

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДОНБАСЬКА ДЕРЖАВНА МАШИНОБУДІВНА АКАДЕМІЯ

Укладачі
В.Г.Крупко
П.В.Альошичев
В.О.Койнаш
І.В.Крупко
Р.М.Діхтенко

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до лабораторних робіт з дисципліни
“МАШИНИ ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ”

(для студентів спеціальності 7.090214)

До друку 50 прим.
Проректор з навчальної роботи
А.М. Фесенко

Затверджено
на засіданні кафедри
Підйомно-транспортних
машин
Протокол № 6 від 17.10.2010р.

Краматорськ 2010

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДОНБАСЬКА ДЕРЖАВНА МАШИНОБУДІВНА АКАДЕМІЯ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до лабораторних робіт з дисципліни
“МАШИНИ ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ”

(для студентів спеціальності 7.090214)

Краматорськ 2010

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДОНБАСЬКА ДЕРЖАВНА МАШИНОБУДІВНА АКАДЕМІЯ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до лабораторних робіт з дисципліни
“МАШИНИ ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ”

(для студентів спеціальності 7.090214)

Затверджено
на засіданні кафедри
підйомно-транспортних
машин
Протокол № 6 від 17.10.2010р.

Краматорськ 2010

УДК 621.873

Методичні вказівки до лабораторних робіт з дисципліни «Машини для земляних робіт» (для студентів спеціальності 7.090214). /Укл. В.Г.Крупко, П.В.Альошичев, В.О.Койнаш, І.В.Крупко, Р.М.Діхтенко. – Краматорськ: ДДМА, 2010. - 44 с.

Містять необхідні теоретичні положення, правила з техніки безпеки, перелік устаткування, контрольні питання, вимоги до оформлення звітів. Викладено основи методики дослідження будівельних та дорожніх машин за допомогою сучасного обладнання.

Укладачі:

В.Г.Крупко, доц.
П.В.Альошичев, асист.
В.О.Койнаш, ст.викл.
І.В.Крупко, асист.
Р.М.Діхтенко, асп.
В.Д.Кассов, проф.

Відповідальний за випуск

ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Лабораторна робота 1. Дослідження фізико - механічних характеристик ґрунтів.....	5
2 Лабораторна робота 2. Визначення питомих енергетичних витрат на зачерпування ґрунту ковшем драглайна.....	15
3 Лабораторна робота 3. Дослідження зусиль у піднімальному і напірному механізмах моделі механічної лопати при різанні ґрунтів.....	21
4 Лабораторна робота 4. Дослідження продуктивності однокішневих екскаваторів.....	26
5 Лабораторна робота 5. Дослідження впливу геометричних параметрів кривошипно-шарнірного механізму на довжину ходу крокуючого механізму пересування драглайна.....	30
6 Лабораторна робота 6. Дослідження кінематичних і силових параметрів гусеничного привода.....	33
Література.....	42
Додатки	
Додаток А1 Обробка результатів вимірів методом ординат.....	43

Вступ

Лабораторні роботи з дисципліни "Машини для земляних робіт" (МЗР) ставлять своєю метою ознайомити студентів з методикою і технікою проведення експериментальних досліджень деталей і вузлів машин та методами обробки експериментальних даних.

У процесі виконання лабораторних робіт студенти закріплюють теоретичні знання, отримані при читанні даної і попередньої дисциплін та одержують навички самостійної роботи з рішення конкретних технічних задач із використанням сучасної техніки.

Перед виконанням роботи студенти знайомляться з Правилами з техніки безпеки й одержують інструктаж.

До роботи в лабораторії допускаються студенти, що пройшли інструктаж з техніки безпеки. У процесі виконання лабораторних робіт студенти зобов'язані дотримуватися наступних правил:

- не вмикати в електричну мережу прилади без дозволу викладача;
- не спиратися на вимірювальні прилади й устаткування;
- не допускати перетинання силових сполучних проводів;
- після проведення лабораторної роботи усю електроапаратуру знеструмити;
- під час лабораторної роботи не переходити з одного робочого місця на інше без дозволу викладача;
- про усі випадки виявлення несправності в приладах повідомляти викладача;
- утримувати робоче місце в чистоті й порядку;
- по закінченні лабораторної роботи прилади, проводи й ін. здати викладачеві або лаборантові.

Індивідуальний звіт повинний містити наступні складені елементи: найменування і мета роботи; основні теоретичні положення з необхідними схемами, рисунками і таблицями; порядок виконання роботи; результати роботи і висновки.

Графіки, схеми установок і сам звіт повинні відповідати вимогам ДСТУ, пропонованим до відповідних документів (пояснювальним запискам).

1 Лабораторна робота 1

Дослідження фізико - механічних характеристик ґрунтів

Мета роботи: вивчення фізико-механічних характеристик ґрунтів і одержання практичних навичок по експериментальних дослідженнях механічних властивостей ґрунтів.

1.1 Загальні відомості

Розробка ґрунтів завжди починається з їхнього руйнування, тому знання механічних характеристик ґрунтів і способів їхнього визначення дозволяє вибрати робочі органи і конструкцію машин для земляних робіт.

Розглянемо ознаки ґрунтів, найбільш необхідні для оцінки умов застосування машин для земляних робіт.

Міцність - опір гірської породи загальному руйнуванню. Чисельно міцність ґрунту може бути представлена коефіцієнтом міцності [1], обумовленим по $\sigma_{сж}$ при одноосьовому стиску

$$f = \frac{P}{F \cdot 10^6}, \quad (1.1)$$

де f - коефіцієнт міцності при одноосьовому стиску, мПа;

P - навантаження на ґрунт при одноосьовому стиску, Н;

F - площа поперечного перерізу зразка, м².

Відповідно до методики М.М. Протодьяконова всі гірські породи по міцності розділяються на 10 категорій з коефіцієнтом від $f=20$ і більш для I категорії до $f=0,3$ і менш для X категорії.

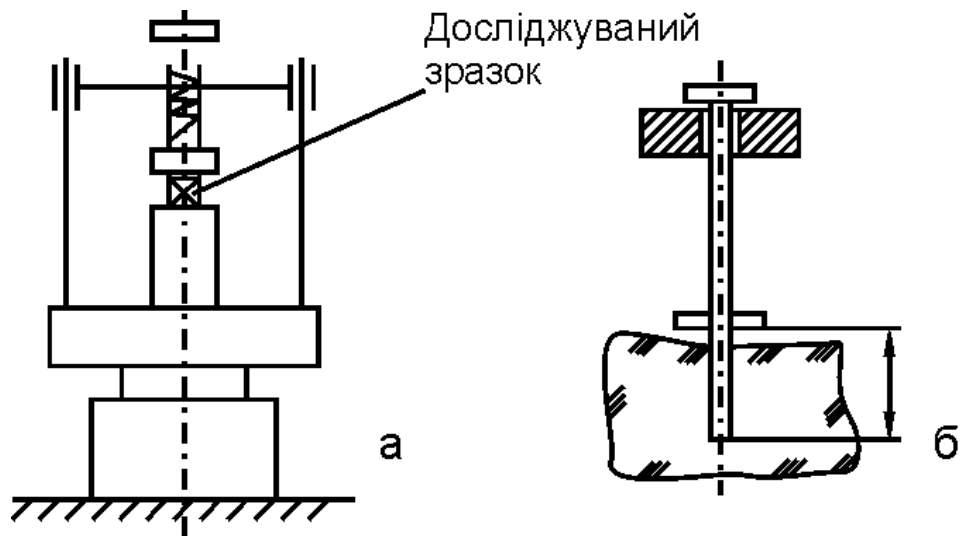
Опір різанню - здатність гірської породи пручатися механічному впливові, що викликає сукупність напруг стиску, розтягання і зрушення, подолання яких завершується руйнуванням породи і відділенням шматків від масиву.

Опір ґрунту різанню характеризується коефіцієнтом питомого опору різанню k_F , значення якого визначається експериментально в залежності від роду і стану ґрунту або обчислюється по емпіричній залежності, запропонованої проф. Н.Г. Домбровським [2]

$$k_F = k_n f, \quad (1.2)$$

де k_n - коефіцієнт пропорційності, що коливається в межах 1,6...2,1 [2]; більше значення коефіцієнта пропорційності варто приймати для більш міцних ґрунтів.

Схема лабораторної установки для визначення міцності ґрунтів при одноосьовому стиску подана на рисунку 1.1, а.



а - лабораторна установка для іспиту зразків при одноосьовому стисненні;
 б - плотномер (ударник ДорНДІ)

Рисунок 1.1 - Схеми обладнання для дослідження міцності ґрунтів

Різання - основний засіб розробки ґрунтів, за принципом якого улаштоване і діє більшість землерійних та землерійно-транспортних машин. Тому опір різанню - один з найважливіших факторів проектування й експлуатації машин для земляних робіт.

У залежності від опору різанню ґрунти поділяються на категорії. Міцність ґрунтів у даному випадку характеризується середньомаксимальним питомим опором вільного зрізу гострим ножем, що відокремлює стружку при куті різання 45° (рисунок 1.2) [3].

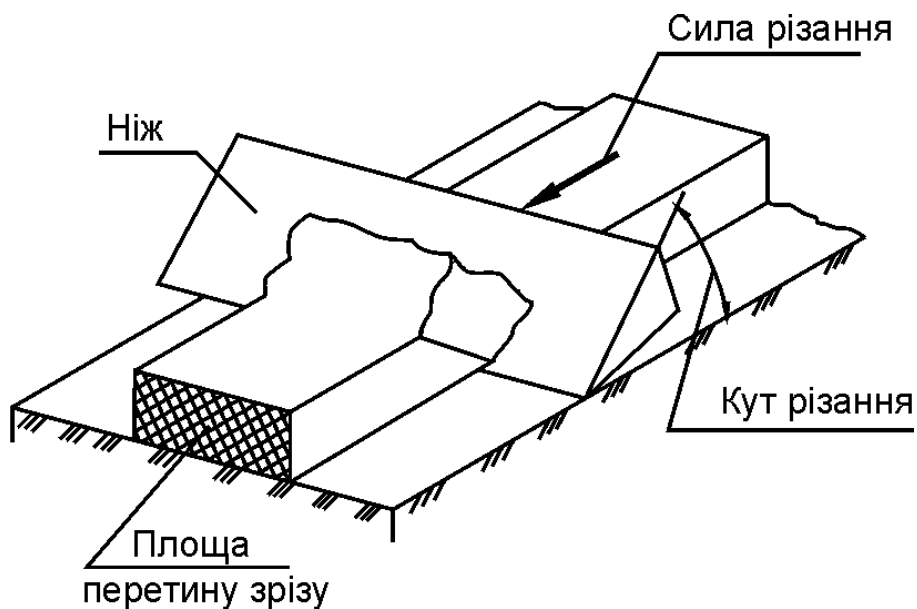


Рисунок 1.2 - Схема вільного зрізу ґрунту гострим ножем

Це характеризує опір ґрунту, що приходить на одиницю площі поперечного переріза зрізу при відділенні стружки від ґрунтового масиву. Встановлено [3], що для глинистих ґрунтів між середньомаксимальним питомим опором вільному зрізові гострим ножом $m_{св}$ зчепленням ґрунту C и тимчасовим опором стискові $\sigma_{сж}$ існує залежність

$$m_{св} \approx 0,21 \sigma_{сж} \approx 0,66C.$$

Для орієнтованого визначення міцності ґрунтів, області застосування проекрованої землерийної машини, а також сил різання можна використовувати таблицю 1.1.

Таблиця 1.1 - Класифікація ґрунтів по міцності

Категорії ґрунтів	Характеристики ґрунтів	$m_{св}$, МПа
I	Досить слабкий: піски, легкі суглинки без включень, дрібнокускові матеріали із слабким зчепленням	до 0,05
II	Слабкий: суглинки без включень, легкі глини середньої і підвищеної вологості	0,05...0,1
III	Середньої міцності: щільні суглинки, глини середньої щільності, фосфоритові руди	0,1...0,25
IV	Підвищеної міцності: алевроліти, аргіліти середньої міцності, слабкі піщаники на глинистому цементі й ін.	0,25...0,5
V	Міцний: щільні карбонатні глини, слабкі вапняки-черепашники, бурі вугілля	0,5...1,0
VI	Досить міцний: вапняки, слабкі піщаники, крейда з включенням більш твердих порід, бурі вугілля, марганцева руда	1,0...1,5
VII	Дуже міцний: більш міцні і щільні модифікації ґрунтів попередньої категорії, а також замерзлі глинисті ґрунти	1,5...2
VIII	Гранично міцний для розробки різанням землерийними машинами: ще більш міцні модифікації ґрунтів VI категорії, змерзлі глини при температурі -20°C	2...3

Для оцінки труднощів розробки ґрунтів можна скористатися методом, запропонованим ДорНДІ, за допомогою плотномера (ударника ДорНДІ - рисунок 1.1, б).

Плотномер являє собою стрижень, по якому між двома закріпленими шайбами розташовується вантаж масою 2,5 кг. Стрижень встановлюють одним кінцем на поверхню ґрунту, піднімають вантаж у верхнє положення, і відпускають його. Падаючи, вантаж ударає по нижній шайбі, при цьому робота одного удару складає 10 Н·м. Під дією сили удару стрижень впроваджується в ґрунт. У залежності від властивостей ґрунту для впровадження на глибину 100 мм потрібне різне число ударів.

Між числом ударів і опором ґрунтів різанню мається наступна залежність:

Число ударів	1...4	5...8	9...16	16...34
Категорія ґрунтів	I	II	III	IV

Щільність - відношення маси породи до її обсягу при природній вологості

$$\rho_0 = \frac{m}{V}, \quad (1.3)$$

де ρ_0 - щільність ґрунту (породи), кг/м³;

m – маса зразка, кг;

V – обсяг зразка, м³.

Вологість – процентне відношення маси води, що утримується в ґрунті, до маси сухого ґрунту

$$\varpi = \frac{m_e \cdot 100}{m_c}, \quad (1.4)$$

де ϖ - вологість ґрунту, %;

m_e - маса води, кг;

m_c - маса сухого ґрунту, кг.

В умовах помірного клімату в суху погоду ґрунти звичайно мають вологість 10...20%.

Об'ємна маса ґрунту – маса його твердих часток без маси води і пір

$$\delta_0 = \frac{\rho_0}{1 + \frac{\varpi}{100}}, \quad (1.5)$$

де δ_0 - об'ємна маса кістяка ґрунту, кг/м³;

ρ_0 - щільність ґрунту при природній вологості, кг/м³.

Питома маса ґрунту – відношення маси твердих часток до обсягу витис-

нутої ними рідини

$$\Delta = \frac{m_m}{V_p}, \quad (1.6)$$

де m_m - маса твердих часток, кг;

V_p - обсяг витиснутої рідини із зразка, м³.

Питома маса більшості мінеральних часток ґрунту складає 2,4...2,8т/м³, органічних речовин 1,2...1,4т/м³.

Розпушуваність - здатність ґрунту збільшуватися в обсязі при його руйнуванні. Розпушуваність характеризується коефіцієнтом розпушення, що представляє відношення обсягу розпушеної породи до первісного її обсягу

$$k_p = \frac{V_p}{V}, \quad (1.7)$$

де k_p - коефіцієнт розпушення;

V_p - обсяг ґрунту в розпушеному стані, м³;

V - обсяг нерозпушеного, ґрунту, м³.

Розпушуваність характеризується також коефіцієнтом зменшення щільності (об'ємної маси), що визначається відношенням щільності ґрунту або іншого будівельного матеріалу в розпушеному стані (наприклад, після дроблення) до щільності в природному стані

$$k_{zm} = \frac{\rho_p}{\rho_0}, \quad (1.8)$$

де k_{zm} - коефіцієнт зменшення щільності;

ρ_p і ρ_0 - щільності ґрунту розпушеного й у природному стані, кг/м³.

При розрахунку ущільнення перевезеного матеріалу після його розвантаження враховують коефіцієнт ущільнення $k_{ущ}$, що дорівнює відношенню щільності матеріалу в природному стані і після ущільнення

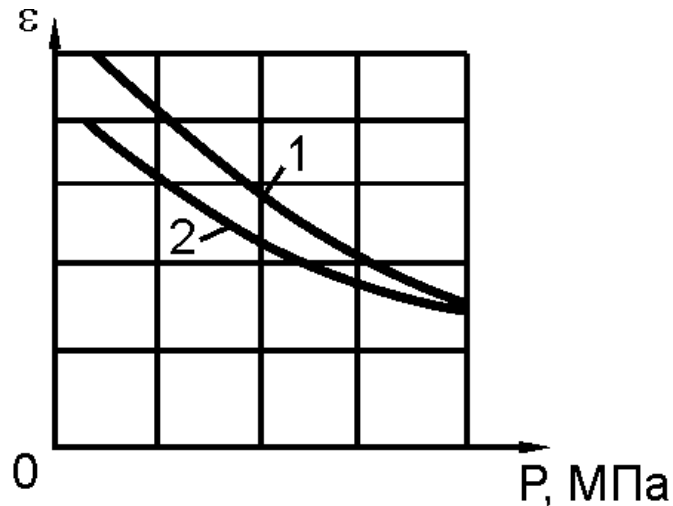
$$k_{ущ} = \frac{\rho_0}{\rho_y}, \quad (1.9)$$

де ρ_y - щільність ґрунту після ущільнення, кг/м³.

Для більшості ґрунтів $k_{zm} = 0,65 \dots 0,90$, $k_p = 1,1 \dots 1,7$, а $k_{ущ} = 0,75 \dots 0,90$.

Стисливість - властивість ґрунтів, що полягає в здатності змінювати свою будівля під впливом зовнішніх впливів на більш компактну за рахунок зменшення пористості [3].

Зміна обсягу ґрунтів при стиску - нелінійна функція (див. рисунок 1.3).



1 - період ущільнення; 2 - період розпушення

Рисунок 1.3 - Компресійна крива ґрунтів

Компресійна крива відбиває деяку сумарну зміну обсягу пір, що викликане загальною деформацією стиску ґрунтів, що складається з пружних деформацій часток, змін їхнього взаємного положення і відстані між ними, деформацій водно-колоїдних оболонок води, і інших процесів,

Відповідно до характеру залежності деформації ґрунтів від навантаження модуль стиску ґрунтів - величина непостійна: вона збільшується зі збільшенням деформації. Однак в інженерних розрахунках допускається в ряді випадків розглядати деформацію ґрунтів як лінійну функцію тиску. Це дозволяє характеризувати опір ґрунтів коефіцієнтом опору зминанню (коефіцієнтом пружності підстави), обумовленим навантаженням, під дією якої стрижень з опорною поверхнею торця 1 см^2 зануриться на 1 см

$$P_0 = \frac{P_1}{F_1 h}, \quad (1.10)$$

де P_0 - коефіцієнт опору зминанню, Н/см^3 ;

P_1 - вертикальне навантаження, що діє на стрижень, Н ;

F_1 - площа опорної поверхні стрижня, см^2 ;

h - зсув опорної поверхні стрижня під дією навантаження P_1 , см .

Для звичайних піщано-глинистих ґрунтів цей показник дорівнює $0,02 \dots 0,1 \text{ мПа}$. Допустимим навантаженням вважається таке, при якому опорна поверхня машини занурюється не більше ніж на 12 см .

Розрахункові модулі деформації для середньозернистого піску складають

35...45 мПа, суглинків і глин - 7...22 мПа.

Як показує практика [1, 2], при механічному впливі вібраційними трамбуючими або іншими пристроями добре ущільнюються лише пухкі маловлажні піщані та водонасичені ґрунти із легко порушувим контактом між мінеральними частками.

Абразивність – властивість ґрунтів з частками великої твердості зношувати інструмент, деталі робочих органів, деяких транспортних вузлів і ходового устаткування машин. У результаті зносу порушуються проектні умови взаємодії машини з ґрунтом, істотно збільшуються опори різанню й енергоємність руйнування ґрунтів.

За міру абразивності прийнятий відносний знос, вимірюваний відношенням об'ємного зносу сталі Δv_c до об'ємного зносу ґрунту або породи

$$\varpi_0 = \frac{\Delta v_c}{\Delta v_n}, \quad (1.11)$$

де ϖ_0 - відносний знос сталевого зразка;

Δv_n - об'ємний знос ґрунту.

На процес взаємодії робочих органів землерийних машин із ґрунтом впливає опір зовнішньому тертю, оцінюваний коефіцієнтом тертя між робочим органом і ґрунтом, що може змінюватися в широких межах, у залежності від стану ґрунтів. Так, зі збільшенням тиску коефіцієнт тертя збільшується, а зі збільшенням вологості ґрунту – зменшується. Значення коефіцієнта тертя між робочим органом і ґрунтом у розрахунках можна приймати в наступних межах: $\mu_{min} = 0,1 \dots 0,2$ – для вологих глин і $\mu_{max} = 0,52 \dots 0,53$ – для кременистих порід.

Гранулометричний склад, кут природного укосу, кут внутрішнього тертя й інші фізико-механічні властивості ґрунтів визначаються методами, відомими з курсу «Вантажопідйомна, транспортна та транспортуюча техніка. Частина 2.».

1.2 Лабораторне обладнання

Машина для іспиту зразків на розтягання - стиск типу ДМ-30, навантажувальний пристрій з мірними вантажами, ваги, судина для виміру обсягу насипного вантажу, штангенциркуль, зразки ґрунту, плотномер.

1.3 Порядок виконання роботи

1 Вивчити інструкцію до лабораторної роботи.

2 Вивчити паспорт, технічний опис і будова машини для іспиту зразків на розтягання - стиск типу ДМ-30, а також паспорт індикатора навантажень (паспорти додаються).

3 Замірити розміри й обчислити площу поперечного перерізу трьох зразків ґрунту, що підлягають руйнуванню. Дані занести до таблиці 1.2.

4 Зробити руйнування трьох зразків на машині ДМ-30 і одночасно зафіксувати максимальне відхилення стрілки індикатора, показання занести до таблиці 1.2.

5 Визначити за допомогою тарувального графіка максимальні навантаження, при яких руйнувалися досліджувані зразки ґрунту.

6 За формулою (1.1) визначити коефіцієнти міцності для кожного зразка, а потім середнє значення $f_{сер}$.

7 За формулою (1.2) обчислити коефіцієнт опору ґрунту копанню. Дані вимірів і розрахунків звести до таблиці 1.2.

8 Замірити довжину, ширину і висоту контрольного зразка ґрунту і занести дані вимірів до таблиці 1.3.

9 Зробити зважування контрольного зразка ґрунту.

10 Обчислити обсяг контрольного зразка ґрунту V , а потім за формулою (1.3) визначити щільність ґрунту, по формулах (1.5) і (1.6) визначити об'ємну масу і питому масу ґрунту.

11 Насипати таку ж масу розпушеного ґрунту в судину циліндричної форми і визначити обсяг ґрунту в розпушеному стані.

12 За формулою (1.7) визначити коефіцієнт розпушення. Дані вимірів і розрахунків за пунктами 4...7 занести до таблиці 1.4.

13 Замірити геометричні розміри пліч важеля l_1 і l_2 і діаметр пуансона d навантажувального пристрою. Дані занести до таблиці 1.3.

14 Наповнити судину ґрунтом (у розпушеному стані) приблизно на 3/4 його висоти і трамбуванням злегка ущільнити.

15 Поставити судину із ґрунтом під пуансон навантажувального пристрою, установити контрольну лінійку і змістити шкалу відліку на штоку пуансона у вихідне положення.

16 Навантажуючи підвіскові важелі мірними вантажами (до 5 шт.), зафіксувати величину опаді пуансона в судині та на вільній поверхні ґрунту.

17 Обчислити величину навантаження на пуансон, потім за формулою (1.10) визначити коефіцієнт опору ґрунту зминанню. Дані вимірів і розрахунків по пунктах 14...17 занести до таблиці 1.3.

18 Побудувати графік залежності деформації (дня періоду ущільнення) ґрунту від тиску (див. рисунок 1.3).

Таблиця 1.4 – Визначення щільності ґрунтів

Форма зразка	Маса зразка m , кг	Вид ґрунту	Розміри зразка, мм			Об'єм зразка, м ³		Щільн. ґрунту, кг/м ³		Коеф. розпушення k_p	Коеф. ущільнення $k_{ущ}$
			l	b	h	V	V_p	ρ	ρ_p		
											

1.4 Зміст звіту

- 1 Короткий опис механічних властивостей ґрунтів.
- 2 Схеми установок для визначення міцності ґрунтів і опору ґрунту вдавненню.
- 3 Результати експериментальних досліджень (заповнені таблиці 1.2, 1.3, 1.4).
- 4 Висновки з роботи.

1.5 Питання для контролю

- 1 Перелічіть основні фізичні властивості ґрунтів.
- 2 Назвіть механічні характеристики ґрунтів і дайте визначення міцності гірських порід.
- 3 В яких одиницях вимірюється міцність гірських порід?
- 4 Як визначити масу розпушеного ґрунту при відомій масі ґрунту у вибої?
- 5 Наведіть основні класифікації гірських порід по міцності.
- 6 Чим викликаний розподіл гірських порід на категорії по міцності?
- 7 Перелічіть основні засоби руйнування гірських порід.

2 Лабораторна робота 2

Визначення питомих енергетичних витрат

на зачерпування ґрунту ковшем драглайна

Мета роботи: Закріплення теоретичних основ по теорії копання ґрунтів; ознайомлення з методикою експериментальних досліджень по визначенню зусиль у тяговому канаті драглайна; визначення кількісних даних по питомих енергетичних витратах на зачерпування ґрунту при різних конструкціях ковша драглайна.

2.1 Загальні відомості

Робочий процес одноківшевого екскаватора в загальному випадку складається з наступних операцій:

- 1 відділення ґрунту (породи) від масиву;
- 2 захоплення визначеної частини ґрунту робочим органом;
- 3 перенос захопленої частини ґрунту до місця розвантаження;
- 4 передача ґрунту в спеціальні зовнішні транспортні засоби або відвал.

Найбільш складним є процес заповнення ковша ґрунтом. Уміння правильно визначити навантаження, що діють на робочий орган ковша, дозволяє призначити оптимальні параметри як робочого і силового устаткування, так і всього екскаватора в цілому.

До основних факторів, що впливають на процес копання ґрунтів, відносять:

- 1 властивості ґрунтів (міцність, зв'язаність, гранулометричний склад, розпушуваність, коефіцієнти внутрішнього і зовнішнього тертя й ін.);
- 2 форму ріжучої кромки і розміри ковша, його власну масу, геометрію зубів або ріжучої крайки;
- 3 траєкторію руху ковша;
- 4 товщину зрізаємої стружки;

Принцип дії екскаватора драглайна вивчається на прикладі роботи його моделі, що складається з платформи, на якій встановлена стріла та два механізми - тяги й підйому ковша. Процес копання ґрунту ковшем драглайна заключається в пересуванні ковша по підшві забою із допомогою тягових канатів. При такому русі ківш, під дією власної ваги, заглиблюється ріжучою кромкою у ґрунт, і таким чином проходить процес руйнування ґрунту та наповнення ковша. Наповнений ківш піднімається на необхідну висоту за допомогою канатів механізму підйому, а потім робиться поворот екскаватора до місця розвантаження.

Схема сил, що діють при копанні ґрунту ковшем драглайна подана на рисунку 2.1.

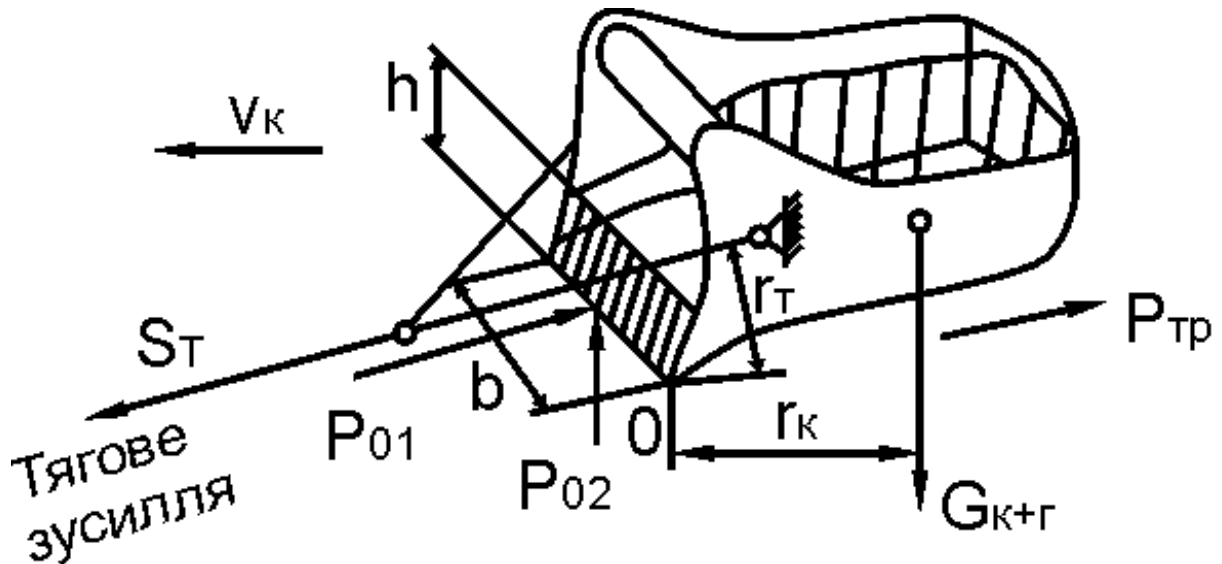


Рисунок 2.1- Схема зусиль, що діють на ківш драглайна при копанні

Загальне рівняння зусиль при русі ковша

$$S_m \geq P_{кон} = P_{01} + P_{тр} + P_{н.в}, \quad (2.1)$$

де S_m - зусилля в тяговому канаті, Н;

$P_{кон}$ - сумарний опір копанню ґрунту ковшем драглайна, Н;

P_{01} - дотична складових сил різання, Н;

$P_{тр}$ - опір тертя ковша об ґрунт, Н;

$P_{н.в}$ - опір переміщенню призми волочіння перед ковшем і заповненню ковша, Н.

Дотична складових сил різання

$$P_{01} = k_F b h, \quad (2.2)$$

де b і h - параметри стружки (див. рисунок 2.1), м.

$$P_{тр} = G_{к+г} \mu_1, \quad (2.3)$$

де $G_{к+г}$ - вага ковша з ґрунтом, Н;

μ_1 - коефіцієнт тертя між ковшем і ґрунтом.

$$P_{н.в} = E k_n \mu_2 \rho g, \quad (2.4)$$

де E - місткість ковша, м^3 ;

k_n - коефіцієнт наповнення ковша;

μ_2 - коефіцієнт внутрішнього тертя ґрунту;

ρ - щільність ґрунту в ковші, $\text{кг}/\text{м}^3$;

g - прискорення вільного падіння, $\text{м}/\text{с}^2$.

При горизонтальному русі ковша граничне значення зусилля в тягових канатах

$$S_m \cong P_0 \geq \left(\frac{r_k}{r_m} - \mu_1 \right), \quad (2.5)$$

де r_k , r_m - геометричні параметри, що залежать від конструкції ковша r_k і місця кріплення тягових канатів до ковша r_m (див. рисунок 2.1).

Змінюючи точку кріплення тягових канатів до ковша, можна домогтися поліпшення умов роботи ковша (збільшити наповнення ковша). У стандартних ковшів $r_k/r_m \approx 2$. У легких породах збільшення дозволяє прискорити заглиблення ковша, а для важких порід, зменшуючи r_m , можна знизити навантаження в тягових канатах.

На величину сил різання істотний вплив робить і форма ріжучої крайки ковша. Вплив геометрії ріжучої крайки і параметрів процесу копання ґрунтів на величину зусиль у тягових канатах можна визначити експериментальним шляхом.

Для зменшення загальних опорів впровадженню ковша в породу вважається доцільним виключати з участі в різанні бічні стінки ковша, а кріплення зубів на ріжучій крайці, дозволяє збільшити питоме навантаження на породу в 2...2,5 рази, що полегшує процес руйнування міцних ґрунтів.

Напівкругла форма ріжучої крайки ковша, висунута вперед і нахилена під кутом $12...15^\circ$, із плавним переходом без звуження поперечного переріза ковша сприяє швидкому впровадженню в ґрунт і вільне переміщення ґрунту по робочій поверхні. При сприятливих умовах застосування форми ріжучої крайки без зубів зменшує питомий опір копанню на 20...25%.

Застосування напівкруглих ріжучих крайок без зубів утруднено при проведенні робіт із планування ґрунту, а також при роботі у твердих (міцних) ґрунтах через підвищений їхній знос і складність відновлення при ремонті.

У даній роботі пропонується експериментально порівняти ефективність застосування моделей ковшів драглайнів із прямою ріжучою крайкою із зубцями та напівкруглою формою.

Експериментальні дослідження проводяться на лабораторній установці, схему якої подано на рисунку 2.2.

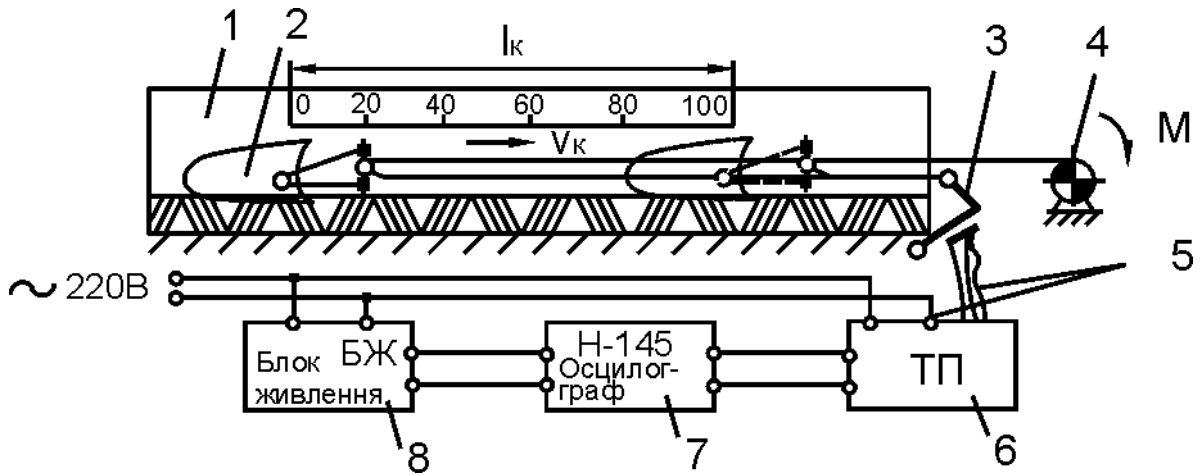


Рисунок 2.2 - Схема лабораторної установки

При включенні двигуна приводного барабана 4 ківш 2 зміщується по жолобі 1 вправо на довжину $l=100\text{см}$, одночасно поглиблюючись в ґрунт; при цьому змінюється від 0 до P_{0lmax} тягове зусилля на блоці ковша S_m , величина якого фіксується за допомогою пружнього елемента 3 і тензодавачів, з'єднаних проводами 5 із підсилювачем 6 та осцилографом 7. Маса зачерпнутого ґрунту зважується на вагах. Для вірогідності експериментальні дослідження повторюються 3 рази. Зусилля в тягових канатах реєструється за допомогою осцилографу Н-145.

У результаті проведених експериментів з ковшами, що мають пряму ріжучу крайку із зубцями та напівкруглою ріжучою крайкою, отримуються осцилограми (рисунок 2.3, а), що оброблюються методом ординат. Для одержання фактичних значень зусиль у тяговому канаті проводиться пряма тарировка тензоелемента (рисунок 2,3, б), що дозволяє одержати значення коефіцієнтів тарировки.

За графіком тарировки визначаємо коефіцієнт тарировки k_m (див. рисунок 2.3, б)

$$k_{m(l)} = \frac{P_l}{h_l^m}$$

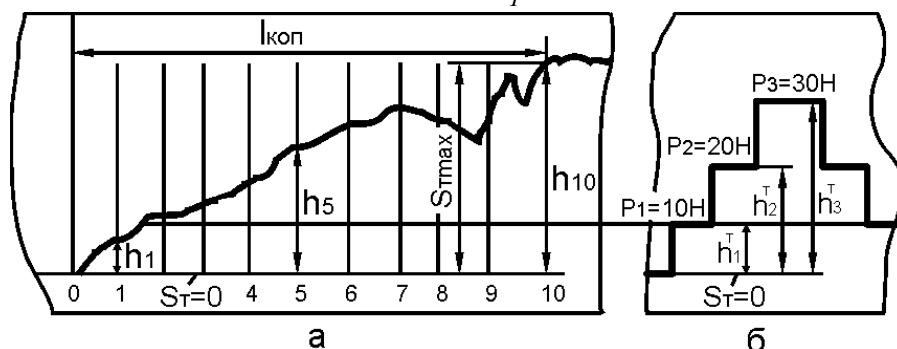


Рисунок 2.3 - Осцилограма зусиль у тяговому ковші (а), і графік тарировки (б) тензоелемента, отримані в процесі експерименту

Середнє значення коефіцієнта тарировки визначається по трьох значеннях

k_m

$$k_{m(cp)} = \frac{k_{m(1)} + k_{m(2)} + k_{m(3)}}{3}.$$

Зусилля в тяговому канаті, наприклад, у точці 5

$$S_{m(S)} = k_{m(cp)} h_5,$$

де h_5 - ордината зусиль за осцилограмою, мм (див. рисунок 2,3, а).

Робота з зачерпування ґрунту A на ділянці довжиною l

$$A_m = \sum_{i=1}^n P_{kon} l. \quad (2.6)$$

Питомі енергетичні витрати $A_{y\partial}$ визначаються відношенням роботи з зачерпування ґрунту до маси ґрунту, що знаходиться у ковші

$$A_{y\partial} = \frac{A_m}{m_{cp}},$$

де m_{cp} - маса ґрунту в ковші, кг.

У процесі експериментальних досліджень проводиться заміна ріжучої крайки ковшів, і при необхідності (при малій заповнюваності ковша) виробляється зміна точки кріплення тягового каната на ковші.

2.2 Лабораторне обладнання

- 1 Лабораторна установка.
- 2 Ківш драглайна зі змінними елементами:
 - а) із зубцями;
 - б) із беззубцевою ріжучою крайкою.
- 3 Тензопідсилювач ТА-5.
- 4 Блок живлення П1001.
- 5 Осцилограф ДО12-22 /Н-145/.
- 6 Сполучні проводи.
- 7 Терези $m = 10$ кг.
- 8 Лінійка, ключ $S = 10$ мм, викрутка і совок.

2.3 Порядок виконання роботи

- 1 Ознайомитися з методикою експериментальних досліджень.
- 2 Зібрати схему і прогріти, тензометричну апаратуру,
- 3 Зробити тарировку пружнього елемента, навантажуючи підвіску гирями $m = 5$ кг.
- 4 Прикріпити до ковша крайку із зубцями.
- 5 Установити ківш без ґрунту у вихідне положення.
- 6 На екрані осцилографа установити промінь у вихідне положення.
- 7 Включити двигун приводного барабана і простежити за положенням променя на екрані осцилографа, поки ківш зміститься вправо на довжину $l = 100$ см, а потім вимкнути двигун.
- 8 Розрівняти ґрунт у жолобі й установити ківш у вихідне положення.
- 9 Зробити запис зміни величини P_{01} .
- 10 Зважити і записати масу ґрунту, зачерпнутого ковшем на довжині $l = 100$ см.
- 11 Повторити виконання пп. 8...10 по 5 разів.
- 12 Прикріпити до ковша ріжучу крайку без зубів і повторити пп. 1...5.
- 13 Виявити фотопапір.
- 14 Зробити обробку осцилограм і визначити роботу зачерпування ґрунту за формулою (2.5). Розбивку й обробку осцилограм необхідно робити не менш чим по 10 контрольних крапках.
- 15 Визначити питомі енергетичні витрати за формулою (2.6) і дати порівняльний аналіз для ковшів із зубцями і без них.

2.4 Зміст звіту

- 1 Короткий опис методики визначення опорів ґрунтів копанню.
- 2 Схему установки для визначення опору ґрунтів копанню ковшем драглайна.
- 3 Обробку і результати експериментальних досліджень.
- 4 Висновки з роботи.

2.5 Питання для контролю

- 1 Наведіть формулу для визначення зусилля різання ґрунту ковшем драглайна.
- 2 Перелічіть складові опори ґрунтів копання ковшем драглайна.
- 3 Як визначити складової сили тертя (опорів тертю), що виникають при копанні ґрунту?
- 4 Що являють собою питомі енергетичні показники процесу копання ґрун-

ту?

5 Яким способом визначається експериментальне значення зусилля стиску на моделі?

6 Призначення пружнього елемента. Як проводиться його тарировка?

7 Наведіть залежності для визначення питомих показників енергоємності процесу різання ґрунтів.

8 Назвіть основні елементи робочого обладнання екскаватора драглайна.

3 Лабораторна робота 3

Тема: «Дослідження динамічних навантажень на робоче обладнання кар'єрного екскаватора типу прямої механічної лопати»

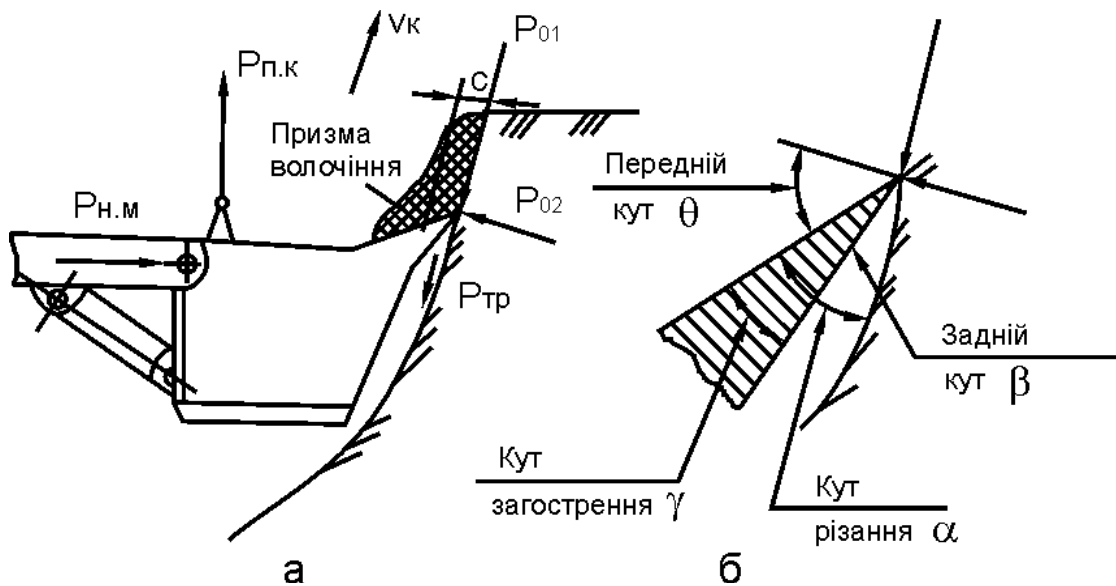
Мета роботи: вивчення конструкції і принципу роботи кар'єрного екскаватора типу прямої механічної лопати; дослідження зміни динамічних навантажень під час введення до системи елементів різної жорсткості; визначення максимальних динамічних навантажень під час стопоріння виконавчого органу.

3.1 Загальні відомості

Відомі наступні основні способи руйнування гірських порід: механічний, вибуховий і гідравлічний. Найбільш розповсюдженим є механічний, за допомогою якого руйнується приблизно 85% ґрунтів від обсягу всіх землерийних робіт.

Механічний засіб руйнування міцних порід при малій (2,5 м/с) швидкості силового впливу називається статичним, тоді як вібраційне, ударне, високошвидкісне й імпульсне руйнування - динамічним [1].

Процес копання ґрунту за допомогою механічних лопат одноківшевих екскаваторів можна розбити на наступні періоди: руйнування ґрунтів; нагромадження ґрунтів у робочому органі; транспортування ґрунтів до місця розвантаження; повернення робочого органу у вибій (вихідне положення). Найбільш енергоємною частиною цього процесу є руйнування ґрунтів, що супроводжується переміщенням частини ґрунту перець робочим органом (рисунок 3.1, а) (призмою волочіння), перемішуванням ґрунту в ковші і призмі волочіння, утратами потужності на тертя ґрунту об стінки ковша і часток між собою. Сили, що діють при руйнуванні ґрунту, досить значні і залежать як від фізико-механічних характеристик розроблювальної породи, так і від геометричних параметрів ріжучої крайки (рисунок 3.1, б). Так, зменшення кута загострення γ в межах від $\gamma = 45^\circ$ до $\gamma = 15^\circ$ веде до зменшення коефіцієнта питомого опору ґрунтів руйнування на 5...15%, а зменшення заднього кута $\beta < 5^\circ$ може привести до значного збільшення сил тертя між вибоєм і передньою стінкою ковша [2].



а – ківш прямої лопати; б – геометрія ріжучої крайки

Рисунок 3.1 – Схема руйнування ґрунтів за допомогою клиноподібного робочого органа

Для тривалого збереження працездатності рекомендуються зубці із кутами загострення $25^\circ \leq \gamma \leq 40^\circ$.

Зміна кута різання (копання) впливає на величину сил P_{01} і P_{02} і на ступінь наповнення ковша, що відзначалося в роботах Н.Г. Домбровського [2] та Ю.А. Ветрова [3]. Оптимальність визначених кутів різання і загострення для кожного типу вибоїв може визначатися як теоретично, так і експериментально. У даній роботі передбачається експериментально визначити значення кута різання, що відповідає максимальному наповненню ковша і мінімальному значенню зусиль різання P_{01} і P_{02} . При цьому про величину наповнення ковша можна судити за коефіцієнтом наповнення k_n

$$k_n = \frac{v_{zp}}{E_m}, \quad (3.1)$$

де E_m - теоретична місткість ковша, м^3 ;

v_{zp} - обсяг ґрунту, зачерпнутого в процесі копання, м^3 ,

$$v_{zp} = \frac{M_{zp} 10^3}{\rho}, \quad (3.2)$$

де M_{zp} - маса зачерпнутого ґрунту, кг;

ρ - щільність ґрунту, $\text{т}/\text{м}^3$.

Одноковшевий екскаватор – землерийна машина для розробки, навантаження й укладання ґрунту.

Основні складові частини одноковшевого екскаватора – робоче устаткування, ходовий пристрій, привод, поворотний пристрій, кабіна машиніста. Робочим органом є ківш, якому надаються рухи й зусилля, достатні для відділення від масиву, захвата, переносу й навантаження (або укладання) ґрунту в межах зони дії ковша.

Навантаження ґрунту може відбуватися в транспортні машини й пристрої (автомобілі-самоскиди, землевозні візки, саморозвантажні вагони, бункери, гідроприймачі ґрунту, на конвеєри), укладання – у відвал або земляне спорудження, що зводиться.

Особливість одноковшевих екскаваторів полягає в стаціонарності робочого процесу: розробка ґрунту ведеться ними зі стоянки доти, поки із зони дії ковша буде вилучений весь необхідний ґрунт. Для продовження розробки ґрунту екскаватор переміщається на нову стоянку.

Головною відмінною ознакою одноковшевих екскаваторів є робоче устаткування. Основні види його – пряма лопата й зворотна лопата. Пряма лопата служить для розробки ґрунту вище рівня стоянки екскаватора, для чого ківш рухається в процесі копання вгору від екскаватора. Зворотною лопатою ґрунт розробляється нижче рівня стоянки: ківш рухається нагору в напрямку екскаватора.

Пряма й зворотна лопати – це жорстко направлене робоче устаткування: ківш пов'язаний із платформою за допомогою системи жорстких елементів.

Пряма лопата – найпоширеніший тип робочого устаткування одноковшевих екскаваторів. При гнучкій підвісці розрізняють напірні прямі лопати з висувною рукояттю й безнапірні.

Напірна пряма лопата з рухливою рукояттю (рисунок 1.1) складається з ковша 10, рукояті 9, стріли 6, піднімального каната або поліспасти 8 і напірного механізму 5. Стріла опирається на поворотну платформу за допомогою п'ятового шарніра 1. Через головні блоки 7 піднімальний канат іде до барабана піднімальної лебідки 2. Стріла верхнім кінцем за допомогою поліспасти 3 підвішена до двонової стійки на платформі екскаватора.

Нерухомою ланкою-стійкою виконавчого механізму є стріла, що у точках O_1 і O_2 утворює обертальні пари з рухомими ланками – головними блоками 7 і напірними шестірнями або блоками. Останні в точці А кінематично пов'язані з деталями рукояті. Рукоять із ковшем утворює рухому ланку, що у точці В шарнірно з'єднується з піднімальним канатом, який огинає головний блок стріли, починаючи із точки С.

Положення рукояті в сідловому підшипнику 4 дозволяє їй повертатися навколо валу напірного механізму під дією зусилля в піднімальному канаті, а також переміщатися поступально в сідловому підшипнику в результаті дії напірного механізму. Таким чином, механізм має два ступені свободи, необхідні для керування ковшем у процесі копання. Ківш переміщається в результаті додавання піднімального й напірного рухів, а ґрунт розробляється просуванням заглибленого в масив ковша.

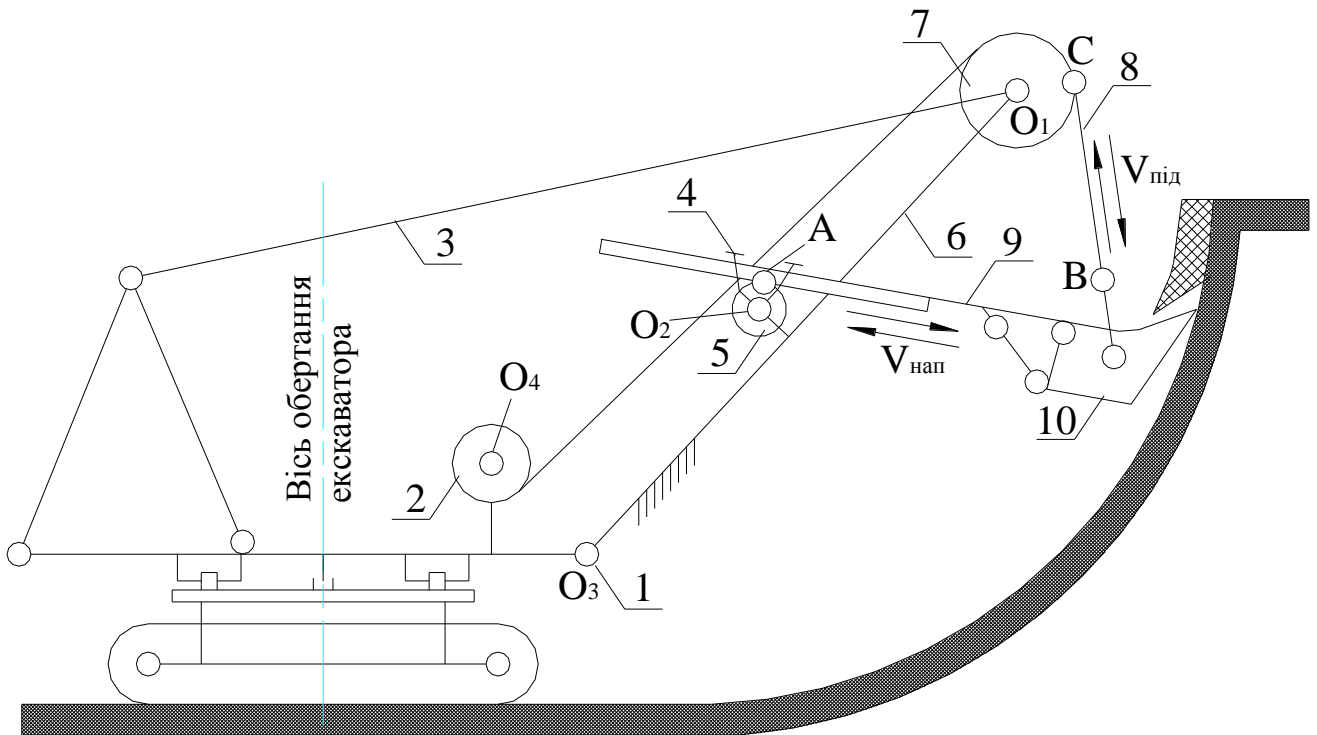


Рисунок 3.1 – Пряма лопата напірна з висувною рукояттю

Робочий цикл машини складається з послідовних операцій: відділення від масиву ґрунту і його захвата ковшем; перекосу ґрунту при повороті екскаватора в напрямку вивантаження, що сполучається з висуванням або втягуванням рукояті; вивантаження ґрунту при відкритому дніщі ковша; зворотного переміщення ковша, здійснюваного сполученням повороту екскаватора з опусканням ковша до підшви вибою й висуванням або втягуванням рукояті.

У безнапірних прямих лопатах (рисунок 1.2) нерухомою ланкою виконавчого механізму є платформа з додатковою передньою стійкою 12, яка втримується поліспастом 13. У точках O_3 , O_4 і O_5 вони утворюють обертальні пари з рухомими ланками – стріловим 2 і піднімальним 11 барабанами лебідки, блоками 14 стрілового поліспаста 3 і стрілою 6. Стріла утворює обертальні пари з рукояттю 9 у шарнірі 15, головними блоками 7, а в шарнірі 1 із платформою екскаватора. У точці В в обертальну пару з ковшем 10 входить арка його підвіски, з'єднана з піднімальним канатом 8, що у точці С стикається з головним блоком стріли й огинає його.

Пряма лопата виконує робочі рухи при повороті ланок 6 і 9. Траєкторії різання утворюються додаванням руху піднімального каната з рухом стріли навколо її шарнірної п'яти. Робочий цикл машини той же, що й прямої лопати з висувною рукояттю.

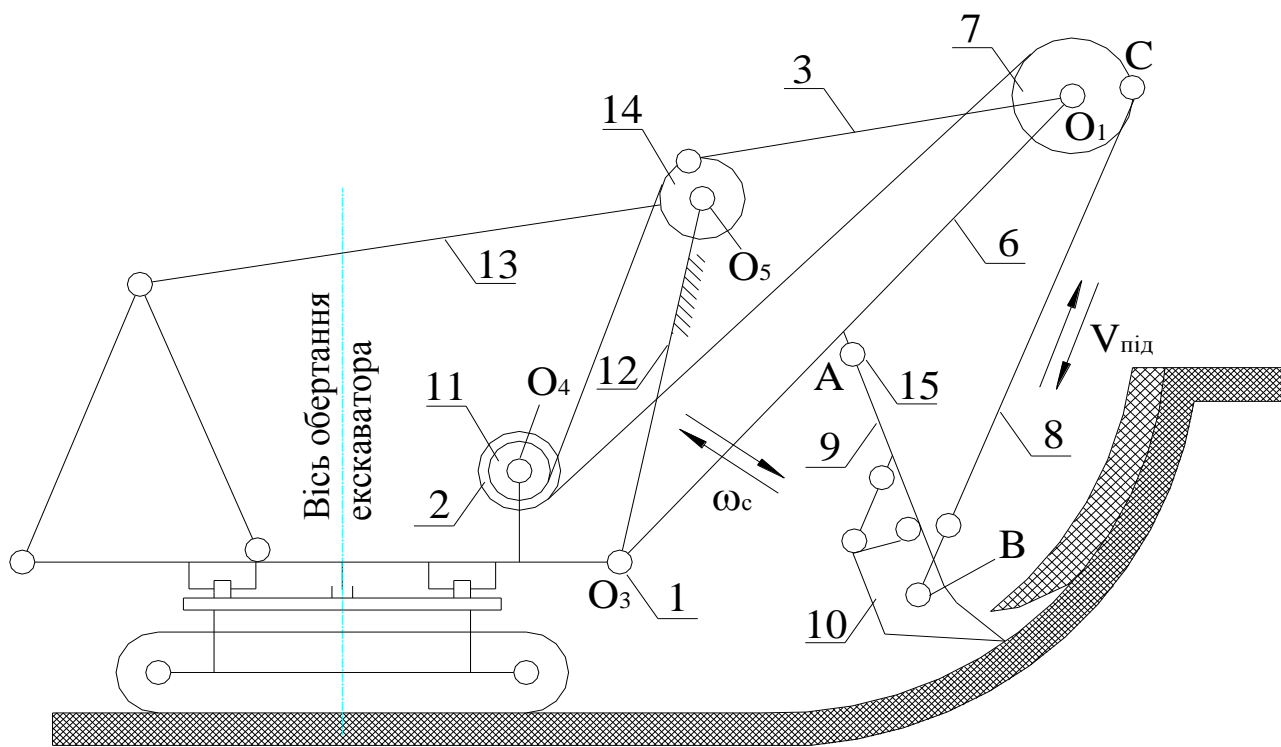


Рисунок 3.2 – Пряма лопата безнапірна

Безнапірні прямі лопати застосовують головним чином у моделях універсальних будівельних екскаваторів.

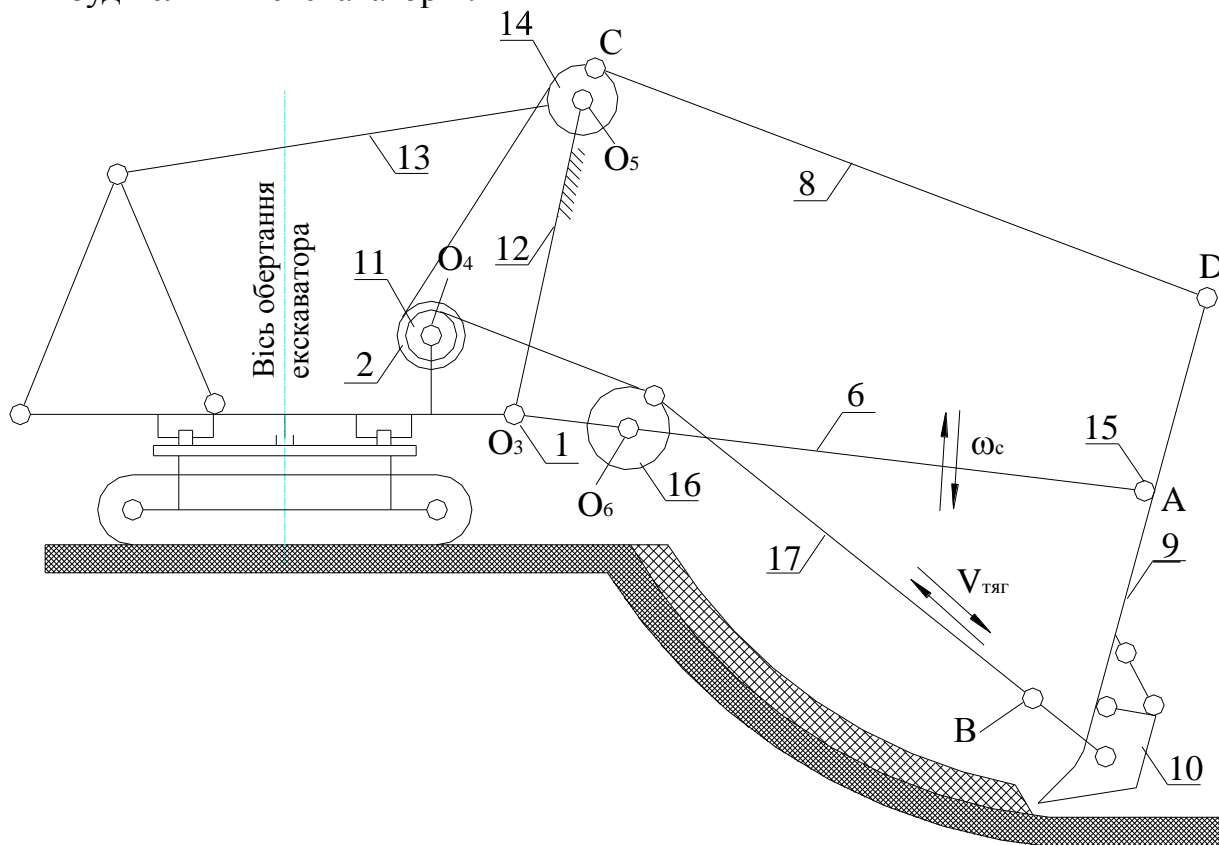


Рисунок 3.3 – Зворотна лопата

Зворотна лопата (рисунок 1.3) складається з ковша 10, рукояті 9, стріли 6, тягового 17 і піднімального 8 канатів, передньої стійки 12 із блоком 14, тягового 2 і піднімального 11 барабанів лебідки. Ківш жорстко пов'язаний з рукояттю, з'єднаної зі стрілою шарніром 15. Стріла шарнірно опирається на поворотну платформу.

Нерухомою ланкою виконавчого механізму є платформа екскаватора із двома передньою й задньою стійками. У точках O_3 , O_4 і O_5 з ними входять в обертальні пари рухливі ланки механізму – блок передньої стійки, стріла, піднімальний і тяговий барабани лебідки. Стріла, у свою чергу, у точках 16 і 15 утворює обертальні пари з рукояттю й напрямним блоком, а рукоять із ковшем у точках В і D – обертальні пари з піднімальним і тяговим канатами. Механізм відтворює робочий рух зворотної лопати обертанням ланок 6 і 9. Процес різання є результатом додавання обертового руху рукояті відносно шарнірного з'єднання її зі стрілою й обертовим рухом стріли відносно її п'ятового шарніра.

Ківш, закинутий на витягнутій рукояті, підтягується тяговим канатом і урізається в ґрунт під дією сили ваги. Переміщаючись уздовж поверхні масиву, ківш заповнюється ґрунтом і підтягується до стріли. У такому положенні ківш і стріла піднімаються піднімальним поліспастом. Поворотна платформа разом з робочим устаткуванням повертається до місця розвантаження, де ківш розвантажується, і повертається назад, а рукоять із ковшем опускається у забій.

Зусилля в канатах механізму підйому (див рисунок 3.2)

$$S_n = \frac{P_{01}r_1 + (G_{\kappa+n}r_3 + G_p r_p) \cos \gamma_p + P_{01}r_2}{r_2 \sin \beta}, \quad (3.3)$$

де P_{01} - опір ґрунту різанню, Н;

r_1, r_2, r_3, r_p - геометричні параметри (радіуси дії сил щодо осі напірного вала), м;

$G_{\kappa+n}, G_p$ - сили ваги елементів робочого устаткування, Н;

β і γ - кути нахилу каната підйому до осі рукояті й осі рукояті до горизонталі, °.

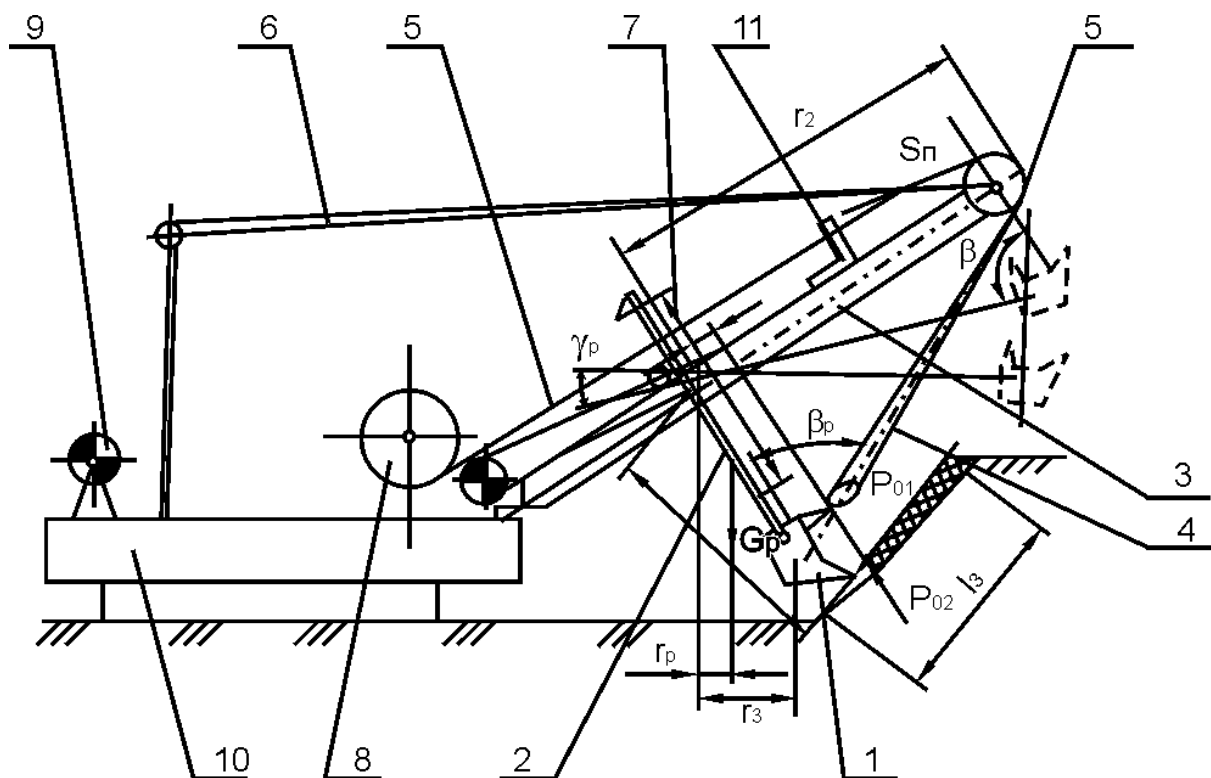


Рисунок 3.2 – Схема лабораторної установки

Експериментально ці параметри визначаються на установці (див. рисунок 3.2), що являє собою модель одноківшового екскаватора, обладнаного механічною лопатою. Робочий орган (ківш) 1 з'єднаний з рукояттю 2 у двох точках із можливістю зміни взаємного положення ковша у вибої. Ківш із рукояттю з'єднаний зі стрілою 4 екскаватора з можливістю силової спрямованої взаємодії, що забезпечується механізмом напору 7. На платформі 10 встановлені основні механізми екскаватора: механізм зміни кута нахилу стріли 9 з поліспастом 6; механізм підйому ковша 8 з поліспастом 3 та головними блоками 5, встановленими на кінці стріли.

Зачерпування ґрунту забезпечується за рахунок сполученої дії на ківш 1 механізму напору 7 та механізму підйому ковша 8. Зусилля, що виникає в піднімальних канатах, (приблизно воно дорівнює зусиллю P_{01}) визначається експериментально за допомогою тензоелемента 11, на якому жорстко укріплений один з кінців піднімального каната.

Блок-схема виміру зусиль у канаті механізму підйому представлена на рисунку 3.3. Датчики робочий D_p та компенсаційний D_k встановлені на тензоелементі 11 (див. рисунок 3.2).

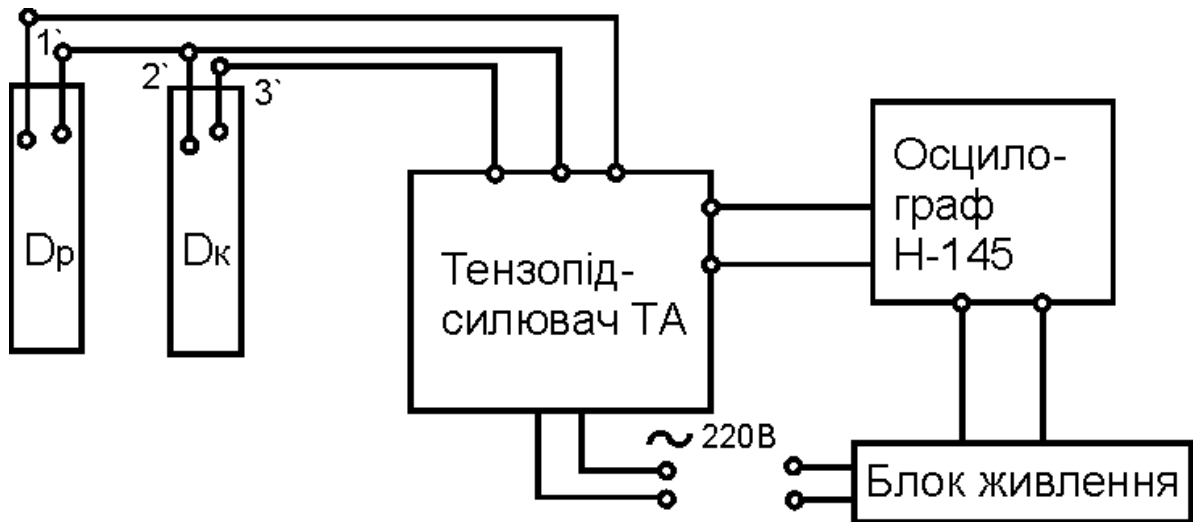


Рисунок 3.3 Блок-схема виміру зусиль у канатах механізму підйому ковша

Виміри проводяться 3 рази, з визначенням маси ґрунту в ковші.

Теоретичні розрахунки S_n , отримані за формулою (3.3), і результати експериментальних досліджень заносяться до таблиці 3.1.

Експериментальні значення зусиль у піднімальному канаті визначаються з осцилограми аналогічно зусиллям у тяговому канаті (див. лабораторну роботу 2).

Питома енергоємність процесу копання ґрунту

$$A_{y\partial} = \frac{A_n}{m_{zp}}, \quad (3.4)$$

де A_n - робота з зачерпування ґрунту ковшем моделі механічної лопати, Н·м;

m_{zp} - маса ґрунту в ковші, кг.

Ділянка шляху, на якому відбувається зачерпування ґрунту, визначається експериментально (див. рисунок 3.2).

3.2 Методика дослідження динамічних навантажень на фізичній моделі

3.2.1 Моделювання робочого обладнання кар'єрних екскаваторів

Для того, щоб процеси, які виникають при копанні ґрунтів ковшами прямих механічних лопат були подібні до оригінала і моделі необхідно витримати цілий ряд вимог теорії моделювання. Умови фізичного та імітаційного моделювання робочого обладнання екскаваторів витікають із основних теорем та положень теорії подібності і до них в першу чергу можна віднести наступні [1,2].

– визначувані критерії подібності процесу копання ґрунту для моделі і ори-

гінала повинні бути чисельно рівні;

– однойменні фізичні (технічні) параметри системи диференціальних рівнянь за допомогою яких описується робочий процес, складені для моделі і оригінала, повинні бути відповідно пропорційні;

– процеси взаємодії робочого обладнання, з середовищем в моделі і оригіналі повинні належати до одного класу явищ і описуватись однаковою системою диференційних рівнянь;

– модель і оригінал робочого обладнання і системи в цілому повинні бути геометрично подібні;

– початкові та граничні умови, які характеризують робочий процес в моделі повинні бути подібні подібними відповідним умовам оригінала.

З теорії подібності і розмірності відомо, що критерії подібності це є безрозмірні комплекси величин, що описують досліджуваний процес, які чисельно рівні для моделі і оригінала.

Таким чином для процесу копання ґрунту ковшем прямої механічної лопати ми скористуємося критеріями подібності (π_1, π_2, π_3) для аналогічних процесів виведених професором Баловнєвим В.І. [6]

$$\pi_1 = \frac{M \cdot l}{W \cdot t^2},$$

$$\pi_2 = \frac{C \cdot l}{W},$$

$$\pi_3 = \frac{P_{01}}{\rho \cdot l^3},$$

де M – маса елементів які описані в диференційних рівняннях, кг;

l – лінійні параметри робочого обладнання, м;

W – опір копанню, або зусилля які діють зі сторони вибою, Н;

C – жорсткість елементів робочого обладнання, $\frac{H}{M}$;

t – часова складова процесу копання, с;

ρ – щільність ґрунту, $\frac{кг}{м^3}$;

P_{01} – дотична складова копанню, Н.

Відповідно до теорії подібності визначимо масштабні коефіцієнти, тобто коефіцієнти відповідності параметрів моделі до оригіналу [6],

$$k_1 = \frac{L_{op}}{L_{mod}};$$

$$k_v = k_1^3 = \frac{E_{\text{ор}}}{E_{\text{мод}}};$$

$$k_M = k_1^2 = \frac{m_{\text{ор}}}{m_{\text{мод}}};$$

$$k_g = k_1^{\frac{1}{2}} = \frac{V_{\text{ор}}}{V_{\text{мод}}};$$

$$k_C = k_1 = \frac{C_{\text{ор}}}{C_{\text{мод}}};$$

$$k_P = k_1^2 = \frac{P_{\text{ор}}}{P_{\text{мод}}}.$$

З урахуванням приведених залежностей та параметрів оригіналу (стосовно ЕКГ-5Н) та моделі, розробленою на кафедрі ПТМ визначимо масштаби наближеного фізичного моделювання процесу копання ґрунту ковшем кар'єрного екскаватора з урахуванням перехідних формул. Дані зведені до таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Параметри моделі.

№ п/п	Назва параметрів	Позначення масштабного коефіцієнта	Формула переходу від параметрів оригінала, до параметрів моделі	Чисельне значення масштабу	Параметри моделі
1	2	3	4	5	6
1	Лінійні параметри робочого обладнання	k_1	$L_{\text{і мод}} = \frac{L_{\text{і оп}}}{k_1};$	$k_1 = 10$	$L_{\text{СТР}} = 900\text{мм}, L_{\text{ІВ}} = 960\text{мм},$ $L_{\text{СТ.ІІ}} = 560\text{мм}, L_{\text{СТ.3}} = 460\text{мм},$
2	Об'ємні параметри робочого обладнання	$k_v = k_1^3$	$E_{\text{і мод}} = \frac{E_{\text{і оп}}}{k_1^3};$	$k_v = 1000$	$V_{\text{КОВ}} = 0,0052 \text{ м}^3$
3	Маса елементів робочого обладнання	$k_M = k_1^3$	$m_{\text{і мод}} = \frac{m_{\text{і оп}}}{k_1^3};$	$k_M = 1000$	$m_{\text{СТ}} = 9,4\text{кг}$ $m_{\text{бл}} = 2,4\text{кг}$ $m_p = 8,8\text{кг}$ $m_{\text{КОВШ}} = 8,6\text{кг}$
4	Жорсткість елементів робочого обладнання	$k_C = k_1$	$C_{\text{і мод}} = \frac{C_{\text{і оп}}}{k_1};$	$k_C = 10$	$C_B = 10,3 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{М}}$ $C_{\text{Б1}} = 3,84 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{М}}$ $C_{\text{Б2}} = 10,3 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{М}}$
5	Зовнішні сили (опір копання)	$k_P = k_1^2$	$P_{\text{і мод}} = \frac{P_{\text{і оп}}}{k_1^2};$	$k_P = 100$	$P_{\text{стоп}} =$
6	Швидкість	$k_g = k_1^{\frac{1}{2}}$	$V_{\text{і мод}} = \frac{V_{\text{і оп}}}{k_1^{\frac{1}{2}}};$	$k_g = 3,1$	$g_{\text{коп}} = 0,27 \frac{\text{М}}{\text{сек}}$

3.2.2 Методика та обладнання експерименту для дослідження динамічних навантажень на робоче обладнання екскаватора

В даному експерименті для виміру динамічних навантажень на робоче обладнання механічної лопати використовуємо тензометричні перетворювачі (тензодатчик), які безпосередньо встановлюємо на навантажені елементи. Тензодатчик приєднуємо до діодного мосту. Так як в різних механізмах вони працюють по різному, то складаємо дві схеми приєднання (рисунок 3.1).

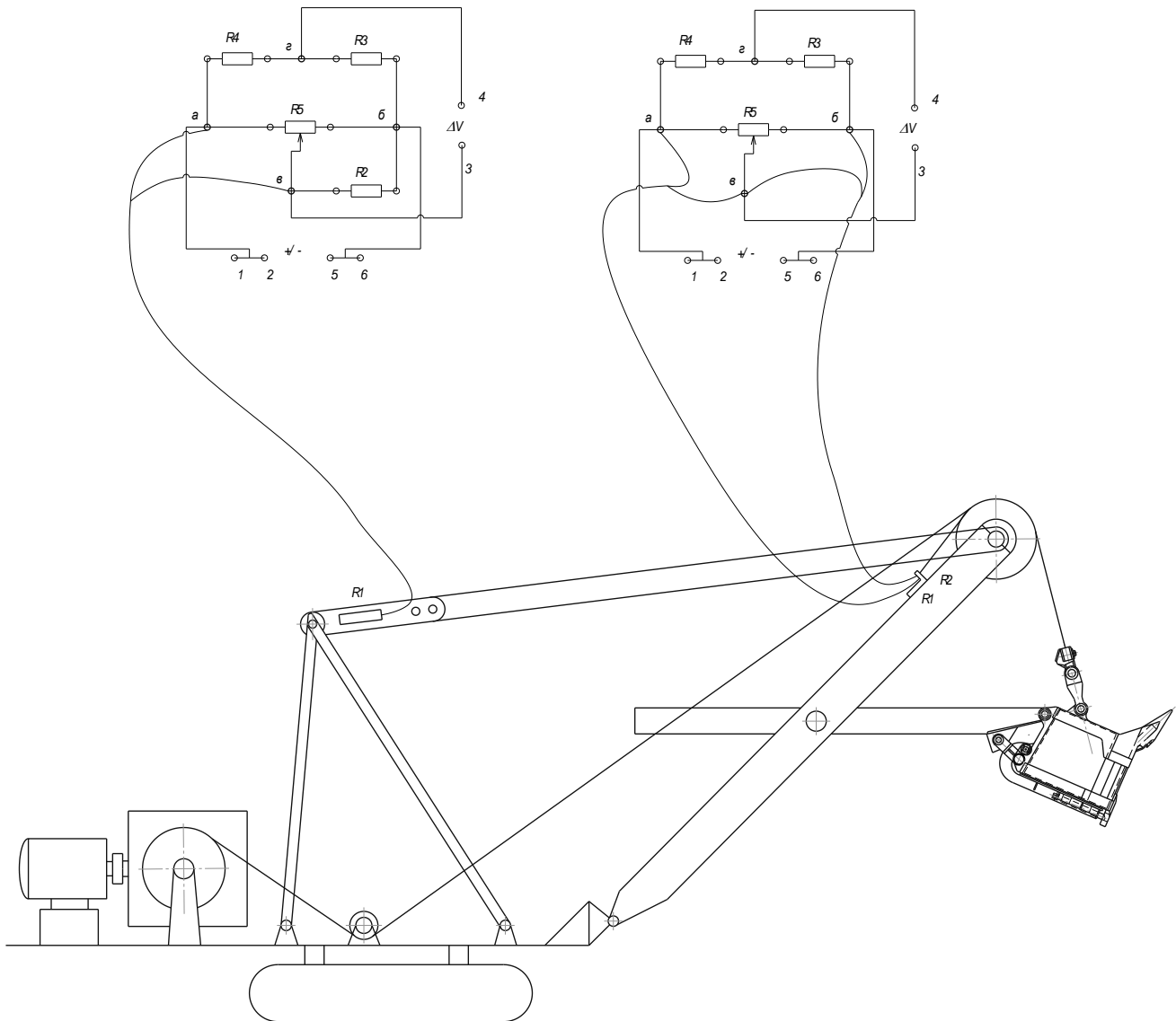


Рисунок 3.3 – Схема лабораторної моделі з вмонтованими тензодатчиками.

Діюча модель механічної лопати зображена на рисунку 3.2.



Рисунок 3.4 – Модель кар’єрного екскаватора ЕКГ-5Н

Для виміру коливань використовуємо електронну вимірювальну інформаційну систему за допомогою якої перетворюємо електричний сигнал в графічне зображення (осцилограму). Схематичне зображення ввімкнення тензодатчиків в вимірювально-інформаційну систему зображене на рисунку 3.3. Зображення вимірювально-інформаційної системи показано на рисунку 3.4.

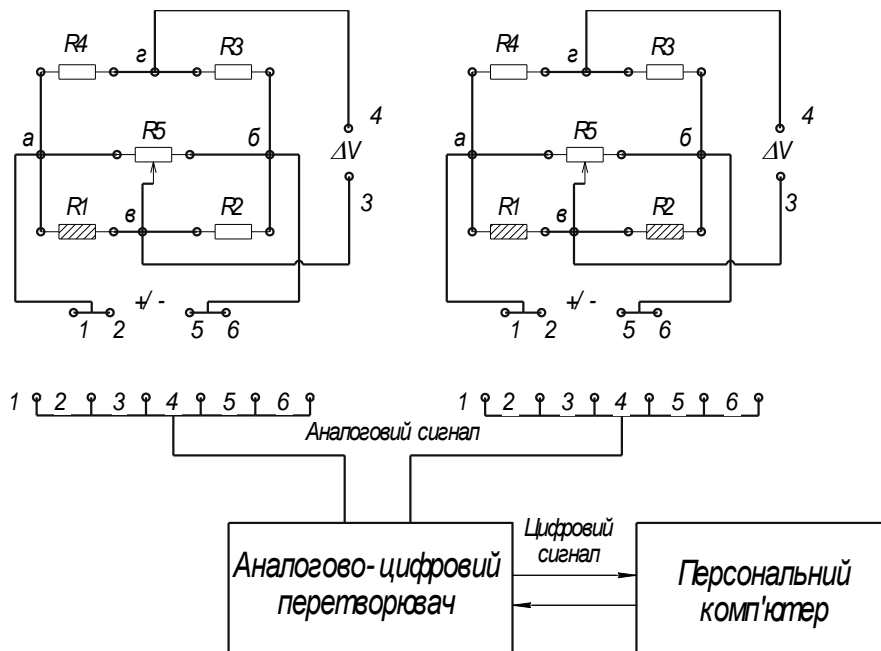


Рисунок 3.5 – Схема приєднання тензодатчиків.

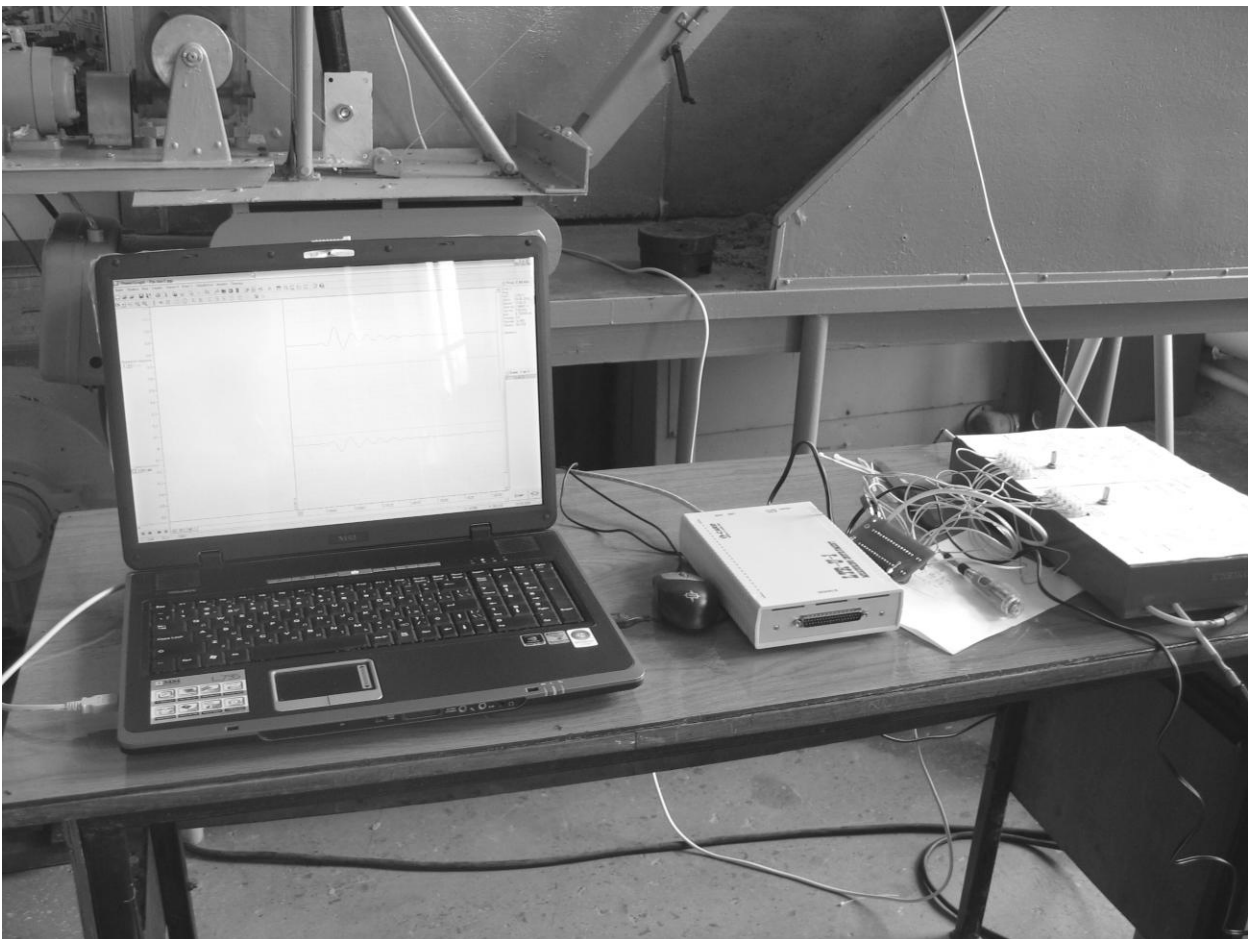


Рисунок 3.6 – Вимірювально-інформаційна система

1.3 Хід роботи

За даною задачею треба провести три експерименти з різними моделями:

I. Модель з вантовою підвіскою стріли.

Підвіска стріли представляє собою чотири канати діаметром 1,5мм, загальною довжиною 4,4м. Для врівноваження зусиль в канатах підвіска запасована одним канатом, перекинутим через врівноважуючи блоки. Тензометричний датчик встановлений на одному з канатів підвіски

II. Модель з балочною підвіскою стріли.

Підвіска стріли представляє собою балку, яка жорстко з'єднує головні блоки з надстройкою. Балка складається з двох з'єднаних між собою полос підсилених трубою. Тензодатчик встановлений безпосередньо на пластину.

III. Модель з балочною підвіскою стріли при зменшеній жорсткості та встановленому демпферному пристрої.

Сама підвіска аналогічна другій схемі. Надстройка встановлена таким чином, що передня стойка підпружинена, а задня стойка являє собою шарнір. До рухомої частини встановлений демпферний пристрій пристрій. Схема установки зображена на рисунку 3.5.

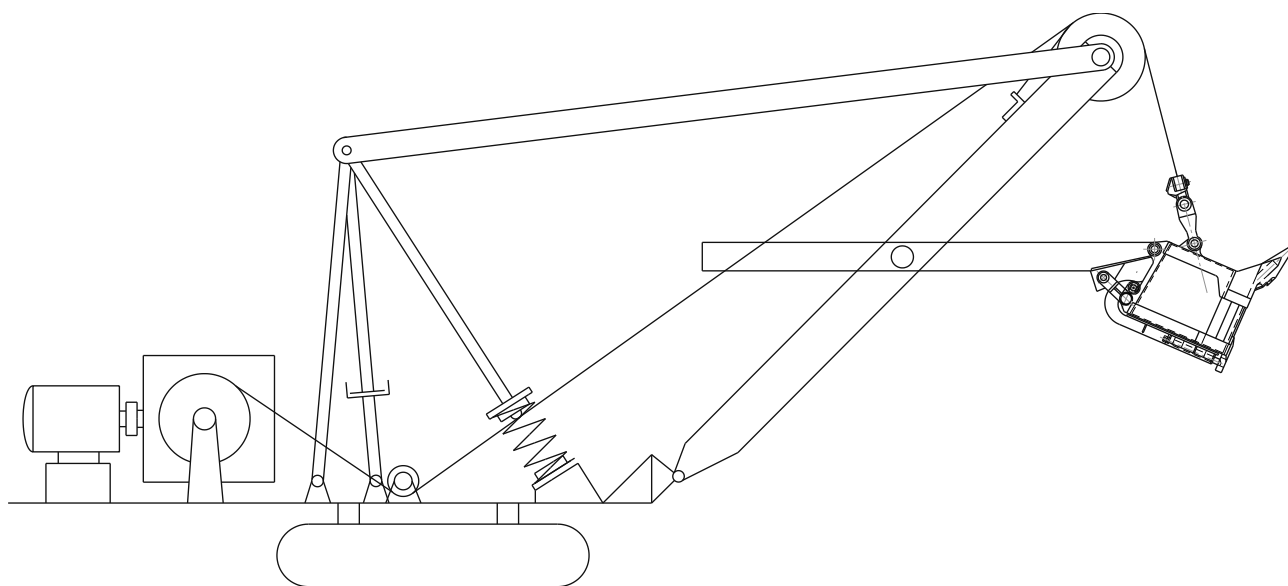


Рисунок 3.7 – Схематичне зображення модель з балочною підвіскою стріли при зменшеній жорсткості та встановленому демпферному пристрої.

3.2 Лабораторне обладнання

1 Модель робочого устаткування одноківшевого екскаватора - прямої ме-

ханічної лопати.

2 Тензопідсилювач ТА-5.

3 Осцилограф Н-145.

4 Терези.

5 Секундомір.

6 Мірятьний інструмент, лінійка, рулетка, штангенциркуль,

3.3 Порядок виконання роботи

1 Зробити виміри геометричних параметрів ковша і визначити його місткість E і геометричні параметри для теоретичного визначення S_n за формулою (3.3).

2 Встановити рукоять із ківшем у горизонтальне положення, визначити кут різання α , кут загострення γ та задній кут β .

3 Включити тензоелемент у вимірювальну схему і зробити зачерпування ґрунту з одночасною реєстрацією показань на осцилографі Н-145. Визначити обсяг зачерпнутого ґрунту.

4 Змінити кут різання за допомогою тяги, що з'єднує ківш із рукояттю, і повторно виконати п.3. Досвід проводиться 3 рази.

5 Заповнити таблицю 3.1 та визначити зусилля в канатах механізму підйому S_n , P_{01} , P_{02} теоретично й експериментально.

Таблиця 3.1 - Результати експерименту

Положення ковша	Значення параметрів процесу копання										
	$\alpha, ^\circ$	$\beta, ^\circ$	$\gamma, ^\circ$	$E, \text{м}^3$	$v_{gp}, \text{м}^3$	k_n	$S_n, \text{Н}$			$S_{n,m}, \text{Н}$	$S_{n,e}, \text{Н}$
							1	2	3		
П1	25										
П2	35										
П3	45										

3.4 Зміст звіту

1 Опис методики визначення зусиль у канатах механізмів підйому прямої механічної лопати.

2 Схема моделі одноківшевого екскаватора - прямої механічної лопати.

3 Результати теоретичних й експериментальних досліджень.

4 Висновки з роботи.

3.5 Питання для контролю

1 Перелічіть основні геометричні параметри ріжучої крайки ковша із механічною лопатою.

2 Як визначається зусилля різання P_{01} ?

3 Які категорії ґрунту по труднощам їхнього руйнування Ви знаєте і як вони визначаються?

4 Перелічіть основні механізми одноківшевого екскаватора.

5 Які методи визначення зусиль у робочому устаткуванні Ви знаєте?

6 Призначення і принцип роботи тензоелемента.

7 Як визначаються коефіцієнт наповнення k_n і коефіцієнт розпушення для даної лабораторної установки?

8 Як визначаються і що характеризують показники енергоємності для процесів різання ґрунтів землерийними машинами?

4 Лабораторна робота 4

Дослідження продуктивності одноківшевих екскаваторів (ОЕ)

Мета роботи: вивчення конструкції основних механізмів ОЕ, кінематичних і конструктивних схем і визначення періодів роботи в процесі копання ґрунту; дослідження продуктивності ОЕ в залежності від характеру роботи, параметрів вибою і ступеня наповнення ковша.

4.1 Загальні відомості

До основних факторів, що впливають на продуктивність екскаватора, відносяться наступні [1]:

- труднощі розробки гірської маси, що оцінюється категорією породи та її станом;
- параметри вибою, що роблять вплив на ступінь наповнення ковша;
- технічні дані, стан і конструктивно-виробнича надійність екскаватора;
- кваліфікація машиніста;
- організація робіт, що залежить від достатньої кількості транспортних засобів, стану доріг і т.д.

Паспортна годинна продуктивність $Q_{теор}$ одноківшевого екскаватора [4]

$$Q_{теор} = 60n_{\psi} E, \quad (4.1)$$

де $Q_{теор}$ - паспортна годинна продуктивність, м³;

n_{ψ} - конструктивно-розрахункове число циклів у хвилину;

E - місткість ковша, м³.

Число циклів у хвилину можна визначити експериментально, для цього необхідно визначити основні елементи циклу

$$n_u = \frac{60}{T_u}, \quad (4.2)$$

де T_u - час одного циклу роботи екскаватора, с,

$$T_u = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5, \quad (4.3)$$

де t_1 - тривалість зачерпування ґрунту, с;

t_2 - час повороту екскаватора до місця розвантаження, с;

t_3 - час розвантаження, с;

t_4 - час повороту у вибій, с;

t_5 - час опускання рукояті у вибій, с.

Машиністи високої кваліфікації можуть сполучати деякі операції, тим самим скорочуючи час циклу. У загальному випадку час циклу

$$T_u = \sum_{i=1}^n t_i. \quad (4.4)$$

З урахуванням сполучення операцій

$$T_u = t_k + t_{n,p} + t_n, \quad (4.5)$$

де t_k - час копання, с;

$t_{n,p}$ - час повороту на завантаження і розвантаження ковша, с;

t_n - час повернення ковша у вибій (у вихідне положення), с.

Для механічних лопат при повороті екскаватора для розвантаження у вибої на кут до 120° справедливі наступні співвідношення

$$t_k \approx 0,3 T_u; \quad t_{n,p} \approx t_{в.з} \approx 0,35 T_u.$$

Годинна технічна продуктивність у щільній масі визначається в залежності від теоретичної за формулою

$$Q_{mex} = \frac{Q_{теор} k_n}{k_p}, \quad (4.6)$$

де k_n - коефіцієнт наповнення ковша;

k_p - коефіцієнт розпушення ґрунту в ковші.

Коефіцієнт наповнення ковша k_n можна визначити за формулою (3.1), а коефіцієнт розпушення ґрунту k_p - за формулою (1.8).

У залежності від висоти вибою коефіцієнт наповнення ковша

$$k_{н.к} = \frac{H_6 b k_p h}{E}, \quad (4.7)$$

де H_6 - висота вибою, м;

b, h – ширина і товщина стружки, м;

k_p - коефіцієнт розпушення породи;

E – місткість ковша, м³.

Технічна продуктивність з урахуванням параметрів вибою

$$Q_{mex} = Q_{m.ч} \frac{k_{н.к}}{k_p} \cdot \frac{t_p}{t_p + t_n}, \quad (4.8)$$

де t_p і t_n - тривалість безперервної роботи екскаватора з одного місця стояння при одному напрямку руху робочого органа і тривалість однієї пересувки відповідно.

Експлуатаційна продуктивність

$$Q_{експ} = Q_{mex} k_6, \quad (4.9)$$

де k_6 - коефіцієнт використання екскаватора за часом,

$$k_6 = \frac{(T_3 - t_n) k_{над}}{T_c}, \quad (4.10)$$

де T_3 - тривалість зміни, ч;

$k_{над}$ - коефіцієнт надійності для одноківшевого екскаватора, $k_{над} = 0,8 \dots 0,95$ [2].

4.2 Лабораторне обладнання

- 1 Секундоміри.
- 2 Рулетки для виміру параметрів вибою.
- 3 Терези для визначення щільності ґрунту.
- 4 Кутоміри.

4.3 Порядок виконання роботи

1 Скласти конструктивну схему екскаватора і кінематичні схеми основних його механізмів.

2 Визначити теоретичну годинну продуктивність моделі механічної лопати. Для цього необхідно визначити тривалість виконання основних операцій по копанню ґрунту, навантаженню його в транспорт і поверненню у вихідне положення за формулами (4.1)...(4...5). Дані експериментальних вимірів не менш 3

циклів занести до таблиці 4.1.

3 Визначити технічну продуктивність, указавши наступні параметри: висоту вибою H , місткість ковша E , ширину і товщину стружки, коефіцієнт розпушення ґрунту. Дані занести до таблиці 4.2.

4 Визначити експлуатаційну продуктивність, користуючись формулами (4.8)...(4.10). Значення коефіцієнта k_n визначається за результатами спостережень.

5 Вказати основні шляхи підвищення продуктивності моделі ОЕ стосовно до досліджуваних умов.

6 Оформити звіт.

Таблиця 4.1 - Дані для визначення продуктивності моделі механічної лопати

Номер досвіду	Довжина основних операцій				Продуктивність ОЕ		
	t_k, c	$t_{n.p}, c$	t_n, c	T_{ψ}, c	$Q_{теор}$	$Q_{тех}$	$Q_{експ}$
1							
2							
3							
Середнє значення							

Таблиця 4.2 - Дані для визначення технічної продуктивності ОЕ

Найменування параметра	$H, м$	$b, м$	$h, м$	$E, м^3$	n_{ψ}	k_p	k_n
Значення параметра							

4.4 Питання для контролю

1 Дайте визначення паспортної теоретичної продуктивності ОЕ.

2 Які параметри вибою впливають на величину технічної продуктивності?

3 Які параметри екскаватора впливають на технічну й експлуатаційну продуктивність ОЕ?

4 Дайте визначення експлуатаційної продуктивності.

5 Як визначити час циклу ОЕ?

6 Які параметри ОЕ та вибою впливають на час циклу?

Лабораторна робота №5

Тема: «Дослідження силових і кінематичних параметрів чотирьохопорного крокуючого механізму пересування»

Мета роботи: вивчення конструкції і принципу роботи чотирьохопорного крокуючого механізму; дослідження зміни кінематичних і силових параметрів в процесі пересування машини; визначення параметрів крокуючого рушія стосовно екскаваторів.

5.1 Загальні відомості про конструкцію крокуючих механізмів транспортних та гірничих машин

В сучасних транспортних та гірничих машинах в якості механізмів пересування застосовуються рейкові, пневмоколісні, гусеничні та крокуючі рушії, або їх комбінації (наприклад рейково-крокуючий хід). Для роботи у складних експлуатаційних умовах при високій вологості, абразивності ґрунтів, мала допустимому тиску на ґрунт ефективним є застосування крокуючих механізмів, наприклад у екскаваторах-драглайнах, мобільних дробильних комплексах, перевантажувачах та інших гірничих і транспортних машинах.

У світовій і вітчизняній практиці в одноковшевих екскаваторах-лопатах як механізми пересування застосовують винятково гусеничний хід [1,2,3,4], що поряд з відомими перевагами володіє поруч істотних недоліків, основні з яких наступні:

1. Велика вага, (до 40-45% з нижньою рамою) від ваги екскаваторів і висока вартість;
 2. Складність у виробництві і зборці, обумовлена великою кількістю деталей і складністю самої конструкції;
 3. Швидкий знос елементів, що сполучаються, (ведучих коліс, ланок) і зв'язані з цим високі експлуатаційні витрати;
 4. Значно більші, ніж при крокуючому ході, середні питомі тиски на ґрунт до 0,35Мпа;
 5. Високі значення максимальних питомих тисків, що перевищують у 3-х гусеничних системах у 6-12 разів середні тиски;
 6. Високе потрібне стискальне зусилля, що досягає до 40% від ваги екскаваторів, і зв'язані з цим високі енерговитрати на пересування.
- Зазначені недоліки, частково відсутні у відомих конструкціях крокуючих механізмів пересування, що відрізняються відносно невеликою вагою (10-12%

Від ваги машини), простотою конструкції, більш низькою собівартістю, незначним зносом елементів, що сполучаються, і як наслідок, низькими експлуатаційними витратами, можливістю одержання низьких питомих тисків.

Тим часом, як уже відзначалося вище, незважаючи на відомі переваги крокуючого ходу в одноковшевих екскаваторах-лопатах крокуючий хід не використовується.

Більш того можна стверджувати, що «до недоліків крокуючого ходу від-

носиться непридатність його для лопат». Розуміється тут мова йде про відомі конструкції крокуючих ходів у тому числі, наприклад, таких як на екскаваторах-драглайнах ЄШ-6/45, ЄШ-10/70А, ЄШ-11/70.

Основною і головною причиною, що перешкоджає використанню відомих конструкцій крокуючих механізмів в одноковшевих екскаваторах-лопатах є специфічні особливості напруження цих машин у процесі копання.

Якщо в драглайнах (де переважно використовується крокуючий хід, а у великих драглайнах винятково крокуючий хід) при роботі машини рівнодіюча вертикальних сил навіть при положенні ковша на максимальному вильоті (у голови стріли) не виходить, як правило, за ядро перетину бази, то в екскаваторах-лопатах картина абсолютно інша.

В одноковшевих екскаваторах (прямих лопатах) у процесі копання в результаті реалізації на вершині зубів ковша великих динамічних зусиль, особливо в момент стопоріння механізму підйому при твердих ґрунтах, рівнодіюча зовнішніх сил (вага машини + динамічні зусилля на вершині зубів ковша) виходить не тільки за поворотне коло, але й іноді за межі опорних поверхонь гусениць (тобто за межі периметра опорної поверхні). У результаті цього при стопорінні механізму підйому екскаватора-лопати найчастіше працюють з відривом від ґрунту задньої частини машини-протилежної ковшеві, що неприпустимо для екскаваторів що мають крокуючий механізм пересування, тому що це може привести до втрати рівноваги і руйнуванню опорних елементів.

Аналіз розрахунків на ЗАТ НКМЗ показує, що при остановці механізму підйому рівнодіюча зовнішніх сил виходить за межі опорних поверхонь гусениць (тобто за межі периметра опорної поверхні) у результаті чого буде відбуватися відрив гусениць зі сторони протилежної ковшеві.

Якщо в екскаваторах-лопатах використовувати відомий крокуючий хід (такого ж типу, як у драглайнах) з базою, що спирається на ґрунт під час копання і повороту машини на розвантаження, то для забезпечення рівноцінної стійкості машини (тобто такий же як і при гусеничному ході) периметр (контур) опорної поверхні бази повинні бути не меншими, чим периметр опорної поверхні гусениць.

Крім того, щоб зберегти відому перевагу крокуючого ходу, що полягає в можливості пересування з місця в будь-якому напрямку, механізми крокування з лижами повинні встановлюватися на поворотній платформі, а лижі повинні мати можливість обходу контуру бази при повороті, внаслідок чого найбільш оптимальний контур бази – це коло великого діаметра. При цьому лижі повинні бути винесені за контур бази, що приводить до збільшення ширини поворотної платформи («роздування» її по ширині). У підсумку використання традиційних крокуючих ходів (таких, як у драглайнах) в екскаваторах-лопатах привело б до істотного програшу в розмірах машини, її ваги і вартості.

Унаслідок цього в екскаваторах-лопатах у вітчизняній і світовій практиці використовується винятково гусеничний хід, якщо не говорити про машини малої потужності, де може використовуватися колісний хід.

Тим часом, основні переваги крокуючого ходу, що полягають у невеликій вазі, простоті і низькою собівартості, а також відсутності сильного зносу в екс-

платуації і зниженні експлуатаційних витрат на ремонт і відновлення є незаперечними.

5.2 Конструкція крокуючих механізмів землерийних машин

Крокуюче ходове устаткування сучасних екскаваторів-драглайнів складається з двох самостійних систем опорних поверхонь – бази (опорної рами) і лиж (опорних башмаків). При роботі машини база є основною опорною поверхнею, вона сприймає навантаження від поворотної частини машини і передає них на ґрунт. База являє собою круглу плиту, що складається із системи пересічних поперечних і подовжніх балок, закритих нижніми і верхніми аркушами настилу.

Пересування машин, обладнаних крокуючим ходом, здійснюється періодичними переміщеннями їхньої щораз на величину кроку. За цикл шагання механізми забезпечують підйомом і перенос уперед лиж, посадку лиж на ґрунт і відрив бази від нього, пересування уперед усієї машини, посадку бази і відрив лиж від ґрунту. Прямолінійний рух машини відбувається по напрямку її подовжньої осі уздовж стріли. Зміна напрямку руху досягається поворотом обертової частини машини при піднятих лижах, при цьому змінюється напрямок подовжньої осі.

Усі конструкції механізмів крокування виконуються у виді кривошипних систем: кривошипно-ексцентриковий, кривошипно-шарнірний з трикутною рамою, кривошипно-шарнірний крейцкопфний, піднімальний, ексцентриковий із задньою сергою, ексцентриковий з верхньою сергою, кривошипно-колісний, двухкривошипний. Виключення складають екскаватори Уралмашзавода й екскаватор 4550-W фірми «Бюсайрус-Ірі», що обладнані гідравлічними крокуючими механізмами.

На мал.4.1 приведені схеми механізмів крокування і показане положення ланок механізмів у різні моменти циклу пересування. Кривошипно-ексцентриковим крокуючим ходом обладнаний екскаватор ЕК-4/40 ЗАТ «НКМЗ». При кривошипно-ексцентриковом ході ексцентрики установлені на кінцях головного ходового вала й утримуються ребордами в литих розбірних ексцентрикових рамах, кожна з яких установлена на лижі. До рами прикріплені виливки з напрямними для пальця кривошипа з ексцентриком.

На машинах, що випускаються ЗАТ «НКМЗ», найбільш розповсюджений

кривошипно-шарнірний крокуючий хід, що у порівнянні з кривошипно-ексцентриковим ходом має більш високий КПД, меншу вагу і більш високу експлуатаційну надійність. Цим ходом обладнані екскаватори ЕК-4/40, ЕК-6/60, ЕК-10/60, ЕК-10/70, ЕК-10/70А, екскаватор ЕК-5/45 і його модифікації, а також відвалоутворювач ОШ-1500/105. При кривошипно-важільному і чотириохланковому крокуючому механізмі кривошипи надають руху ноги за рахунок ексцентриків, що насаджені на дворядних підшипниках. Верхня частина ноги шарнірно зв'язана з кінцем важеля, другий кінець якого укріплений на цапфі надбудови. Кулькове з'єднання ноги з лижею дозволяє останній добре пристосовуватися до рельєфу місцевості, а також повертатися навколо осі ноги в горизонтальній площині. Повернення лиж у нормальне положення здійснюється спеціальним механізмом-механізмом вирівнювання лиж.

Розглянемо конструкцію опорної бази мал.4.2 на прикладі екскаватора ЕК-10/60. У центрі опорної бази екскаватора розташована центральна цапфа, що сприймає горизонтальні навантаження. На верхній площині кругової балки укріплені за допомогою спеціальних прокладок нижнє рейкове коло опорно-поворотного пристрою і зубчастий вінець механізму повороту машини. У верхній частині опорна база має круговий виступ для опор, що піднімають базу при пересуванні. Опори-підхвати монтуються на поворотній платформі машини. З умов транспортування базу розділяють монтажними стиками на окремі секції. На нижній площині опорної бази укріплені радіальні ребра, що забезпечують зчеплення бази з ґрунтом при роботі машини.

Лижі (опорні плити) призначені для опирання машини на ґрунт при пересуванні і представляють по своїй конструкції металоконструкцію у вигляді балки, зварену з подовжніх вертикальних аркушів, зв'язаних ребрами жорсткості і посилені горизонтальними листами верхнього і нижнього настилів. Навантаження сприймається лижею у вигляді зосередженої сили, що проходить через центр опори (ноги) крокуючого механізму. На опорній площині лижі поперечні ребра (шпори, іноді їх називають ґрунтозацепами), що поліпшують зчеплення лижі з ґрунтом при пересуванні машини. Іноді лижі мають опорну поверхню у

вигляді ламаної площини в процесі пересування машин, обладнаних цими лижами, відбувається опирання на частину поверхні лижі. У таких випадках має місце збільшення сили зчеплення опорної поверхні лижі з ґрунтом за рахунок підвищеного опору ґрунту зрушенню при великих тисках, які виникають при ущільненні ґрунта.

Кривошипно-колісний крокуючий хід, намічений до застосування на екскаваторах, що випускаються ЗАТ «НКМЗ», є модифікацією кривошипно-ексцентрикового. Цей тип крокуючого ходового устаткування поєднав у собі позитивні якості кривошипно-шарнірного і кривошипно-ексцентрикового крокуючих механізмів. При кривошипно-колісному ході на кінцях головного вала, що одержує обертання від привода механізму крокування, насаджені ведучі кривошипи, нерухомо з'єднані з тяговими кривошипами. На ведучих кривошипах насаджені на підшипниках каретки з ходовими колесами, що рухаються по направляючих рамах. Кожна з рам встановлена на лижі. Тягові важелі шарнірно з'єднані з кривошипами і цапфами на рамах. Кривошипно-колісний механізм пересування змонтований на конвеєрному перевантажувачі ОШ-56/1000.

Привод ходових механізмів, виконуваних у виді кривошипних систем, для машин малої потужності з ковшем ємністю 5-6 м³ і довжиною стріли 40-60 м здійснюється від двигуна тягової лебідки через редуктор і відкриті передачі. На машинах великої потужності привод виконується у виді окремого двигуна постійного струму, з'єданого з виконавчим механізмом через редуктор і відкриті передачі (кінематичні схеми механізмів крокування приведені у додатку 4).

Тиск на ґрунт крокуючих екскаваторів значно відрізняється по значенню в такі періоди як копання ґрунтів і пересування екскаватора по вибоям. При виконанні основних технологічних операцій екскаватор стоїть на одній базі діаметром D , опорні плити (лижі) підняті догори, а середній тиск від ваги верхньої частини, вузлів, стріли і ковша з ґрунтом визначається по залежності:

$$P_{cp} = \frac{4 \cdot G_e}{\pi \cdot D^2} \quad (MN / m^2), \quad (4.1)$$

де G_e -вага екскаватора, МН;

D - діаметр опорної бази, м.

В процесі пересування частина ваги екскаватора передветься на опорні плити (лижі), а частина $(0,2 \dots 0,15)G_e$ на кромку опорної бази, яка пересувається (волочиться) по ґрунтовому полотну (площині вибою). Тоді середній тиск при пересуванні визначається по залежності:

$$P'_{cp} = k \frac{G_e}{2 \cdot b \cdot L} \quad (\text{МН} / \text{м}^2), \quad (4.2)$$

де k -коефіцієнт, що показує яка частина ваги екскаватора передається на опорні плити, МН/м²;

b, L - ширина і довжина опорних плит, м.

Під час роботи екскаватора навантаження на базу (а саме центр мас) зміщується в залежності від положення ковша і його наповнення, тому тиск на ґрунт під опорною базою розподіляється нарівномірно і в загальному вигляді його визначають по залежності [2]:

$$P_{\max/\min} = \frac{4 \cdot G'_e}{\pi \cdot D^2} \left(1 \pm 8 \frac{e}{D} \right), \quad (4.3)$$

де – G'_e -вага екскаватора з ковшом і ґрунтом, кН,

e -величина зміщення рівнодіючою від центра бази, м.

Для господарського комплексу України на найближче майбутнє одним із пріоритетних напрямків буде видобуток корисних копалин відкритим способом, для якого характерною ознакою є використання одноківшових екскаваторів. Виконавчі механізми і робоче обладнання таких машин працюють в надзвичайно важких умовах, тому їх удосконалення з метою підвищення технічного рівня являється досить актуальною науково технічною задачею. На основі оцінки технічного рівня сучасних механізмів пересування, а саме, гусеничного традиційного трьох опорного, та нового крокуючого чотирьох опорного [1] було встановлено [2], що саме останній механізм являється досить перспективним як для екскаваторів так і інших технологічних самохідних машин (бурових станків, дробарок та інш.).

Методи проектування і розрахунків приводів крокуючих механізмів в сучасних роботах представлена тільки для трьох опорних і то в досить загальному вигляді [3, 4], тому розробка методів розрахунків приводів, визначення геометричних, кінематичних і силових параметрів таких рушійів, та застосування їх на практиці являється досить актуальною. В ДДМА на кафедрі ПТМ про-

водяться такі дослідження на теоретичному і експериментальному рівнях.

Теоретичні дослідження та розроблено і виготовлено фізичну модель крокуючого рушія з метою воспроизведення динаміки процесу пересування машини, уточнення параметрів і характеристик привода, вивчити вплив геометричних параметрів на кінематику процесу пересування, та вивчити характер взаємодії такого рушія з зовнішнім середовищем. Для цього було проведено фізичне моделювання і розроблена модель стосовно до машини масою від 100 до 400 тон [5]. Основні параметри моделі крокуючого рушія приведені в таблиці 1 із якої видно що конструкція моделі дозволяє змінити наступні параметри: вагу крокуючого візка від 4 тон до 13 тон, питомий тиск на ґрунт від 0,07 МПа до 0,27 МПа, швидкість пересування та час одного циклу пересування майже в два рази. Привід крокуючого рушія змонтовано на жорсткій рамі (рис.2), на якій також встановлено центральну цапфу, що дає змогу змінювати положення центра мас машини за допомогою стріли, яка встановлюється на центральну цапфу.

Враховуючи можливі зміни навантажень на двигун рушія, а саме: пересування по прямій горизонтальній поверхні, підйом по площині, нахиленої до горизонту на кут до 12°; поворот моделі в різних режимах; зміна ваги і положення центру мас крокуючого візка було вибрано можливі коефіцієнт перевантаження $\psi=2,4$ визначили максимальний момент на валу двигуна (кНм):

$$M_{\dot{a}\dot{a}.max} = \frac{M_{\dot{a}\dot{a}.max}}{U_{\Sigma} \times \eta} = \frac{G_T}{2} \times \frac{e}{U_{\Sigma} \times \eta},$$

де G_T – вага транспортного візка, кН;

e – величина ексцентриситету, м;

U_{Σ} – сумарне передатне відношення механізму;

η – ККД передаточного механізму.

Виходячи з визначених геометричних, силових і кінематичних параметрів фізичної моделі крокуючого механізму визначено потужність двигуна:

$$P_{\Sigma} = \left(\frac{G_T}{2} \times \frac{e}{U_{\Sigma} \times \eta} \right) \times \frac{\omega \times \psi}{\eta_m},$$

де ω – кутова швидкість вихідного вала з ексцентриком, c^{-1} ;

ψ – коефіцієнт можливого перевантаження привода;

η_m – ККД ексцентрикового привода.

Основні розрахункові параметри привода фізичної моделі крокуючого механізму наступні:

Розрахункові параметри привода моделі чотирьох опорного крокуючого механізму наступні:

Потужність двигуна	$P_{дв}=0,85кВт;$
Число обертів двигуна	$n_{дв}=1000 \text{ про/хв};$
Крутний момент	$M_{дв.ном}=8,29 \text{ Нм};$
Ексцентриситет	$e=0,035м;$
ККД передатного меха-	$\eta =0,75;$

нізму
 Загальне передаточне $u_{\Sigma}=120$;
 число
 Маса візка $G_T=3257$ кг.

На підставі наведених залежностей і відповідно до, що розраховуються параметрами побудована модель крокуючого механізму, кінематична схема якої наведено на малюнку 1.

с

Малюнок 1 - Кінематична схема моделі крокуючого чотирьох опорного механізму:

1 і 3 – опорні лижі; 2 – ексцентрик; 4 і 8 – передавальні механізми;
 5 і 7 – муфти; 6 – електродвигун із двома вихідними валами, 9 - редуктори.

Крутний момент від двигуна 6 через муфти 5 і 7 передається на передатний механізм, що включає редуктори 9, конічні й циліндричної зубчасті передачі 4 і 8, які забезпечують обертання вала 2 з ексцентриком e . Це дозволяє по черзі переміщати опорні черевики 1 і 3 з однієї сторони візка. Симетрично описаному механізму розміщений на протилежній стороні візка такий же другий механізм, що дозволяє переміщати металоконструкцію візка й моделює процес руху.

У результаті виконаної роботи були визначені основні масштабні коефіцієнти геометричних, кінематичних і силових параметрів моделі й природи для крокуючого механізму стосовно до екскаватора ЭКГ-10Н. Це дозволяє провести синтез крокуючого механізму й опорної частини, виявити параметри, які впливають на процес переміщення й вибрати їхнє раціональне значення для різних умов роботи, досліджувати вплив цих параметрів на енергоємність процесу переміщення екскаватора й обґрунтувати раціональне відношення цих параметрів.

Для проведення експериментальних досліджень була розроблена методика, яка приведена в таблиці 1.

Таблиця 1 – Основні параметри моделі і розрахункові дані.

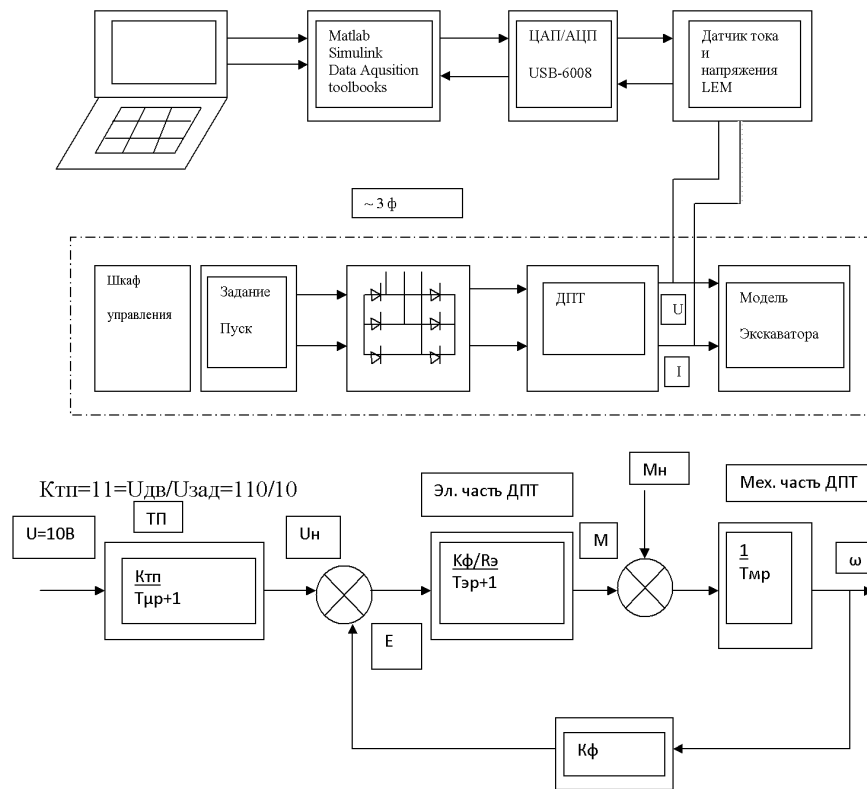
Основні параметри	Коефіцієнт перевантаження електродвигунів		
$N_{дв}=0,85$ кВт $n=1000$ об/хв $M_{дв.ном.}=0,829$ кг/м $e=0,035$ м $\eta=0,75$ $i^{\Sigma}=120(160)$ $G_T=3257$ кг	$\Psi = \frac{M_{дв.вфч}}{M_{дв.ном}}$		
	$\psi=1$	$\psi=1,5$	$\psi=2,0$
Сумарна вага візка з вантажем $G_{(M+T)}$	4263 кг	6395 кг	8527 кг

Опорна площа двох лиж $F=2x_l \times b$	5760 см ²	5760 см ²	5760 см ²
Питомий тиск на ґрунт при опорі на дві лижі $g_{\text{ср}}$	0,74 кг/см ²	1,11 кг/см ²	1,48 кг/см ²
Число оборотів вихідних коліс із ексцентриками на виході $n_{\text{вих}}$	8,333 об/мин	8,333 об/мин	8,333 об/мин
Швидкість пересування візка V	1,166 м/мин	1,166 м/мин	1,166 м/мин
Час робочого циклу відповідне одному оберту приводних коліс із ексцентриками й переміщенню моделі на величину $4e=0,14\text{м}$	7,2 сек	7,2 сек	7,2 сек

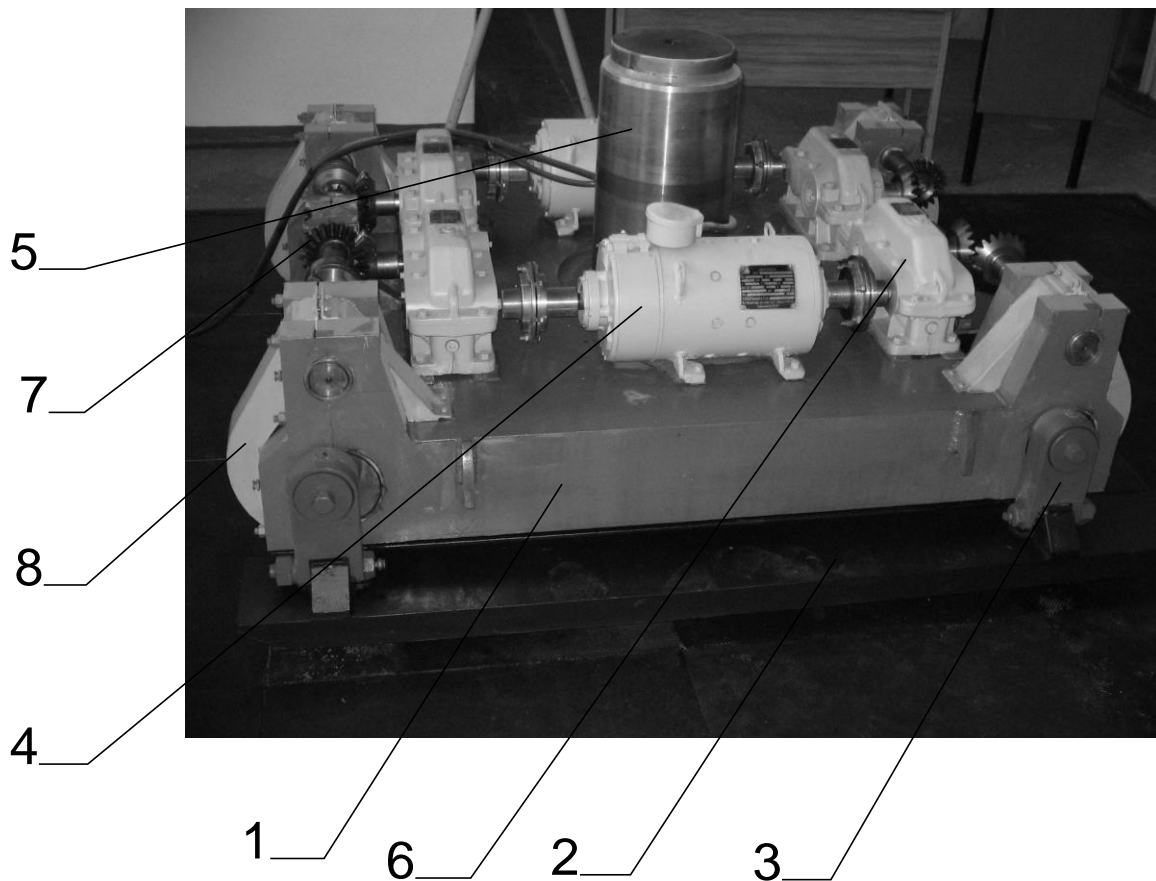
Були визначені параметри, які фіксувалися в процесі досліджень та способи їх вимірювань:

- довжини переміщення за один цикл крокування;
- величина струму і напруги;
- частота обертання вихідного валу, об/хв.;
- момент на валу двигуна;
- маса крокуючого візка.

Таким чином, за допомогою вимірюваних механічних та електричних характеристик було експериментально визначено вплив натуг привода, що дало змогу визначити величину одного із найважливіших механізмів технічного рівня рушіїв пересування при різних режимах роботи, та вплив на величину цього показника основних технічних параметрів крокуючого механізму.



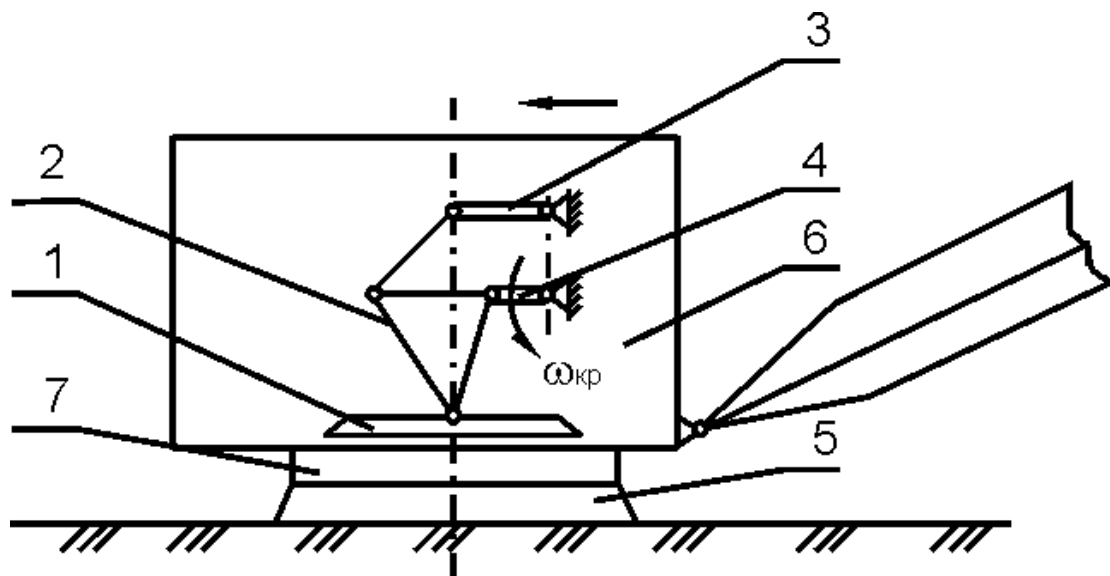
Малюнок 2 - Зовнішній вид апаратури



Рисунок– Физическая модель шагающего четырехполюсного двигателя.

У ходових пристроях могутніх екскаваторів-драглайнів досить часто викорис-

товується кривошипно-шарнірний механізм шагання, схему якого подано на рисунку 5.1.



- 1 - опорний башмак; 2 - нога; 3 - шатун; 4 - кривошип;
 5 - опорна база; 6- поворотна платформа;
 7 - опорно-поворотний пристрій

Рисунок 5.1 - Кривошипно-шарнірний механізм шагання

Положення I характеризує опускання ліж на опорну поверхню ґрунту. Зусилля від ваги екскаватора при цьому сприймає опорна поверхня бази 5.

Положення II відповідає підйомові бази і зсувові її вліво на величину кроку. Навантаження від ваги екскаватора при цьому передається на опорну поверхню ліж і частково на базу.

Положення III відповідає опусканню бази.

Положення IV - ліжі піднімаються і зміщаються вліво. Навантаження від ваги екскаватора при цьому цілком сприймає база.

При обертанні кривошипного вала 4 нижня опорна точка (п'ята) ноги 2 описує складну замкнуту криву (рисунок 5,2), геометричні параметри якої залежать від радіусів кривошипа $r_{кр}$, важеля $r_{ш}$, співвідношення пліч ноги a , b , c і відстані між віссю обертання кривошипа і важеля e .

Якщо на висоті h від нижньої точки P отриманої кривій провести горизонталь, то довжина відрізка $[m-n]$ буде відповідати теоретичному крокові екскаваторів.

Висота h приймається рівною відстані від п'яти ноги до опорної поверхні ліжі. Якщо нижня точка P кривій зміщена щодо опорної поверхні бази, то висоту h необхідно скорегувати на величину h_0 .

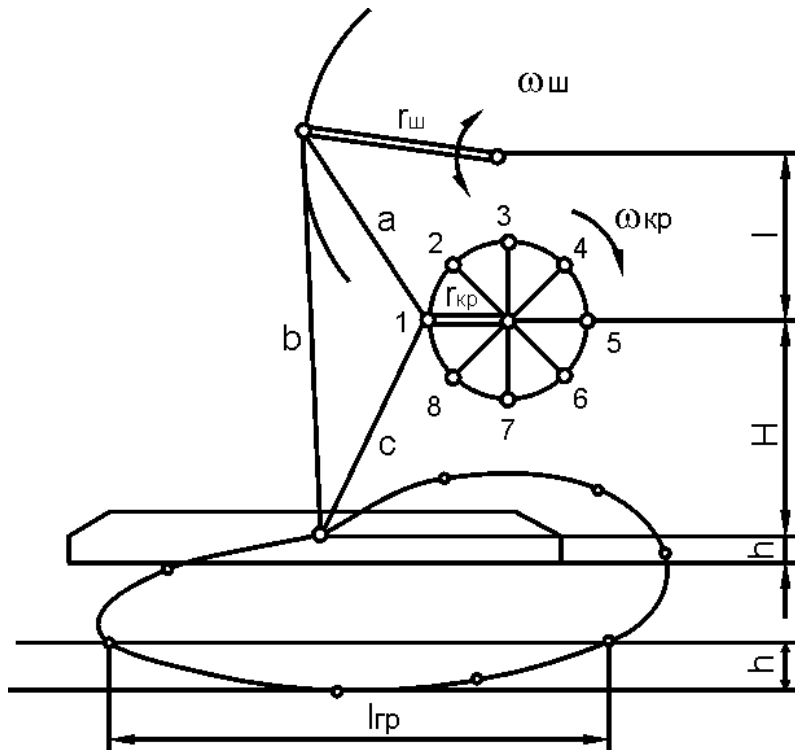


Рисунок 5.2 - Розрахункова схема до графічного визначення довжини ходу крокуючого екскаватора

5.2 Лабораторне обладнання

Лабораторна установка, джерело живлення постійного струму, циркуль, лінійка, олівець.

5.3 Порядок виконання роботи

- 1 Ознайомитися з методичними вказівками.
- 2 По заданих параметрах кривошипно-шарнірного механізму побудувати траєкторію руху п'яти (не менш ніж для 12 положень кривошипа). Вихідні параметри видає керівник роботи.
- 3 Визначити довжину ходу екскаватора при $h=10$ мм; $h=21$ мм; $h=32$ мм.
- 4 Побудувати геометричні параметри експериментальної установки згідно з вихідними даними.
- 5 Замірити величину ходу експериментальної установки для трьох значень h .
- 6 Дані обчислень і експерименту занести до таблиці 5.1, визначити погрішність і зробити висновки.

Таблиця 5.1 - Значення основних геометричних параметрів кривошипно-шарнірного механізму

H, мм	a, мм	b, мм	c, мм	$r_{кр}$, мм	$r_{ш}$, мм	e, мм	$h+h_0$, мм	l, мм		Погрішність
								теор.	експ.	

5.4 Зміст звіту

- 1 Опис конструкції крокуючого кривошипно-шарнірного механізму пересування;
- 2 Схема установки і розрахункова схема до графічного визначення довжини ходу шагання;
- 3 Результати експериментальних досліджень по визначенню довжини кроку установки та порівняльний аналіз із розрахунковими параметрами;
- 4 Висновки з роботи.

5.5 Питання для контролю

- 1 Перелічіть основні види механізмів пересування екскаваторів,
- 2 Назвіть основні складені елементи механізму шагання.
- 3 Складіть схему механізму шагання із кривошипно-шарнірним приводом.
- 4 Які основні геометричні параметри впливають на довжину кроку?
- 5 Перелічіть основні положення екскаватора при шаганні.

Лабораторна робота №6 (4 години)

Дослідження кінематичних і силових параметрів гусеничного ходу землерийних машин

Мета роботи:

- вивчення особливостей формування навантажень в елементах гусеничного ходу землерийних машин з урахуванням взаємодії з опорною поверхнею ґрунту;
- дослідження кінематичних параметрів гусеничного механізму пересування при переміщенні землерийної машини та в процесі розробки ґрунту.

6.1 Загальні відомості щодо гусеничного ходового обладнання землерийних машин

Будівельна та гірничовидобувна галузі України в достатній мері забезпечена екскаваторною технікою. Найбільше поширення одержали одноковшеві екскаватори, які застосовуються для розробки, навантаження й укладання ґрунту або корисних копалин [9]. У якості ходового механізму на таких екскаваторах, у більшості випадків, використовується гусеничний привод.

Гусеничні системи землерийних машин по конструкції і умовам роботи істотно відрізняються від гусеничних систем тракторів і транспортних машин. Основні відмінності полягають у наступному [9,10,11]:

- 1 Вага багатьох землерийних машин значно більше ваги тракторів;
- 2 Положення рівнодіючої зовнішніх сил безперервно та істотно змінюється;
- 3 Швидкість землерийних машин значно менше швидкості тракторів;
- 4 Сили тяги на гаку відсутні;
- 5 Ходове встаткування більшості машин є допоміжним і використовується періодично й короткочасно для переміщення машини до наступної ділянки роботи.

Конструктивно, гусениці розрізняються за способом передачі тиску: малоопорні (рис. 6.1, а) і багатоопорні (рис. 6.1, б); за ступенем пристосованості до рельєфу шляху: м'які (рис. 6.1, г), напівжорсткі (рис 6.1, в) і жорсткі (рис. 6.1, а, б); за можливою наявністю гусеничних рам: рамні та без рамні; за розташуванням опорних катків: зовнішнє (рис. 6.1 а, б) і усередині (рис. 6.1, е); за положенням приводної зірочки: переднє і заднє.

В свою чергу, гусеничне ходове обладнання може бути двогусеничним (рис. 6.2, а, б, в) та багатогусеничним (рис. 6.2, г, д, е, ж, з, і) [9].

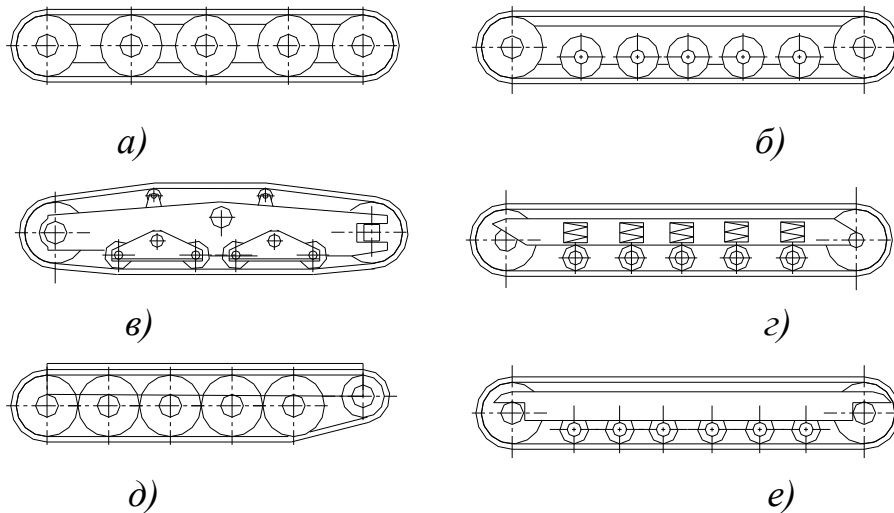


Рисунок 6.1 - Типи гусениць

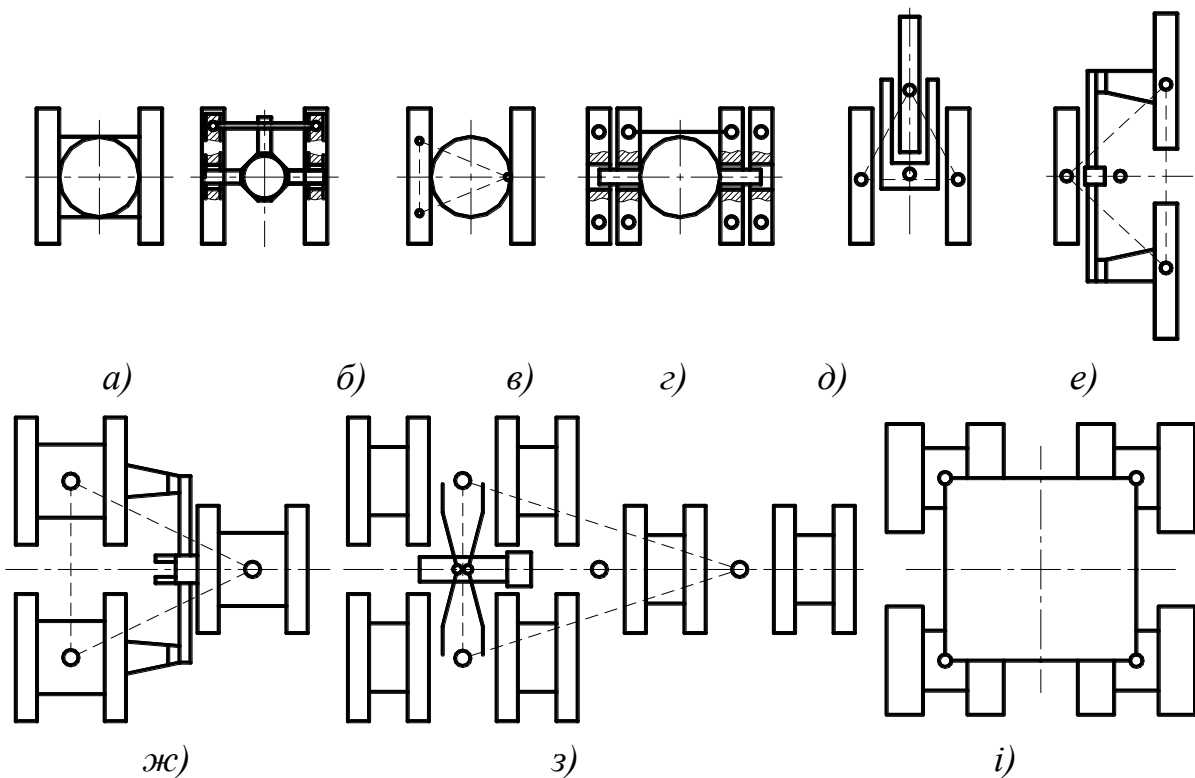


Рисунок 6.2 - Схеми гусеничних систем екскаваторів

Багатогусеничні системи одержали поширення при масі машин більше 1000 тонн. Одноковшеві будівельні та кар'єрні екскаватори місткістю ковша від 0,15 до 6 м³, які розглядаються в даній роботі, мають двогусеничний механізм пересування.

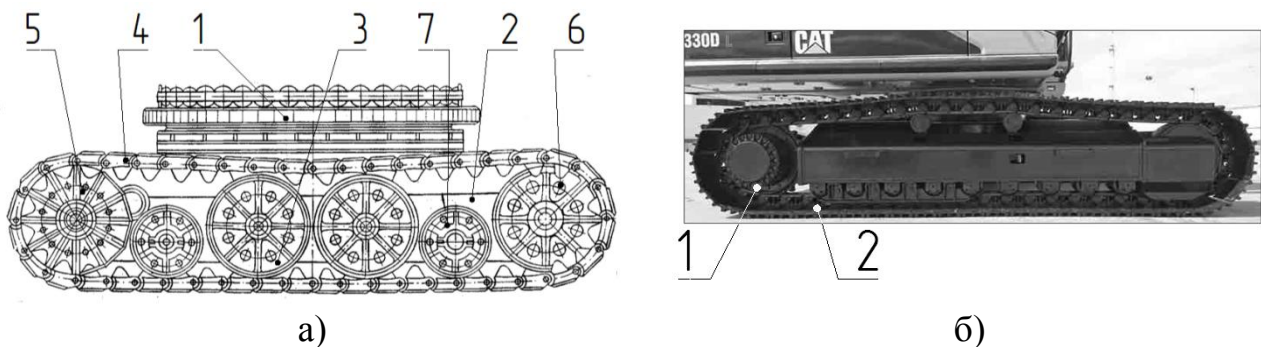
6.2 Відомості щодо конструкції гусениць та гусеничних ланок

Гусеничні ланки ходового обладнання землерийних машин розподіляють:

а) за матеріалом виготовлення.

- 1) металеві;
 - 2) резино-металеві;
 - 3) гумові.
- б) за типом шарніру, що використовується:
- 1) з паралельним шарніром.
 - 2) с послідовним шарніром.
- в) за типом змащення шарнірів:
- 1) сухий (або відкритий металевий шарнір). Переваги конструкції – простота та надійність в експлуатації. Необхідний ресурс забезпечується високими механічними властивостями деталей шарніра.
 - 2) закритий. Оригінальне ущільнення в шарнірі «ланка-втулка» забезпечує схоронність змащення між поверхнями тертя пальця і втулки протягом усього терміну служби гусениці.
 - 3) з рідким мастилом. Оригінальне ущільнення з армованого поліуретану та гуми забезпечує повну герметичність шарніра, чим досягається найбільший термін служби гусениці.
 - 4) з резино-металевим шарніром. Між пальцем шарніра й траком використовується гумова втулка, вигин гусениці в місцях зчленування траків відбувається за рахунок зсуву шарів гуми, завдяки чому виключається тертя сталь по сталі й значно підвищується ресурс пальців і траків гусениці.
 - 5) з голчасто-підшипниковим шарніром. У якості втулки використовується голчастий підшипник. Ресурс гусениці зростає, але значно ускладнена її конструкція.
- г) за типом гусеничних ланок (траків):
- 1) литі.
 - 2) штамповані.
 - 3) зварні.

Гусеничні рушії екскаваторів вітчизняних виробників, та виробників з країн СНД, в більшості виконані з жорсткою рамою і боковим розташування катків. Гусеничний візок на рис. 6.3, а) складається з опорно-поворотного пристрою (1), рами (2), опорних катків (3), гусеничних ланок (траків) (4), приводного колеса (5) та натяжного колеса (6).



а)

б)

а) екскаватора кар'єрного ЕКГ-8;

б) екскаватора фірми Caterpillar 330DL

Рисунок 6.3 – Приклади гусеничного ходового обладнання екскаваторів

Гусеничні ланки для даних типів екскаваторів мають собою суцільнолиту конструкцію (рис. 6.4, а) і складаються з доріжки кочення (1), вушок (2), гребенів (3), опорної плити (4). Тип шарніру – відкритий без змащення. Литі траки виготовляють з марганцевистих сталей, які сполучають у собі високу ударну в'язкість та зносостійкість.

Привідне колесо екскаватора зчіплюється з гребенями гусеничних ланок. В такому випадку кажуть про кулачково-гребеневе зчеплення.

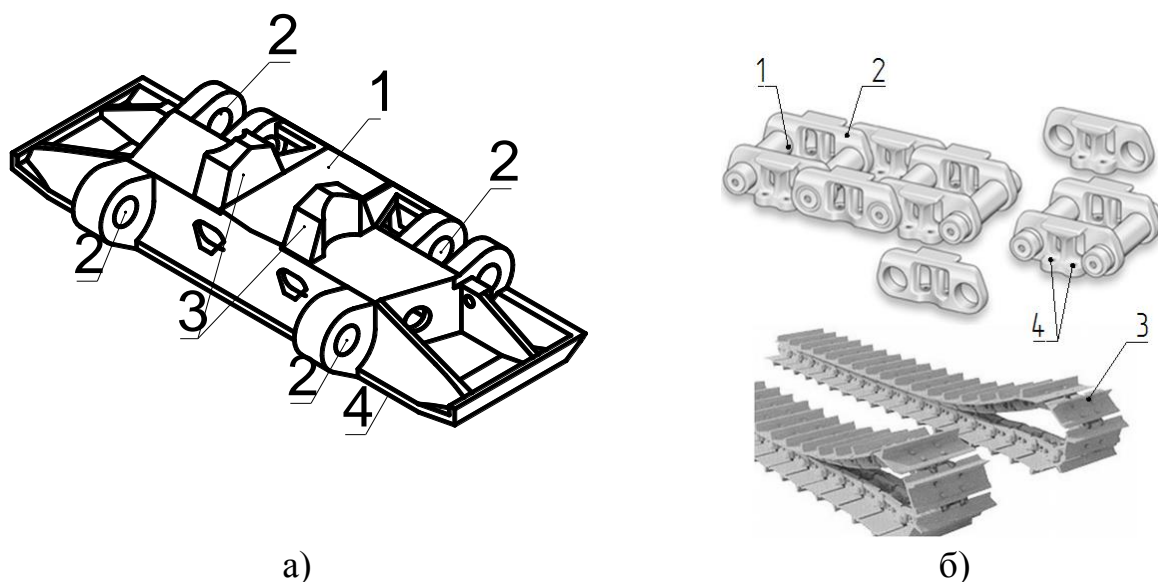


Рисунок 6.4 – Приклади гусеничних ланок ходового обладнання екскаваторів

Гусеничні рушії екскаваторів зарубіжних фірм (рис. 6.3, б) в більшості випадків мають цівковий тип зчеплення при якому привідне колесо (1), зчіплюється з віссю на гусеничних ланках (2).

Гусенична стрічка на рис. 6.4, б) складається з конструкцій коробчастого перетину (2), у яких дві внутрішні ланки кріпляться до двох касет (1). Конструкції з'єднані між собою за допомогою пари зовнішніх ланок. Усе ланки: внутрішні, зовнішні, ліві й праві - абсолютно ідентичні. Вони відрізняються тільки розташуванням. Ланки мають спеціальні отвори (4) для кріплення опорних башмаків.

Опорна поверхня має собою штампований башмак (3), який з'єднується з гусеничною стрічкою за допомогою високоміцних болтів.

Завдяки тому, що касети (1) герметичні і наповнені консистентною змазкою, строк служби даної гусеничної стрічки у 2-3 рази більше ніж у стрічки з шарнірами сухого тертя. Однак складність конструкції і технології її виготовлення суттєво збільшує вартість стрічки.

6.3 Визначення навантажень на опорні елементи

Вивчення навантажень на елементи гусеничного ходу в різних режимах роботи, є найважливішим науковим і інженерним завданням, рішення якого дозволить створювати надійне гусеничне ходове обладнання.

Перш за все необхідно визначити навантаження від поворотної платформи на гусеничний візок. Розрахункова схема наведена на рис. 6.5.

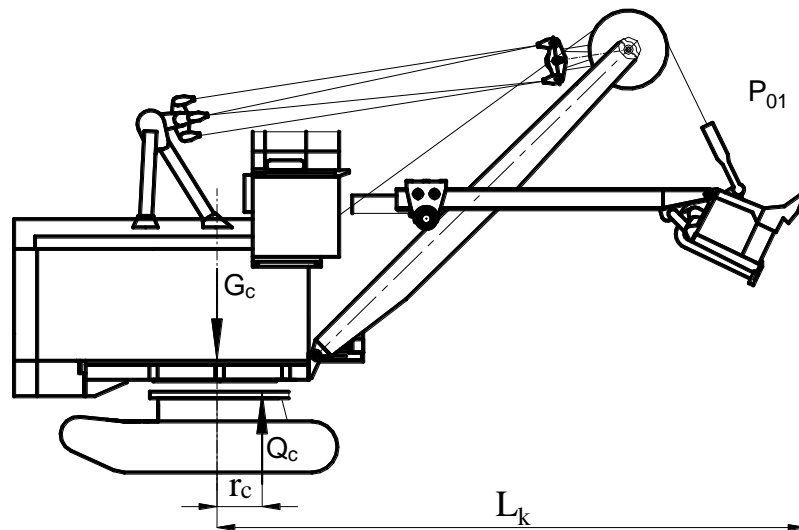


Рисунок 6.5 – Розрахункова схема для визначення навантажень на ходовий механізм збоку поворотної платформи

Для спрощення, усі діючі зусилля приводять до рівнодіючої усіх сил Q та вибігу рівнодіючої r . [9]

Вибіг рівнодіючої розраховується за формулою

$$r = \frac{M_c}{G_c + G_{н.р.}},$$

де M_c – момент від нерівноважених сил поворотної будівлі, Нм;

$$M_c = G_c \cdot r_c,$$

тут r_c – вибіг рівнодіючою поворотної будівлі, м;

$$r_c = \frac{P_{01}}{Q_c} L_K,$$

тут Q_c – рівнодіюча усіх сил збоку поворотної будівлі, Н;

$$Q_c = G_c + P_{01}.$$

G_c – сумарна вага вузлів поворотної будівлі, Н;

$G_{н.р.}$ – вага нижньої опорної рами, Н.

Для одноківшевих екскаваторів орієнтовно можна прийняти

$$G_c = (0.55 - 0.60)G, \quad G_{н.р.} = (0.40 - 0.45)G,$$

де G – вага екскаватора.

Двогусенична система ходового обладнання екскаватора з жорсткою підвіскою опорних катків показана на рис. 6.6. Максимальне навантаження на гусеницю буде у випадку, якщо робоче обладнання розташовано перпендикулярно

но по вздовжній осі ходу. Максимальне навантаження на гусеницю розраховується як

$$Q_{\max} = \frac{Q}{2} \left(1 + 2 \frac{r}{B} \right).$$

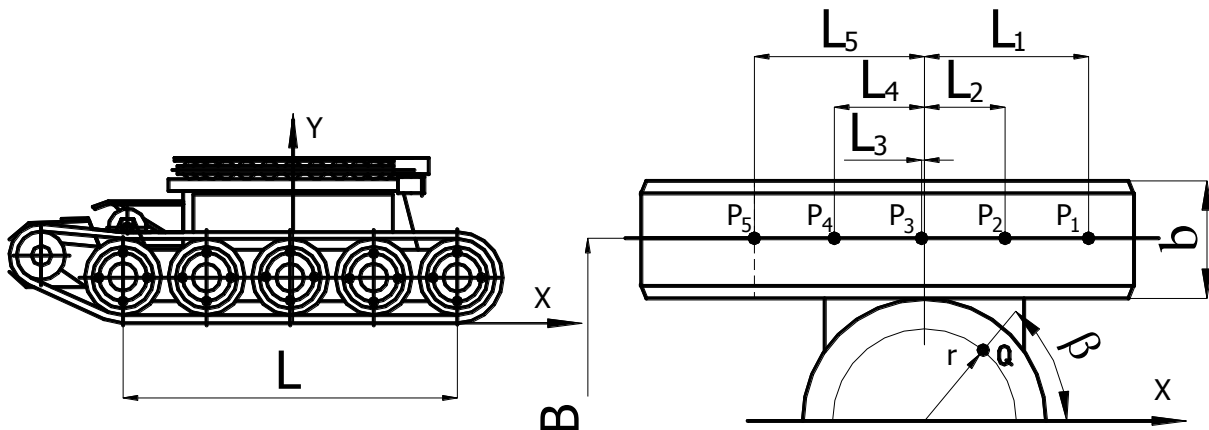


Рисунок 6.6 – Схема двохгусеничної системи з жорсткою підвіскою опорних катків

При рівномірному розподілі навантажень $Q_{\text{сер}} = \frac{Q}{2}$.

Співвідношення $\frac{Q_{\max}}{Q_{\text{сер}}} = 1 + 2 \frac{r}{B}$ показує ступінь нерівномірності навантажень на опорні елементи гусениць. Чим досконаліша система обпирання машини, тим ближче до одиниці це співвідношення.

Навантаження на опорні точки гусениць [9] розраховується шляхом розглядання найменш вигідного випадку, а саме – опираючись на три точки. Максимальне навантаження, у разі розташування рівнодіючої Q перпендикулярно ходу ($\beta = 90^\circ$), прийдеться на каток P_3 (рис. 6.6)

$$P_{3\max} = \frac{Q}{2} \left(1 + 2 \frac{r}{B} \right).$$

Середнє навантаження на одну опорну точку

$$P_{\text{сер}} = \frac{Q}{2i},$$

де i – кількість опорних точок на одній гусениці.

Ступінь нерівномірності навантажень на опорні точки (катки, гусеничні ланки) оцінюють співвідношенням

$$\frac{P_{\max}}{P_{\text{сер}}} = \left(1 + 2 \frac{r}{B} \right) i.$$

При мінімальному значенні це співвідношення змінюється від 3 (при $r = 0$) до 6 (при $r = B/2$). Зі збільшенням кількості опорних точок нерівномірність зростає.

Для чотирьохточечної статично невизначеної системи обпирання двогусеничної машини з балансною підвіскою катків максимальне навантаження на одну опорну точку

$$P_{\max} = \frac{Q}{2} \left(1 + \frac{2r}{\sqrt{a^2 + B^2}} \right),$$

де a – відстань між осями, що кріплять балансири на одній гусениці, м.

Середнє навантаження на одну опорну точку $P_{\text{сер}} = \frac{Q}{4}$,

Співвідношення, що оцінює нерівномірність $\frac{P_{\max}}{P_{\text{сер}}} = 2 + \frac{4r}{\sqrt{a^2 + B^2}}$.

При $r = 0$ нерівномірність дорівнює 2, при $r = B/2$ та $a/B = 1/2$, ступінь нерівномірності дорівнює 3,8.

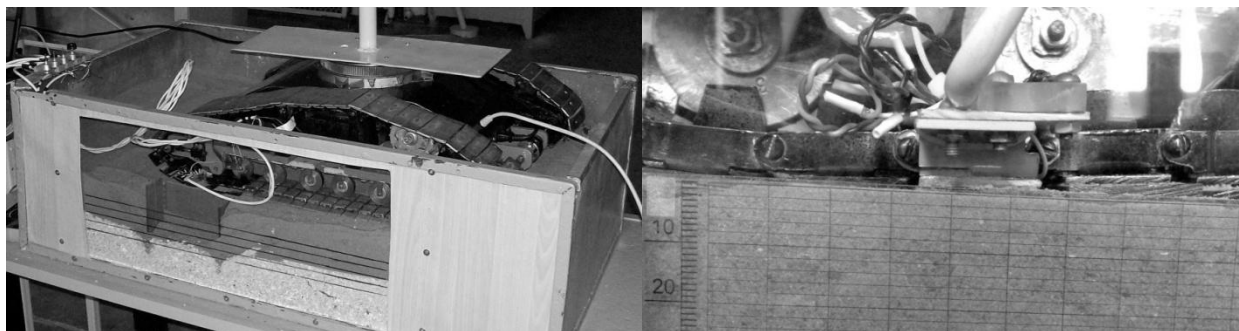
Цей факт свідчить про те, що нерівномірність навантаження для чотирьохопорної системи значно менша ніж у багатоопорної.

6.4 Дослідження силових параметрів діючих на опорні елементи

6.4.1 Лабораторне обладнання для дослідження силових параметрів опорних елементів гусеничного ходу

Стенд для фізичного моделювання взаємодії процесу взаємодії гусеничного рушія з опорною поверхнею ґрунту та дослідження навантажень на опорні елементи наведено на рис. 6.7, а. Він складається з металевого коробу, наповненого моделлю ґрунту, у якому розташовується модель гусеничного ходу. За рекомендацією [9] модель ґрунту представляє собою рівномірну суміш 99% річного піску з 1% машинного мастила.

Для дослідження кінематики гусеничних ланок при взаємодії з ґрунтом, та розподілу деформацій в перетині ґрунту під гусеничними ланками передня стінка коробу має оглядове вікно зі шкалою (рис. 6.7, б).



а)

б)

Рисунок 6.7 – Стенд для дослідження процесу взаємодії гусеничного рушія з опорною поверхнею ґрунту

Модель гусеничного ходу виконана у відповідності з теорією моделювання та подібності механічних систем будівельних і дорожніх машин [12] (рис.

6.8, а) складається з нижньої рами 1, гусеничних рам 2, змінний блок опорних катків 3 для моделювання різних варіантів установки, привода гусениць 4, опорно-поворотного пристрою 5, гусеничних стрічок 6, до складу яких входить ланка 7 з тензоелементами. Тензоланка (рис. 6.8, б) призначена для виміру вертикальних і горизонтальної складових реакцій у вушках. Стійки опорних катків оснащені датчиками для виміру вертикальних навантажень у процесі роботи (рис. 6.8, в).

Навантаження на гусеничний хід здійснюється шляхом додавання вантажу на площадки та важелі опорно-поворотного пристрою 5, зображеного на рис. 6.8, а), або шляхом монтування опорно-поворотного пристрою з робочим обладнанням типу «пряма лопата».

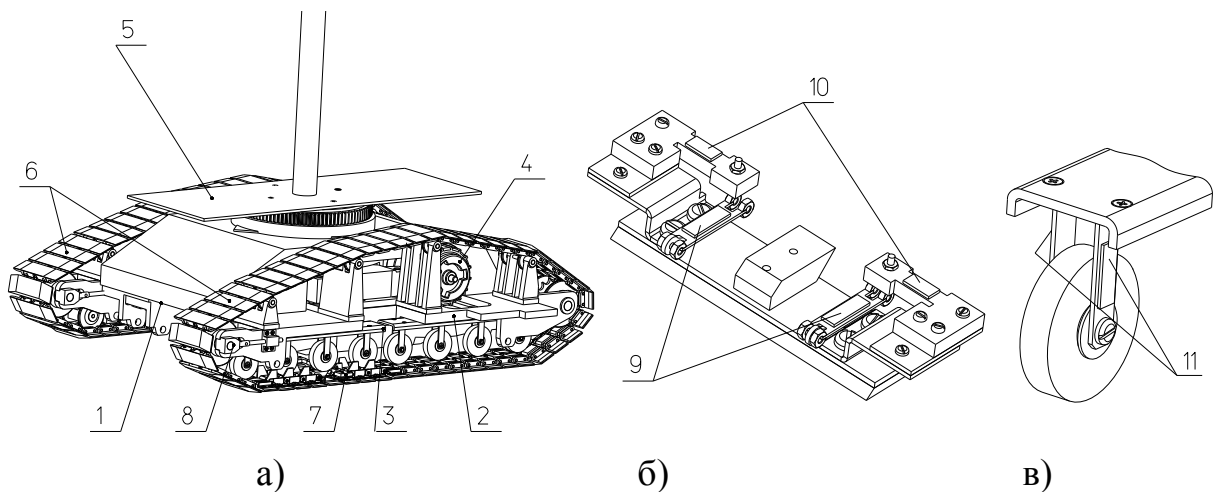


Рисунок 6.8 – Модель гусеничного ходу

Інформаційно-вимірювальна схема, що використовується при проведенні експерименту наведена на рис. 6.9. При використанні осцилографа моделі ДО12-22 /Н-145/ після монтажної плати для підключення сигнал поступає через підсилювач ТА-5. При цьому використовується блок живлення П1001.

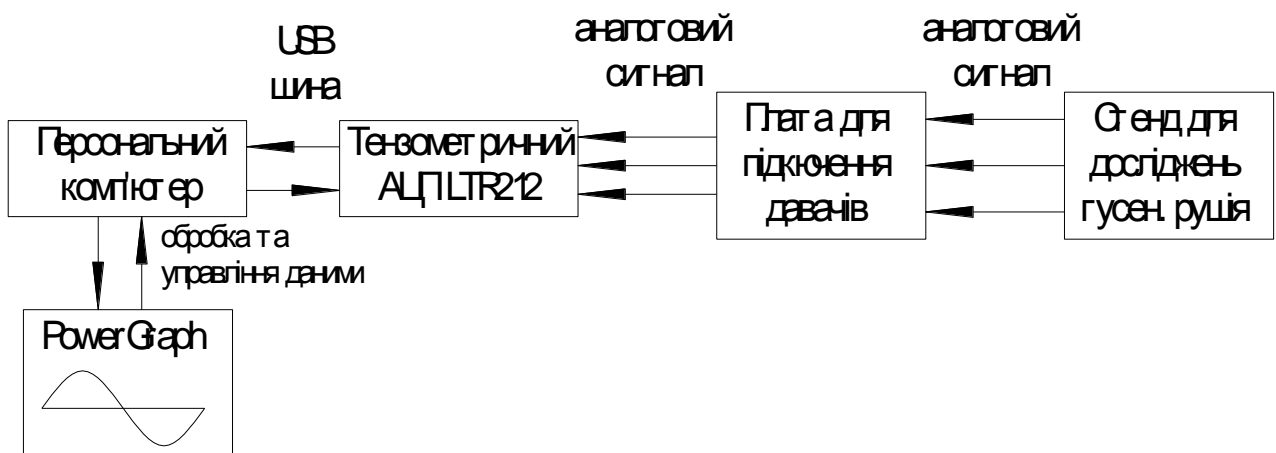


Рисунок 6.9 – Інформаційно-вимірювальна схема

6.4.2 Порядок виконання роботи по виміру навантажень на опорні елементи гусеничного ходу

1 Заміряти основні параметри моделі гусеничного рушія: довжину і ширину гусеничної стрічки, відстань між гусеницями, кількість та діаметр опорних катків, вагу. Вага заміряється за допомогою лабораторної кран-балки з крюковою підвіскою з вагами.

2 Зібрати та підключити вимірювальну схему.

3 Записати осцилограми:

а) навантаження на опорні катки при русі екскаватора;

б) навантаження на тензOMETричну ланку при русі екскаватора

в) навантаження на опорні катки при обертанні поворотної платформи екскаватора на 180° ;

4 Провести тарування датчиків. З метою економії часу тарувальні коефіцієнти можуть бути видані викладачем.

5 Розрахувати ступінь нерівномірності навантажень на гусениці та опорні катки для моделі ходу.

6 За даними експериментальних навантажень на опорні катки розрахувати ступінь нерівномірності навантажень.

7 Порівняння даних теоретичних і експериментальних досліджень. Зробити висновки по роботі.

6.5 Особливості дослідження кінематичних параметрів

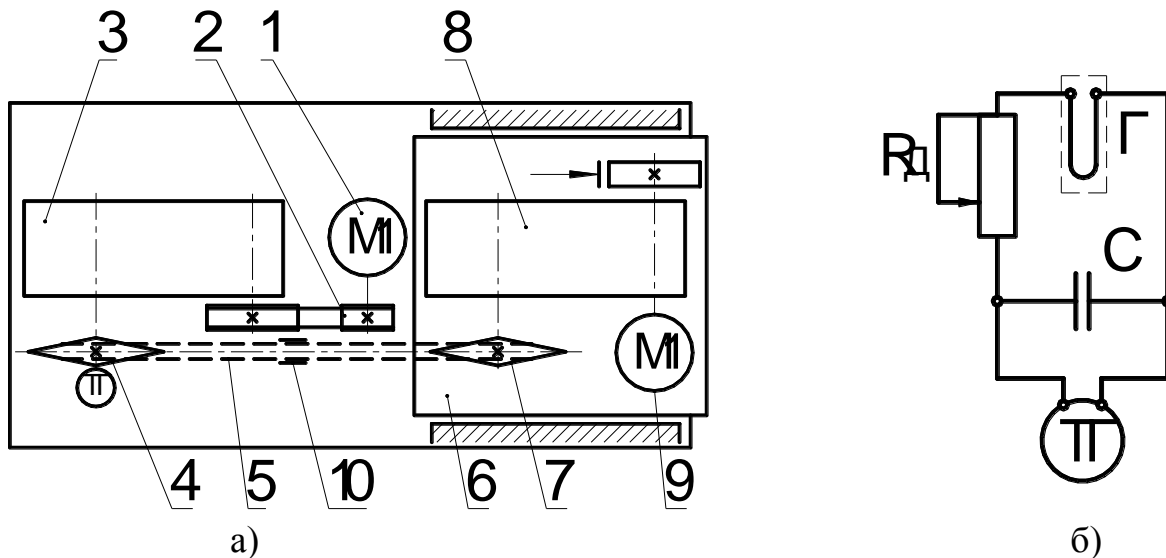
6.5.1 Лабораторне обладнання для дослідження кінематичних параметрів гусеничного ходу при пересування

Теоретичні розрахунки кінематичних параметрів, в силу складності окремих явищ, не можуть врахувати всіх специфічних особливостей роботи гусеничного рушія та зачеплення, тому в ряді випадків дають лише наближені рішення. Єдиним способом у таких випадках є експериментальний метод, що дозволяє визначити величини, напрямок і характер зміни кінематичних і силових параметрів в елементах гусеничного зачеплення.

При дослідженні гусеничних передач дуже важливо визначити зміну положення деталей у просторі і часі, а також характер зміни лінійних швидкостей і частоти обертання окремих деталей. Зокрема, при дослідженні динаміки і кінематики ланцюгових приводів машин використовують стенди, що моделюють умови їхньої роботи.

У якості об'єкту дослідження обрана гусенична передача з несиметричними профілями робочих поверхонь кулаків та гребенів (Авторське свідоцтво (СРСР) № 1114577А від 12.05.83р.), яка встановлена на стенді для дослідження працездатності гусеничних гребневих зчеплень (рисунок 6.9, а) з криволінійними і прямолінійними елементами. Форма елементів, що сполучаються, впливає на надійність гусеничної передачі і рушія транспортних і землерийних машин.

Стенд складається із електродвигуна 1, ланцюгової передачі 2, редуктора 3, привідної зірочки 4 з несиметричними кулаками (зубцями), гусеничного ланцюга 5 і навантажувального пристрою з рухливою рамою 6, на якій встановлені відома зірочка 7, редуктор 8, електродвигун 9. Гусенична стрічка має тензоланку 10. Схема підключення тахогенератора (ТГ) для виміру швидкостей подана на рисунку 6.9, б.



а – схема стенда; б – схема підключення тахогенератора для виміру кінематичних параметрів привода

Рисунок 6.10 – Стенд для експериментальних досліджень параметрів гусеничного привода землерийних машин

Вимір частоти обертання дуже зручно робити за допомогою тахогенераторів, принцип роботи яких заснований на одержанні ЕРС при обертанні ротора тахогенератора в полі постійного магніту (рисунок 6.10, б). Для гасіння коливань ЕРС, що виникають у вимірювальному ланцюгу внаслідок наявності контакту між колектором та щітками, у схему паралельно включено конденсатор ємністю C , а для регулювання величини вихідного сигналу – перемінний додатковий опір R_d . Принцип виміру лінійних швидкостей той же, що й кутових, причому у вимірювальний ланцюг поміщений додатковий механізм, що служить для перетворення лінійного переміщення в кутове. Додатковий механізм являє собою барабан, жорстко закріплений на ланцюгу з тягою, що приводить в обертання тахогенератора (ТГ), який включено у вимірювальну схему, аналогічну попередньої.

Силкові параметри в гусеничному обводі при його обертанні навколо привідної зірочки вимірюються тензометричним способом за допомогою датчиків омичного опору, наклеєних на тензометричні пальці і вал ведучого колеса.

Вимір зусиль у гусеничному обводі виробляється за допомогою спеціальної тензометричної ланки. На консольній балці наклеєні тензометричні датчики, кожний з яких сприймає згинаючі деформації.

Попередньо протарував консоль, відомим навантаженням одержують тарувальні графіки (номограми). По представленій номограмі можна вирішити зворотну задачу: знаючи амплітуду відхилення луча осцилографа від нульо-

вого положення, можна визначити величину навантаження, що діє на обд приводного колеса.

6.5.2 Порядок виконання роботи по виміру кінематичних параметрів гусеничного ланцюга

1 Зібрати вимірювальні схеми для виміру кінематичних (лінійна швидкість ланцюга, кутова швидкість ведучого колеса) і силових (зусиль у гусеничному ободу і крутильного моменту на приводному колесі) параметрів.

2 Зробити настроювання вимірювальних схем і установити світлові промені, що реєструють відповідні величини, у нульові положення:

- зібрати схему і прогріти тензометричну апаратуру;
- навантажити збігаючи галузі гусениці навантаженням, що зазначється керівником роботи;

- установити приводне колеса в нульове положення (тензозвено починає входити в контакт із ведучим колесом).

- на екрані осцилографа установити промені у вихідне положення.

- запис зробити для кута повороту приводного колеса в межах $0 \dots 180^\circ$.

3 Зробити не менш 3 експериментів. У процесі проведення експерименту за допомогою реєструючих приладів зафіксувати зміну силових і кінематичних параметрів.

4 Отримані осцилограми обробити методом ординат. Методика обробки осцилограм наведена в додатку А1.

5 Навести значення отриманих силових параметрів: зусиль у гусеничному ободу $S_{сб}$, $S_{нб}$ і S_m , моменту на ведучому колесі і межі їхньої зміни при переміщенні ланцюга на шлях, рівний кроку гусениці t_2 .

6 Привести значення кінематичних параметрів для цього ж шляху.

7 Зробити висновки щодо процесів, що відбуваються при передачі стискального зусилля від ведучого колеса до гусеничного ланцюга (нерівномірність руху, динамічні навантаження і т.д.).

8 Оформити звіт з виконаної частини роботи.

6.6 Лабораторне обладнання

1 Стенд для дослідження надійності гусеничних зачеплень з несиметричним профілем кулаків ведучого колеса і гребенів гусеничного ланцюга (Авторське свідоцтво (СРСР) № 1114577А від 12.05.83р.).

2 Стенд для вимірювання силових параметрів гусеничного руштя.

3 Прилади для виміру лінійної швидкості деталей ПТМ.

4 Тахогенератор ДП-26.

5 Осцилограф Н-045 або Н-145 або тензометрична система LTR-212.

6 Блок опору.

7 Монтажні прилади.

8 Тензопідсилювач ТА-5.

6.7 Зміст звіту

- 1 Методику визначення зусиль у гусеничних механізмах (зовнішні і внутрішні опори пересуванню).
- 2 Схема лабораторного стенда для дослідження кінематичних параметрів гусеничного ланцюга.
- 3 Схема лабораторного стенда для дослідження силових параметрів гусеничного ланцюга.
- 4 Результати експериментальних досліджень.
- 5 Висновки з роботи.

6.8 Питання для контролю

- 1 Наведіть конструктивну схему гусеничного механізму пересування землерийних машин.
- 2 Наведіть залежності для визначення потужності привода гусеничного механізму пересування.
- 3 Які опори пересуванню враховуються при визначенні стискального зусилля?
- 4 Які опори пересуванню відносяться до внутрішніх, а які до зовнішніх?
- 5 Від яких параметрів залежить швидкість пересування екскаватора?
- 6 Що таке ступінь нерівномірності навантажень на опорні точки, та від чого вона залежить?
- 7 Які гусеничні системи належать до мало опорних, і які до багатоопорних?
- 8 Конструкції гусеничних ланок, та їх особливості.
- 9 Особливості конструкції гусеничного приводу з кулачково-гребневим та цівковим зчепленням.
- 10 Що таке рівнодіюча та вибіг рівнодіючої усіх сил, що діють на гусеничний хід?
- 11 Яким чином визначаються навантаження на опорні точки для гусеничного механізму з жорсткою системою обпирання?
- 12 Переваги та недоліки гусеничного приводу.

Література

- 1 Подерни Р.Ю. Горные машины и автоматизированные комплексы для открытых работ /Учеб. для вузов. - М.: Недра, 1979. - 615с.
- 2 Домбровский Н.Г., Картвелишвили Ю.1., Гальперин М.И. Строительные машины: Учеб. для вузов. - М.: Машиностроение, 1976. - 367с.
- 3 Ветров Ю.А. Резание грунтов землеройными машинами. - М.: Машиностроение, 1971. – 357с.
- 4 Варийчук М.И., Натоцинский В.И. Оптимизация параметров открытой разработки россыпей, - М.: Недра, 1965. - 197с.
- 5 Логинов Б.Н. Электрические измерения механических величин, - М.: Энергия, 1970. - 80с.
- 6 Владимиров В.М, и др. Карьерные роторные экскаваторы, - Киев: Техника, 1968. - 282с.
- 7 Ветров Ю.А. Землеройные машины. - М.: Недра, 1962. - 326с.
- 8 Баловнев В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов строительных и дорожных машин. - М.: Высш.школа, 1981. - 336с.
- 9 Домбровский Н.Г. Теория и расчет гусеничного движителя землеройных машин / Н.Г. Домбровский, А.Г. Маевский, И.М. Гомозов, В.М. Гилис, «Техніка», 1970, 192 стр.

ДОДАТКИ

Додаток А1

Обробка результатів вимірів методом ординат

Інформація, отримана за допомогою вимірювального пристрою, підлягає обробці. У найпростішому вигляді обробка результатів вимірів при відшуканні одного значення досліджуваного параметра полягає в наступному. Нехай отримано n результатів вимірів, кожний із яких відрізняється друг від друга на якусь величину. Середньоарифметична величина виміру

$$a_{\text{сер}} = \frac{a_1 + a_2 + a_3 + \dots + a_n}{n},$$

де $a_1, a_2, a_3 \dots a_n$ - значення одиничних вимірів.

Очевидно, чим більше n , тим величина $a_{\text{сер}}$ буде ближче до істинного значення вимірюваного параметра.

Випадкові відхилення p_1, p_2, p_3 і т.д. запишуться у вигляді: $p_1 = a_1 - a_{\text{сер}}$, $p_2 = a_2 - a_{\text{сер}}$, $p_3 = a_3 - a_{\text{сер}}$ і т.д.

Середньоарифметична величина відхилень

$$P_{\text{сер}} = \frac{|p_1| + |p_2| + |p_3| + \dots + |p_n|}{n}.$$

Погрішність виміру при заданому n набуде вигляду

$$\Delta = \frac{P_{\text{сер}}}{a_{\text{сер}}} 100\%.$$

Якщо отримана величина погрішності не задовольняє умовам дослідження, необхідно збільшити кількість n (кількість одиничних вимірів).

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до лабораторних робіт з дисципліни
“МАШИНИ ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ”

(для студентів спеціальності 7.090214)

Укладачі	Валерій Григорович Крупко Альошичев Павло Валентинович Койнаш Віталій Олексійович Крупко Ігорь Валерійович Діхтенко Руслан Миколайович
Редактор	Ірина Іванівна Дьякова

Підп.до друку
Ризограф.друк.
Тираж 50 прим.

Ум.друк.арк.
Зам. №

Формат 60x84/16.
Обл.-вид.арк.

ДДМА. 84313, м.Краматорськ, вул.Шкадінова, 72