

Кафедра „Прикладна механіка та матеріалознавство”

20 p. « »

Дніпро
2020

РЕФЕРАТ

Кількість

томів: _____1_____

В пояснювальній записці всього 73 сторінки

Найменування роботи: ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ
ХОДОВОГО ОБЛАДНАННЯ ГУСЕНИЧНОГО ЕКСКАВАТОРА

Ілюстрації: схем _____-_____, рисунків 21_____,
графіків 2_____, фотографій _____-_____,
таблиць 3_____.

Ключові слова: ЕКСКАВАТОР, ГУСЕНИЧНИЙ РУШІЙ, УМОВИ
СПИРАННЯ, ПРОСТОРОВЕ НАВАНТАЖЕННЯ, ОПОРНИЙ КОНТУР,
ДВОХГУСЕНИЧНА СИСТЕМА

Текст реферату:

Метою магістерської роботи є встановлення закономірностей розподілу навантаження між опорними елементами гусеничного ходового обладнання з урахуванням умов спирання машини.

Розроблена в даній роботі математична модель навантаження опорних елементів гусеничної машини дозволяє провести аналіз навантаженості в опорних точках під час роботи екскаватора в різних умовах спирання машини та дозволяє відслідкувати вплив зовнішніх факторів з урахуванням просторового навантаження.

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1. Мета і задачі дослідження.....	7
2. Огляд і класифікація виконання гусеничного ходового обладнання.....	8
3. Аналіз методів визначення навантаження на опорно-ходові елементи гусеничних машин.....	14
3.1 Стан питання.....	14
3.2 Визначення вихідних навантажень у двогусеничних системах.....	16
3.2.1 Визначення рівнодіючої всіх сил.....	16
3.2.2 Визначення навантажень на опорні точки гусениць жорсткої неповоротної рами.....	18
3.2.3 Визначення навантажень на опорні точки гусениць при чотирьохточковій статично невизначеній системі.....	22
4 Розробка математичної моделі.....	26
4.1 Складання розрахункової системи.....	26
4.2 Прийняті допущення	28
4.3 Формулювання математичної моделі.....	29
5 Теоретичні дослідження розподілення навантаження між опорними елементами.....	37
5.1 Навантаження, які діють на механізм пересування.....	37
5.1.1 Навантаження від сил тяжіння елементів конструкції.....	38
5.1.2 Навантаження від сил різання.....	39
5.1.3 Приведення навантаження до рівнодіючої сили.....	43
5.2 Дослідження розподілення навантажень між опорними елементами екскаватора під час роботи.....	47
6 Економічна частина.....	56
7 Охорона праці та техніка безпеки.....	59
7.1 Небезпечні та шкідливі фактори при експлуатації екскаваторів.....	59
7.2 Техніка безпеки.....	60
7.3 Вимоги безпеки і охорони навколишнього середовища.. ..	61
7.3.1 Механічна частина.....	61
7.3.2 Електрична частина.....	67
7.4 Розрахунок захисного заземлення.....	69
7.5 Пожежна безпека.....	70
ВИСНОВКИ.....	72
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК.....	73

					ДІПТ. 480000. 112 МРПЗ						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
Розробив		Донгрі			ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ ХОДОВОГО ОБЛАДНАННЯ ГУСЕНИЧНОГО ЕКСКАВАТОРА			Літер.	Аркуш	Аркушів	
Перевірив		Ракша								4	72
								ДНУЗТ ПМ1921			
Н. Контр.		Посмітюха									
Затв.		Ракша									

ВСТУП

Інтенсивне зростання світового промислового зумовлює зростаючий характер споживання палива, руд і нерудних матеріалів, а, отже, інтенсифікацію гірничо-видобувних робіт, зокрема відкритим способом. Переважний розвиток відкритого способу розробки родовищ в гірничодобувній промисловості визначається його високими техніко-економічними показниками. Головні особливості сучасних відкритих розробок - це концентрація виробництва, комплексна механізація процесів видобувних і розкривних робіт.

Світова тенденція полягає в удосконаленні видобувної техніки та зниженні витрат у машинобудуванні при виробництві землерийних машин. В таких умовах спостерігається зростання споживчого попиту на дану техніку, особливо на однокішшеві гідравлічні екскаватори середнього класу. Це пояснюється, також, тим фактом, що більшість машин екскаваторного парку України працюють за межами нормативного терміну служби, а також з причини більшої привабливості для покупців машин з гідроприводом в порівнянні з канатними механічними, через низку переваг.

Основні вимоги, що пред'являються замовником до машини - ефективність конструкція із застосуванням прогресивних конструктивних рішень, прийнятна ціна і надійність в роботі, що виключає довгі простої і численні ремонти. Крім того, важливою вимогою є уніфікація деталей і вузлів машин подібного типу, що призводить до скорочення номенклатури запасних частин на складах споживачів. При цьому повинна виконуватися умова патентної чистоти і дотримання світових стандартів на продукцію, що експортується на ринок.

Відомо, що близько половини всієї маси кар'єрного гусеничного екскаватора складає його механізм пересування. Це обумовлює його високу вартість. Слід зазначити, що від надійності механізму пересування у значній мірі залежить надійність всієї машини, а значить це впливає на

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

продуктивність машини. Великі навантаження, які сприймає механізмом пересування обумовлюють необхідність більш ретельного дослідження процесів навантаження гусеничних машин як під час пересування, так і під час копання ґрунту, що в кінцевому рахунку дасть можливість виявити причини швидкого виходу його з ладу і усунути їх.

Актуальність роботи в цьому напрямку обумовлюється також тим, що гусеничні механізми пересування, а зокрема гусеничні ланки, на вітчизняних гусеничних екскаваторах мають недостатньо високий термін служби, а вартість їх висока, так як виконуються вони з дорогих легованих сталей.

Метою даної роботи є розробка методики визначення навантажень на елементи гусеничного ходу землерийної машини з жорстким опорним контуром, з урахуванням просторового характеру навантаження, різних умов спирання екскаватора і виявлення закономірностей зміни розподілу навантажень на опорні катки під час роботи екскаватора .

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 МЕТА І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Мета роботи — дослідження навантаженості опорних елементів гусеничних механізмів пересування землерийних машин з урахуванням різних умов спирання ходового обладнання та змінних впливах зовнішніх навантажень під час роботи екскаватора.

Задачі дослідження:

- 1) розробка математичної моделі процесу взаємодії опорних елементів гусеничного механізму пересування землерийних машин с деформованим ґрунтом з урахуванням коефіцієнту зминання ґрунту, нерівності опорної поверхні, площі спирання кожної опори і параметрів гусеничної машини;
- 2) розробка методики розрахунку навантаження опорних елементів землерийних машин з урахуванням параметрів ґрунту, умов спирання і геометричних параметрів машини та просторового характеру дії зовнішнього навантаження;
- 3) виконання теоретичних досліджень процесу навантаження і розподілення навантажень між опорними елементами екскаватора під час робочого процесу.

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 ОГЛЯД І КЛАСИФІКАЦІЯ ВИКОНАННЯ ГУСЕНИЧНОГО ХОДОВОГО ОБЛАДНАННЯ

Найбільше поширення гусеничне ходове обладнання отримало на землерийних машинах. Гусеничне ходове обладнання порівняно з іншими типами ходового обладнання робочих машин забезпечує: незначний тиск на ґрунту (0,05...0,2 МПа для екскаваторів малої та середньої потужності) і рівномірний його розподіл завдяки пристосованості до нерівності ґрунту; задовільну маневреність машини, особливо для двогусеничних; свободу маневрування екскаваторів, оскільки не вимагає у звичайних умовах підготовки робочої площадки; подолання значних кутів підйому площадки і переміщення на незначні відстані своїм ходом.

Значні переваги гусеничного ходу забезпечують широке його використання для різних типів екскаваторів. Не дивлячись на складність конструкції, порівняно з іншими типами ходового обладнання і велику початкову вартість, робота гусеничних екскаваторів майже у будь яких умовах виявляється рентабельною. Виключенням можуть бути роботи, які вимагають (у специфічних умовах) дуже малих значень тиску на ґрунт.

При конструюванні розрізняють систему гусеничного обладнання і тип гусениць. Під системою обладнання розуміють загальну конструктивну схему ходової частини, що визначається кількістю гусениць. Під типом гусениць розуміють конструктивне виконання, що характеризує їх експлуатаційні та виробничі властивості.

Системи гусеничного обладнання екскаваторів можна розділяти на двогусеничні (рис. 2.1, а,б,в) і багатогусеничні (рис. 2.1, г-и), причому у багатогусеничних системах, частина гусениць або гусеничних візків під час повороту розвертається відносно рами машини.

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

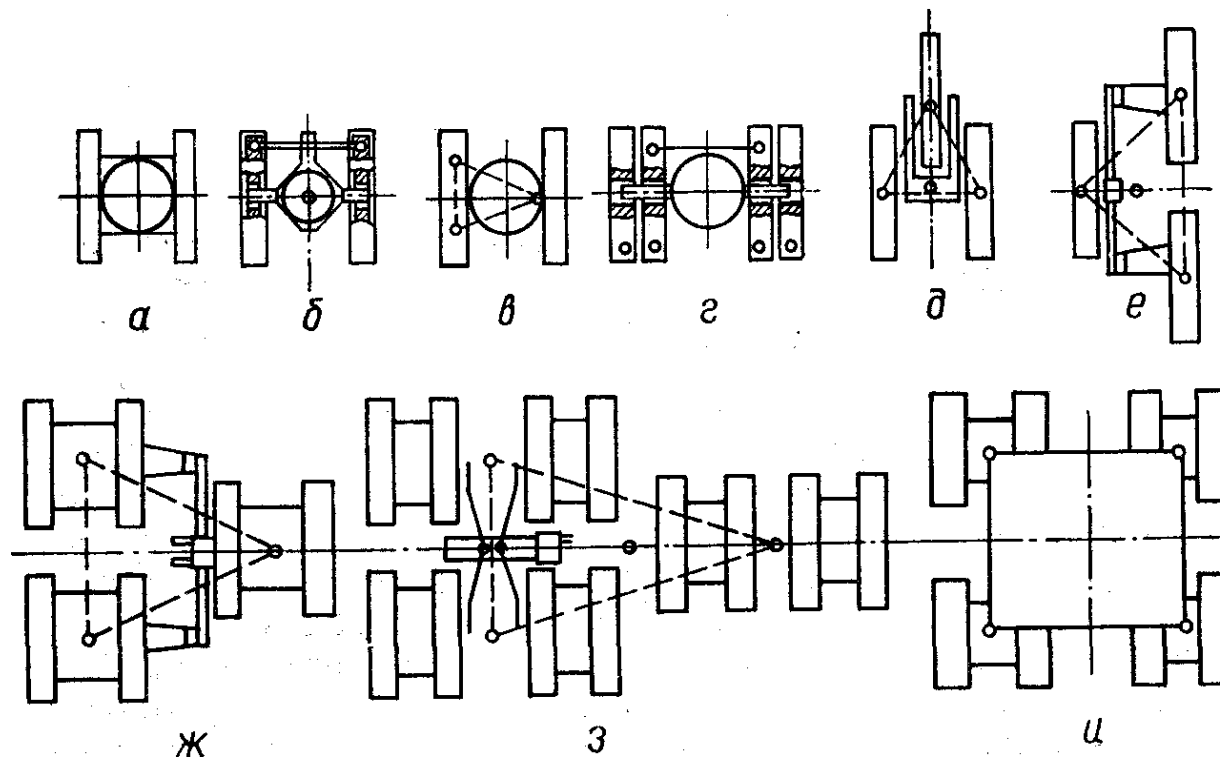


Рис.2.1. Схеми гусеничних систем екскаваторів

Двогусеничні системи знаходять застосування в екскаваторах малої потужності, в одноківшевих екскаваторах середньої та, обмежено, в екскаваторах великої потужності.

За способом передачі тиску на ґрунт можна розрізняти багатоопорні (рис. 2.2, б,в,г,е,з,к,и) і малоопорні типи гусениць (рис. 2.2, а,д,ж,и,м). За пристосованістю до поверхні ґрунту типи гусениць є жорсткими, з відсутністю можливості переміщення котків у вертикальній площині відносно рами гусениці, і м'якими або балансирними - при наявності такої можливості. Також, за будовою розрізняють гусениці відкриті та закриті, рамні та безрамні.

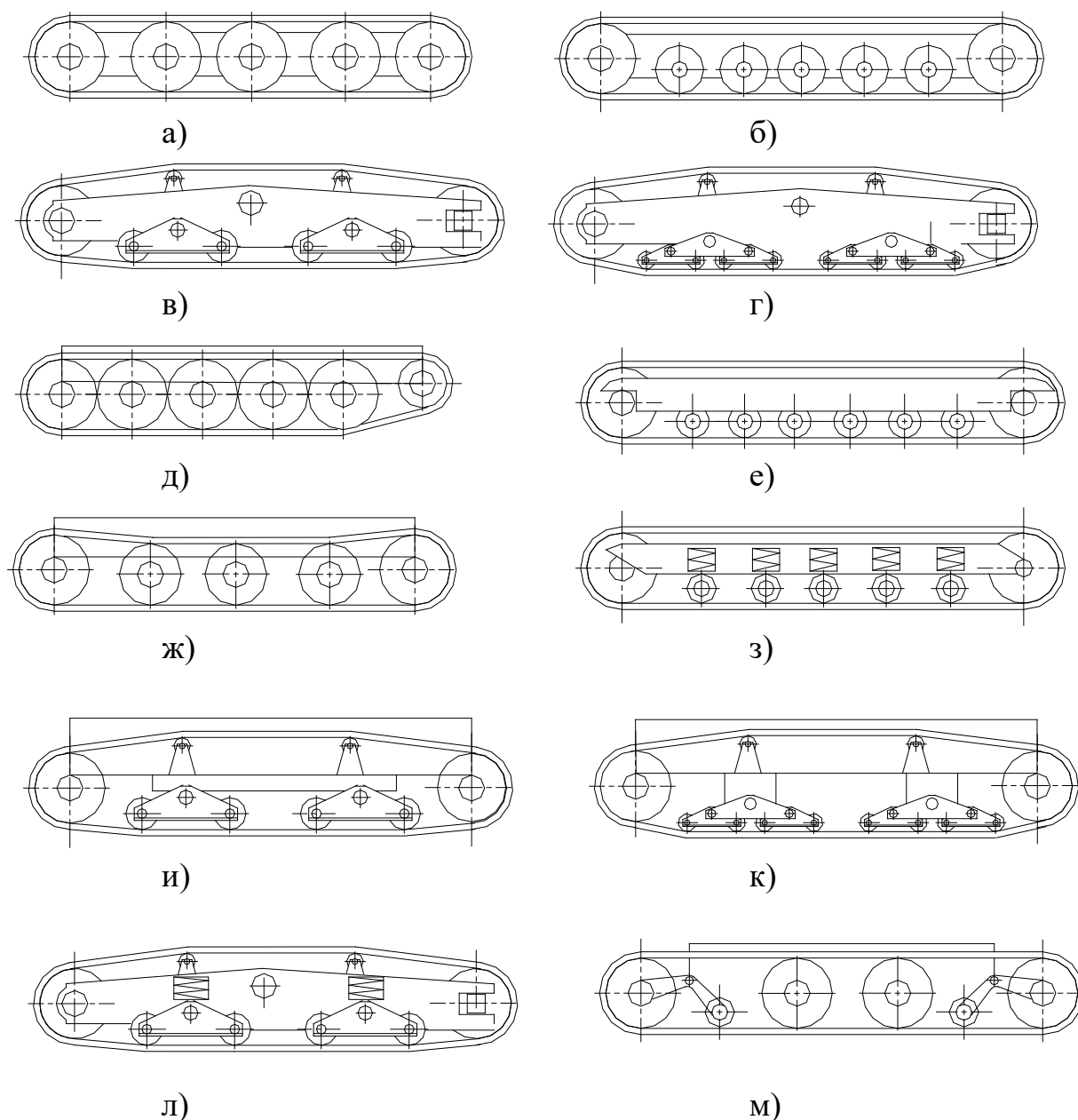
Малоопорними називають гусениці, якщо відношення відстані між опорними котками до кроку гусениці більше, ніж два. При цьому ланки між котками легко прогинаються, утворюючи при зануренні гусениці в ґрунт хвилясту лінію.

Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДІТ. 480000. 112 МРПЗ

Арк.

Багатоопорні гусениці (при відношенні відстані між котками до кроку ланцюга менше, ніж два) у більшості випадків конструюють закритими з гусеничними рамами, які містять опорні котки. Малоопорні гусениці частіше бувають відкритими, безрамними для менших моделей і рамними для середніх типорозмірів (рис. 2.2).



За способом передачі тиску на грунт можна розрізнити багатоопорні (рис. 2.2, б,в,г,е,з,к,и) і малоопорні типи гусениць (рис. 2.2, а,д,ж,и,м). За

Рис. 2.2. Типи гусениць

Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДІТ. 480000. 112 МРПЗ

Арк.

Передача навантаження від нижньої рами до опорної вітки гусеничного ланцюга в малих та середніх моделях здійснюється за допомогою осей або кронштейнів нижнього візка, які розташовані на гусеничних рамах. Останні, в свою чергу, спираються на ряд котків невеликого діаметра.

Також використовується конструкція, в якій кожний коток окремо закріплений на нижній рамі на наскрізній осі або кронштейні (безрамний, малоопорний тип). Іноді використовують комбіновану конструкцію, у якій опорні котки встановлюються в загальну раму, з'єднану осями або відлиту разом з нижньою рамою екскаватора, а напрямні і привідні колеса закріплені на окремих осях.

Слід відмітити, що, жорсткі типи гусениць більш придатні для використання на слабких і середніх ґрунтах, з невисокими швидкостями пересування, оскільки у цьому випадку нерівності ґрунту легко зминаються гусеницею. Для твердих ґрунтів і швидкостей більше, ніж 6...7 км/год застосовують м'які гусениці.

Однокішшеві екскаватори з двома гусеницями мають нижню раму, жорстко з'єднану обома гусеничними рамами або з осями гусениць і кронштейнами їх котків (у разі безрамної конструкції).

Однокішшевий екскаватор під час роботи лопатою сприймає додаткові навантаження, які вимушують рівнодіючу всіх вертикальних сил відходити далеко від центра опорної площі гусениць і, навіть, іноді виходити за її межі, з відривом заднього краю гусениць від ґрунту. При цьому виникають значні зусилля в гусеничних рамах, осях і ланках ланцюга та нерівномірність навантаження.

Співвідношення відстані між гусеницями та габаритною довжиною гусениці для двогусеничних однокішшевих екскаваторів є близьким до одиниці, зменшуючись для екскаваторів, що працюють на слабких ґрунтах. Для багатоопорних гусениць, це співвідношення складає від 0,75 до 0,83, для малоопорних — від 0,8 до 0,9.

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Відношення габаритної довжини гусениці до ширини ланцюга також відрізняється для багатоопорних і малоопорних конструкцій, в межах: для перших у середньому від 6,0 до 7,0, а для других — від 5,5 до 6,0.

Середній тиск на ґрунт збільшується із збільшенням ваги екскаватора. Для забезпечення пристосованості гусениці до нерівності ґрунту приймаються конструктивні заходи, завдяки яким гусеничний ланцюг отримує можливість деформуватися.

Деформація може проявлятися або зміною відстані ланок від нижньої рами, при цьому ланцюг має зігнутий у вертикальній площині вигляд, або шляхом повороту ланок відносно своєї подовжньої осі. В першому випадку деформація може бути забезпечена за рахунок:

- а) рознесення опорних котків на відстань двох кроків ланцюга і більше;
- б) з'єднання опорних котків у балансирні візки по два або більше;
- в) те ж, із введенням ресорних пристроїв.

Поворот ланок відносно подовжньої осі гусениць здійснюється шляхом:

- а) з'єднання опорних котків у балансирні візки (рис. 2.3), які повертаються в поперечній площині (для багатоопорних м'яких гусениць);

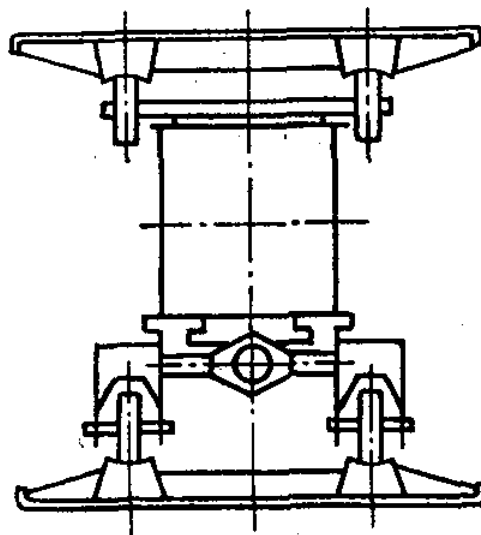


Рис. 2.3. Схема конструкції гусениці з поперечними балансирними візками

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

б) надання опорним коткам сферичної поверхні кочення або ланкам циліндричної поверхні (мало- або багатоопорні гусениці);

в) вузьким встановленням шарнірів ланок, що надає можливість деякого повороту однієї ланки відносно іншої у поперечній площині за наявності слабини пальців;

г) вузької поверхні кочення опорних котків.

Існують комбіновані та «компромісні» системи, наприклад, вузька поверхня кочення опорних катків з жорстким з'єднанням ланок гусениць або широка поверхня кочення котків із зсунутими шарнірами ланок.

Типи балансирних гусениць наведено на рис. 2.2, в, г. Основна вимога таких конструкцій полягає в необхідності мати на кожній гусениці лише по два нерухомих шарніра балансирів. В іншому випадку при переїзді через перешкоду можливе відривання частини гусениці від ґрунту з наступним ударом.

Для сприйняття бокових зусиль при повороті екскаватора ланки або котки оснащують ребордами. Для вільного витискання ґрунту з гусениці застосовують односторонні реборди, які чергуються розташуванням у суміжних ланках, і одинарні реборди в середній частині ланки при подвійних котках.

Співвідношення між кроком ланки і її шириною вибирають у залежності від призначення гусениці знаходиться у межах від 0,45 до 0,35. Чим воно є більшим, тим легшою є гусеничний ланцюг, але зростає нерівномірність ходу і кут нахилу передньої піднятої частини ланцюга. При роботі в зимових умовах або на вологих ґрунтах, що не забезпечують належного зчеплення з гусеницею, застосовують знімні шпори.

Привідні колеса для зменшення напруження в ланках виконують багатограними. Кількість зубців приводних коліс не робиться менше восьми. Положення осі колеса обирають таким чином, щоб описана окружність багатогранника лежала не нижче лінії кочення опорних котків.

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для натягнення гусениць при їх зношенні застосовують натяжний пристрій. Частіше за все, воно має вигляд повзуна, який переміщується в напрямних вирізах гусеничної або нижньої рами (відкриті гусениці). У повзуні закріплено вісь направляючого колеса. Натягнення здійснюється гвинтами або гідродомкратами. Хід натягу дорівнює $(0,52—0,55)t$, де t — крок гусеничного ланцюга. Стріла провисання верхньої частини ланцюга складає від $1/100$ до $1/40$ прольоту між підтримуючими котками.

В гусеницях екскаваторів, призначених для роботи на слабких ґрунтах, піднімають направляюче колесо над землею на величину $(0,10—0,15)d$, де d - діаметр колеса. Збільшення підйому приводить до зменшення стійкості екскаватора, збільшення тиску на ґрунт і застосовується лише при дуже довгих гусеницях на спеціальних машинах (драглайнах). Підйом колеса дає можливість подолання перешкод і уникнення ударів направляючим колесом гусениці при переході через перешкоду.

Керування гусеницями в двогусеничних машинах виконується шляхом:

а) вимикання приводу однієї з гусениць;

б) гальмуванням однієї з них;

в) надання забігаючій і відстаючій гусеницям різних швидкостей, в тому числі однакових за величиною і протилежних за напрямом (використовується на важких багатоківшевих і одноківшевих, дуже рідко - на легких одноківшевих екскаваторах).

					ДІП. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 АНАЛІЗ МЕТОДИК ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕННЯ НА ОПОРНО-ХОДОВІ ЕЛЕМЕНТИ ГУСЕНИЧНИХ МАШИН

3.1 Стан питання

У ходовій частині землерийних машин використовують, зокрема, гусеничне ходове обладнання, яке може мати значні відмінності у будові та геометричних параметрах [1, 2, 3]. Такі відмінності пояснюються складністю методів розрахунку і конструювання гусеничного рушія, окремих елементів ходового обладнання, необхідністю урахування під час розробки гусеничних машин таких питань, як визначення зовнішніх навантажень на опорні елементи ходової частини, взаємодію опорних елементів з деформованим ґрунтом при різних режимах роботи.

Величина і характер зміни навантажень на опорно-ходові елементи, а також ґрунтові умови, у яких працює екскаватор, в основному визначають вибір конструктивної схеми гусеничного ходового обладнання. Процес пересування екскаватора супроводжується виникненням значних коливальних навантажень не лише в опорно-ходових елементах, але й у несучих елементах металоконструкції опорної рами і верхньої будови. У результаті аналізу відомих експериментальних досліджень встановлено, що в деяких елементах надбудови, динамічні напруження, що виникають при пересуванні машини, значно перевищують напруження, обумовлені робочим процесом. Одним із визначних факторів, що впливають на зростання напружень в конструкції при пересуванні, є безперервна зміна граничних умов спирання машини на ґрунт у відповідності до особливостей рельєфу робочої площадки. Величина цих напружень проявляється ще у більшій мірі, коли конструкція гусениць виконується по статично невизначеній схемі. Статично визначена конструкція опорно-ходових пристроїв за рахунок рівномірної передачі навантажень і більшій плавності пересування забезпечує зниження напружень і підвищення довговічності машин.

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 Визначення вихідних навантажень у двогусеничних системах

3.2.1 Визначення рівнодіючої всіх сил

Для проведення тягового і міцнісного розрахунків гусеничного ходового обладнання необхідно знати навантаження, які приходяться на елементи металоконструкцій і гусениці екскаватора. В залежності від прийнятої системи гусениць навантаження на кожну гусеницю визначається для найбільш не вигідних положень поворотної платформи відносно опорної частини ходового обладнання.

Для визначення навантажень на гусениці необхідно знати величину рівнодіючої від ваги верхньої будови G_c і нижньої рами $G_{н.р}$, а також вибіг рівнодіючої r . Значення G_c і r приймаються за результатами статистичного аналізу або ж визначаються за виразами:

$$G_c = G_1 + G_2 + \dots + G_n; \quad (3.1)$$

$$r = \frac{M_c}{G_c + G_{н.р}}, \quad (3.2)$$

де G_i — вага окремих вузлів верхньої поворотної будови;

G_c — сумарна вага вузлів верхньої поворотної будови;

$G_{н.р}$ — вага нижньої опорної рами;

M_c — момент від неврівноважених сил поворотної будови, рівний

$$M_c = G_c r_c;$$

r_c — вибіг рівнодіючої верхньої поворотної будови.

Для однокішневих екскаваторів орієнтовно можна прийняти $G_c = (0,55—0,6) G$, а $G_{н.р} = (0,4—0,45) G$, де G — вага екскаватора. Вибіг рівнодіючої верхньої поворотної будови може бути наближено визначений за умови, що вагу екскаватора G прикладено в центрі гусеничного ходу (система врівноважена), а зусилля копання P_{01} приходить на крайній зуб ковша,

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

розташованого на максимальному вильоті рукояті. Таке припущення з помилкою 3...5% є можливим для більшості одноківшевих будівельних і кар'єрних екскаваторів, які мають вибіг рівнодіючої 150...200 мм.

Вибіг рівнодіючої поворотної будови (рис. 3.1)

$$r_c = \frac{P_{01}}{Q_c} l_k, \quad (3.3)$$

де $Q_c = G_c + P_{01}$ — рівнодіюча сил, що діють з боку верхньої поворотної будови.

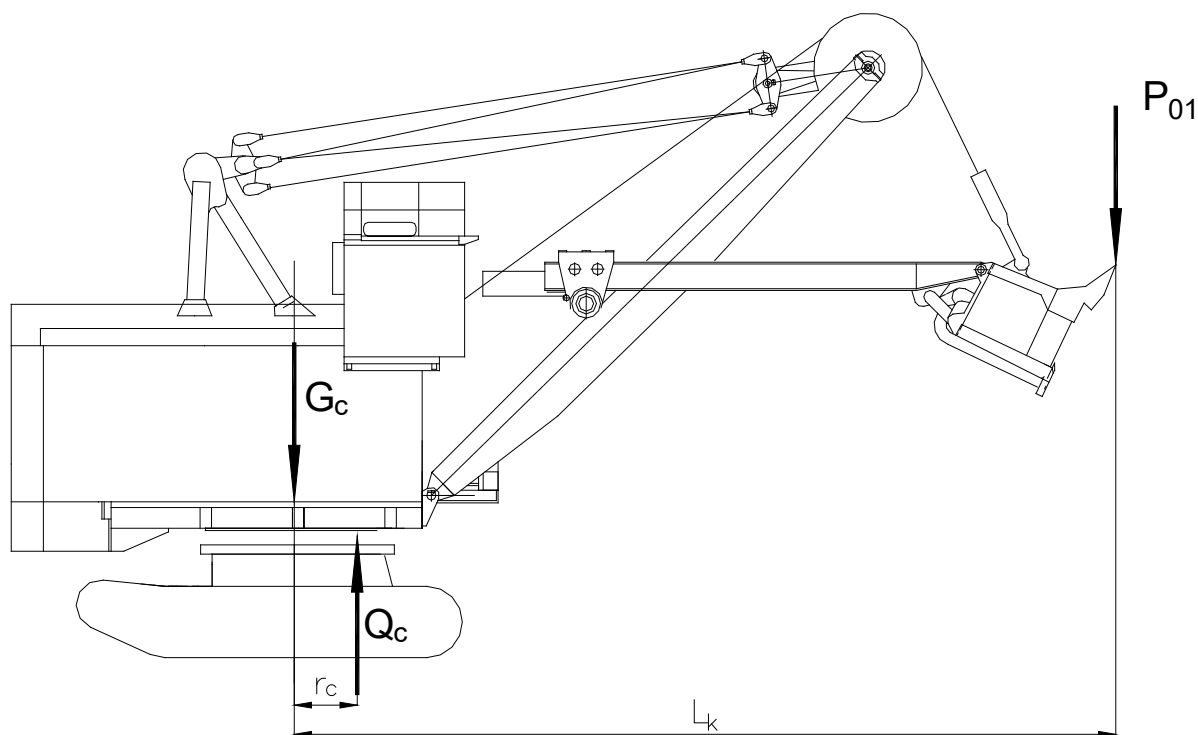


Рис. 3.1. Схема до визначення вибігу рівнодіючої поворотної частини екскаватора

3.2.2 Визначення навантажень на опорні точки гусениць жорсткої неповоротної рами

Навантаження з боку нижніх котків і гусеничних рам на опорно-ходові елементи передаються в опорних точках. Опорними точками вважають точки перетину осей опорних котків або балансирів з подовжньою осьюовою площиною гусениці. Для гусениць з опущеними ведучими або направляючими колесами опорними точками є також точки перетину осей цих коліс з подовжньою площиною гусениці.

Для розрахунку опорно-ходових елементів (осей, котків, ланок, балансирів) необхідно знати найбільші значення навантаження на опорні точки в залежності від положення центра мас поворотної частини як під час руху і повороту верхньої платформи екскаватора, так і під час екскавації ґрунту. При повороті верхньої платформи екскаватора рівнодіюча переміщується по кривій радіуса r , точки якої в кожний окремий момент часу знаходяться на різних відстанях від опорних точок (рис. 3.2). Отже, навантаження на точки опорного контуру постійно змінюється.

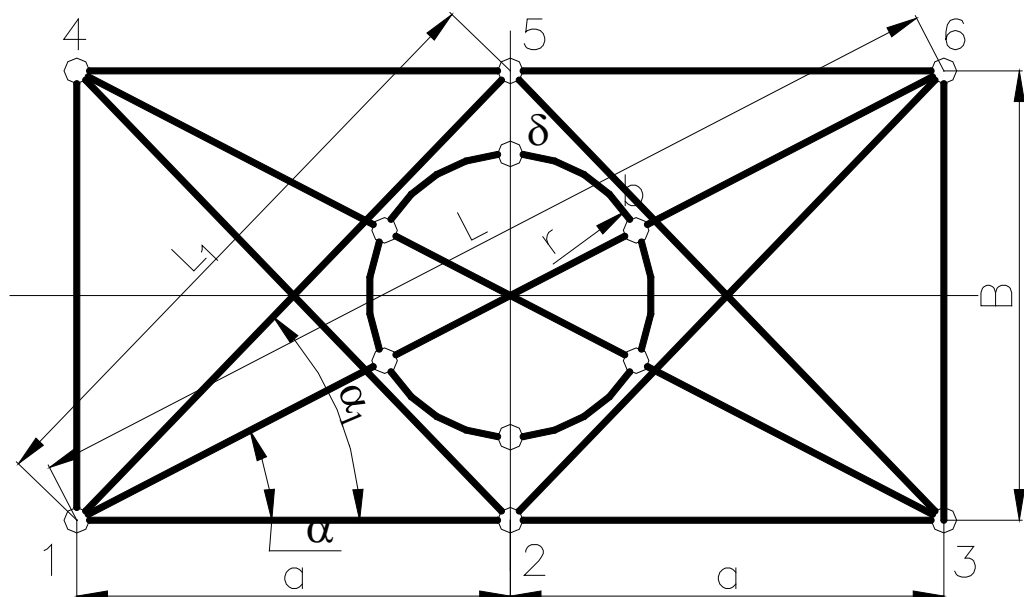


Рис. 3.2. Схема до розрахунку навантажень на опорні точки двогусеничної системи

У випадку жорсткої неповоротної нижньої рами будівельних і кар'єрних екскаваторів найбільш не вигідним положенням є спирання на три точки. Спирання гусеничного візка на дві точки можливе лише у випадку знаходження екскаватора на грані перекидання або під час руху по нерівності у момент перевалювання. При перекиданні екскаватора, яке може виникнути під час роботи як вздовж, так і впоперек гусениці, опорними точками можуть бути або дві будь-які точки, що знаходяться на одній стороні гусениці, або привідні чи напрямні колеса гусениць, розташованих на однойменній стороні.

Для екскаваторів, що мають малоопорні гусениці з трьома опорними котками або балансирами на кожній стороні (рис. 3.2), навантаження на каток або балансир визначається з умови рівності моментів сил відносно прямої, що з'єднує дві точки із трьох, найбільш віддалені від рівнодіючої сил.

Для схеми, представленої на рис. 3.2, можливі 18 випадків спирання по трикутнику. Трикутники, всередині яких не проходить рівнодіюча, опорне навантаження не сприймають. При переміщенні точки прикладення рівнодіючої по кривій опорні трикутники безперервно змінюються. Із 18 випадків спирання розгляду підлягають лише ті, при яких навантаження на опори є найбільшими.

Для екскаваторів з симетричним гусеничним ходом і незначним вибігом рівнодіючої найбільш характерними є трикутники 1—5—2, 1—6—2, при розгляді яких можна визначити навантаження на середні опори 2 і 5 та крайні — 1, 3, 4 і 6. Для визначення навантажень на опорні точки використаємо схему, представлену на рис. 3.2, попередньо визначивши довжину сторін трикутників 1—5—2 і 1—6—2.

Використовуючи значення ширини гусеничного ходу B і відстані між опорними точками a , кути при вершині I названих трикутників

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{B}{2a}; \operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{B}{a}, \quad (3.4)$$

a величина сторін

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$l = \frac{B}{\sin \alpha}; l_1 = \frac{B}{\sin \alpha_1}. \quad (3.5)$$

Навантаження на опори визначаються як реакції у вказаних точках.

Для випадку спирання по трикутнику 1—5—2 (рівнодіюча у точці δ) рівняння моментів для визначення реакції в точці 5 має вигляд

$$P_{5\max} = \frac{Q}{2} \left(1 + 2 \frac{r}{B} \right). \quad (3.6)$$

Аналогічно визначаються навантаження на опору 6 із трикутника 1—6—2, коли рівнодіюча знаходиться у точці b

$$P_6 = \frac{Q}{2} \left(1 + 2 \frac{r}{l} \right). \quad (3.7)$$

Для екскаваторів з піднятими привідними і напрямними колесами для визначення навантаження на опору 6 необхідно враховувати збільшення вертикального навантаження від складової натягнення гусениці S_T

$$A = S_T \sin \alpha, \quad (3.8)$$

де A — вертикальна складова тягового зусилля;

α — кут підйому ведучої вітки гусениці;

S_T — натягнення гусениці.

Сумарне вертикальне навантаження на крайню опорну точку (каток, балансир) визначається за виразом

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{6.макс} = P_i + A, \quad (3.9)$$

де P_i — максимальне навантаження на опорну точку, отримане з розгляду різних схем спирання за трикутниками.

Середнє навантаження на опорну точку

$$P_{ск} = \frac{Q}{2i}, \quad (3.10)$$

де i — кількість опорних точок на одній гусениці (для схеми, що розглядається $i=3$).

Ступінь нерівномірності навантаження можна оцінити співвідношенням

$$\frac{P_{5.макс}}{P_{cp}} = \left(1 + 2 \frac{r}{B}\right) i. \quad (3.11)$$

При мінімальному $i = 3$ це відношення у залежності від значення r змінюється у межах від трьох (при $r = 0$) до шести (при $r = \frac{B}{2}$), тобто найбільше навантаження на опорну точку в декілька разів перевищує середнє значення. Це перевищення зростає із збільшенням кількості опорних точок.

Велика нерівномірність розподілу навантаження на опорні точки і коливальний характер навантаження при перекочуванні по нерівності, що викликає додаткові навантаження на опорно-ходові елементи і верхню будову екскаватора, є основними недоліками багатоточкової статично невизначеної системи спирання. У зв'язку з цим багатоточкову систему спирання доцільно використовувати лише для малих машин (при довжині гусениці до 6 м), коли головною вимогою є простота конструкції.

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2.3 Визначення навантажень на опорні точки гусениць при чотириточковій статично невизначеній системі

Розглянемо чотириточкову двогусеничну статично невизначену систему з балансирним підвісом опорних котків, показану на рис. 3.3.

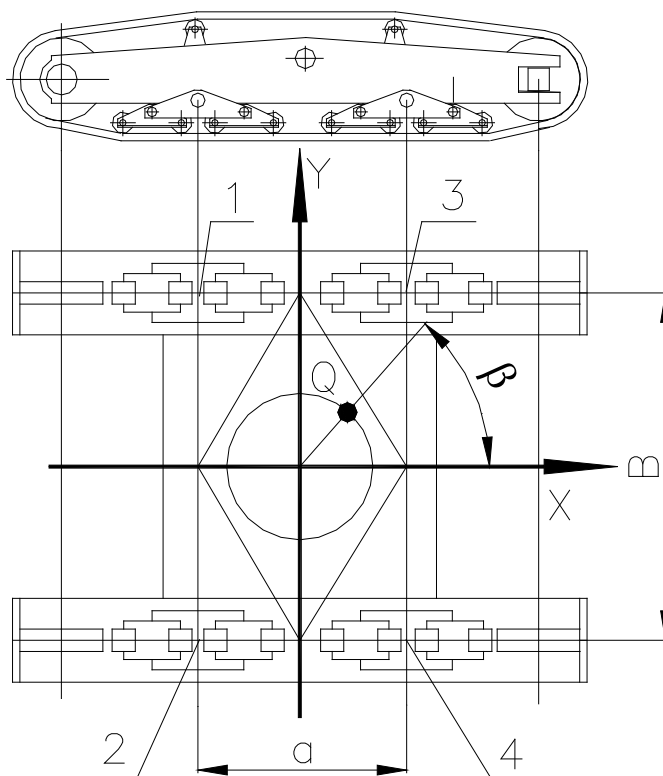


Рис. 3.3. Схема чотириточкової двогусеничної системи з балансирним підвісом опорних котків

На твердому ґрунті з нерівностями можливим є спирання машини на дві діагонально розташовані опорні точки. Найбільше вертикальне навантаження на одну опорну точку при цьому

$$P_{\text{макс}} = \frac{Q}{2} \left(1 + \frac{2\rho}{\sqrt{a^2 + b^2}} \right) \quad (3.12)$$

де a — відстань між опорними точками однієї гусениці.

Середнє навантаження на опорну точку

$$P_{\text{cp}} = \frac{Q}{4}. \quad (3.13)$$

Відношення

$$\frac{P_{1\text{макс}}}{P_{\text{cp}}} = 2 + \frac{4r}{\sqrt{a^2 + B^2}} \quad (3.14)$$

змінюється від 2,0 (при $r = 0$) до 3,8 при $r = \frac{B}{2}$ і $\frac{a}{B} = \frac{1}{2}$.

Таким чином, можна зробити висновок, що чотириточкова система є більш досконалою, ніж багатоточкова, оскільки в ній опорні елементи навантажені більш рівномірно.

При роботі на плоскій деформованій поверхні розрахунок навантаження на опорні точки рекомендується виконувати методом розкладу сил. Система зовнішніх сил, що діють на машину, приводиться до пари сил Qr і до сили Q , яка діє у геометричному центрі опорної поверхні.

Сила Q рівномірно навантажує всі опорні точки, а пара сил розкладається на два моменти M_x і M_y , які діють в двох взаємно перпендикулярних площинах.

Навантаження на опору 3, розташовану в тому ж квадранті, що і рівнодіюча

$$P_3 = \frac{Q}{4} \left(1 + 2 \frac{r}{a} \cos \beta + 2 \frac{r}{B} \sin \beta \right), \quad (3.15)$$

а навантаження на інші опори — відповідно:

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_1 = \frac{Q}{4} \left(1 - 2 \frac{r}{a} \cos \beta + 2 \frac{r}{B} \sin \beta \right); \quad (3.16)$$

$$P_2 = \frac{Q}{4} \left(1 - 2 \frac{r}{a} \cos \beta - 2 \frac{r}{B} \sin \beta \right); \quad (3.17)$$

$$P_4 = \frac{Q}{4} \left(1 + 2 \frac{r}{a} \cos \beta - 2 \frac{r}{B} \sin \beta \right). \quad (3.18)$$

Для знаходження кута відхилення рівнодіючої P , при якому навантаження на опору 3 буде максимальним, необхідно рівняння (3.15) диференціювати по β і прирівняти похідну до нуля:

$$\frac{dP_3}{d\beta} = \frac{Qr}{2} \left(-\frac{\sin \beta}{a} + \frac{\cos \beta}{B} \right) = 0, \quad (3.19)$$

де

$$\frac{Qr}{2} \neq 0,$$

Отже, в цьому рівнянні

$$-\frac{\sin \beta}{a} + \frac{\cos \beta}{B} = 0, \quad (3.20)$$

звідки

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{a}{B}. \quad (3.21)$$

Підставляючи в рівняння (3.15) значення $\beta = \operatorname{arctg} \frac{a}{B}$, отримаємо

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{3\text{ макс}} = \frac{Q}{4} \left[1 + 2 \frac{r}{B} \sqrt{1 + \left(\frac{B}{a} \right)^2} \right] \quad (3.22)$$

Таким чином, аналіз відомих методів розрахунку розподілу навантаження між опорними елементами гусеничної системи з жорстким кріпленням опорних котків, та з балансірним підвісом дає можливість зробити висновки:

- у розрахунках не враховується податливість ґрунту, на якому встановлений і працює екскаватор;
- відсутня можливість урахування впливу на розподіл навантаження зміни площі опорної поверхні і зміни глибини занурення ланок внаслідок нерівності ґрунту.

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ

Аналіз існуючих методів розрахунку навантаження на опорні елементи гусеничних машин з жорстким опорним контуром показав, що багато факторів, які впливають на розподіл навантажень між котками під час роботи машини у забої, залишилися не врахованими. А саме, без уваги залишилися такі фактори:

- жорсткість ґрунту і її зміна під кожною опорною точкою;
- вплив зміни опорної площі кожної опори;
- вплив нерівності поверхні на розподіл навантаження.

Отже, для забезпечення можливості виявлення причин передчасного виходу з ладу опорних гусеничних землерийних машин, необхідно розробити методику визначення навантаженості опорних елементів, яка б дозволила комплексно оцінити вплив вказаних чинників.

Також бажаною є можливість оцінки впливу кожного окремого з факторів, які враховуються.

4.1 Складання розрахункової системи

При розробці математичної моделі процесу навантаження опорних елементів екскаватора (з урахуванням умов, які сформульовані вище) необхідно враховувати конструктивні (характерні) розміри гусеничної машини.

З точки зору розподілу навантаження між опорами, основними розмірами є відстань від осей опорних котків до осі обертання поворотної платформи екскаватора L_i та відстань між опорними колесами на гусеничних візках. Схема гусеничного візка екскаватора з необхідними розмірами представлена на рис. 4.1.

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

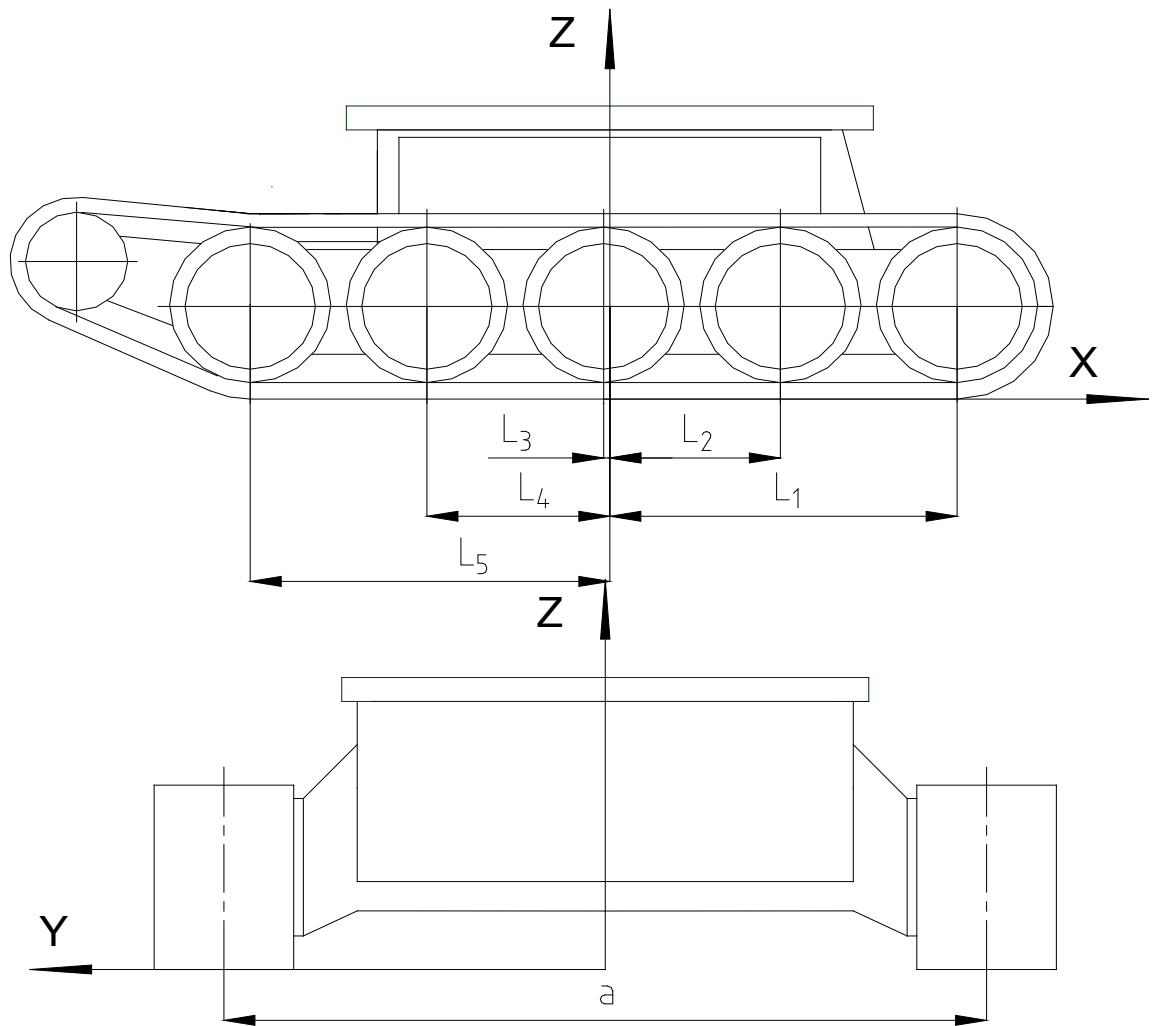


Рис. 4.1. Схема ходового візка та характерні розміри

Схема, що ілюструє взаємодію жорсткого опорного контуру гусеничної машини з деформованим ґрунтом, що характеризується деяким значенням коефіцієнта жорсткості представлена на рис. 4.2. В даній схемі реакція деформованого ґрунту (з коефіцієнтом податливості k), на який спирається опорна площадка площею F , замінена дією пружного елемента з деякою жорсткістю.

Глибину занурення кожної опорної точки позначено h_i . Глибина занурення опори і жорсткість ґрунту пов'язані між собою формулою Домбровського і знаходяться у лінійній залежності.

Всі зовнішні навантаження приведено до рівнодіючої сили Q і вибігу цієї рівнодіючої r .

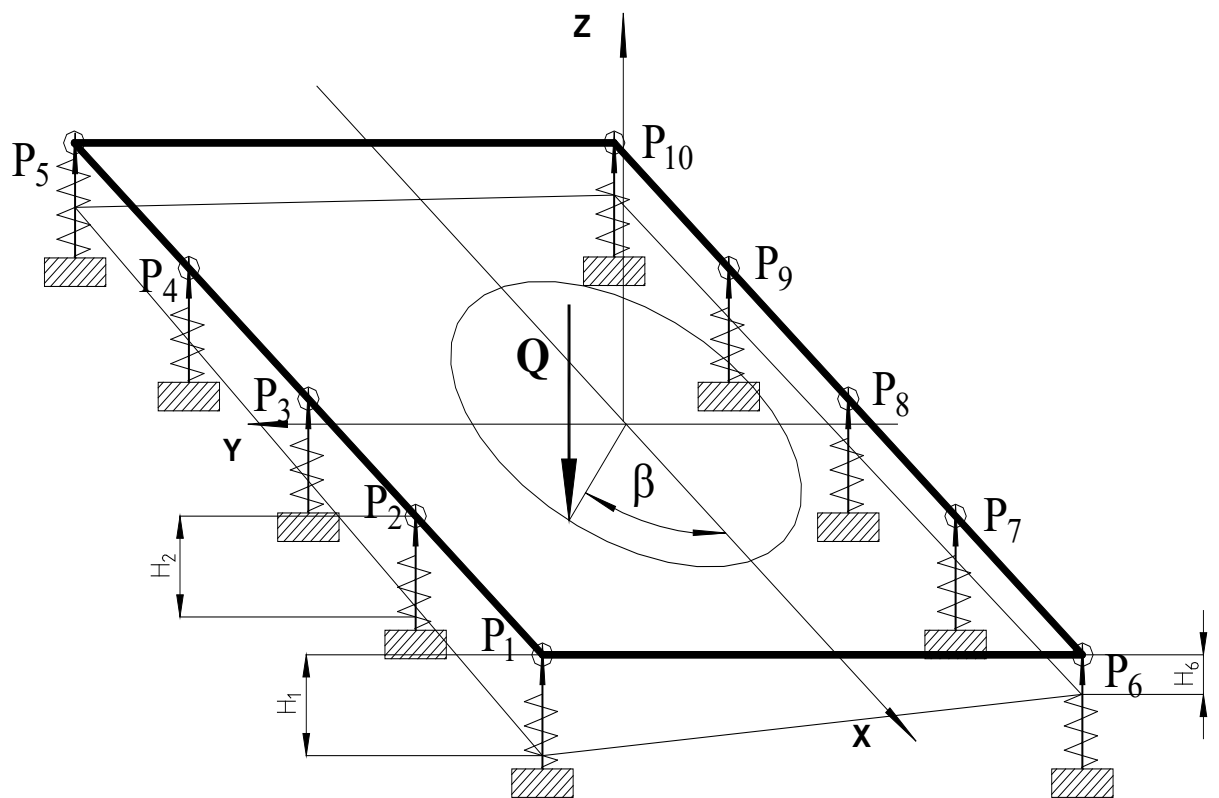


Рис. 4.2. Розрахункова схема

4.2 Прийняті допущення

Для визначення навантажень на опорні елементи гусеничного рушія приймаємо наступні допущення:

- 1) ґрунт під кожною окремою опорою представляє собою однорідне тіло і зв'язок між тиском опори і деформацією ґрунту є лінійним;
- 2) рама машини абсолютно жорстка;
- 3) двогусеничний візок представляє собою статично невизначену систему;
- 4) положення рівнодіючої при різних режимах роботи машини є відомим.

Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДІТ. 480000. 112 МРПЗ

Арк.

4.3 Формулювання математичної моделі

Деформацію ґрунту будемо визначати з використанням відомих залежностей [1]

$$h = kp,$$

де h – деформація ґрунту під опорою, см;

p – тиск опори на ґрунт, даН/см²,

$$p = \frac{P}{F},$$

тут P – зусилля з боку опори на ґрунт;

F – площа опорної поверхні, см²;

k – коефіцієнт податливості ґрунту, см³/даН,

$$k = \frac{1}{p_0},$$

p_0 – коефіцієнт опору ґрунту зминанню, даН/см³.

Для визначення реакцій опор $P_1, P_2, \dots, P_{2n}$ складемо рівняння рівноваги машини.

Проекція всіх сил на вісь Z

$$\sum_{i=1}^{2n} F_{iY} = 0;$$

$$\sum_{i=1}^{2n} P_i - Q = 0,$$

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де n – кількість опорних поверхонь на одній гусениці;

$P_1, P_2, \dots, P_{2n}$ – реакції опор на опорні котки з боку підшви забою, прикладені в точках контакту котків з гусеничними ланками;

Q – величина рівнодіючої всіх сил.

Сума моментів сил відносно осі X

$$\sum_{i=1}^{2n} M_{xi} = 0,$$

де M_{xi} – моменти сил і реакцій відносно осі X , Н·м

$$\frac{a}{2} \sum_{i=1}^n P_i + \left(-\frac{a}{2}\right) \sum_{i=n+1}^{2n} P_i - Q \cdot r \cdot \sin\beta = 0,$$

де a – колія машини;

r – вибіг рівнодіючої всіх сил;

β – кут між вектором r і віссю X .

Сума всіх моментів сил відносно осі Y

$$\sum_{i=1}^{2n} M_{yi} = 0;$$

де M_{yi} – моменти сил і реакцій відносно осі Y , Н·м

$$\sum_{i=1}^{2n} (P_i \cdot L_i) - Q \cdot r \cdot \cos\beta = 0,$$

де L_i – відстань від центра до i -ої опори.

Трьох рівнянь недостатньо для визначення $2n-3$ невідомих реакцій. Використаємо допущення, що рама візка абсолютно жорстка. Отже, для жорсткої системи спирання при будь-яких переміщеннях опорних точок

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

(зануренні у ґрунт), всі вони лежать в одній площині. Таким чином, деформацію ґрунту під опорними точками (а значить і навантаження на опорні елементи) можна визначити визначивши цю площину. Площину визначимо в координатах X-Y-h. Координата h є глибиною занурення опорної точки в ґрунт, а координати X і Y визначають розташування опорних точок.

Для визначення описаної площини скористаємося координатами трьох будь-яких опорних точок, що не лежать на одній прямій. Для системи, зображеної на рис. 4.2 координати мають вигляд вид: $(x_1, y_1, h_1) - (x_2, y_2, h_2) - (x_6, y_6, h_6)$.

Запишемо рівняння площини у матричному вигляді

$$\begin{vmatrix} x-x_1 & y-y_1 & h-h_1 \\ x_2-x_1 & y_2-y_1 & h_2-h_1 \\ x_6-x_1 & y_6-y_1 & h_6-h_1 \end{vmatrix} = 0.$$

Розкриваємо визначник

$$(x-x_1) \begin{vmatrix} y_2-y_1 & h_2-h_1 \\ y_6-y_1 & h_6-h_1 \end{vmatrix} - (y-y_1) \begin{vmatrix} x_2-x_1 & h_2-h_1 \\ x_6-x_1 & h_6-h_1 \end{vmatrix} + (h-h_1) \begin{vmatrix} x_2-x_1 & y_2-y_1 \\ x_6-x_1 & y_6-y_1 \end{vmatrix} = 0;$$

$$\begin{aligned} & (x-x_1)((y_2-y_1)(h_6-h_1) - (h_2-h_1)(y_6-y_1)) - \\ & - (y-y_1)((x_2-x_1)(h_6-h_1) - (h_2-h_1)(x_6-x_1)) + \\ & + (h-h_1)((x_2-x_1)(y_6-y_1) - (y_2-y_1)(x_6-x_1)) = 0; \end{aligned}$$

Групуємо складові рівняння за змінними X, Y і h

$$h_1 \cdot u_1 + h_2 \cdot u_2 + h_6 \cdot u_6 + h_i \cdot u_i = 0,$$

тут коефіцієнти рівняння:

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$u_1 = (x - x_1)(y_6 - y_2) + (y - y_1)(x_2 - x_6) - e;$$

$$u_2 = (x - x_1)(y_1 - y_6) + (y - y_1)(x_6 - x_1);$$

$$u_6 = (x - x_1)(y_2 - y_1) + (y - y_1)(x_1 - x_2);$$

$$e = (x_2 - x_1)(y_6 - y_1) - (y_2 - y_1)(x_6 - x_1).$$

Використовуючи залежність $h_i = \frac{k_i P_i}{F_i}$ маємо

$$\frac{k_1 P_1}{F_1} u_1 + \frac{k_2 P_2}{F_2} u_2 + \frac{k_6 P_6}{F_6} u_6 + \frac{k_i P_i}{F_i} e = 0.$$

Підставимо координати опорних точок (крім тих, які входили в базові точки площини) і отримаємо $2n-3$ недостатніх рівнянь, що дозволить скласти систему лінійних рівнянь з $2n$ невідомими. У нашому випадку для опорної системи екскаватора ЕКГ-5Н система лінійних рівнянь буде мати вигляд:

$$P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 + P_7 + P_8 + P_9 + P_{10} - Q = 0;$$

$$-\frac{a}{2}P_1 - \frac{a}{2}P_2 - \frac{a}{2}P_3 - \frac{a}{2}P_4 - \frac{a}{2}P_5 + \frac{a}{2}P_6 + \frac{a}{2}P_7 + \frac{a}{2}P_8 + \frac{a}{2}P_9 + \frac{a}{2}P_{10} + Q \cdot r \cdot \sin\beta = 0;$$

$$\frac{k_1 u_1^3}{F_1} P_1 + \frac{k_2 u_2^3}{F_2} P_2 + \frac{k_3 e}{F_3} P_3 + 0 \cdot P_4 + 0 \cdot P_5 + \frac{k_6 u_6^3}{F_6} P_6 + 0 \cdot P_7 + 0 \cdot P_8 + 0 \cdot P_9 + 0 \cdot P_{10} = 0;$$

$$\frac{k_1 u_1^4}{F_1} P_1 + \frac{k_2 u_2^4}{F_2} P_2 + 0 \cdot P_3 + \frac{k_4 e}{F_4} P_4 + 0 \cdot P_5 + \frac{k_6 u_6^4}{F_6} P_6 + 0 \cdot P_7 + 0 \cdot P_8 + 0 \cdot P_9 + 0 \cdot P_{10} = 0;$$

$$\frac{k_1 u_1^5}{F_1} P_1 + \frac{k_2 u_2^5}{F_2} P_2 + 0 \cdot P_3 + 0 \cdot P_4 + \frac{k_5 e}{F_5} P_5 + \frac{k_6 u_6^5}{F_6} P_6 + 0 \cdot P_7 + 0 \cdot P_8 + 0 \cdot P_9 + 0 \cdot P_{10} = 0;$$

$$-L_1 \cdot P_1 - L_2 \cdot P_2 + L_3 \cdot P_3 + L_4 \cdot P_4 + L_5 \cdot P_5 - L_1 \cdot P_6 - L_2 \cdot P_7 + L_3 \cdot P_8 + L_4 \cdot P_9 + L_5 \cdot P_{10} + Q r \cos\beta = 0;$$

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\frac{k_1 u_1^7}{F_1} P_1 + \frac{k_2 u_2^7}{F_2} P_2 + 0 \cdot P_3 + 0 \cdot P_4 + 0 \cdot P_5 + \frac{k_6 u_6^7}{F_6} P_6 + \frac{k_7 e}{F_7} P_7 + 0 \cdot P_8 + 0 \cdot P_9 + 0 \cdot P_{10} = 0;$$

$$\frac{k_1 u_1^8}{F_1} P_1 + \frac{k_2 u_2^8}{F_2} P_2 + 0 \cdot P_3 + 0 \cdot P_4 + 0 \cdot P_5 + \frac{k_6 u_6^8}{F_6} P_6 + 0 \cdot P_7 + \frac{k_8 e}{F_8} P_8 + 0 \cdot P_9 + 0 \cdot P_{10} = 0;$$

$$\frac{k_1 u_1^9}{F_1} P_1 + \frac{k_2 u_2^9}{F_2} P_2 + 0 \cdot P_3 + 0 \cdot P_4 + 0 \cdot P_5 + \frac{k_6 u_6^9}{F_6} P_6 + 0 \cdot P_7 + 0 \cdot P_8 + \frac{k_9 e}{F_9} P_9 + 0 \cdot P_{10} = 0;$$

$$\frac{k_1 u_1^{10}}{F_1} P_1 + \frac{k_2 u_2^{10}}{F_2} P_2 + 0 \cdot P_3 + 0 \cdot P_4 + 0 \cdot P_5 + \frac{k_6 u_6^{10}}{F_6} P_6 + 0 \cdot P_7 + 0 \cdot P_8 + 0 \cdot P_9 + \frac{k_{10} e}{F_{10}} P_{10} = 0,$$

В наведених формулах коефіцієнти u_i^j необхідно розуміти як коефіцієнт “ u ” опори № i рівняння j .

Система рівнянь, записана в матричному вигляді:

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ \frac{a}{2} & \frac{a}{2} & \frac{a}{2} & \frac{a}{2} & \frac{a}{2} & -\frac{a}{2} & -\frac{a}{2} & -\frac{a}{2} & -\frac{a}{2} & -\frac{a}{2} \\ \frac{k_1 u_1^3}{F_1} & \frac{k_2 u_2^3}{F_2} & \frac{k_3 e}{F_3} & 0 & 0 & \frac{k_6 u_6^3}{F_6} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_1 u_1^4}{F_1} & \frac{k_2 u_2^4}{F_2} & 0 & \frac{k_4 e}{F_4} & 0 & \frac{k_6 u_6^4}{F_6} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_1 u_1^5}{F_1} & \frac{k_2 u_2^5}{F_2} & 0 & 0 & \frac{k_5 e}{F_5} & \frac{k_6 u_6^5}{F_6} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ L_1 & L_2 & -L_3 & -L_4 & -L_5 & L_1 & L_2 & -L_3 & -L_4 & -L_5 \\ \frac{k_1 u_1^7}{F_1} & \frac{k_2 u_2^7}{F_2} & 0 & 0 & 0 & \frac{k_6 u_6^7}{F_6} & \frac{k_7 e}{F_7} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_1 u_1^8}{F_1} & \frac{k_2 u_2^8}{F_2} & 0 & 0 & 0 & \frac{k_6 u_6^8}{F_6} & 0 & \frac{k_8 e}{F_8} & 0 & 0 \\ \frac{k_1 u_1^9}{F_1} & \frac{k_2 u_2^9}{F_2} & 0 & 0 & 0 & \frac{k_6 u_6^9}{F_6} & 0 & 0 & \frac{k_9 e}{F_9} & 0 \\ \frac{k_1 u_1^{10}}{F_1} & \frac{k_2 u_2^{10}}{F_2} & 0 & 0 & 0 & \frac{k_6 u_6^{10}}{F_6} & 0 & 0 & 0 & \frac{k_{10} e}{F_{10}} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \\ P_4 \\ P_5 \\ P_6 \\ P_7 \\ P_8 \\ P_9 \\ P_{10} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q \\ Q \cdot r \cdot \sin \beta \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ Q \cdot r \cdot \cos \beta \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Аналіз отриманих виразів показує, що існує можливість визначити навантаження на опорні елементи з урахуванням нерівності рельєфу під кожною опорою, що приводить до різної глибини занурення опор.

З рис. 4.3 видно, що на нерівній поверхні ґрунту глибина занурення кожної опорної точки відрізняється від деякого середнього значення, яке мало би місце на рівній поверхні. Величина відхилення зміни занурення Δ визначається різницею

$$\Delta = h_i - h_{\text{ср}},$$

де h_i — глибина занурення в ґрунт i -ої опори;

$h_{\text{ср}}$ — середня глибина занурення.

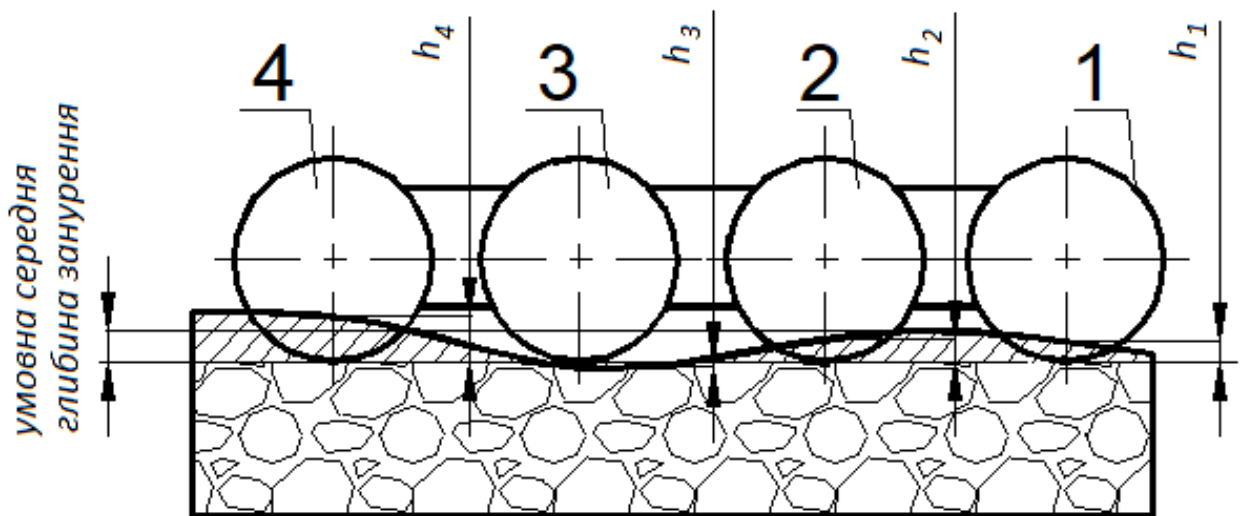


Рис. 4.3. Схема нерівномірності заглиблення

Проаналізуємо рівняння

$$P = \frac{hF}{k}.$$

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Різна глибина занурення кожної опори приводить до іншого перерозподілу навантаження, як би машина працювала на абсолютно плоскій поверхні ґрунту

$$P = \frac{(h + \Delta)F}{k} = \frac{hF}{k} + \frac{\Delta F}{k},$$

де Δ — величина, що визначає відхилення глибини занурення гусеничної ланки від загального рівня.

Внесемо корективи у матрицю навантажень і отримаємо можливість прослідкувати вплив нерівності рельєфу на розподіл навантаження на опорні елементи гусеничного механізму пересування в умовах прийнятих допущень.

Матриця навантажень з урахуванням рельєфу поверхні

$$\begin{bmatrix} Q \\ Q \cdot r \cdot \sin\beta \\ -(\Delta_1 u_1 + \Delta_2 u_2 + \Delta_6 u_6 + \Delta_3 e) \\ -(\Delta_1 u_1 + \Delta_2 u_2 + \Delta_6 u_6 + \Delta_4 e) \\ -(\Delta_1 u_1 + \Delta_2 u_2 + \Delta_6 u_6 + \Delta_5 e) \\ Q \cdot r \cdot \cos\beta \\ -(\Delta_1 u_1 + \Delta_2 u_2 + \Delta_6 u_6 + \Delta_7 e) \\ -(\Delta_1 u_1 + \Delta_2 u_2 + \Delta_6 u_6 + \Delta_8 e) \\ -(\Delta_1 u_1 + \Delta_2 u_2 + \Delta_6 u_6 + \Delta_9 e) \\ -(\Delta_1 u_1 + \Delta_2 u_2 + \Delta_6 u_6 + \Delta_{10} e) \end{bmatrix}$$

Складання і рішення описаної вище системи рівнянь дозволяє визначити невідомі реакції ґрунту $P_1, P_2, P_3 \dots P_{2n}$ з урахуванням прийнятих допущень.

Таким чином, були виявлені параметри, які мають найбільший вплив на завантаженість опорних елементів, створена розрахункова схема і математична модель, що описує взаємодію опорних елементів гусеничного візка з ґрунтом з урахуванням вказаних параметрів.

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Слід відмітити, що запропонований метод передбачає складання і розв'язок системи рівнянь з багатьма невідомими, і, відповідно, має значну трудомісткість при розрахунках. Тому, вбачається, що застосування запропонованого способу визначення розподілу навантаження на опорні елементи механізмів пересування є доцільним з використанням ЕОМ.

Для дослідження навантаженості опорних елементів землерийних машин за даною методикою при різних режимах копання використовувалася комп'ютерна програма, яка реалізувала вказаний алгоритм на прикладі екскаватора ЕКГ-5Н.

Викладена методика була представлена на 80-ій Всеукраїнській науково-технічній конференції молодих учених, магістрантів та студентів у Дніпровському національному університеті залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна.

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗПОДІЛУ НАВАНТАЖЕННЯ МІЖ ОПОРНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

5.1 Навантаження, які діють на механізм пересування

Внаслідок постійної зміни розташування елементів конструкції у процесі роботи машини відбувається зміна положення вибігу рівнодіючої всіх сил. Можливість відстеження впливу мас окремих елементів екскаватора на завантаженість опорних елементів гусеничної машини з урахуванням просторового характеру дії зовнішніх навантажень забезпечується використанням комп'ютерної програми, а результат навантаження представляється у вигляді рівнодіючої сили і її вибігу. У якості вихідних даних вводяться параметри машини, а саме: розміри і взаємне розташування елементів металоконструкції, маси елементів або модулів, граничні умови переміщення елементів.

Вихідні дані, прийняті у розрахунку - маси окремих ланок, модулів та їх центрів мас наведені у таблиці 5.1.

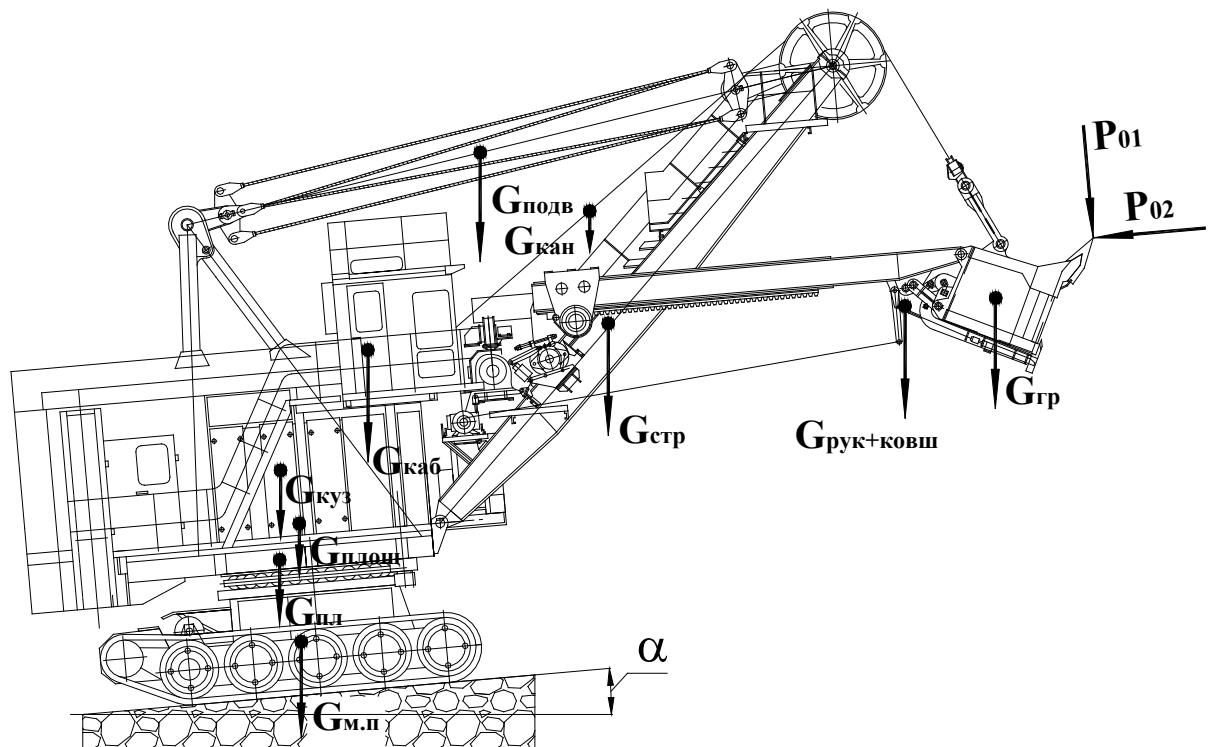


Рис. 5.1. Схема навантажень на екскаватор

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.1

Вихідні дані навантаження від мас ланок

Номер	Найменування	G, т	X, м	Y, м
1	Візок ходовий	63,001	-0,518	0.963
2	Канатна система	0,416	4,160	6.690
3	Платформа поворотна з обладнанням	91,916	-2,453	2.715
4	Стріла	20,705	5,288	6.124
5	Підвіска стріли	1,7204	3,385	9.184
6	Рукоять з ковшем	16,961	10.697	6.191
7	Надбудова	4,2976	-0.807	5.87
8	Кузов	8,2575	-1.767	5.156
9	Кабіна керування	2,616	1.466	6.368
10	Площадки екскаватора	1,5895	-0.835	-0.052

5.1.1 Навантаження від сил тяжіння елементів конструкції

Навантаження від сил тяжіння елементів конструкції і їх розташування визначалися відповідно за специфікаціями статичного розрахунку екскаватора ЕКГ-5Н.

$$P_i = G_i \cdot g,$$

де g — прискорення вільного падіння, $g = 9.81 \frac{м}{с^2}$;

G_i — маса елемента, т;

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.1.2 Навантаження від сил різання

Приймаємо вихідні дані до розрахунку:

- місткість ковша, $q=5.2 \text{ м}^3$;
- тривалість робочого циклу, $t_{\text{ц}}=23 \text{ с}$;
- ширина ковша: $B=2000\text{мм}$.

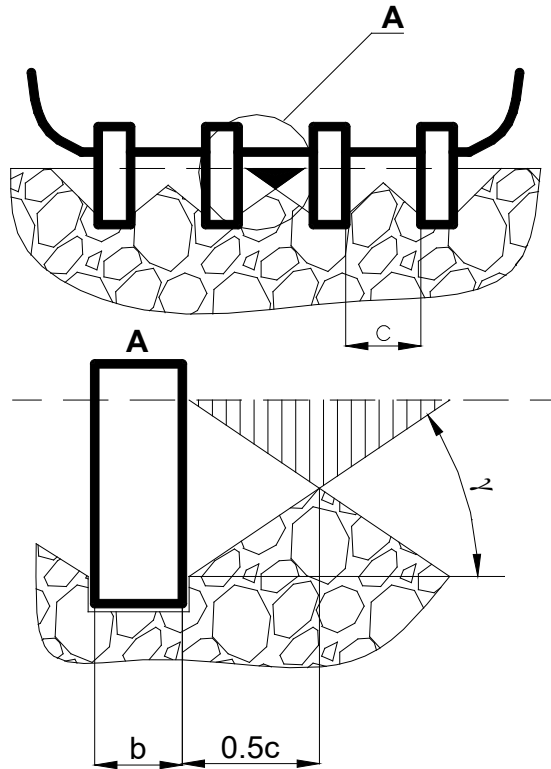


Рис. 5.2. Схема до визначення зусиль різання ґрунту

Площа поперечного перерізу зрізу ґрунту

$$F = \frac{q \cdot k_{\text{нап}}}{k_{\text{разр}} \cdot H} 10^4 = \frac{5.2 \cdot 0.85}{1.3 \cdot 10.5} 10^4 = 3245.5 \text{ см}^2,$$

де H — найбільша висота забою, $H = 10.5 \text{ м}$;

q — місткість ковша, $q = 5.2 \text{ м}^3$;

$k_{\text{нап}}$ — коефіцієнт, що враховує заповнення ковша, $k_{\text{нап}} = 0.85$;

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$k_{\text{разр}}$ — коефіцієнт розпушування ґрунту, $k_{\text{разр}} = 1,3$.

Товщина зрізу

$$h = \frac{F}{B} = \frac{3245,5}{200} = 16,2 \text{ см},$$

де B — ширина ковша, $B = 200 \text{ см}$.

Площа лобової частини поперечного перерізу зрізу ґрунту

$$F_{\text{св}} = bhn = 10 \cdot 16,2 \cdot 4 = 648,0 \text{ см}^2,$$

де b — ширина зуба, $b = 10 \text{ см}$;

n — кількість зубців, $n = 4$.

Площа бокової частини поперечного перерізу зрізу ґрунту

$$F_{\text{бок}} = F - F_{\text{св}} = 3245,5 - 648,0 = 2597,5 \text{ см}^2.$$

Сумарна довжина лінії бокового зрізу ґрунту

$$L_{\text{бок.ср}} = 2h(1 - k_{\text{бок}})n = 2 \cdot 16,2(1 - 0,8) \cdot 4 = 25,92 \text{ см},$$

де $k_{\text{бок}}$ — коефіцієнт глибини розширеної частини прорізу, $k_{\text{бок}} = 0,8$.

Середньомаксимальна дотична складова сили різання гострими зубцями

$$\begin{aligned} P &= m_{\text{св}} (\varphi F_{\text{св}} + \eta_{\text{бок}} F_{\text{бок}} + \eta_{\text{бок.ср}} L_{\text{бок.ср}}) = \\ &= 0,3(1 \cdot 648,0 + 0,4 \cdot 2597,5 + 6,5 \cdot 25,92)10^2 = 55664,4 \text{ Н}, \end{aligned}$$

де $m_{\text{св}}$ — питома сила руйнування ґрунту перед лобовою гранню зуба, $m_{\text{св}} = 0,3 \text{ МПа}$;

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

φ — коефіцієнт, що враховує вплив кута різання, $\varphi = 1$;

$\eta_{\text{бок}}$ — коефіцієнт, що враховує відношення питомих сил різання в боковій і лобовій частинах прорізу, $\eta_{\text{бок}} = 0,4$;

$\eta_{\text{бок.ср}}$ — коефіцієнт, що характеризує відношення питомих сил різання боковими ребрами ножа і в лобовій частині прорізу, $\eta_{\text{бок.ср}} = 6,5$.

Середньомаксимальна нормальна складова сили різання гострими зубцями

$$N = P \operatorname{ctg}(\delta + \mu) = 55664,4 \operatorname{ctg}(36 + 20) = 37546,1 \text{ Н},$$

де δ — кут різання, $\delta = 36^\circ$;

μ — кут тертя ґрунту по сталі, $\mu = 20^\circ$.

Для затуплених робочих органів виникає додаткова сила опору ґрунту

$$P_{\text{пл.изн}} = m_{\text{св}} \eta_{\text{пл.изн}} h L_{\text{пл.изн}} n = 0,3 \cdot 0,0821 \cdot 16,2 \cdot 10 \cdot 4 \cdot 10^2 = 1596,0 \text{ Н},$$

де $\eta_{\text{пл.изн}}$ — коефіцієнт, що враховує затуплення робочих органів і залежить від ширини площадки зносу і товщини зрізу ґрунту, $\eta_{\text{пл.изн}} = 0,0821$;

$L_{\text{пл.изн}}$ — довжина зношеної ріжучої кромки зуба, $L_{\text{пл.изн}} = 16,2 \text{ см}$.

Середня дотична складова сили різання

$$P_{\text{ср}} = P k_{\text{з}} + P_{\text{пл.изн}} = 55664,4 \cdot 0,8 + 1596,0 = 46127,5 \text{ Н},$$

де $k_{\text{з}}$ — коефіцієнт, що враховує енергоємність процесу різання,

$k_{\text{з}} = 0,8$.

Середня нормальна складова сили різання

$$N = N k_{\text{з}} - P_{\text{пл.изн}} \operatorname{ctg}(\delta_1 + \mu) = 37546,1 \cdot 0,8 - 1596,0 \operatorname{сеп}(9,74 + 20) = 27243,3 \text{ Н},$$

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де δ_1 — кут між траєкторією різання і площадкою зносу, $\delta_1 = 9,74^\circ$.

Середня питома складова сили різання

$$P'_{cp} = \frac{P_{cp}}{F} 10^{-2} = \frac{46127,5}{3245,5} 10^{-2} = 0,1421.$$

Коефіцієнт питомої сили різання

$$k_{рез} = \frac{P'_{cp}}{P_{коп0} + (1 + k_1) P_{cp}} = \frac{0,1421}{0,025 \cdot 10^6 + (1 + 0,08) \cdot 46127,5} = 1,14,$$

де $P_{коп0}$ — питома сила копання для умовного ґрунту з нульовим опором, $P_{коп0} = 0,025 \text{ МПа}$;

k_1 — безрозмірний коефіцієнт, $k_1 = 0,08$.

Дотична складова сили копання

$$P_{коп} = \frac{P_{cp}}{k_{рез}} = \frac{46127,5}{1,14} = 40500 \text{ Н}.$$

Нормальна складова сили копання

$$N_{коп} = N_{cp} + (P_{коп} + P_{cp}) \psi = 27243,3 + (40462,7 - 46127,5) \cdot 0,58 = 24000 \text{ Н},$$

де ψ — коефіцієнт, що характеризує відношення складових повної сили копання ґрунту, $\psi = 0,58$.

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.1.3 Методика приведення навантажень до вибігу рівнодіючої і величини рівнодіючої сили

З рис. 5.1 видно, що навантаження екскаватора під час роботи має просторовий характер. Урахування всіх факторів роботи машини (висування і піднімання рукояті, поворот платформи, подовжній і поперечний нахил рівня стоянки екскаватора) є можливим лише із використанням ЕОМ і комп'ютерного програмування.

Розглянемо процес розкладення просторових навантажень на три складові по координатних осях.

Приймаємо, що площина XOY є опорною поверхнею для екскаватора ЕКГ-5Н, а вісь Z є віссю обертання поворотної платформи машини. Після знаходження точки перетину сили P з опорною площиною, розкладаємо силу P в ній на три складові: P_x , P_y , P_z (рис. 5.3). Наступним кроком є визначення плечей сил L_x і L_y .

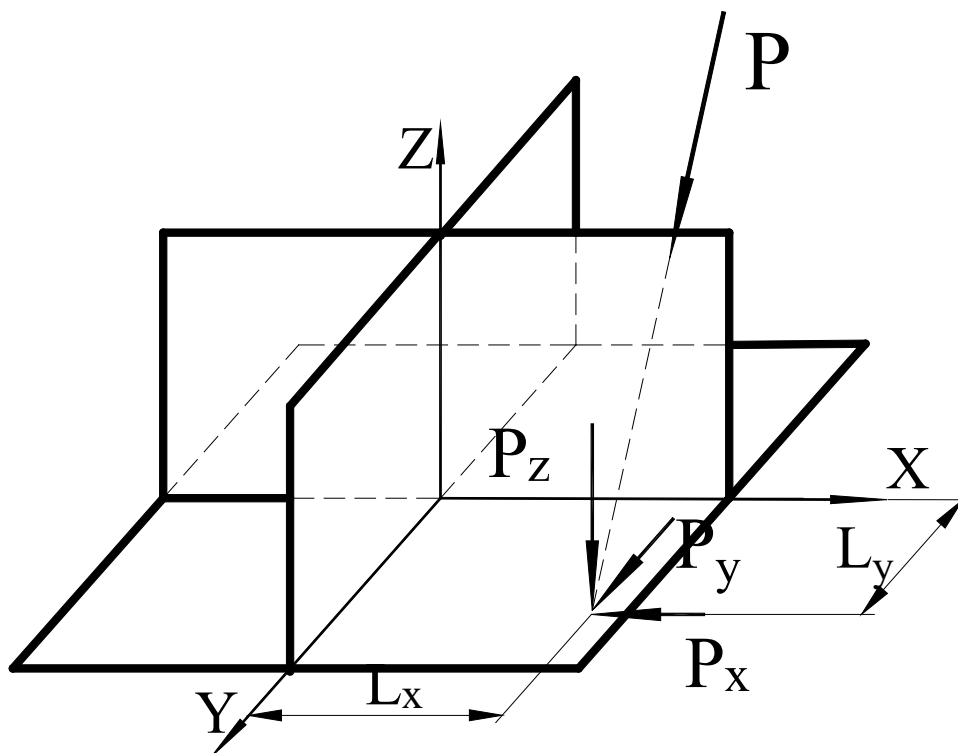


Рис. 5.3. Схема розкладення сил на три складові

Моменти сил відносно координатних осей

$$M_x = \sum P_z \cdot L_y ;$$

$$M_y = \sum P_z \cdot L_x ;$$

$$M_z = \sum P_x \cdot L_y + P_y \cdot L_x ,$$

де M_x і M_y — моменти всіх сил, відповідно, відносно осі X і Y .

Величина рівнодіючої сили

$$Q_\Sigma = \sum P_z ,$$

де Q_Σ — проекція всіх сил, що діють на систему, на вісь Z .

Складові довжини вильоту рівнодіючої по осях X і Y

$$r_x = \frac{M_y}{Q_\Sigma} ;$$

$$r_y = \frac{M_x}{Q_\Sigma} ,$$

де r_x і r_y — проекції вектору вильоту рівнодіючої на осі X і Y .

Відповідно, вибіг рівнодіючої всіх сил

$$r = \sqrt{r_x^2 + r_y^2} ,$$

де r — вибіг рівнодіючої всіх сил.

Кут повороту рівнодіючої β (рис. 5.4) визначається у залежності від величини і знаку складових

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\beta = \arctg \frac{r_y}{r_x},$$

де β — кут між рівнодіючою і віссю X.

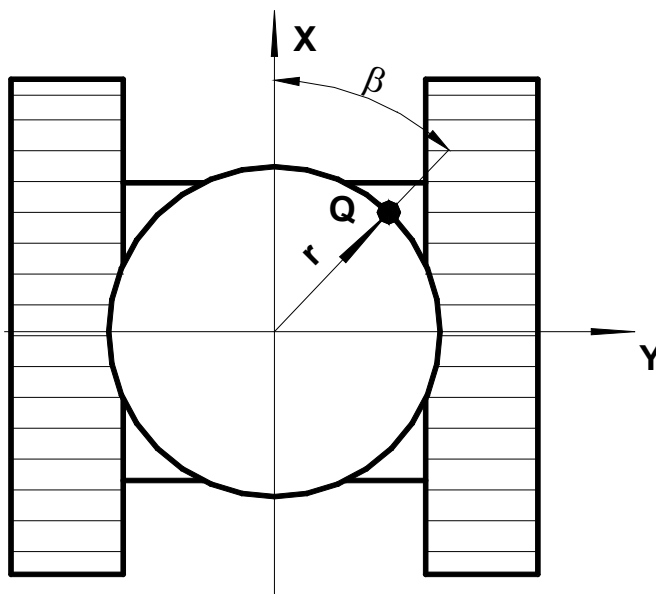


Рис. 5.4. Схема прикладення рівнодіючої сил r

Результати розрахунку вильоту рівнодіючої для різних положень робочого обладнання, представлені на рис. 5.5.

З результатів видно, що найбільший вибіг рівнодіючої всіх сил приймає максимальне значення $r=1220$ мм у випадку максимального вильоту рукояті при куті нахилу рукояті до горизонту близько 15° .

В разі відсутності зусиль різання і ґрунту в ковші, косинус кута між рівнодіючою і позитивним напрямом осі X має від'ємне значення і при збільшенні кута нахилу рукояті, вибіг рівнодіючої зменшується.

Аналіз отриманих результатів дослідження процесу навантаження екскаватора під час роботи свідчить про зміну вибігу рівнодіючої сили у широких межах (від 0 до 1,25 м), що приводить до значних коливань навантаження на опорні елементи.

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

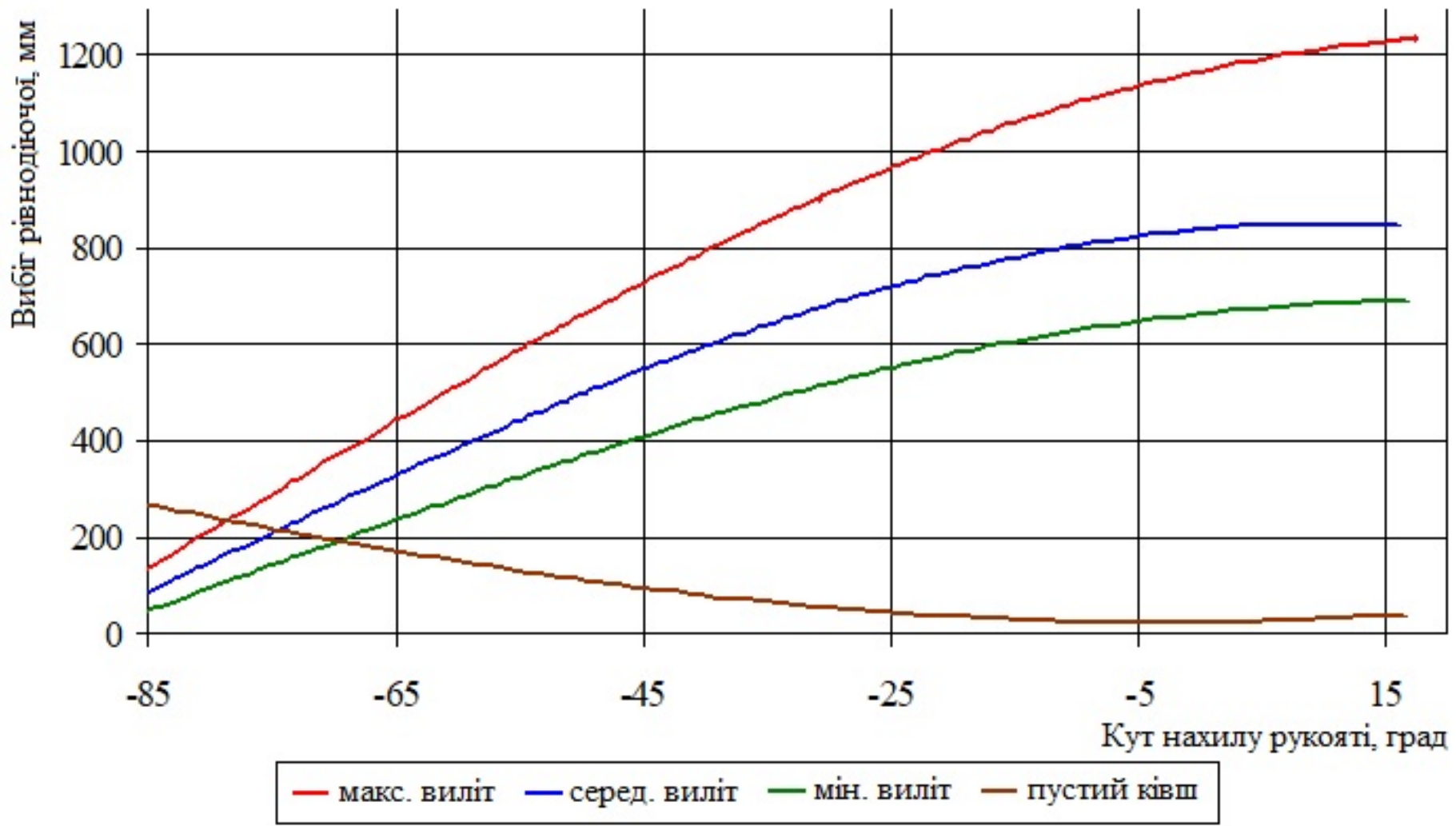


Рис. 5.5. Графіки залежності вибігу рівнодіючої всіх сил від кута нахилу рукояті

5.2 Дослідження розподілення навантажень між опорними елементами екскаватора в процесі роботи

Послідовність дослідження навантаженості опорних елементів екскаватора із застосуванням запропонованої математичної моделі включає наступні кроки:

- 1) підготовка даних та визначення лінійних розмірів екскаватора, який досліджується;
- 2) опис діючих навантажень від ваги складових елементів машини і сил різання та координати їх прикладення;
- 3) вибір характеристик ґрунту;
- 4) дослідження зміни навантаження опорних елементів машини під час копання ґрунту при різних положеннях робочого обладнання.

За викладеною методикою виконано аналіз зміни навантаженості опорних елементів гусеничного механізму пересування екскаватора ЕЖГ-5Н при повороті платформи (рис. 5.6) і при роботі екскаватора в забої.

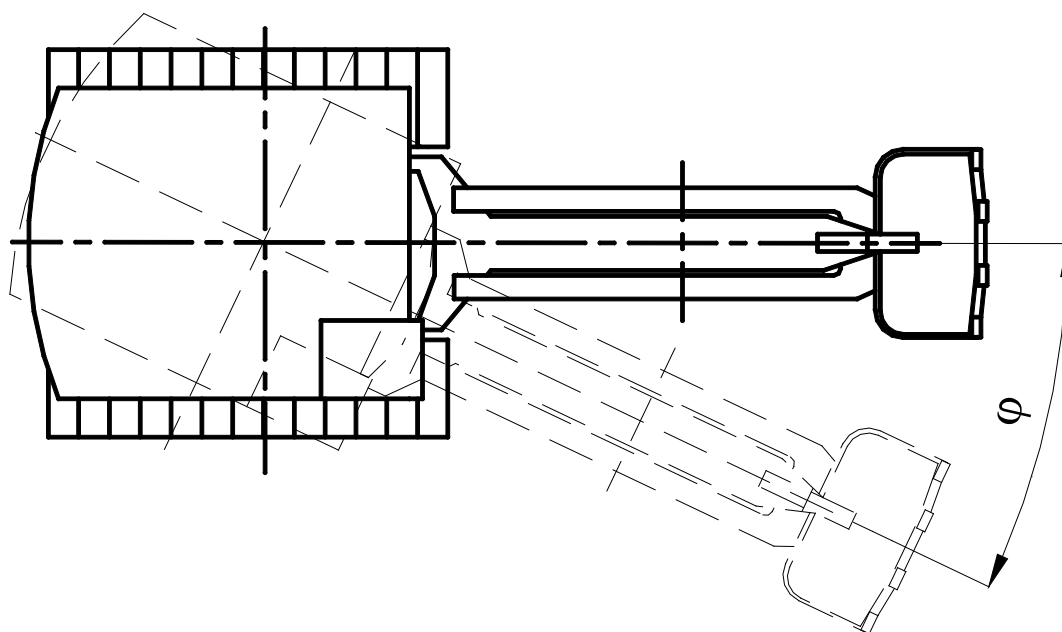


Рис. 5.6. Схема повороту поворотної частини екскаватора

Слід відмітити, якщо у якості вихідних даних (площа опорної поверхні під кожною опорою, коефіцієнти жорсткості, коефіцієнти нерівності

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

поверхні) прийняти дійсні значення, можна крім навантажень на опори визначити глибину занурення кожної опорної точки. Якщо ж всі, вищезгадані значення коефіцієнтів прийняти рівними одиниці, а значення коефіцієнтів нерівності поверхні рівними нулю, в результаті будуть визначені навантаження на опори за умови роботи машини на плоскій поверхні ґрунту

Розглянемо зміну навантаження кожної опорної точки екскаватора при повороті платформи. При розрахунках прийнято:

- рукоять висунуто на повний виліт;
- прикладено навантаження від ваги ланок і максимального вантажу у ковші;
- машина знаходиться на горизонтальній площадці, тобто кут стоянки машини $\alpha=0^0$.

Розподіл навантаження між опорними котками при прийнятих допущеннях, умовах роботи і навантаження представлено на рис. 5.7. Графіки побудовані для середнього вильоту рукояті і заповненого вантажем ковша. Опорна площадка ґрунту — рівна.

Аналіз залежностей, зображених на рис. 5.7, дозволяє зробити наступні висновки:

- навантаження опорних елементів в процесі роботи машини має коливальний характер, що приводить до циклічного навантаження як котків, так і елементів гусениці;
- найбільше навантаження в процесі роботи екскаватора приходить на передні котки ($P=550$ кН) при повороті платформи на кут $\varphi=23,4^0$;
- найменш навантаженими є опорні котки, які знаходяться біля осі обертання поворотної частини екскаватора; максимальне навантаження на ці котки складає $P=332,6$ кН при повороті платформи на кут $\varphi=91,8^0$;

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

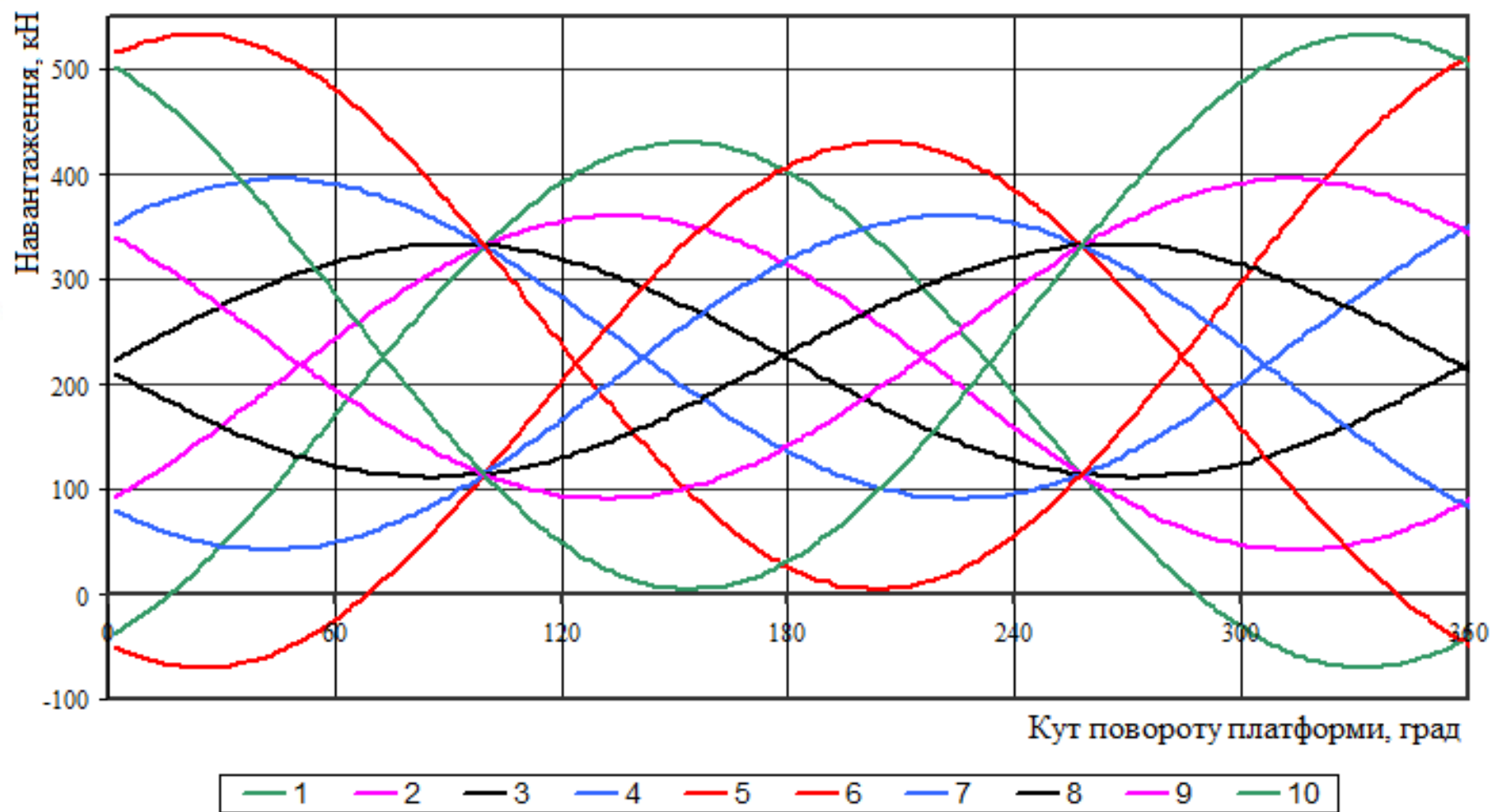


Рис. 5.7. Графіки зміни навантаження на опорні елементи екскаватора при повороті платформи

- амплітуда коливань навантажень на опорні елементи зростає при віддаленні опори від центра обертання поворотної платформи;
- на максимальному вильоті рукояті, із завантаженим ковшом і прикладеними силами різання, задні опорні котки повністю розвантажуються і відриваються від ґрунту. Отже, при подальшому різкому зменшенні зовнішнього навантаження (наприклад, сил різання), відбувається удар задніх опорних котків об ґрунт;
- при повороті платформи на кут $\varphi=99,0^\circ$ завантаження всіх опорних точок на кожній гусениці вирівнюється ($P=330$ кН — для правої гусениці і $P=115$ кН — для лівої).

При жорсткій схемі спирання екскаватора навантаження на опорні котки для кожного гусеничного візка змінюється за лінійним законом (якщо екскаватор знаходиться на горизонтальній поверхні). При повороті платформи відбувається перерозподіл навантаження гусениць. Максимальне значення навантаження приходить на опорні колеса, розташовані в тій же чверті, що й рівнодіюча. Розподіл навантаження на опорні котки при знаходженні на горизонтальній площадці та при повороті платформи екскаватора показано на рис. 5.8, 5.9.

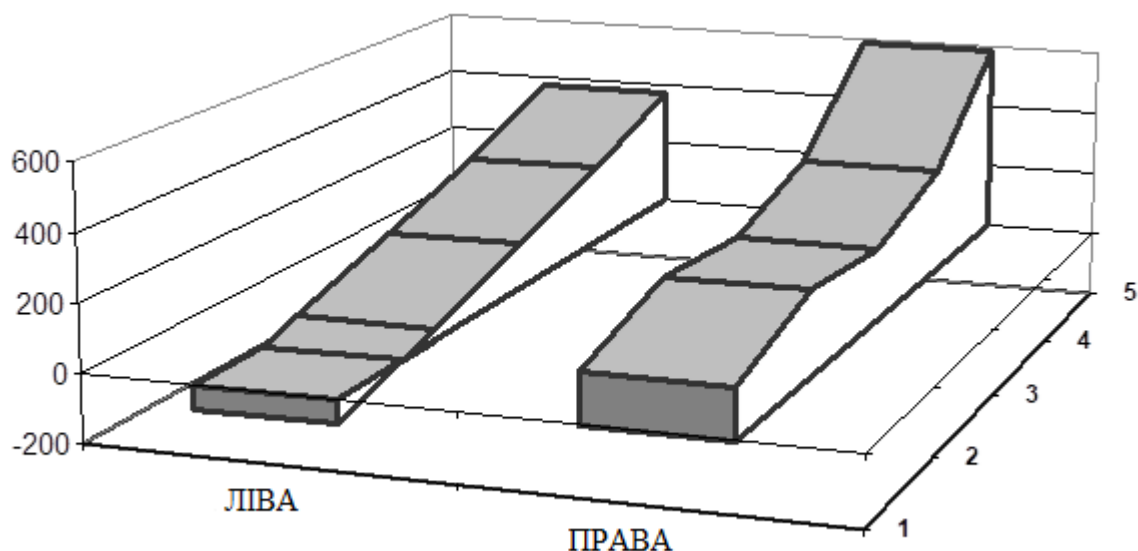
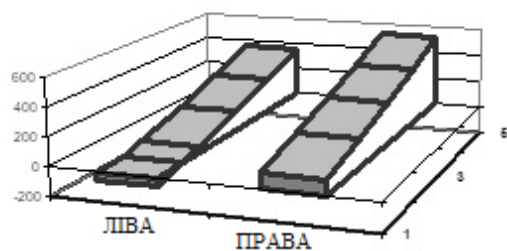
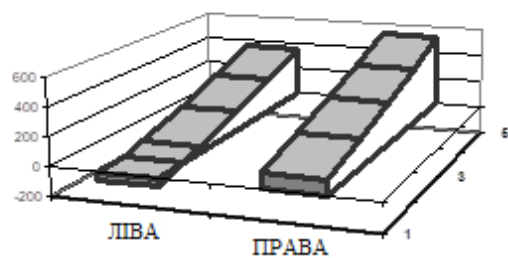


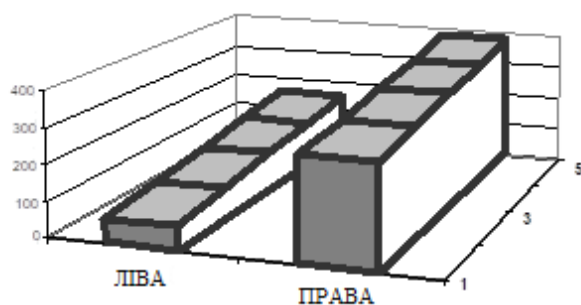
Рис. 5.8. Схеми епюр розподілу навантаження між опорними котками екскаватора



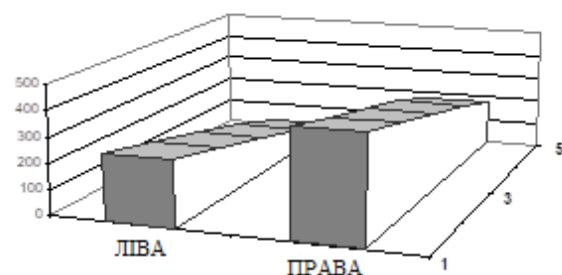
а)



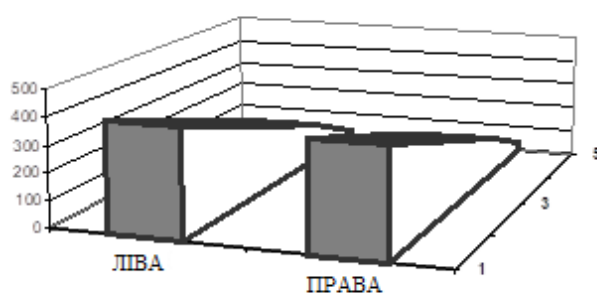
б)



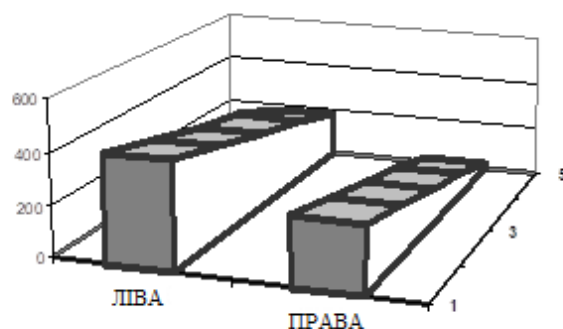
в)



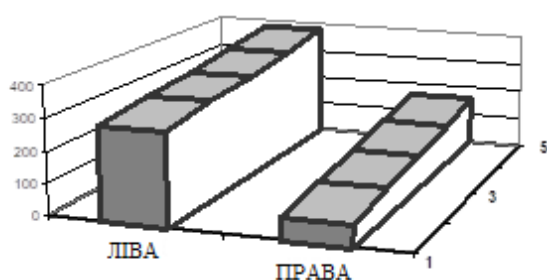
г)



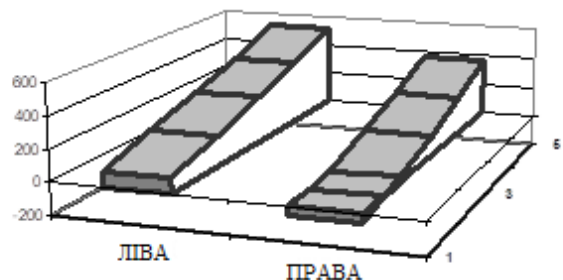
д)



е)



ж)



з)

Рис. 5.9. Схеми розподілу навантажень на опорні колеса екскаватора
ЭКГ-5Н при повороті платформи: а)- $\varphi_{пл}=0^0$; б)- $\varphi_{пл}=45^0$; в)- $\varphi_{пл}=90^0$; г)-
 $\varphi_{пл}=135^0$; д)- $\varphi_{пл}=180^0$; е)- $\varphi_{пл}=228^0$; ж)- $\varphi_{пл}=270^0$; з)- $\varphi_{пл}=315^0$

Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДІТ. 480000. 112 МРПЗ

Арк.

Значний вплив мають також такі фактори, як нерівність опорної поверхні, яка приводить до перевантаження одних і недовантаженості інших опорних точок. Для прикладу, на рис. 5.10 наведено діаграму розподілу навантажень на котки при углибленні розміром 4 см під 3 і 4 опорами правої гусениці.

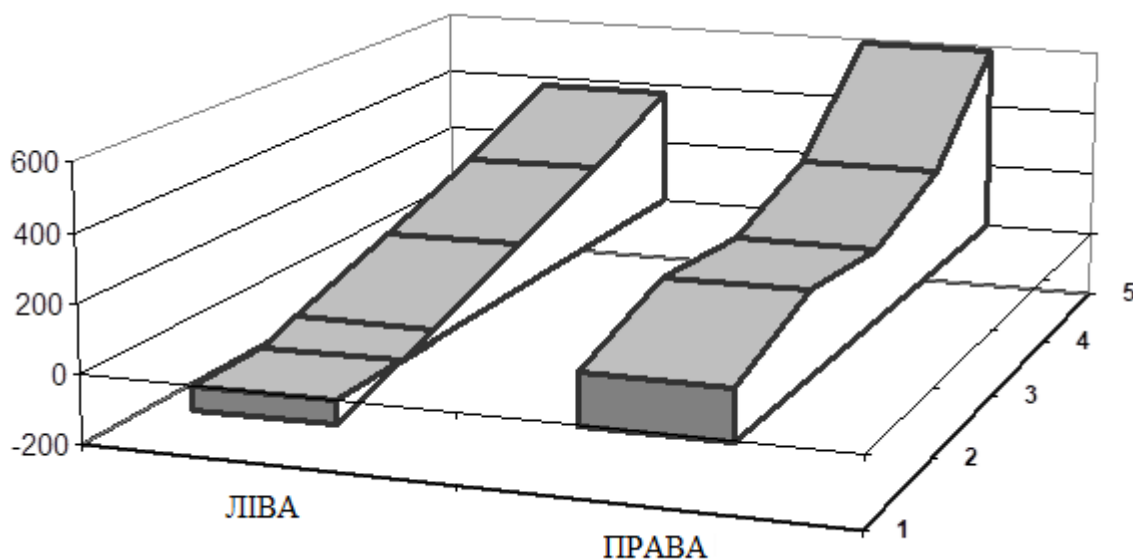


Рис. 5.10. Розподіл навантаження при виїмці під 3 і 4 опорними котками

Рис. 5.11 ілюструє перевантаження 3 і 4 опорних точок при збільшенні на 4 см висоти нерівності ґрунта під цими опорами.

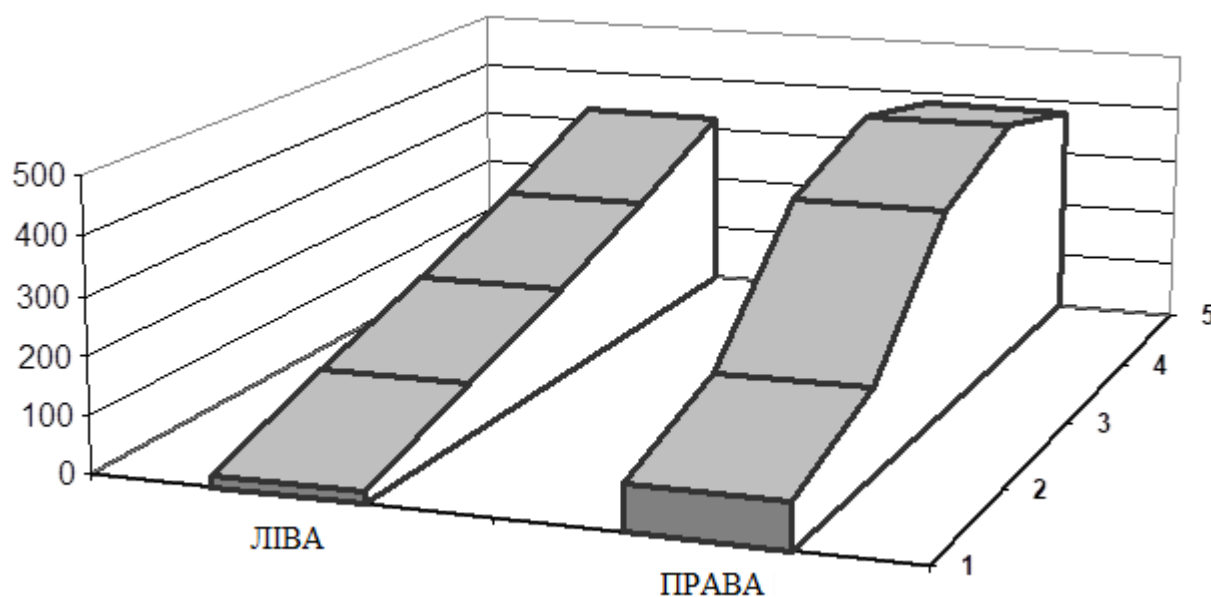


Рис. 5.11. Розподіл навантажень на пагорбі під 3 і 4 опорними котками

Зміна опорної площі опори також приводить до перерозподілу навантаження. Результати зміни опорних площадок під 3 і 4 опорами показано на рис. 5.12, 5.13.

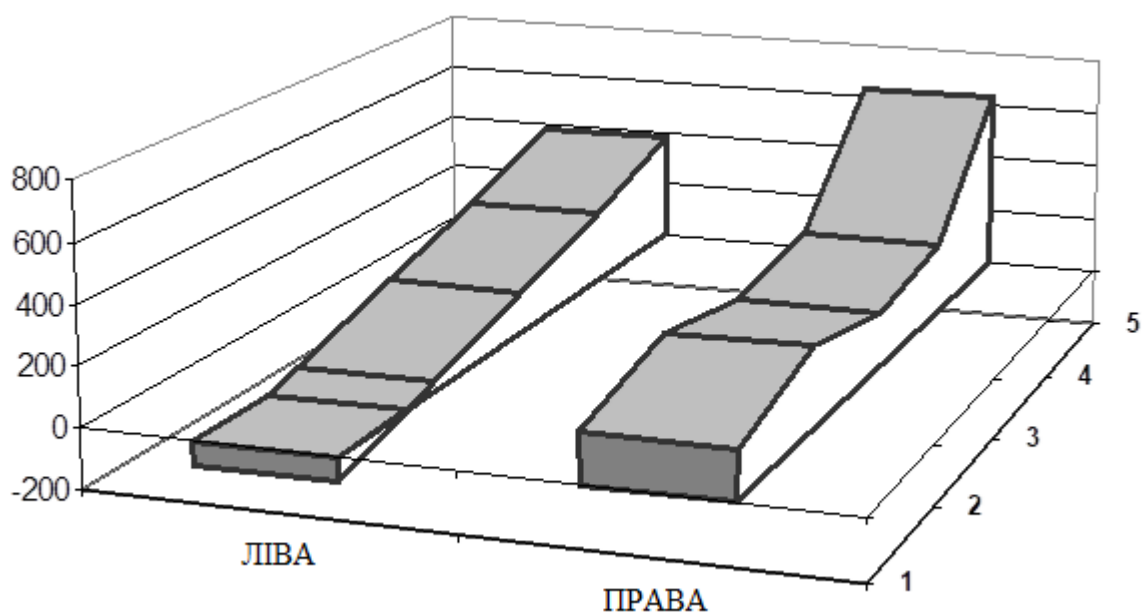


Рис. 5.12. Розподіл навантажень при зменшенні опорної площі під 3 і 4 котками порівняно з базовою у 2 рази

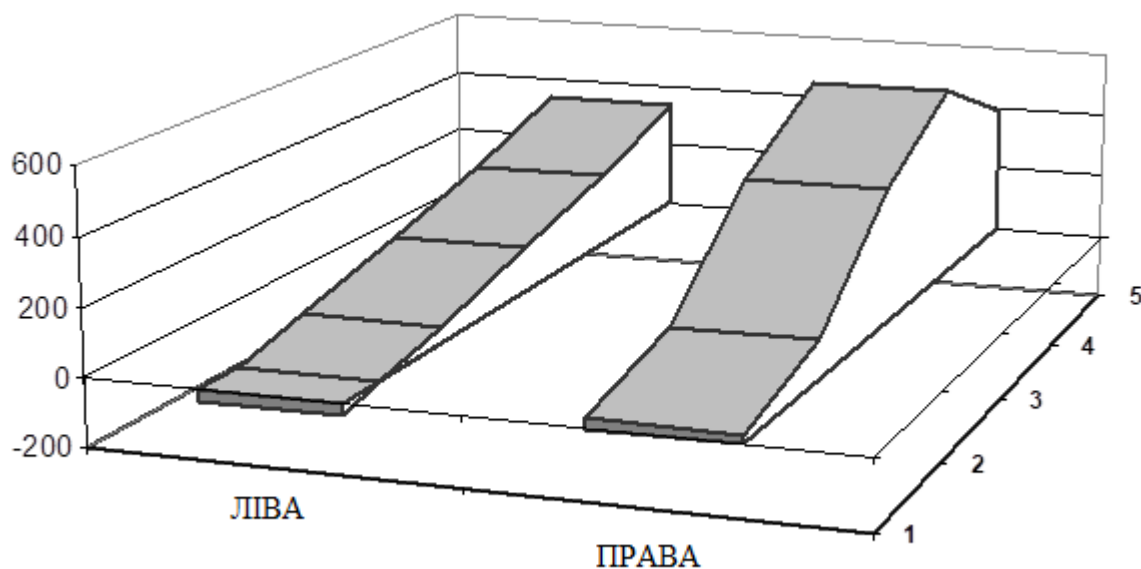


Рис. 5.13. Розподіл навантажень при збільшенні опорної площі під 3 і 4 котками порівняно з базовою у 2 рази

Зміну навантажень на опори при зміні жорсткості ґрунту під опорними точками представлено на рис. 5.14, 5.15.

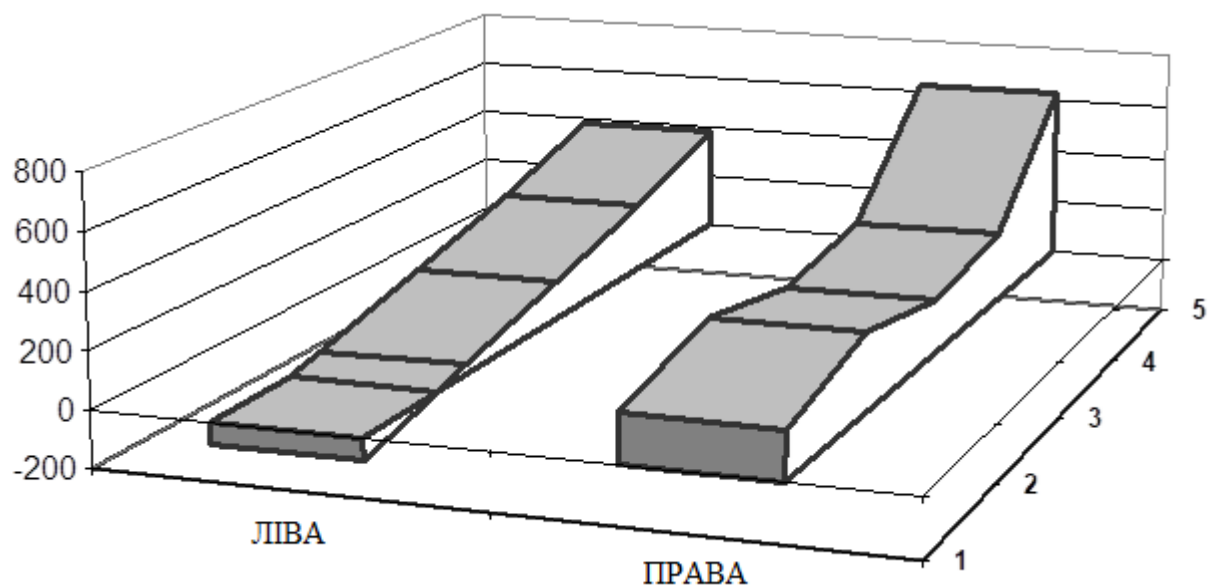


Рис. 5.14. Розподіл навантажень при зменшенні коефіцієнта зминання ґрунту під 3 і 4 котками порівняно із загальним у 2 рази

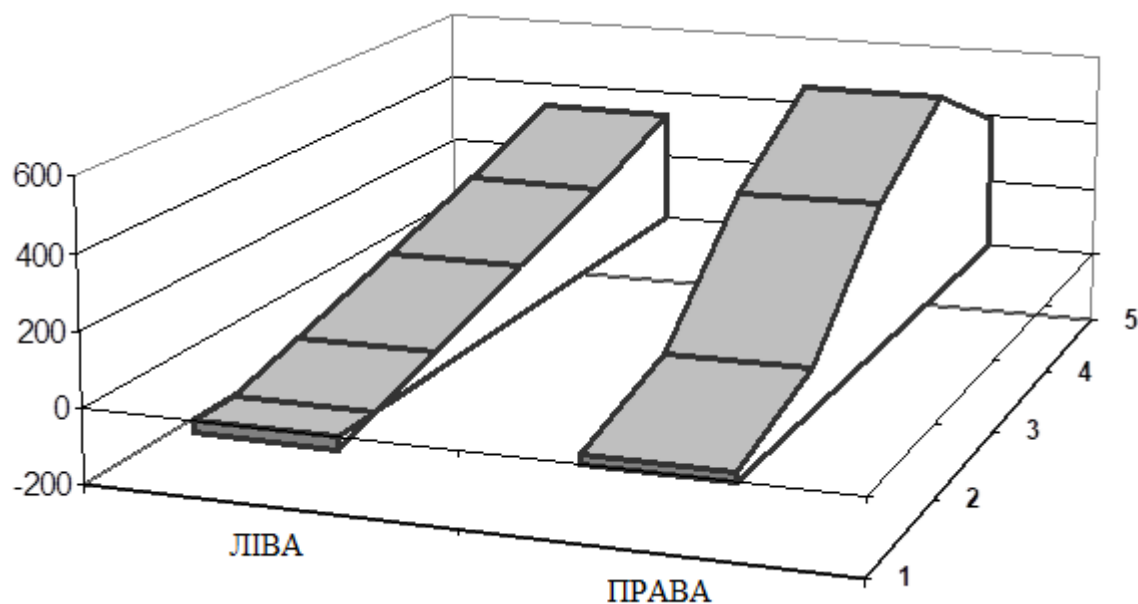


Рис. 5.15. Розподіл навантажень при збільшенні коефіцієнта зминання ґрунту під 3 і 4 котками порівняно із загальним у 2 рази

Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДІТ. 480000. 112 МРПЗ

Арк.

Аналізуючи отримані результати можна зробити висновок, що при повороті платформи навантаження на деякі опорні точки мають від’ємне значення. Амплітуда коливальних навантажень на ці точки досягає більше, ніж 900 кН. У сучасних екскаваторах (з канатною тягою і гідравлічних) з метою зменшення часу робочого циклу, збільшують силові параметри і робочі швидкості. При великій власній масі екскаваторів, коливальному характері розподілу навантажень і відмінностях в умовах спирання котків, відбувається, крім статичного, значне динамічне навантаження опорних елементів як при роботі машини, так і при пересуванні. В розрахункових методиках ці фактори враховуються не повністю, що приводить в процесі експлуатації до передчасного виходу із ладу гусеничних ланок і ходових елементів гусеничних землерийних машин і, відповідно, до зниження експлуатаційної продуктивності.

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

В дипломній роботі розглянуто питання розподілу навантажень на опорні елементи гусеничного механізму пересування землерийних машин з урахуванням різних факторів, що в подальшому дозволить обґрунтувати оптимальні параметри гусеничного ходу, створити методику розрахунку навантаженості опорних елементів, яка дозволить скоротити час на проектування машини і забезпечить більш високі її експлуатаційні показники за рахунок збільшення довговічності вузлів і деталей гусеничного рушія.

Економічний ефект внаслідок використання результатів дослідження може бути отриманий:

- у сфері проектування, за рахунок скорочення витрат часу на тяговий розрахунок, вибір параметрів гусеничного візка;
- у сфері експлуатації від підвищення довговічності і за рахунок цього зменшення потреби підприємств у запасних частинах.

Очікуємий річний ефект E_p від впровадження результатів дослідження визначаємо за формулою

$$E_p = E_{\text{пр}} + E_{\text{ек}},$$

де $E_{\text{пр}}$ і $E_{\text{ек}}$ – річна економія від впровадження результатів дослідження в сферах проектування і експлуатації машин, грн.

Економічний ефект від зменшення витрат на проектування визначається за формулою

$$E_{\text{пр}} = V_{\text{пр}} \cdot \Pi_{\text{пр}} (T_{\text{пр1}} - T_{\text{пр2}}),$$

де $V_{\text{пр}}$ – кількість проектів на рік;

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$\Pi_{\text{пр}}$ – заробітна плата за одну годину проектувальних робіт з урахуванням додаткової зарплати і відрахувань на соціальне страхування, грн;

$T_{\text{пр1}}$ і $T_{\text{пр2}}$ - час проектування до і після впровадження результатів дослідження, год.

Приймаємо кількість проектів екскаваторів з гусеничним ходовим обладнанням на рік $B_{\text{пр}} = 1$, а заробітна плата провідного інженера–конструктора $\Pi_{\text{пр}} = 130$ грн/год.

Час на конструювання до впровадження результатів дослідження включає пошук сучасних методів розрахунку і проектування опорних елементів екскаватора, аналіз науково-технічної і патентної літератури, попередні розрахунки та креслення і може бути визначений за виразом

$$T_{\text{пр}} = B_{\text{пр}} (K_{\text{л}} \cdot T_{\text{л}} \cdot n) = 1 \cdot (6 \cdot 48,6 \cdot 3) = 874.8 \text{ год},$$

де $K_{\text{л}}$ – кількість креслень формату А1;

$T_{\text{л}}$ – нормативний час на виконання 1 листа формату А1, год.;

n – кількість можливих варіантів.

Час на конструювання після впровадження результатів дослідження

$$T_{\text{пр}} = B_{\text{пр}} (K_{\text{л}} \cdot T_{\text{л}} \cdot n) = 1 \cdot (4 \cdot 48,6 \cdot 1) = 194.4 \text{ год}.$$

Тоді економічний ефект від зниження витрат на проектування

$$E_{\text{пр}} = 1 \cdot 130 (874.8 - 194.4) = 88\,452 \text{ грн}.$$

Економічний ефект від підвищення довговічності деталей гусеничного ходового обладнання і зменшення витрат запасних частин визначається за виразом

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$E_{\text{ек}} = B_{\text{г}} \cdot \Pi_{\text{од}} \cdot \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right) + \frac{P}{2} (T_1 - T_2),$$

де $B_{\text{г}}$ – годова програма випуску машин, шт;

$\Pi_{\text{од}}$ – вартість однієї машини, грн;

T_1 і T_2 – строк служби машини до і очікуємий строк служби після впровадження результатів дослідження, год.;

P – сума щорічного збільшення витрат на ремонт, грн (у даному випадку не зростає, а зменшується).

Економічний ефект від підвищення довговічності ходового обладнання, тобто за рахунок зменшення витрат запасних частин

$$E_{\text{ек}} = E_{\text{ек}}^{\text{тр}} + E_{\text{ек}}^{\text{к}} = 52585 + 47180 = 99765 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект від впровадження результатів дослідження складає

$$E_{\text{р}} = 88452 + 99765 = 188217 \text{ грн.}$$

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ

7.1 Небезпечні та шкідливі фактори при експлуатації екскаваторів

Шкідливими факторами є вплив на людину, що в певних умовах призводить до захворювання або зниження працездатності.

Небезпечним фактором є вплив на людину, що в певних умовах призводить до травмування або іншого погіршення самопочуття.

За характером взаємодії з екіпажем екскаватора ці фактори класифікуються:

а) активні:

- кінетична і потенційна енергія обертаючих і рухомих елементів;
 - потенційна енергія тіл на висоті;
 - шуми від роботи механізмів і вибухів гірських порід;
 - вібрації;
 - туман;
 - прискорення;
 - температура нагрітих і охолоджених предметів і поверхонь;
 - домішки нетоксичного пилу в повітрі;
 - пожежі;
 - електричний струм;
 - вологість, температура і рухливість повітря;
 - освітлення;
 - вогнебезпечні та вибухонебезпечні речовини;
- втома, стрес і незручна робоча поза;

б) пасивно-активні:

- гострі елементи;
- нерівні поверхні схили і підйоми;

в) пасивні:

- корозія матеріалів;

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- недостатня міцність конструкцій;
- збільшення навантаження на механізми.

7.2 Техніка безпеки

Екскаватор, який був введений в експлуатацію після монтажу, повинен експлуатуватися протягом перших п'ятисот годин роботи з наповненням ковша не більше 50% номінальної місткості з метою припрацювання основних механізмів і робочого обладнання.

У цей період необхідно проводити посилений моніторинг всіх механізмів, мастильних систем і гідросистеми, регулярно перевіряти кріплення. Безвідмовна робота можлива лише за таких заходів безпеки:

- а) допустимий кут нахилу екскаватора - 3°;
- б) екіпаж при отриманні завдання додатково вивчає інструкцію щодо дотримання вимог безпеки;
- в) забороняється доступ до екскаватора стороннім людям;
- г) забороняється:
 - знаходитися у зоні роботи машини;
 - працювати при швидкості вітру понад 20 м/с;
 - роботи в місцевості з висотою над рівнем моря понад 1000 м;
 - робота при температурі повітря більше 50°C
 - експлуатація при вологості повітря понад 90%, виміряній і приведеній до температури +20°C;
 - пересуватися по пливунах і болотній місцевості;
 - здійснювати технологічні процеси з невідрегульованими гальмами;
 - використовувати металеву конструкцію екскаватора в якості заземлення для зварювальних робіт;
 - рух на поперечному схилі більше 3° і поздовжньому більше 12°;
 - ремонт механізмів;
 - зберігання в кузові легкозаймистих речовин;
- д) при вибухових роботах екскаватор відводити на безпечну відстань;

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- е) при технічному обслуговуванні використовувати справний інструмент, підйомне обладнання та пристрої;
- ж) при роботах, ремонтах і обслуговуванні на висоті використовувати ремені безпеки;
- з) при роботі в нічний час має бути освітлена зона кар'єру;
- и) перед початком роботи або переїзду водій повинен подати звуковий сигнал;
- к) робоче положення водія в кріслі кабіни повинно бути зручним;
- л) під час зупинки для виконання ремонтних робіт або огляду екскаватора він повинен бути знеструмлений для уникнення його пуску за рахунок випадкового торкання до кнопок і рукояток керування;
- м) при короткочасній зупинці все органи керування переводяться у нульове положення, ланцюги керування вимикаються;
- н) ківш повинен бути спертий на землю навіть під час короткочасних стоянок або перерв;
- о) в кабіні машиніста повинна знаходитися аптечка з медичними препаратами.

Проникненню пилу в кабіну перешкоджає система, яка створює надлишковий тиск.

7.3 Вимоги безпеки і охорони навколишнього природного середовища

7.3.1 Механічна частина

1 Конструкція екскаватора повинна відповідати вимогам безпеки за ГОСТ 12.2.003-91.

2 Експлуатація екскаватора виконується відповідно до вимог ГОСТ 12.3.002-75 и «Єдиних правил безпеки при розробці родовищ корисних копалин відкритим способом», затверджених «Держпраці».

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 Умови праці при виробництві і експлуатації екскаватора повинні забезпечувати вимоги СП 1042-73, СН 3044-84, СН 3223-85, СН 4088-86 і вимоги СНиП II-4-79.

4 Працівники, задіяні при виготовленні і експлуатації екскаватора, повинні проходити попередні і періодичні медичні огляди відповідно до наказу МОЗ України від 31.03.94г. № 45 і забезпечуватися санітарно-побутовими приміщеннями відповідно до СНиП 2.09.04-87.

5 Заходи з охорони навколишнього природного середовища при виготовленні і експлуатації екскаватора повинні виконуватися відповідно до вимог СП 4946-89, СП 4630-88, СП 3183-84.

6 Конструкція екскаватора повинна забезпечувати:

- безпеку обслуговуючого персоналу при виготовленні, монтажу, експлуатації, технічному обслуговуванні і ремонті;
- вільний і безпечний доступ до органів керування, приладів і агрегатів, які вимагають систематичного технічного обслуговування;
- надійну роботу гальм підйомної лебідки і механізмів повороту, напору і пересування;
- захист трубопроводів, гумовотканинних рукавів і електричних кабелів від стирання при транспортуванні і експлуатації екскаватора;
- екскаватор повинен мати обмежники крайніх положень ковша.

7 Будова, встановлення і експлуатація повітрязбірника пневматичної системи, який працює під тиском, повинні відповідати вимогам «Правил будови і безпечної експлуатації судин, що працюють під тиском», затверджених «Держпраці».

8 Рівні звукового тиску в октавних полосах частот і еквівалентний рівень звуку в кабіні машиніста при зачинених вікнах і дверях кабіни машиніста та зовні екскаватора на відстані 2 м від хвостової частини поворотної платформи не повинні перевищувати значень, встановлених ГОСТ 12.1.003-83 і СН 3223 - 85 та наведених в табл. 7.1.

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 7.1

Норми звукового тиску

Рівні звукового тиску в дБ в октавних полосах із середньгеометричними частотами, Гц									Еквівалентний рівень звуку, дБА
31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
107	95	87	82	78	75	73	71	69	80

9 Середньоквадратичні значення віброшвидкості і їх логарифмічні рівні в октавних полосах частот на робочому місці машиніста і органах керування в кабіні не повинні перевищувати значень, встановлених ГОСТ 12.1.012-90 і СН 3044-84 (наведені в табл. 7.2).

Таблиця 7.2

Нормування вібрації

Види вібрації	Напрями, за якими нормується вібрація	Середньоквадратичні значення віброшвидкості, м/с·10 ⁻² , не більше									
		Логарифмічні рівні віброшвидкості, дБ, в октавних полосах із середньгеометричними частотами, Гц									
		2	4	8	16	31,5	63	125	250	500	1000
Загальна вібрація	Вертикальна (по осі Z) або горизонтальна (по осях X і Y)	3,5	1,3	0,63	0,56	0,56	0,56	-	-	-	-
		117	108	102	101	101	101				
Локальна вібрація	По кожній з осей	2,8	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
		115	109	109	109	109	109	109	109	109	109

10 Екскаватор у процесі експлуатації не повинен виділяти шкідливі речовини у робочу зону в кількості, що перевищує гранично допустимі концентрації за ГОСТ 12.1.005-88.

11 Мікроклімат в кабіні машиніста повинен відповідати вимогам, викладеним в ГОСТ 12.1.005-88.

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

12 В кабіні машиніста повинно бути встановлено:

- сидіння машиніста і сидіння для помічника машиніста;
- стіл для записів та приймання їжі;
- органи керування;
- контрольно-вимірювальна апаратура;
- вимикач струму в ланцюгу керування;
- світильник для освітлення;
- кондиціонер;
- вішалка;
- полиця для зберігання технічної документації і аптечки;
- ємність для питної води.

13 Остеклення кабіни повинно бути виконаним з безпечного скла і мати рухомі вікна для провітрювання кабіни, мати обігрів, очисники скла і козирок для захисту від прямих сонячних променів.

14 Температура повітря в кабіні машиніста в зимовий період повинна бути не нижче, ніж 15°C.

15 Сидіння машиніста повинно бути обладнане підлокітниками, опорою для спини і підставкою для ніг, відповідних антропометричних даних і відповідати гігієнічним вимогам. Сидіння повинно регулюватися по вертикалі з можливістю зміни кута нахилу спинки.

16 У якості оздоблювальних матеріалів, звукопоглинання і теплоізоляції в кабіні машиніста використовуються наступні матеріали:

- лінолеум, ГОСТ 7251-77;
- декоративний паперово-шаруватий пластик, ГОСТ 9590-76;
- фанера – сосна, ФК-В/ВВ-Е1 ГОСТ 3916-69;
- гума - пориста неформована, ПРП-40П ГОСТ 19177-81.

17 Система вентиляції кабіни машиніста повинна забезпечувати ста повітря робочої зони у відповідності до вимог ГОСТ 12.1.005-88.

18 Екскатор повинен бути обладнаний пристроєм для гасіння вібрації кабіни керування.

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

19 Вимоги пожежної безпеки повинні відповідати вимогам ГОСТ 12.1.004-91. Екскаватор повинен бути оснащений вуглекислотними і хладоновими ручними вогнегасниками.

20 Для захисту обслуговуючого персоналу від небезпеки, яка виникає від рухомих частин механізмів і електричних машин, а також від частин породи і мастильних матеріалів, повинні бути встановлені захисні легкознімні, огороження і жолоби, які встановлюються і відчиняються без застосування спеціального інструменту, відповідно до вимог ГОСТ 12.2.062-81.

21 Для проходу в екскаватор, в кабінку машиніста і на стрілу під час експлуатації, обслуговування і ремонту повинні бути передбачені східці і площадки з огороженням відповідно до вимог ГОСТ 12.2.011-75 та ИСО 2867-89.

По периметру верхньої частини кузова повинні бути передбачені водостоки. На криші кузова повинні бути передбачене огороження, яке виключає падіння предметів.

22 Система рідкого змащення повинна бути обладнана засобами підігріву мастила в резервуарі і редукторах.

Повинна бути передбачена можливість заміни нагрівальних елементів без злиття рідкого мастила з резервуару і редукторів.

23 Трубопроводи пневматичної системи і систем рідкого і пластичного змащення повинні бути пофарбовані відповідно до вимог ГОСТ 14202-69.

24 Температура нагрівання зовнішньої поверхні корпусу підшипників не повинна бути більш, ніж 45°C.

25 На екскаваторі повинні бути спеціальні місця для зберігання протипожежного інвентаря, засобів електрозахисту, спецодягу, інструменту.

26 Екскаватор повинен бути обладнаний замками для запирання дверей кабіни машиніста і кузова.

27 Складальні одиниці і деталі екскаватора, які транспортуються без пакування, повинні мати маркування з нанесенням центрів мас і місць

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

стропування, а також спеціальні пристрої (приливи, отвори, рим-болти і т.ін.), які забезпечують можливість безпечного використання піднімальних засобів при транспортуванні і виконанні монтажних робіт.

28 Додаткові вимоги щодо безпечної експлуатації екскаватора повинні бути викладені в спеціальних інструкціях з безпеки, які складає підприємство-споживач.

7.3.2 Електрична частина

1 Електрообладнання екскаватора повинно відповідати вимогам ГОСТ 12.1.019-79, ГОСТ 12.2.007.0-75, ГОСТ 12.2.007.1-75, ГОСТ 12.2.007.2-75, ГОСТ 12.2.007.3-75, ГОСТ 12.2.007.4-75; ГОСТ 12.2.007.6-93, ГОСТ 12.2.007.8-75, ГОСТ 12.2.007.12-88, ГОСТ 12.2.007.13-88, ГОСТ 12.2.007.14-75, ГОСТ 22789-94, «Правил техніки безпеки при експлуатації електроустановок споживачів» і «Єдиних правил безпеки при розробці родовищ корисних копалин відкритим способом».

2 Робоче штучне освітлення в кабіні машиніста і забої повинно відповідати вимогам, викладеним в ОСТ 24.006.06-81, «Єдиних правилах безпеки при розробці родовищ корисних копалин відкритим способом» і конструкторській документації.

3 Електрообладнання і частини електроустановок, які можуть виявитися під напругою 42 В змінного струму і вище, 110 В постійного струму і вище, повинні бути заземлені до металоконструкції екскаватора.

4 Заземлення екскаватора до зовнішнього контуру повинно бути виконано за допомогою заземляючого дроту високовольтного кабелю. У високовольтному вводі повинно бути передбачене місце для підключення заземляючого дроту.

5 Заземлення поворотної платформи до нижньої рами повинно здійснюватися ковзаючим контактом кільцевого струмознімача.

6 Металоконструкції кабіни машиніста і стрели повинні бути заземлені до поворотної платформи. Жолоби і труби, які призначені для прокладки

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

кабелів і не мають надійних нероз'ємних з'єднань, повинні бути заземлені до металоконструкції екскаватора. Заземлення електрообладнання повинно бути виконано до металоконструкції частини екскаватора, на якій воно встановлене. Приєднання заземляючого дроту повинно бути розташоване у безпечному і зручному для обслуговування місці.

7 Приєднання заземляючих дротів повинно забезпечувати надійний контакт і має виконуватися за допомогою зварних і різьбових з'єднань. Різьові з'єднання повинні виконуватися заземляючими зажимами за ГОСТ 21130-75.

Контактні площадки під заземляючі зажими повинні бути оброблені, зачищені і захищені від корозії.

Приєднання заземляючих дротів до металорукавів повинно бути виконано за допомогою паяння.

Болтове з'єднання в місцях кріплення заземляючого дроту повинно мати пристрій, що виключає саморозгвинчування і ослаблення кріплення заземлення.

Заземлення повинно бути виконане незалежним приєднанням від кожної частини електроустановки, що заземляється, за рахунок окремого відводу.

8 Електричний опір, виміряний між заземляючим пристроєм, який знаходиться у ввідному відсіку бази, і будь-якою металевою частиною електроустановки, яка у результаті пробою ізоляції може виявитися під напругою більше, ніж 42 В змінного і 110 В постійного струму, не повинен перевищувати 0,1 Ом.

9 Контроль величини опору ізоляції і випробування електричної міцності ізоляції повинні бути виконані на монтажу у споживача відповідно до вимог інструкції з експлуатації підприємства-виробника.

10 Органи керування електроустановками повинні мати фіксацію положень, яка виключає самовільне або випадкове переміщення.

11 Попереджувальна передпускова сигналізація на екскаваторі повинна бути виконана у вигляді тифона, розташованого в зоні чуткості

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

обслуговуючого персоналу. Час звучання не менше 3 с. Рівень звукового тиску на відстані 5 м від розтруба - 90 - 100 дБ.

12 На кришці ввідної коробки ходового візка, в якому розташований високовольтний ввід зовнішнього живлячого кабелю, і на кожуху високовольтного кільцевого струмоприймача повинні бути нанесені попереджувальні знаки електричної напруги відповідно до вимог ГОСТ 12.4.026-76.

13 Екскаватор повинен бути укомплектований указівниками високої напруги, струмопошукувачем, діелектричними рукавичками, ботами і килимками.

7.4 Розрахунок захисного заземлення

Вихідні дані до розрахунку:

- довжина труби $l=3$ м;
- відстань між трубами $a=9$ м;
- величина заглиблення $h=0,9$ м;
- необхідна (нормативна) величина опору розтіканню струму заземляючого пристрою $R_n=4$ Ома;
- ширина полоси $b=0,05$ м;
- коефіцієнт сезонності $\eta_c=1,5$;
- діаметр труби $d=0,06$ м.

Опір розтіканню струму одинарного трубчатого заземлителя

$$R'_t = \frac{\rho}{2\pi l} \left(\ln \frac{2l}{d} + \frac{1}{2} \ln \frac{4t+1}{4t-1} \right) = \frac{300}{2\pi \cdot 3} \left(\ln \frac{2 \cdot 3}{0,06} + \frac{1}{2} \ln \frac{4 \cdot 2,4 + 1}{4 \cdot 2,4 - 1} \right) = 78,4 \text{ Ом},$$

$$\text{де } t = \frac{1}{2}l + h = \frac{1}{2} \cdot 3 + 0,9 = 2,4 \text{ м};$$

ρ – питомий опір ґрунту, $\rho=300$ Ом·м (супісок).

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Опір одинарного заземлителя з урахуванням коефіцієнта сезонності

$$R_T = R'_T \eta_c = 78,4 \cdot 1,5 = 117,6 \text{ Ом}.$$

Умовна (наближена) кількість труб

$$n_{\text{усл}} = \frac{R_m}{R_n} = \frac{117,6}{4,0} = 29,4.$$

За значенням $n_{\text{усл}}$, відношенням $\frac{a}{l} = \frac{9}{3} = 3$ (відстань між трубами до їх довжини) і графіка [9] визначається коефіцієнт екранування труб $\eta_{\text{эт}} = 0,88$.

Остаточна (уточнена) кількість труб

$$n = \frac{n_{\text{усл}}}{\eta_{\text{эт}}} = \frac{29,4}{0,88} = 34.$$

Довжина з'єднувальної смуги

$$L_n = 1,05 \cdot a \cdot n = 1,05 \cdot 9 \cdot 34 = 312,3 \text{ м}.$$

Опір розтіканню струму смуги

$$R'_n = \frac{\rho}{2\pi L_n} \ln \frac{2L_n^2}{b \cdot h} = \frac{300}{2\pi \cdot 312,3} \ln \frac{2 \cdot 312,3^2}{0,05 \cdot 0,9} = 2,3 \text{ Ома}.$$

Опір розтіканню струму полоси з урахуванням коефіцієнта сезонності

$$R_n = R'_n \eta_c = 2,3 \cdot 1,5 = 3,45 \text{ Ома}.$$

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За графіком [9] знаходимо коефіцієнт екранування з'єднувальної смуги $\eta_{\text{оп}}=0,59$.

Опір розтіканню струму всього заземляючого пристрою

$$R_3 = \frac{1}{\frac{\eta_{\text{оп}}}{R_n} + \frac{n \cdot \eta_{\text{оп}}}{R_m}} = \frac{1}{\frac{0,59}{3,45} + \frac{34 \cdot 0,88}{117,6}} = 2,35 \text{ Ома.}$$

Умова $R_3 \leq R_n$ виконується, отже розрахунок виконано вірно.

7.5 Пожежна безпека

Пожежа – це неконтрольоване горіння.

Пожежна безпека забезпечується попередженням пожежі і пожежним захистом.

Попередження утворення джерела пожежі досягається правильним режимом експлуатації машини і її механізмів.

Пожежний захист реалізується:

- застосуванням негорючих і важкогорючих речовин;
- обмеженням кількості горючих речовин;
- застосуванням засобів пожежогасіння.

Небезпечними факторами пожежі є:

- підвищення температури повітря і предметів;
- відкритий вогонь і іскріння;
- токсичні продукти горіння;
- дим;
- підвищена концентрація кисню;
- пошкодження екскаватора.

Для зменшення вірогідності виникнення пожежонебезпечної ситуації на робочому місці і в забої кар'єру вимагається:

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- не зберігати легкозаймисті речовини;
- не зберігати вибухонебезпечні речовини;
- мастильні, а також обтирочні матеріали зберігати в окремих металевих ящиках;
- зберігати наготові протипожежний інвентар, вогнегасники, ящики з піском.

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В дипломній роботі були розглянуті питання:

- аналіз існуючих конструкцій гусеничних механізмів пересування землерийних машин;
- проведено аналіз методів розрахунку навантаженості опорних елементів і встановлено їх недоліки;
- визначено параметри математичної моделі, які повинні впливати на розподіл навантажень і прийнято допущення;
- складено розрахункову схему математичної моделі;
- отримано системи розрахункових рівнянь, які зв'язують параметри зовнішнього навантаження з навантаженнями на опорні точки;
- визначені зовнішні навантаження, які діють на екскаватор і приведені до рівнодіючої сили і вибігу рівнодіючої;
- визначено залежності зміни положення рівнодіючої всіх сил при роботі екскаватора;
- проведено теоретичні дослідження розподілу навантажень між опорними елементами екскаватора ЕКГ-5Н при різних режимах копання ґрунту.

В економічній частині виконано оцінку очікуваного економічного ефекту при виконанні робіт.

Також розглянуто питання охорони праці і техніки безпеки при виконанні гірничих робіт.

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Теория и расчёт гусеничного движителя землеройных машин. Домбровский Н.Г., Маевский А.Г., Гомозов И.М., Гилис В.М.: Киев.— Техника, 1970.—192с.
2. Домбровский Н.Г., Панкратов С.А. Землеройные машины.: М.— Госстройиздат, 1961.—365с.
3. Забавников Н.А. Основы теории гусеничных машин.: М.— Машиностроение, 1968.—420с.
4. Горные, строительные и дорожные машины. / Под ред. Ю.А. Ветрова. — К.: Техніка, 1981. — 120 с.
5. Домбровский Н.Г. Экскаваторы.— М.: Машиностроение, 1969.— 318 с.
6. Кобевник В.Ф. Охрана труда. - К.: Вища школа, 1990. — 286 с.
7. Кох П.И. Одноковшовые экскаваторы. — М.: Машиностроение, 1964. — 392 с.
8. Кох П.И. Одноковшовые экскаваторы. Устройство, монтаж, эксплуатация и ремонт. — М.: Машгиз, 1963. — 440 с.
9. Машины для земляных работ. / Под ред. Ю.А. Ветрова. — К.: Вища школа, 1981. — 384 с.
10. Одноковшовые экскаваторы НКМЗ. / Сост.: Ю.Л. Вуль, Ю.О. Калашников и др. — М.: Недра, 1978. — 189 с.
11. Крутиков И.П. Экскаваторы. — М.: Машиностроение, 1964. — 392 с.
12. Проектирование машин для земляных работ. / Под ред. А.М. Холодова. — Х.: Высшая школа, 1986. — 272 с.
13. Справочник для изобретателя и рационализатора. / Сост.: Н.А. Аникин, Н.И. Добрышевская, В.А. Дудинов, А.С. Косьянов и др. — М.: Машгиз, 1963. — 792 с.
14. Теория и практика открытых разработок. / Под ред. Н.В. Мельникова. — М.: Недра, 1979. — 636 с.

					ДІТ. 480000. 112 МРПЗ	Арк.
Зміна	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		