуатації вузлів тертя.

Абразивний знос і пошкоджуваність — процеси руйнування, обумовлені наявністю абразивного середовища в зоні тертя. До абразивного зносу схильні деталі кар'єрних екскаваторів унаслідок проникнення в зону тертя твердих частинок з повітрям, мастилом. Потрапляючи в зону тертя, тверді частинки ковзають, пластично деформуючи метал, руйнуючи поверхневий шар або знімаючи мікростружку. Пластично деформовані шари легко окислюються з подальшим руйнуванням плівки (різновид механо-хімічного зносу).

5.3. Технічне обслуговування

Технічне обслуговування і поточний ремонт машини в основному є технічним обслуговуванням і ремонтом навантажувача відповідно до вказівок, приведених в "Інструкції по обслуговуванню фронтального навантажувача" .

Технічне обслуговування і ремонт додатково встановлених складальних одиниць полягає в перевірці і підтяжці при кожному Технічному обслуговуванні(періодичність проведення Технічних обслуговувань в відповідності з ІЕ навантажувача) їх елементів кріплення, а також в перевірці герметичності і підтяжці кріпильних і з'єднувальних елементів гідросистеми, обслуговуючих механізми на- весного устаткування.

Крім того, при кожному ТО (крім Е0) необхідно поповнювати шарнірні з'єднання маніпулятора консистентним мастилом відповідно.

У разі потреби проведення на машині зварювальних робіт перед їх виконанням від'єднаєте позитивний (+), а потім негативний (-) дроти від затисків аккумуляторных батарей, а також від'єднаєте (роз'єднаєте) усе електричні роз'єми, наявні на машині.

Не рекомендується проводити зварювальні роботи на двигуні і на вузлах, встановлених (закріплених) на двигуні.

"Масовий" електричний дріт зварювального ланцюга підключайте на відстані не більше 0,5 м від місця зварювання. Не підключайте "масового" дроту до пластини електронного, що охолоджувального модуля "ECM" або до самого модуля "ECM".

Планування ремонтів устаткування. Система планово-запобіжного ремонту (ПЗР) спрямована на забезпечення постійної працездатності та безпечної експлуатації устаткування, а також на зниження витрат, пов'язаних із його обслуговуванням і ремонтом. Вона включає комплекс профілактичних заходів, що періодично повторюються у часі, зокрема огляди, технічне обслуговування, нагляд і своєчасне усунення виявлених несправностей, а також ремонтні роботи, які частково або повністю відновлюють працездатність машин.

Система ПЗР передбачає:

- подовження строку служби окремих деталей, вузлів і машин у цілому завдяки своєчасному та якісному виконанню оглядів і ремонтів;
- забезпечення підприємства необхідними ремонтними засобами, запасними частинами та матеріалами;
- впровадження прогресивних методів ремонту та зниження їх вартості;
- організацію контролю за правильною експлуатацією та якістю проведення ремонтів.

Для ефективного функціонування системи ПЗР необхідно реалізувати такі організаційно-технічні заходи: ведення обліку та паспортизації машин із систематичним фіксуванням даних про ремонти й аварії; організацію обліку напрацювання машин, витрат запасних частин і матеріалів; створення та підтримання необхідного запасу вузлів і деталей; підвищення кваліфікації обслуговуючого і ремонтного персоналу; а також забезпечення контролю за виконанням планів ремонтів і оглядів.

До планово-запобіжних ремонтів належать: ремонтні огляди (РО), поточні ремонти (Т1, Т2, Т3) і капітальний ремонт (К), які відрізняються за призначенням, обсягом і складністю виконуваних робіт.

Період роботи машини між двома капітальними ремонтами або між введенням в експлуатацію і першим капітальним ремонтом називається міжремонтним циклом (РЦ), а інтервал між будь-якими двома плановими ремонтами — міжремонтним періодом (МП). Тривалість цих інтервалів визначається у годинах напрацювання. Послідовність і періодичність проведення ремонтів формують структуру ремонтного циклу.

Ремонтні огляди виконуються відповідно до встановлених інструкцій спеціалізованими бригадами, як правило, у вихідні або спеціально відведені дні. Після проведення огляду, який може супроводжуватися частковим розбиранням вузлів і усуненням дефектів, машину перевіряють у роботі та виконують її наладку. Витрати на ремонтні огляди відносять до експлуатаційних.

Під час огляду особливу увагу приділяють вузлам із фрикційними муфтами та гальмами. Перевіряють ступінь зносу фрикційних накладок, регулювання механізмів, правильність їх роботи та узгодженість взаємодії муфт і гальм. Контролюють допустимі зазори, стан заклепкових з’єднань, відсутність мастила на поверхнях тертя.

У механізмах із ланцюговими передачами перевіряють натяг ланцюгів, який повинен бути однаковим для обох гілок. Надмірне провисання може призвести до аварійного розриву. Гусеничні стрічки також регулюють за натягом, забезпечуючи допустиме провисання в межах 20–60 мм.

Важливе значення має догляд за канатами, який включає їх очищення та змащення. Електродвигуни підлягають регулярному обслуговуванню: перевіряють легкість обертання валів, здійснюють продування сухим стисненим повітрям і контролюють температуру нагріву, яка не повинна перевищувати допустимих значень.

Поточний ремонт Т1 передбачає заміну швидкозношуваних деталей і виконання нескладних відновлювальних робіт. Його тривалість зазвичай становить одну–дві зміни, а вартість — 1,5–2 % від вартості машини.

Поточний ремонт Т2 включає більш складні операції з частковим розбиранням вузлів і заміною зношених елементів. Його тривалість становить близько однієї доби, а вартість — 5–7 % від вартості машини. Ремонти Т1 і Т2

виконуються бригадою, до складу якої входять обслуговуючий персонал і ремонтники.

Поточний ремонт Т3 передбачає глибше втручання з повним розбиранням окремих вузлів або їх заміною. При цьому виконують роботи з відновлення основних елементів конструкції, включаючи редуктори, фрикційні муфти, елементи ходової частини тощо.

Капітальний ремонт полягає у повному розбиранні машини з відновленням або заміною основних вузлів і механізмів. Він може включати заміну великих конструктивних елементів, відновлення поверхонь деталей, ремонт редукторів, ходової частини та систем управління. Виконується капітальний ремонт у спеціалізованих ремонтних підприємствах або на заводах і може становити до 50 % вартості машини.

З метою скорочення тривалості ремонту широко застосовується вузловий метод, при якому несправні вузли замінюються заздалегідь відремонтованими. Це дозволяє значно підвищити ефективність ремонтних робіт порівняно з індивідуальним методом, при якому всі операції виконуються безпосередньо на машині.

5.4. Демонтаж і зберігання

Демонтаж — це комплекс технологічних операцій, що включає відключення обладнання від джерел енергії, розбирання машини та її зняття з фундаменту або робочого місця. Демонтаж виконують із застосуванням тих самих технічних засобів, що і монтаж, але у зворотній технологічній послідовності.

Зберігання машин повинно здійснюватися в умовах, що виключають вплив атмосферних опадів, вологи та агресивних газів і парів. Запасні частини необхідно зберігати в сухих приміщеннях на стелажах або в заводській тарі.

Деталі та складальні одиниці гідравлічного обладнання, а також гумотехнічні вироби слід зберігати у приміщеннях із відносною вологістю повітря не більше 65% при температурі від +5 °С до +30 °С.

У разі перевищення гарантійного терміну зберігання необхідно виконати переконсервацію машини та, за потреби, відновити захисні покриття.

Колісознімач рекомендується зберігати у зібраному стані під навісом або в неопалюваному приміщенні. Попередньо з машини демонтують елементи, чутливі до впливу навколишнього середовища (гумові ущільнення, прокладки тощо), які зберігають окремо.

Зберігання машин — це сукупність організаційних і технологічних заходів, спрямованих на запобігання корозії, деформаціям, руйнуванню та розукомплектуванню обладнання в період простою.

Вимоги до зберігання регламентуються стандартом ГОСТ 7751-85, на основі якого виробник розробляє інструкції з технічного і технологічного обслуговування конкретної машини.

Технологічне обслуговування проводиться при постановці на зберігання та знятті з нього, тоді як технічне обслуговування — безпосередньо під час зберігання.

Підготовка машин до зберігання включає:

- виконання чергового технічного обслуговування (очищення, миття, заміна мастильних матеріалів);
- демонтаж складальних одиниць і деталей, що потребують окремого зберігання;
- герметизацію отворів, корпусів, баків для запобігання проникненню вологи та пилу;
- відновлення пошкоджених лакофарбових покриттів;
- нанесення захисних мастил на поверхні деталей;
- правильне розміщення машини на місці зберігання.

При тривалому зберіганні на відкритих майданчиках або під навісом демонтують елементи, найбільш схильні до корозії та руйнування: електрообладнання, гумові та текстильні вироби (шланги, трубопроводи, сидіння, тенти), сталеві канати, інструменти.

Зняті деталі очищають, обдувають стисненим повітрям і покривають захисними мастилами.

Гідравлічні шланги очищають від мастила, висушують, припудрюють тальком і герметизують заглушками.

Канати очищають, змащують і зберігають у вигляді мотків або на барабанах.

До кожної деталі прикріплюють бирку із зазначенням інвентарного номера машини.

Металеві поверхні з пошкодженим покриттям очищають від іржі, знежирюють і підфарбовують.

Для зовнішньої консервації застосовують спеціальні захисні матеріали (мікровоскові склади, мастила), які наносять розпиленням, пензлем або зануренням при температурі 80–90 °С. Допускається використання альтернативних мастил (солідол, літол-24, консерваційні рідини).

У разі зберігання на ґрунтових майданчиках необхідно застосовувати підставки з бетонними або металевими опорами для запобігання деформації довгомірних деталей.

Технічне обслуговування при введенні машини в експлуатацію включає:

- зняття з підставок;
- очищення та розконсервацію;
- демонтаж герметизуючих елементів;
- встановлення раніше знятих вузлів і деталей;
- перевірку працездатності та регулювання;
- очищення і здачу допоміжних елементів (заглушок, чохлів, бирок) на склад.

Постановка машини на зберігання та введення її в експлуатацію оформлюється приймально-здавальним актом із зазначенням технічного стану та комплектності обладнання.

РОЗДІЛ 6. ОРГАНІЗАЦІЯ РЕМОНТІВ

6.1. Річний график ремонтов

Вихідні дані

- кількість робочих днів на рік $n_{д.} := 250$
- кількість робочих днів на добу $n_{зм} := 2$
- кількість годин у зміні $t_{зм} := 8$ год
- кількість годин від останнього кап. ремонту або с початку експлуатації на початок року, що планується $A_{ok} := 1580$ год
- тип та періодичність ремонтів

$T_1 := 600$ год

$T_2 := 5400$ год

$T_3 := 10800$ год

$T_k := 43200$ год

- коефіцієнт використання машини $k_в := 0.67$

Розрахунок

1. Плановий об'єм роботи машини на рік, год

$$A_n := n_{д.} \cdot n_{зм} \cdot t_{зм} \cdot k_в = 2.68 \times 10^3$$

2. Кількість капітльних ремонтів

$$N_k := \text{trunc}\left(\frac{A_{ok} + A_n}{T_k}\right) = 0$$

3. Кількість поточних ремонтів №3

$$A_{oT3} := \text{if}\left(A_{ok} < T_3, A_{ok}, A_{ok} - T_3 \cdot \text{trunc}\left(\frac{A_{ok}}{T_3}\right)\right) = 1.58 \times 10^3$$

$$N_{T3} := \text{trunc}\left(\frac{A_{oT3} + A_n}{T_3}\right) - N_k = 0$$

4. Кількість поточних ремонтів №2

$$A_{oT2} := \text{if}\left(A_{ok} < T_2, A_{ok}, A_{ok} - T_2 \cdot \text{trunc}\left(\frac{A_{ok}}{T_2}\right)\right) = 1.58 \times 10^3$$

$$N_{T2} := \text{trunc}\left(\frac{A_{oT2} + A_n}{T_2}\right) - N_k - N_{T3} = 0$$

5. Кількість поточних ремонтів №1

$$A_{oT1} := \text{if}\left(A_{ok} < T_1, T_1, A_{ok} - T_1 \cdot \text{trunc}\left(\frac{A_{ok}}{T_1}\right)\right) = 380$$

$$N_{T1} := \text{trunc}\left(\frac{A_{oT1} + A_n}{T_1}\right) - N_k - N_{T3} - N_{T2} = 5$$

Таблиця 6.3 - Календарний план ремонтів

№	Назва машини	с	л	б	к	т	л	ч	с	в	ж	л	г
1	Екскаватор ЕШ-6,5/45	Т1			Т1			Т1			Т1		Т1

Графічний метод розрахунку

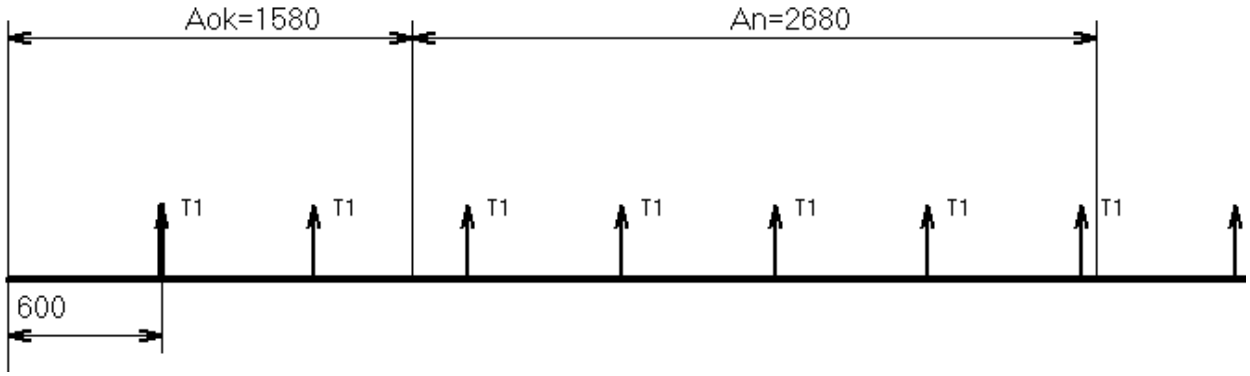


Рис 6.1 - Річний план ремонтів

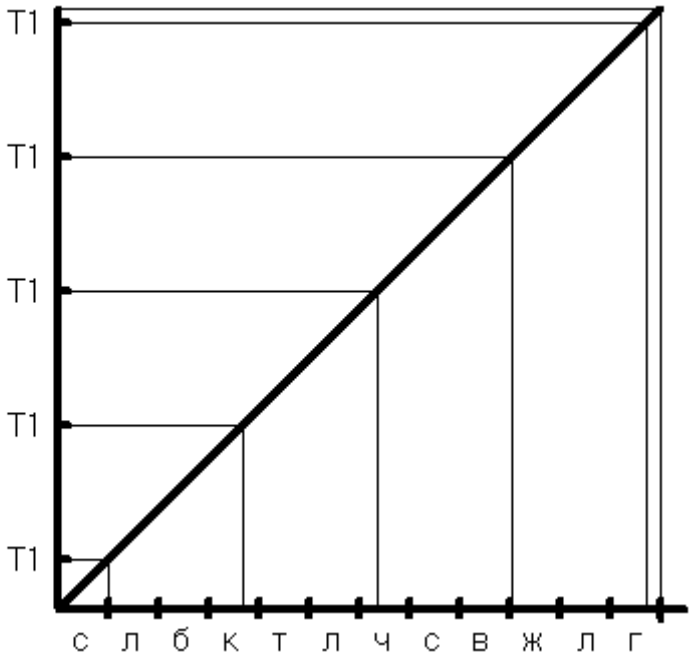


Рис 6.2 - Строки виконання ремонтів

6.2. Розрахунок ремонтних майстерень

Вихідні дані

- кількість типів машин $N := 1$
- кількість однотипних машин $m := 50$
- кількість змін на добу $n_{зм} := 2$
- кількість годин у зміні, год $t_{зм} := 7$
- кількість потокових ремонтів на рік $n_1 := 64$

  $n_2 := 4$

  $n_3 := 3$
- кількість капітальних ремонтів на рік $T_k := 6$
- трудомісткість ремонтів $t_1 := 2316$

  $t_2 := 3876$

  $t_3 := 4525$

  $t_k := 16900$

- коефіцієнт, який враховує ремонт неврахованого обладання та інші незаплановані втрати $\alpha := 1.5$
- кількість вихідних двнів на рік $B := 104$
- кількість святкових днів на рік $C := 8$
- кількість відпускних днів $BP := 24$
- коефіцієнт, який враховує простої обладання $K_{to} := 0.95$
- коефіцієнт верстатних робіт $\beta_B := 0.3$
- коефіцієнт використання верстата $K_{BB} := 0.7$
- коефіцієнт зварювально-наплавочних робіт $\beta_3 := 0.075$
- коефіцієнт розподілу електродугового зварювання $C_{31} := 0.55$
- коефіцієнт використання електродугового зварювання $K_{31} := 0.85$
- коефіцієнт розподілу газового зварювання $C_{32} := 0.3$
- коефіцієнт використання газового зварювання $K_{32} := 0.85$
- коефіцієнт механізованого наплавлення $C_{33} := 0.2$
- коефіцієнт механізованого наплавлення $K_{33} := 0.6$
- коефіцієнт, який враховує вимушені витрати часу через хвороби тв інші поважні причини $K_{PN} := 0.975$

Розрахунок

1. Повний обсяг трудових витрат ремонтних майстерень підприємства на рік

$$T := \alpha \cdot \frac{m}{T_k} \cdot \left(n_1 \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2 + n_3 \cdot t_3 + t_k\right) = 2.428 \times 10^6$$

2. Річний фонд робочого часу устаткування, год

$$\Phi_o := t_{зм} \cdot \left(365 - B - C\right) \cdot n_{зм} \cdot K_{to} = 3.365 \times 10^3$$

3. Загальна кількість металорізальних верстатів:

$$N_B := \text{trunc}\left(\frac{\beta_B \cdot T}{\Phi_o \cdot K_{BB}}\right) = 309$$

4. Верстати за типами можна розподілити наступним чином:

- токарні $N_{TB} := \text{trunc}\left(0.4 \cdot N_B\right) = 123$
- свердлильні $N_{CB} := \text{trunc}\left(0.15 \cdot N_B\right) = 46$
- точильно-обдиральні $N_{TOB} := \text{trunc}\left(0.1 \cdot N_B\right) = 30$
- інші $N_{IN} := N_B - N_{TB} - N_{CB} - N_{TOB} = 110$

5. Орієнтовна кількість постів для різних типів зварювання:

- електродугове зварювання $N_{B1} := \text{trunc}\left(\frac{\beta_3 \cdot T \cdot C_{31}}{\Phi_o \cdot K_{31}}\right) = 35$
- газове зварювання $N_{B2} := \text{trunc}\left(\frac{\beta_3 \cdot T \cdot C_{32}}{\Phi_o \cdot K_{32}}\right) = 19$
- механізоване наплавлення $N_{B3} := \text{trunc}\left(\frac{\beta_3 \cdot T \cdot C_{33}}{\Phi_o \cdot K_{33}}\right) = 18$

6. Річний фонд робочого часу одного працівника, год:

$$\Phi_P := t_{зм} \cdot \left(365 - B - C - BP\right) \cdot n_{зм} \cdot K_{to} = 3.046 \times 10^3$$

7. Загальна кількість виробничих робітників ремонтного підприємства, чол:

$$N_{BP} := \text{trunc}\left(\frac{T}{\Phi_P \cdot K_{PN}}\right) = 817$$

8. Необхідна кількість робітників різних професій, чол.:

- верстатники

$$N_{BEP} := \text{trunc}\left(K_{BB} \cdot N_B \cdot n_{зм}\right) = 432$$

- електрогазозварників:

$$N_{3B} := \text{trunc}\left[\left(K_{31} \cdot N_{B1} + K_{32} \cdot N_{B2} + K_{33} \cdot N_{B3}\right) \cdot n_{зм}\right] = 113$$

- ковалів та пресувальників:

$$N_{KP} := \text{trunc}\left(0.08 \cdot N_{BP}\right) = 65$$

- робітники контрольного огляду та ін.

$$N_{KO} := \text{trunc}\left(0.07 \cdot N_{BP}\right) = 57$$

- слюсарі та електрослюсарі:

$$N_{CL} := N_{BP} - \left(N_{BEP} + N_{3B} + N_{KP} + N_{KO}\right) = 150$$

9. Загальний штат ремонтного підприємства з урахуванням підсобних працівників та ІТР

$$N_3 := \text{trunc}\left(1.18 \cdot N_{BP}\right) = 964$$

6.3. Розрахунок потрібної кількості запасних частин

Вихідні дані

- кількість однотипних машин, які перебувають в експлуатації	$N_m := 50$
- кількість одноіменних деталей або складальних одиниць	$n_{од} := 1$
- строк служби деталі до першої заміни, міс	$t_д := 15$
- тривалість часу від одного до іншого надходження запасних частин на гірничо- збагачувальне підприємство. міс	$t_{p1} := 1$
	$t_{p2} := 3$
	$t_{p3} := 6$
	$t_{p4} := 12$
- коефіцієнт, який враховує рівномірність постачання запасних частин на гірничо- збагачувальне підприємство	$K_{p1} := 1.1$
	$K_{p2} := 1.3$
	$K_{p3} := 1.5$
	$K_{p4} := 2$
- коефіцієнт, який враховує кількість однотипних машин	$K_N := 0.36$
- коефіцієнт, який враховує наявність у машини однойменних деталей	$K_{OD} := 1$

Розрахунок

Кількість запасних частин при надходженні:

- 1 раз на місяць

$$N_{ЗН1} := \text{trunc}\left(\frac{N_m \cdot n_{од} \cdot t_{p1} \cdot K_N \cdot K_{OD} \cdot K_{p1}}{t_д}\right) = 1$$

- 3 раз на місяць

$$N_{ЗН2} := \text{trunc}\left(\frac{N_m \cdot n_{од} \cdot t_{p2} \cdot K_N \cdot K_{OD} \cdot K_{p2}}{t_д}\right) = 4$$

- 6 раз на місяць

$$N_{ЗН3} := \text{trunc}\left(\frac{N_m \cdot n_{од} \cdot t_{p3} \cdot K_N \cdot K_{OD} \cdot K_{p3}}{t_д}\right) = 10$$

- 12 раз на місяць

$$N_{ЗН4} := \text{trunc}\left(\frac{N_m \cdot n_{од} \cdot t_{p4} \cdot K_N \cdot K_{OD} \cdot K_{p4}}{t_д}\right) = 28$$

Висновки до частини II

1. Проведений аналіз роботи базового ковша екскаватору-драглайна ЕШ–6,5/45, а також порівняння з даними літературного огляду та патентного аналізу, дозволив ідентифікувати основні недоліки існуючої конструкції. До них відносяться: значні сили тертя ковша об ґрунт під час черпання, підвищене налипання в'язкого ґрунту на днище та бічні стінки ковша, високі динамічні навантаження при відриві навантаженого ковша та підвищене навантаження на привід і робочі органи екскаватору.
2. На основі цих результатів було запропоновано удосконалення конструкції ковша шляхом встановлення клиновидних накладок на нижній частині днища та бокових стінок ковша з нахилом у бік ріжучого козирка. Кожна накладка, окрім першої, оснащена поздовжніми пазами, у яких закріплено захисні елементи, що запобігають налипанню ґрунту та стабілізують масу ковша під час черпання. Така конструктивна зміна дозволяє зменшити площу контакту ковша з ґрунтом, забезпечити лінійний контакт та створення повітряних прошарків, що додатково знижує силу прилипання.
3. Комп'ютерне моделювання роботи удосконаленого ковша показало, що максимальна сила тертя між ковшем і ґрунтом знизилася з 156000 Н у базовому ковші до 114500 Н у запропонованому, що становить економію приблизно 26–27%. Зниження сили тертя дозволяє суттєво зменшити зусилля відриву ковша від забою, стабілізує процес черпання та забезпечує більш рівномірний розподіл навантажень на стрілу, канати та робочі органи.
4. На основі проведених розрахунків та моделювань можна виділити наступні ключові експлуатаційні переваги удосконаленого ковша:

– значне зменшення сили тертя під час зачерпування, що підвищує ефективність робочого процесу;
– зниження зусиль відриву ковша від забою, що підвищує довговічність вузлів і зменшує ризик поломок;
– зменшення налипання ґрунту, стабілізація маси ковша та зменшення необхідності ручного очищення;

- підвищення стабільності та передбачуваності процесу черпання навіть при роботі з липкими ґрунтами;
- зниження навантаження на привід та робочі органи, що сприяє зменшенню енергетичних витрат;
- збільшення ресурсу стріли, канатів та ковша, що продовжує міжремонтний період;
- зниження експлуатаційних витрат за рахунок підвищеної надійності та ефективності роботи екскаватора.

5. Впровадження запропонованих удосконалень конструкції ковша екскаватору крокуючого ЕШ–6,6/45 забезпечує комплексне підвищення продуктивності та надійності роботи машини, зменшує енергетичні та матеріальні витрати на обслуговування, а також сприяє продовженню ресурсу основних вузлів та агрегатів екскаватору. Удосконалений ківш є доцільним для використання в умовах роботи з особливо липкими та важкооброблюваними ґрунтами, що підтверджується результатами комп’ютерного моделювання та експлуатаційними розрахунками.

ВИСНОВКИ

1. У результаті аналізу технологічного процесу встановлено, що екскаватори-драглайни є ефективними машинами для виконання розкривних робіт у безтранспортних схемах розробки родовищ. Вони забезпечують переміщення значних обсягів гірської маси на великі відстані без використання додаткових транспортних засобів, що підвищує економічну ефективність відкритих гірничих робіт.
2. Проведено оцінку технологічних параметрів драглайнів та обґрунтовано доцільність використання екскаватора ЕШ–6,6/45 для заданих умов експлуатації. Встановлено, що дана машина відповідає вимогам до продуктивності, радіусу дії та умов роботи на слабких ґрунтах.
3. Виконано аналіз базової конструкції екскаватора, в якому детально розглянуто основні вузли: ківш, стрілу, канатно-блочну систему, підйомну і тягову лебідки, опорно-поворотний пристрій, поворотну платформу та ходове обладнання. Встановлено, що конструкція є працездатною та відповідає умовам експлуатації, однак окремі елементи зазнають значних навантажень і піддаються інтенсивному зношуванню.
4. Проведено розрахунок основних механізмів робочого обладнання, включаючи головну лебідку, тяговий ланцюг та інші елементи, а також виконано статичний розрахунок із визначенням умов стійкості екскаватора. Отримані результати підтверджують достатній запас міцності та стійкість конструкції при роботі в заданих умовах.
5. Визначено техніко-економічні показники роботи екскаватора, що дозволило оцінити ефективність його використання на кар’єрах та визначити фактори, які впливають на продуктивність.
6. У ході дослідження виявлено основні недоліки базової конструкції, зокрема:
7. значні сили тертя та прилипання ковша до ґрунту при роботі в умовах підвищеної вологості;

8. підвищені динамічні навантаження на робоче обладнання при відриві ковша від забою;

9. нерівномірний розподіл навантажень на елементи конструкції;

10. зниження ефективності роботи при розробці липких і пластичних ґрунтів.

11. Встановлено, що найбільш навантаженим елементом екскаватора є ківш, конструкція якого безпосередньо впливає на енерговитрати процесу копання, продуктивність машини та довговічність її основних вузлів.

12. Проведений аналіз конструкції екскаватора ЕШ–6,6/45 дозволив визначити його технічні можливості, оцінити ефективність роботи та виявити основні недоліки, що обґрунтовує необхідність удосконалення конструкції ковша. Отримані результати є основою для розробки технічних рішень, спрямованих на підвищення продуктивності та надійності екскаватора, що розглядається у наступній частині роботи.

13. Проведений аналіз роботи базового ковша екскаватору-драглайна ЕШ–6,5/45, а також порівняння з даними літературного огляду та патентного аналізу, дозволив ідентифікувати основні недоліки існуючої конструкції. До них відносяться: значні сили тертя ковша об ґрунт під час черпання, підвищене налипання в’язкого ґрунту на днище та бічні стінки ковша, високі динамічні навантаження при відриві навантаженого ковша та підвищене навантаження на привід і робочі органи екскаватору.

14. На основі цих результатів було запропоновано удосконалення конструкції ковша шляхом встановлення клиновидних накладок на нижній частині днища та бокових стінок ковша з нахилом у бік ріжучого козирка. Кожна накладка, окрім першої, оснащена поздовжніми пазами, у яких закріплено захисні елементи, що запобігають налипанню ґрунту та стабілізують масу ковша під час черпання. Така конструктивна зміна дозволяє зменшити площу контакту ковша з ґрунтом, забезпечити лінійний контакт та створення повітряних прошарків, що додатково знижує силу прилипання.

15. Комп’ютерне моделювання роботи удосконаленого ковша показало, що максимальна сила тертя між ковшем і ґрунтом знизилася з 156000 Н у базовому ковші до 114500 Н у запропонованому, що становить економію приблизно 26–

27%. Зниження сили тертя дозволяє суттєво зменшити зусилля відриву ковша від забою, стабілізує процес черпання та забезпечує більш рівномірний розподіл навантажень на стрілу, канати та робочі органи.

16. На основі проведених розрахунків та моделювань можна виділити наступні ключові експлуатаційні переваги удосконаленого ковша:

– значне зменшення сили тертя під час зачерпування, що підвищує ефективність робочого процесу;

– зниження зусиль відриву ковша від забою, що підвищує довговічність вузлів і зменшує ризик поломок;

– зменшення налипання ґрунту, стабілізація маси ковша та зменшення необхідності ручного очищення;

– підвищення стабільності та передбачуваності процесу черпання навіть при роботі з липкими ґрунтами;

– зниження навантаження на привід та робочі органи, що сприяє зменшенню енергетичних витрат;

– збільшення ресурсу стріли, канатів та ковша, що продовжує міжремонтний період;

– зниження експлуатаційних витрат за рахунок підвищеної надійності та ефективності роботи екскаватора.

17. Впровадження запропонованих удосконалень конструкції ковша екскаватору крокуючого ЕШ–6,6/45 забезпечує комплексне підвищення продуктивності та надійності роботи машини, зменшує енергетичні та матеріальні витрати на обслуговування, а також сприяє продовженню ресурсу основних вузлів та агрегатів екскаватору. Удосконалений ківш є доцільним для використання в умовах роботи з особливо липкими та важкооброблюваними ґрунтами, що підтверджується результатами комп’ютерного моделювання та експлуатаційними розрахунками.