



Національний університет  
водного господарства  
та природокористування

Міністерство освіти і науки України

Національний університет водного господарства та  
природокористування

Кафедра розробки родовищ корисних копалин, гірничих машин та  
комплексів



Національний університет  
водного господарства  
та природокористування

**0206-03**

## **МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

до виконання практичних робіт  
з навчальної дисципліни “Гірничі машини”  
для студентів напряму підготовки 6.050301  
“Гірництво” денної, заочної та дистанційної форм на-  
вчання

Затверджено  
методичною комісією напряму  
підготовки “Гірництво”  
Протокол № 4  
від 7 лютого 2014 р.

Рівне – 2014



Методичні вказівки до виконання практичних робіт з навчальної дисципліни “Гірничі машини” для студентів напряму підготовки 6.050301 “Гірництво” денної, заочної та дистанційної форм навчання / Корнієнко В.Я.. - Рівне: НУВГП, 2014. - 35 с.

Упорядник: Корнієнко В.Я.– к.т.н., доцент

Відповідальний за випуск Маланчук З.Р., д. т. н., професор, завідувач кафедри розробки родовищ корисних копалин

## ЗМІСТ

	Стор.
Вступ.....	3
Практична робота №1 Центр тиску гусеничних машин.....	4
Практична робота №2 Тяговий розрахунок гусеничних машин.....	6
Практична робота №3 Продуктивність устаткування гідромеханізації.....	10
Практична робота №4 Транспортуючі пристрої гірничих машин.....	12
Практична робота №5 Розрахунок стрічкових, пластинчастих, скребкових, гвинтових конвеєрів.....	15
Практична робота №6 Гідропривід у гірничих машинах.....	17
Практична робота №7 Екскавація корисної копалини фрезеруванням.....	20
Практична робота №8 Потужність фрезерування.....	26
Практична робота №9 Схеми видобутку корисної копалини гідромеханічним способом.....	28
Практична робота №10 Розрахунок пристроїв для видобутку корисних копалин гідромеханічним способом.....	29
Література.....	35



## Вступ

Метою навчальної дисципліни є засвоєння студентами класифікації гірничих машин, будови і принципів їх дії, конструкції головних елементів, кінематичних і енергетичних розрахунків машин та їх систем.

**Основними завданнями** дисципліни є:

- розуміння студентами призначення і будови гірничих машин кожного класу;
- набуття навичок та вмінь самостійно розрахувати головні кінематичні та енергетичні параметри робочих органів, елементів машин і машин в цілому.

У результаті вивчення дисципліни студент повинен знати:

призначення, конструкцію, властивості та параметри основних гірничих машин та їх елементів і систем, фізичні процеси у вузлах та елементах, теоретичні основи для розрахунку їх продуктивності та енергоємності, обґрунтування вибору машин та обладнання і експлуатаційних вимог до них.

У результаті вивчення дисципліни студент повинен вміти:

виконувати розрахунки продуктивності та потужності приводу гірничих машин та їх робочих органів, на підставі складання балансу потужності обґрунтовувати можливі і доцільні енергозберігаючі режими роботи машин з урахуванням вимог безпеки праці.

Повноцінне засвоєння дисципліни базується на міждисциплінарних зв'язках з раніше вивченими дисциплінами «Базові трактори», «Технології відкритої розробки корисних копалин» та «Механіка гірських порід».



## Практична робота №1. Центр тиску гусеничних машин

Мета роботи – навчитись визначати центр тиску гусеничної машини.

У напрямку руху всі сили можна звести до таких зовнішніх стосовно трактора сил:

1) сила, що рухає агрегат (складова реакції ґрунту)  $P_p$ , що утворюється в результаті взаємодії з ґрунтом ходових органів (рушіїв) трактора, які одержують обертання через передавальні механізми (трансмісію) від двигуна;

2) сили опору — тяговий опір робочої частини агрегату  $R_a$ , що виникає у зв'язку з переміщенням і виконанням робочою машиною технологічного процесу; опір руху трактора  $P_f$  що виникає у зв'язку з деформацією ґрунту ходовим апаратом, механічними втратами і т. ін.; опір повітряного середовища  $P_{нов}$  і опір підйому (спуску)  $P_\alpha = \pm G \sin \alpha$  ( $G$  - вага машини).

Загальний опір:

$$P_3 = R_a + P_f + P_{нов} \pm P_\alpha \quad (1.1)$$

Серед зовнішніх сил опору, що діють на агрегат, вирішальне значення має опір робочої частини агрегату (робочої машини)  $R_a$ .

У напрямку, перпендикулярному до площини руху, діють такі зовнішні сили:

- 1) складова ваги трактора  $G \cos \alpha$ ;
- 2) складові реакції ґрунту  $R_{осн}$ ;
- 3) складова від впливу робочої машини  $R_{в.м}$ .

На рисунку 1.1 подана загальна схема зовнішніх сил, що діють на агрегат (трактор) при його русі на підйом з кутом  $\alpha$ .

Робота і рух агрегату можливі тільки при певному співвідношенні швидкості руху  $v$  приведеної маси агрегату  $m$  і сил, що діють на агрегат (трактор) у напрямку руху. Це співвідношення визначається рівнянням руху

$$\frac{d\vartheta}{dt} = \frac{P_p - P_3}{m} \quad (1.2)$$

Внаслідок безперервної зміни умов роботи — властивостей оброблюваного матеріалу, глибини обробки, мікрорельєфу й ін., що мають випадковий (у ймовірностно-статистичному змісті) характер, усі величини, які входять у рівняння руху, в процесі роботи агрегату також мають випадковий характер і безперервно змінюються. В зв'язку з цим змінюється (як правило, за законом нормального розподілу) і значення



прискорення. Це позначається на якості технологічного процесу і погіршує роботу агрегату. Для кожного технологічного процесу існують допустимі межі варіації прискорення.

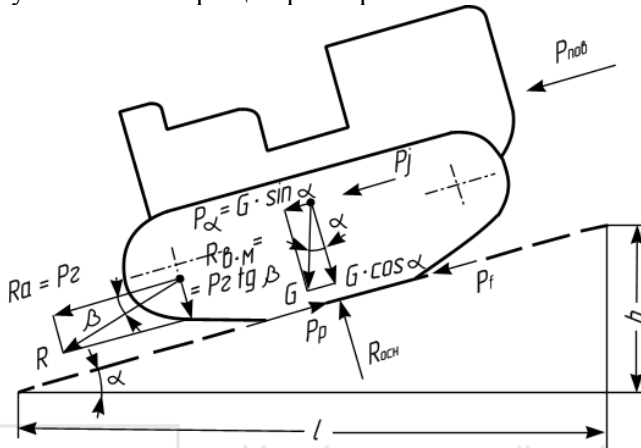
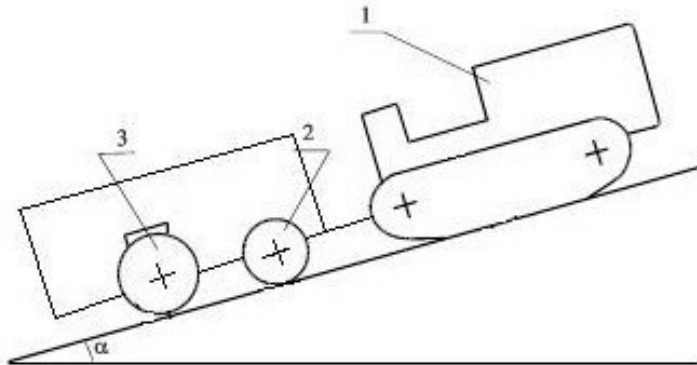


Рис. 1.1. Схема зовнішніх сил, що діють на трактор при його русі на підйом.

Якщо рушійна сила  $P_p$  і сили опору  $P_z$  змінюються порівняно мало, значення прискорення,  $dv/dt$  залежить від приведеної маси агрегату — чим більша маса, тим менше прискорення. Тому за інших рівних умов агрегати (трактори), що мають велику масу, більш стійкі у своєму русі.

**Задача.** Скласти дію всіх можливих сил на трактор (1) з причепом (2) з робочим органом (3) у вигляді рівняння тягового балансу, визначити центр тиску машини на ґрунт.





## Практична робота №2. Тяговий розрахунок гусеничних машин

Мета роботи – навчитись проводити тяговий розрахунок гусеничної машини.

Теоретичні відомості.

Тяговий розрахунок включає в себе визначення тягового зусилля та побудову тягової характеристики машини.

Тягове зусилля є основним параметром, що визначає ув'язку базової машини з комплексом робочих машин. Тягове зусилля базової машини-тягача можна визначити за залежністю:

$$P_{\kappa} = P_{\kappa} - (P_f \pm P_i \pm P_j) \quad (2.1)$$

де:  $P_{\kappa}$  — колова сила тяги;

$P_f$  — сила опору кочення машини;

$P_i$  — опір підйому;

$P_j$  — опір сил інерції.

Розрізняють номінальне ( $P_n$ ), максимальне ( $P_{max}$ ) і нормальне ( $P_{norm}$ ) тягові зусилля базової машини.

Номінальне тягове зусилля машини можна розрахувати за залежністю:

$$P_n = G_e \varphi_e$$

де:  $G_e$  — експлуатаційна вага машини;

$\varphi_e$  — коефіцієнт використання експлуатаційної ваги машини.

Для гусеничних машин загального призначення  $P_n = (0,5 \dots 0,6) G_e$ .

Тяговий баланс трактора визначається

$$P_p = R_a + P_f + P_{нов} \pm P_{\alpha} \pm P_j$$

$R_a, P_f, P_{нов}, P_{\alpha}, P_j$  - див. роботу №1.

Так як швидкості руху машинно-тракторних агрегатів порівняно невеликі, опір повітряного середовища невеликий і їм в більшості випадків нехтують (приймають  $P_{нов} = 0$ ).

Тягову характеристику машини будують в залежності від тягового навантаження, для кожного типу і стану ґрунту.

В довідковій літературі наводять типові тягові характеристики машин, побудовані при детермінованому навантаженні, або навантаженнях характерних для типу машини і умов її використання. Для іншого характеру навантаження необхідно вносити відповідні поправки.

В випадку стохастичних (ймовірнісних) навантажень тягові характеристики машини будуть складатись не з однієї, а з цілого сімейс-



тва кривих в залежності від значень коефіцієнта варіації навантаження за кожним параметром.

В якості основного параметра на тяговій характеристиці наносять тягову потужність, за максимумом якої визначають номінальну силу тяги.

Сила тяги при роботі на щільних ґрунтах при достатньому відповідає колівій силі, а на ґрунтах з низькою несучою здатністю визначається силою зчеплення.

Крім потужності на тяговій характеристиці можуть бути нанесені також значення годинної витрати палива, питомі витрати палива, коефіцієнт буксування, швидкості руху, тяговий к.к.д. і інші параметри.

Тягова характеристика може бути побудована як за експериментальними даними так і теоретично, виходячи з даних технічної характеристики машини.

Типова тягова характеристика будується для горизонтальної ділянки, а також заданих ґрунтових умов, використовуючи швидкісну характеристику двигуна і характеристику трансмісії.

Розрахунок проводять для всіх швидкісних режимів роботи на кожній передачі розрахункового ряду, визначаючи наступні параметри.

1). Рушійну силу

$$P_{\kappa} = \frac{M_e i_{mp} \eta_{mp}}{r_{\kappa}} ; \text{ Н}$$

де  $M_e$  - крутний момент двигуна для даного швидкісного режиму, Н;  $i_{mp}$  - загальне передаточне число трансмісії на заданій передачі;  $\eta_{mp}$  - к.к.д. трансмісії;  $r_{\kappa}$  - радіус кочення колеса, або зірочки, м.

2). Теоретичну швидкість руху

$$V_m = \frac{0,377 r_{\kappa} n_{\delta}}{i_{mp}} ; \text{ км/год}$$

$$V_m = \frac{\pi n_{\delta} r_{\kappa}}{30 \cdot i_{mp}} ; \text{ м/с}$$

або

де  $n_{\delta}$  - частота обертання двигуна.



Для визначення дійсної швидкості будуть криву буксування в залежності від тягового зусилля, для цього можна використати один з наведених варіантів:

а) за відносною силою тяги згідно наведеної таблиці 1

Таблиця 1.

Залежність буксування від відносної сили тяги

$p$		0..0,3	0,4	0,6	0,65	0,7	0,8	0,9	1,0
$\delta$	для коліс	$0,21p$	0,084	0,136	0,152	0,180	0,270	0,46	-
	для гусениць	$0,03p$	0,013	0,028	0,036	0,05	0,105	0,24	0,57

В таблиці  $p$  - відносна сила тяги, що визначається за формулою:

$$p = \frac{P_{кр}}{\phi \lambda G}$$

де  $\phi$  - коефіцієнт зчеплення;  $\lambda$  - коефіцієнт навантаження ведучих частин машини, який приймається: для гусеничних машин  $\lambda = 1$ , для колісних машин типу  $4 \times 4$   $\lambda = 0,9 \dots 1$ , для колісних машин типу  $4 \times 2$   $\lambda = 0,76 \dots 0,8$ ;  $P_{кр} = P_{\kappa} - P_f$  - зусилля на гаку машини;  $G$  - вага машини.

б) за розрахунковою формулою

$$\delta = A \frac{P_{\kappa}}{R} + B \left( \frac{P_{\kappa}}{R} \right)^m$$

де  $P_{\kappa}$  - колова сила тяги, для якої визначається величина буксування;  $R$  - нормальна реакція поверхні на колісний рушій;  $A = 0,11 \dots 0,13$  - емпіричний коефіцієнт;  $m = 5 \dots 6$ .

Коефіцієнт  $B$  визначається в залежності від коефіцієнта зчеплення за формулою:

$$B = \frac{1 - A \cdot \phi}{\phi^m}$$

де  $\phi$  - коефіцієнт зчеплення ( $\phi = 0,6 \dots 0,8$ ).





Дана залежність справедлива для роботи колісних машин на сухих щільних ґрунтах.

Для гусеничних машин в аналогічних умовах:

$$\delta = 0,07 \frac{P_{\kappa}}{R}$$

При  $P_{\kappa} / R = 1,0$  проходить миттєвий перехід з режиму часткового на режим повного буксування.

в) за даними таблиць приведеними в довідковій літературі [1].

Тоді дійсна швидкість машини визначається за залежністю:

$$V_{\delta} = (1 - \delta) \cdot V_m, \text{ м/с (км/год).}$$

3). Тягову потужність:

$$N_m = \frac{P_{\kappa} V_{\delta}}{10^3}; \text{ кВт,}$$

де  $P_{\kappa}$  - Н,  $V$  - м/с.  
або

$$N_m = \frac{P_{\kappa} \cdot V_{\delta}}{3,6 \cdot 10^3}; \text{ кВт,}$$

де  $P_{\kappa}$  - Н,  $V$  - км/год.

4). Питому витрата палива:

$$g = \frac{G \cdot 10^3}{N}; \text{ г/тяг} \cdot \text{кВт} \cdot \text{год.}$$

5) Тяговий К.К.Д.

$$\eta_{\text{тяг}} = \frac{N_m}{N}$$

Розрахунки заносяться в таблицю 2. Початкові дані для розрахунку вибирають з таблиці додатку згідно варіанту.

За даними таблиці 2 будується тягова характеристика машини.



Таблиця 2.

Дані розрахунку для побудови тягової характеристики.

$n$ , об/х в.	$M_e$ , Нм	$N_e$ , кВ т	$G_m$ , кг/го д	$P$ $\kappa$ , Н	$V_m$ , м/с (км/ год)	$V_d$ , м/с (км/ год)	$N_m$ , кВ т	$g_m$ , г/тяг.кВт.год	$\eta_{тяг}$
1 передача ( $i_{mp} = \quad$ )									
$n_{х.х.}$									
$n_n$									
$n_m$									
2 передача ( $i_{mp} = \quad$ )									
$n_{х.х.}$									
$n_n$									
$n_m$									
.....									

### Практична робота №3 Продуктивність устаткування гідромеханізації

Мета роботи – навчитись проводити розрахунки устаткування гідромеханізації

Конструкції гідромоніторних установок.

Гідромоніторна установка ГМД250 з дистанційним гідравлічним керуванням (рис. 3.1) складається з гідромонітора ГМД250, насосної станції 10 системи дистанційного керування, переносного пульта керування 8 і kabіни 9.

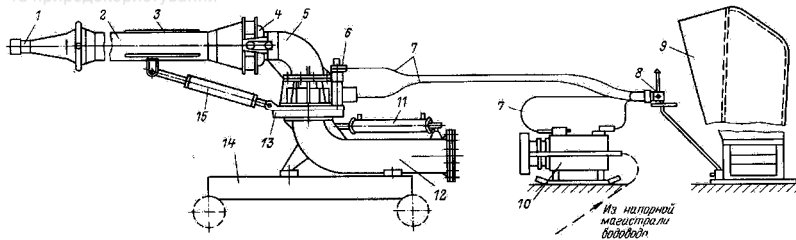


Рис. 3.1. Гідромоніторна установка ГМД250

Основні частини гідромонітора ГМД250: стовбур 2, із заспокоювачем 3 насадка 1, нижнє 12 і верхнє 5 коліна, шарніри 13 до 4 для повороту стовбура гідромонітора відповідно в горизонтальній і вертикальній площинах. Нижнє коліно 12 за допомогою фланця приєднується до трубопроводу (водоводу). Стовбур у горизонтальній і вертикальній площинах повертається гідроциліндрами 11 й 15.

Джерелом енергії для живлення насоса гідросистеми дистанційного керування служить енергія напору води у водопроводі, що обертає приводну турбину насоса.

Пульт керування 8 пов'язаний з гідроприводом рукавами високого тиску 7.

Шарнір горизонтального повороту 13 постачений гідрозамком 6, що забезпечує стопоріння обійми шарніра щодо кільця, встановленого на нижнім неповоротному коліні. Гідромонітор монтується на полозках 14.

На гідромоніторах ГМДУ250 застосована електрогідравлічна система дистанційного керування з пульта, встановленого на відстані до 30 м.

Гідромонітори на крокуючому ході типу ГМСШД мають дистанційне керування й призначаються для розробки зв'язних глинистих порід розкриву. Рух стовбура в горизонтальній і вертикальній площинах виробляється за допомогою гідроциліндрів. Під час роботи стовбур автоматично погойдується в горизонтальній площині, що підвищує ефективність розмиву порід.

Крокуюче ходове встаткування складається з гідроциліндрів підйому, переміщення, повороту, а також із двох лиж. База й сам гідромонітор під час крокування зберігають горизонтальне положення. Самохідні гідромонітори призначені для роботи в комплекті - один гідромонітор й один землесос.



Самохідні крокуючі гідромонітори мають більші габарити й масу, чим несамохідні, що є їх істотним недоліком. Крім того, самохідні гідромонітори недостатньо мобільні через наявність твердих телескопічних зв'язків з напірним водоводом.

Тому самохідні гідромонітори поки ще не випускаються промисловою серійно.

На гідрошахтах для проведення підготовчих виробітків, здійснення нарізних й очисних робіт короткими вибоями на шарах середньої потужності з кутами падіння до  $15^\circ$  застосовується комбайн зі стріловидним виконавчим органом К56МГ із транспортуванням гірської маси водою.

Продуктивність комбайна 2,25 т/хв, витрата води 100-150 м<sup>3</sup>/год, тиск води 1-1,15 МПа. Комбайн проходить виробітку висотою 1,9-2,5 м, шириною 2-3,4 м; потужність розроблювальних шарів 1,8-2,5 м; маса комбайна 12,7 т.

Продуктивність гідромоніторів для гідрошахт становить від 30-60 т/год для вугілля середньої міцності, до 50-100 т/год для німецьких вугілля.

Продуктивність драги по породі розраховується так само, як і продуктивність багатоковшового екскаватора. Продуктивність по корисній копалині залежить від його процентного вмісту в породі й коефіцієнта добування.

Технічна продуктивність  $Q_{\text{Тех}}$  (м<sup>3</sup>/год) дорівнює

$$Q_{\text{Тех}} = QT(k_n/k_p)(t_p/(t_p+t_n))$$

де  $k_n$  й  $k_p$  — коефіцієнти наповнення й розпушення породи відповідно (беруться з довідника);  $t_p$  — тривалість безперервної роботи драги з одного місця роботи або при одному напрямку руху робочого органа;  $t_n$  — тривалість одного переміщення або зміни напрямку руху робочого органа.

Експлуатаційна продуктивність  $Q_e$  (м<sup>3</sup>/зміну) дорівнює

$$Q_e = Q_{\text{Тех}} T_c k_v$$

де  $T_c$  — тривалість зміни, год;  $k_v$  — коефіцієнт використання драги в часі.

**Задача.** Визначити продуктивність устаткування, яке задається викладачем.

#### **Практична робота №4** Транспортуючі пристрої гірничих машин

До самохідних транспортних машин прийнято відносити самохідні вагони, підземні автосамоскиди й кар'єрні.



### Перспективи розвитку автотранспорту пов'язані з його викорис-

танням при комбінованому транспортуванні на глибоких кар'єрах, удосконаленням схем руху і спільної роботи з екскаваторами у вибої, автоматизацією керування рухом, створенням автомобілів з електроприводом і ще більшої вантажопідйомності.

Конвеєрний транспорт застосовують для м'яких і скельних порід при високій концентрації гірничих робіт і вантажопотоків. Породи дроблять до максимальної крупності 400-500 мм. Особливо ефективно застосування конвеєрів у районах з помірно низькими температурами в комплексі з потужними екскаваторами безперервної дії або при великій глибині у ролі підйомника у схемах циклічно поточної технології (ЦПТ) і продуктивності кар'єру щодо гірничої маси (понад 20 млн т рік) при відстані транспортування до 2,5-3 км. Однак у тому випадку, якщо гірнича маса і дає за межами кар'єру (особливо при пересіченій місцевості) транспортується конвеєрами, загальна довжина лінії може досягати 10-20 км і більше.

Конвеєрний транспорт застосовують при розробці глибоких кар'єрів або при великій дальності транспортування, коли технічні і економічні переваги порівняно з єдиним видом транспорту стають суттєвими. Це досягається за рахунок використання різних засобів транспорту на ділянках, де вони найбільш ефективні. Однак необхідні перевантажувальні пункти, що ускладнюють технологічний процес, організацію робіт і ремонти устаткування.

Автомобільно-залізничний транспорт найбільш ефективний на кар'єрах великої виробничої потужності і при розробці нижніх горизонтів, що обмежують розвиток залізничних колій, коли відпрацьовуються родовища зі складною конфігурацією і складом корисної копалини і за необхідності інтенсифікації гірничих робіт у глибинній частині кар'єру. Автомобілі вводять, як правило, із глибини 150-180 м.

Автомобільно-конвеєрний транспорт найбільш розповсюджений на кар'єрах з міцними скельними породами і рудами. Введення конвеєра доцільне після досягнення кар'єром глибини 100 м і більше.

Залізнично-конвеєрний транспорт застосовують при великих розмірах кар'єру в плані, коли на глибоких горизонтах можливі роботи існуючого транспорту. Конвеєр вводять при значній глибині -200 м і більше.

Автомобільно-скіповий транспорт дає можливість транспортувати скіпами крупно кускову висаджену скельну гірничу масу по борті кар'єру під кутом 45° і в шахтних стовбурних до 90°. Застосування мож-



ливе в порівняно глибоких кар'єрах (350-400 м) з малими розмірами в плані однак скіпові підйомники доцільно почати використовувати значно раніше.

Перспективи розвитку комбінованого транспорту пов'язані з розвитком його технологічних схем, створенням мобільних перевантажувальних пунктів для скельних порід, крутопохилих конвеєрів і конвеєрних потягів.

Експлуатаційна продуктивність  $Q_e$  (т/год) самохідних вагонів автосамоскида або напівпричіпа

$$Q_e = 60V_k k_3 \gamma \frac{1}{t_p k_n};$$

$V_k$  - місткість кузова,  $m^3$ ;  $K_3 = 0,8-0,9$  - коефіцієнт заповнення кузова;  $t_p$  - тривалість рейсу, хв;  $k_n = 1,2-1,3$  - коефіцієнт нерівномірності вантажопотоку;  $\gamma$  - насипна щільність вантажу,  $t/m^3$ .

Гідротранспортні установки на гірничих підприємствах застосовують для транспортування й підйому на поверхню вугілля, руд й інших корисних копалин, а також для доставки закладних матеріалів у вироблений простір.

На кар'єрах гідротранспорт застосовують для переміщення розкривних порід у відвали й для транспортування корисної копалини до споживача.

Для гідротранспортних установок з насосом і живильником використовують звичайні водяні насоси, як правило, відцентрові.

Установлено, що для надійного транспортування часток матеріалу в потоці води по трубі необхідно дотримувати певне співвідношення твердої й рідкої складової гідросуміші (суміші води із вантажем) по об'єму. Це співвідношення називають консистенцією гідросуміші:

$$S' = \frac{V_T}{V_{\text{ж}}};$$

де  $V_T$  - об'ємна продуктивність по гірничій масі,  $m^3/\text{год}$ ;  $V_{\text{ж}}$  - об'ємна витрата рідини,  $m^3/\text{год}$ .

Для гідротранспорту рядового вугілля, породи й дробленої руди раціональна консистенція гідросуміші становить  $1/2 - 1/4$ ; для зернистих матеріалів і пилоподібних  $1/2,0 - 1/2,5$ .

Продуктивність  $V_{\Gamma}$  ( $m^3/\text{год}$ ) гідротранспортної установки по гідросуміші



$$V_z = 3600 F v^2 = 3600 \frac{\pi D^2}{4} v^2;$$

де  $F = \pi D^2/4$  - площа поперечного перерізу трубопроводу діаметром,  $m$ ;  $v$  - швидкість руху гідросуміші,  $m/c$ .

### **Практична робота №5 Розрахунок стрічкових, пластинчастих, скребкових, гвинтових конвеєрів**

При виборі транспортних засобів для експлуатації на конкретному гірському підприємстві варто також урахувати абразивність вантажу - властивість гірської маси стирати контактуючі з нею поверхні транспортних машин, вологість - зміст води у вантажі, вологоємність - схильність поглинати воду, що викликає злежуваність і змерзання, схильність до самозаймання, липкість, схильність до утворення зводів над випускними отворами бункерів і рудоспусків.

Продуктивністю ( $t/год$  або  $m^3/год$ ) транспортні машини називають відношення кількості вантажу вчасно його проходження через будь-який нерухомий перетин вантажонесучого органа (конвеєрної стрічки, вагонетки й т.д.).

Розрізняють теоретичну, технічну й експлуатаційну продуктивність.

Теоретичну продуктивність визначають за умови максимального заповнення теоретичного обсягу транспортуючого органа машини й без обліку можливих пауз у роботі.

Технічна продуктивність менше теоретичної. Вона залежить від ступеня заповнення теоретичного обсягу транспортуючого органа, а також від кусковатості вантажу, технічних і технологічних умов завантаження й кута установки машини. Для машини періодичної дії враховують також витрати часу на рух порожняком, маневрові й вантажно-розвантажувальні операції.

Технічна продуктивність указується в заводському паспорті машини.

Технічна продуктивність машин безперервної дії

$$Q = 3,6m_{Tp}v \text{ й } V = 3600Fv,$$

де  $Q$  - продуктивність по масі,  $t/год$ ;  $V$  - продуктивність по об'єму,  $m^3/год$ ;  $m_{Tp}$  - лінійна щільність вантажу на стрічці,  $kg/m$ ;  $v$  - швидкість руху стрічки,  $m/c$ . Між цими продуктивностями існує співвідношення  $Q = V\gamma$ . Технічна продуктивність машини транспортної дії визначається



$$Q = \frac{60G}{t_n + t_p + t_m + \frac{l_z}{v_{z,cp}} + \frac{l_n}{v_{n,cp}}}; \quad (5.1)$$

де  $G$  - вантажопідйомність машини, або состава вагонів, т;  $t_r, t_n$  - довжина траси у вантажному й порожняковому напрямках, м;  $v_{гcp}$  і  $v_{пcp}$  - середні швидкості руху транспортної машини з вантажем і порожняком, м/хв;  $t_n, t_p, t$  - час навантажування, розвантаження й маневрів, хв.


Експлуатаційна продуктивність, як правило, менше технічної й визначається ступенем досконалості організації гірничих робіт і роботи транспорту. Вона відбиває також нерівномірність вантажопотоків.

### КОНВЕЄРНИЙ ТРАНСПОРТ

На гірничих підприємствах застосовують наступні види конвеєрів: стрічкові, стрічково-канатні, скребкові, пластинчасті.

Стрічкові конвеєри переміщують насипні вантажі на конвеєрній стрічці, що рухається по стаціонарним роликкоопорам. Стрічка приводиться в рух одним або декількома приводними барабанами, зв'язаними через редуктор із двигунами.

Максимальний робочий натяг ( $H$ ) стрічки


$$S_{\max} = \frac{S_p}{m}; \quad (5.2)$$

де  $m = 7-40$  - запас міцності (більші значення приймають для похилих конвеєрів).

До основних експлуатаційних параметрів скребкового конвеєра відносяться: розміри ринви, що визначають площу поперечного перерізу вантажу  $\Omega_0$  (м<sup>2</sup>), швидкості руху робочого органа  $v$  (м/с), міцність тягових ланцюгів  $S_p$  (Н) і потужність привода  $N$  (кВт).

Розрахунковий вантажопотік

$$Q_p = 3600 \Omega_0 \psi \gamma c v; \quad (5.3)$$

де  $\gamma$  — насипна щільність вантажу, т/м;  $\psi = 0,5-0,8$  — коефіцієнт заповнення ринви (більші значення приймають для похилих конвеєрів, що транспортують вантаж униз);  $c$  — коефіцієнт, що враховує зміну продуктивності конвеєра залежно від кута нахилу,





Кут нахилу конвеєра  $\beta,^\circ$  - від 10 до  $-16 - c=1,5$ , при  $-5 - c=1,3$ , при  $0 - c=1$ , при  $+10 - c=0,7$ , при  $+20 - c=0,3$ .

**Задача.** Провести дослідження основних параметрів конвеєра стрічкового. Здійснити креслення ланки конвеєра від привідного двигуна до першого підтримуючого ролика. Розрахувати максимальний натяг стрічки конвеєра. Вихідні дані задає викладач.

### **Практична робота №6 Гідропривід у гірничих машинах**

Мета роботи – навчитись розраховувати гідропривід машин.

Дійсні вихідні параметри гідроприводу повинні бути рівними або близькими заданим параметрам. При виборі агрегатів системи за заданими параметрами дійсні вихідні параметри будуть значно нижчі заданих, оскільки в системі гідроприводу мають місце механічні, гідравлічні і об'ємні втрати. Для врахування втрат з метою наближення дійсних параметрів до заданих, вводяться розрахункові параметри гідроприводу.

Вихідні дані:

1. Зусилля на штоку гідроциліндра,  $S_{ш}$ ;
2. Швидкість поршня,  $V_{п}$
3. Хід поршня,  $S_{п}$ ;
4. Загальна довжина трубопроводу  $L$ , м.

#### Розрахунок зусилля на штоку гідроциліндра

$$S_{шр} = S_{ш} K_3$$

де  $S_{шр}$  – розрахункове зусилля на штоку гідроциліндра;  $S_{ш}$  – задане зусилля на штоку,  $S_{ш}$ , Н;  $k_3$  – коефіцієнт запасу,  $k_3=1,25$ .

#### Розрахунок швидкості поршня

Задана швидкість поршня  $V_{п}=0,05\text{м/с}$

$$V_{пр} = V_{п} K_{зш}$$

де  $k_{зш}$  – коефіцієнт запасу швидкості,  $k_{зш}=1,3$ ;  $V_{пр}$  – розрахункова швидкість поршня.

#### Визначення потужності гідроприводу

Потужність гідроприводу визначається за формулою:

$$N_{гп} = S_{шр} V_{пр}$$

Приймаємо потужність електродвигуна  $N_{ел.дв.} = 3,0$  кВт.

При цьому повинна виконуватись умова:

$$N_{г.р.} < N_{ел.дв.}$$

#### Вибираємо тиск в гідросистемі

В якості робочої рідини приймаємо масло МГ-30 ТУ 38-10150-79. Розрахунковий тиск приймаємо рівний  $P=10$  МПа.



### Вибираємо гідроциліндр

$$F_n = S_{\text{шр}} / P_n$$

де  $F_n$  – площа гідроциліндра.

$$D_{\text{ц}} = 2 \sqrt{\frac{F_{\text{п}}}{\pi}} :$$

$$d_{\text{ш}} = D_{\text{ц}} \cdot k =$$

Приймаємо стандартний гідроциліндр в якого  $D_{\text{ц}} = \underline{\hspace{1cm}}$  мм,  $d_{\text{ш}} = \underline{\hspace{1cm}}$  мм, хід штока  $\underline{\hspace{1cm}}$  мм.

Ефективна площа поршня:

$$F_{\text{еф}} = \frac{\pi D^2}{4} =$$

### Вибираємо гідронасос

Визначимо подачу насоса:

$$Q_n = F_{\text{еф}} V_{n,p}$$

На основі подачі та тиску вибираємо насос НШ-6У. Визначимо кі-

лькість обертів насосу:  $n_H = \frac{Q_H}{q}$  (об/хв)

Визначимо потужність, що споживає насос:

$$N_H = Q_H P_H$$

### Вибираємо розміри гідробаку

Резервуар в системі є накопичувачем робочої рідини і живильником гідро привода. В резервуарі рідина охолоджується, фільтрується, відстоюється, з неї виділяється не розчинене повітря.

До складу резервуару входить: корпус, зливна горловина з сітковим фільтром і кришкою, сапун, зливний і всмоктувальний трубопроводи, спускна пробка, вентиль для запирання всмоктуючого трубопроводу, при зніманні або ремонті, оглядове вікно, або щуп для контролю рівня рідини.

Для забезпечення ефективної роботи гідросистем всмоктувальний трубопровід розміщується на відстані не менше 50 мм від дна (запобігання попадання осаду); кінець зливного трубопроводу повинен бути занурений в рідину для запобігання запінення рідини; на зливній пробці встановлюють магніт для уловлення металевих домішок; всмокту-



вальний і зливний трубопровід розводять і між ними встановлюють перегородку висотою  $\frac{2}{3}$  від мінімального рівня рідини в резервуарі.

$$V_B = 1,6 \cdot V_M =$$

$$V_M = 3 \cdot V_U =$$

Розміри сторін баку визначаємо виходячи з рівності:

$$X \cdot 2X \cdot 3X = V_B,$$

де  $X$  – сторона бака.

Приймаємо бак із сторонами  $\_\_x\_\_x\_\_$  мм.

#### Розрахунок трубопроводу

Трубопроводи служать для підведення робочої рідини від одного елемента до другого. Для з'єднання гідроагрегатів, що не переміщуються застосовують металеві трубопроводи, що переміщуються – гнучкі шланги.

Трубопроводи виготовляють зі сталних безшовних гарячекатаних, холоднотянутих або холоднокатаних труб. Гнучкі шланги високого тиску складаються з внутрішнього гумового шару, бавовняного плетіння, двох металевих обплетень, проміжного і зовнішнього гумових шарів.

З'єднують трубопроводи за допомогою зовнішніх і внутрішніх конусів, фланців, ущільнюючих кілець, та швидко роз'ємних кулькових з'єднань.

Діаметр трубопроводу рівний:

$$d_Y = 4,6 \cdot \sqrt{\frac{Q}{V}},$$

де  $Q$  – подача насоса,  $V$  – швидкість рідини в трубопроводі.

Приймаємо діаметр всмоктувального трубопроводу  $\_\_$  мм, діаметр нагнітального –  $\_\_$  мм, зливного –  $\_\_$  мм.

#### Вибір фільтра

В гідросистемах випробувальних стендів робочу рідину очищають поверхневими сітковими, дротяними, пластинчатими фільтрами грубого очищення, з тонкістю фільтрування 100...50 мкм, та об'ємними картонними, паперовими, керамічними фільтрами тонкого очищення з тонкістю фільтрування 50...5 мкм.

Фільтри встановлюють на зливній магістралі. В цьому випадку вони не чинять опору всмоктуванню рідини і заповненню гідромашини,



як при встановленні на всмоктуючій магістралі, не знаходяться під робочим тиском, як при установці на нагнітальній магістралі.

Для запобігання руйнування фільтрів в наслідок збільшення тиску при забрудненні фільтри обладнують запобіжними клапанами.

Вибираємо фільтр — є з пропускною здатністю  $\frac{L}{xv}$ , з тонкістю фільтрації — мкм.

**Задача.** Визначити втрати в гідросистемі та провести розрахунок гідросистеми гірничої машини при вихідних даних:

1. Зусилля на штоку гідроциліндра,  $S_{ш}=30000\text{Н}$ ;
2. Швидкість поршня,  $V_{п} = 0,05\text{м/с}$
3. Хід поршня,  $S_{п} = 300\text{мм}$ ;
4. Загальна довжина трубопроводу  $L$ , м.

**Практична робота №7** Екскавація корисної копалини фрезеруванням

Конструкція фрезерних робочих органів

Відомі робочі органи землерийних машин, які виконані у вигляді фрези 1 з різцями 2, котрі розробляють ґрунт і переносять із зони різання в зону укладання (рис. 7.1).

Недоліком є те, що вони із-за наявності транспортувальної поверхні 3 схильні до налипання і неспроможні відділити корисні копалини від масиву та підняти на поверхню родовища.

Також відомі робочі органи, що включають фрезу 1 у вигляді вала 2, на якому кріпиться транспортуюча стрічка 3, вздовж якої у певному порядку розміщуються різці 4, які зрізують ґрунт із подальшим виносом на денну поверхню (рис. 7.2, 7.3)

Дана конструкція робочих органів не дозволяє відділити корисні копалини від пустої породи.

Робочий орган траншеєкопача, що виконаний у вигляді труби 1 з приймальними вікнами 2, вздовж яких кріпляться ковші 3, і за допомогою розміщеного в середині шнека 4 транспортує на денну поверхню ґрунт.

Таке виконання робочого органа не дозволяє зберегти цілісність кусків бурштину, а також його відокремлення від ґрунту (рис.7.4).

Фреза, що включає в себе корпус 1 з кронштейнами 2, на яких кріпляться стрічкові прохідні ножі 3, розробляє ґрунт і залишає його позаду себе (рис. 7.5).



Недоліком її є те, що вона не може транспортувати і відділяти корисні копалини.

Також відомі робочі органи фрез, що складаються з вала 1 з різцями 2 та розміщенням транспортуючої стрічки 3 та без неї (рис.7.6 ,7.7).

Недоліком таких робочих органів є те, що вони без додаткових ґрунтотранспортуючих засобів не можуть працювати при поздовжньому переміщенні і не можуть відділити корисні копалини від масиву та піднімати їх на поверхню родовища без транспортування ґрунту на поверхню. Виходячи з аналізу вище розглянутих конструкцій землерийних фрезерних робочих органів необхідним є створення фрези, яка виключить всі недоліки і забезпечить вилучення корисних копалин з масиву ґрунту.

Дослідження розробки ґрунту фрезерними робочими органами

Фрезерні робочі органи характеризуються складним процесом копання, який залежить від геометричних, кінематичних, силових і енергетичних параметрів, а також показників, які обумовлені фізичними особливостями руйнування ґрунту.

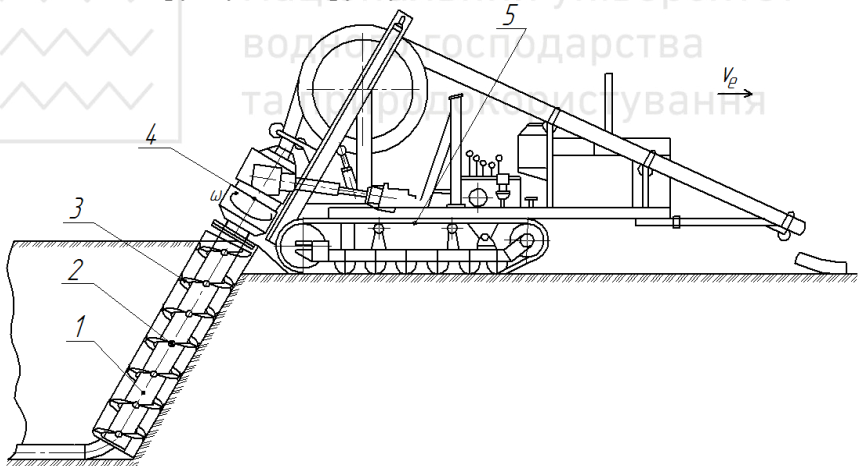


Рис.7.1. Машина для безтраншейної укладки трубопроводів:

- 1 – фреза; 2 – різець; 3 – транспортувальна поверхня; 4 – привід;
- 5 – базова машина

Дослідження показують, що процес копання залежить від властивостей ґрунту, як робочого середовища, конструкції робочого органа і умов взаємодії робочого органа з ґрунтом.

Переміщення базової машини, різання і перемішування ґрунту є основними процесами при роботі фрезерних землерийних машин.



Як відомо, процес руйнування ґрунту землерийними робочими органами є енергоємним і найбільш вагомим складовою цього процесу є сила різання. Тому, важливо правильно підібрати методику розрахунку сил різання.

А.Ф. Ніколаєв та А.Д. Далін зусилля різання фрези запропонували визначати як добуток контактної площі ножа з ґрунтом на його питомий опір різання

$$P_p = k_\phi \cdot b \cdot c_z \cdot \sin \alpha, \quad (7.1)$$

де  $k_\phi$  - питомий опір різанню;

$b$  - ширина робочого органа;

$c_z$  - подача на оберт фрези;

$\alpha$  - кутова координата робочого органа.

А.Д. Далін для врахування швидкості різання використовував наступну залежність визначення питомого опору

$$k_\phi = k_{v=1,5} + k_v \cdot v_p, \quad (7.2)$$

де  $k_{v=1,5}$  - питомий опір різанню при швидкості різання 1,5 м/с;

$k_v$  - коефіцієнт, що враховує швидкість різання.

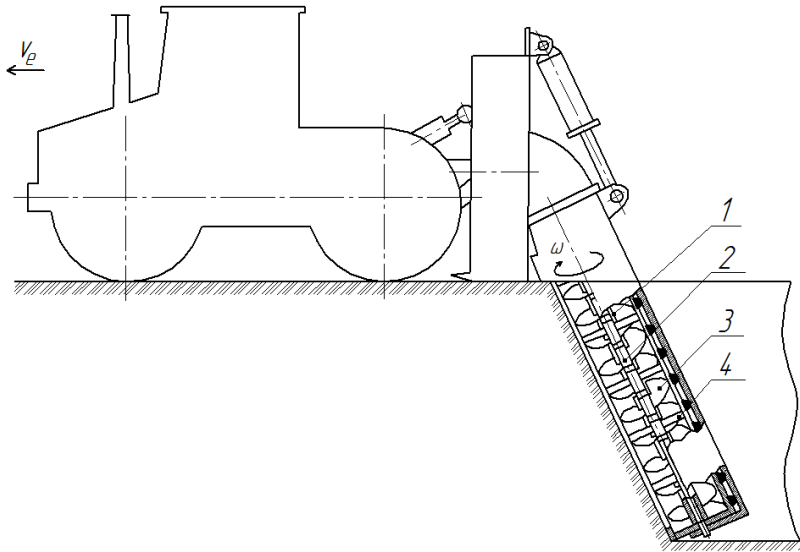


Рис.7.2. Землерийний робочий орган для копання траншей:



1 – фреза; 2 – вал; 3 – транспортуюча стрічка; 4 – різець

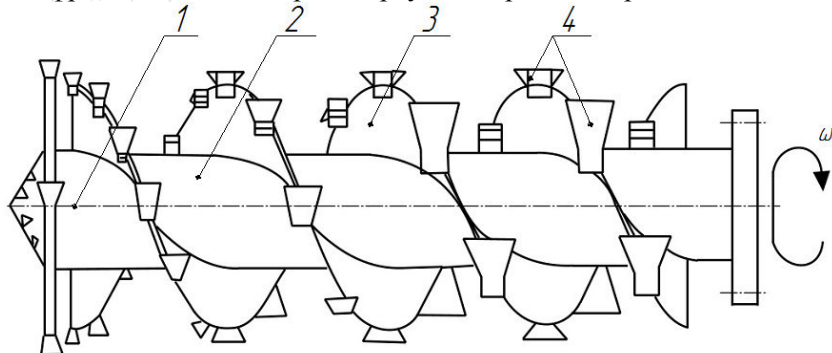


Рис. 7.3. Фрезерний робочий орган:

1 – фреза; 2 – вал; 3 – транспортуюча стрічка; 4 – різець

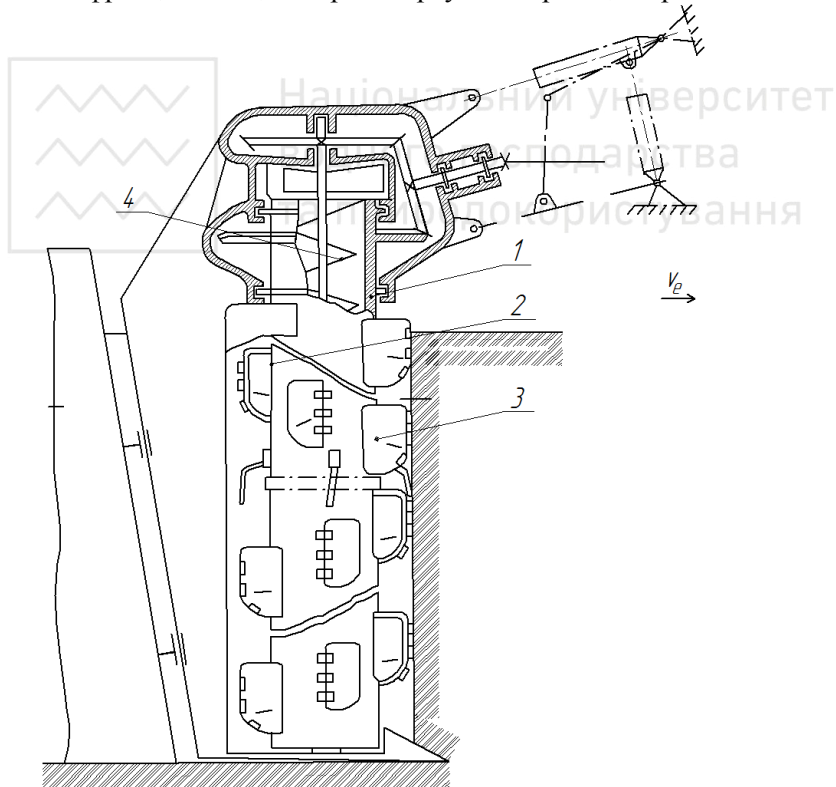


Рис.7.4. Робоче обладнання траншекопача:

1 – труба; 2 – вікно; 3 – ківш; 4 - шнек

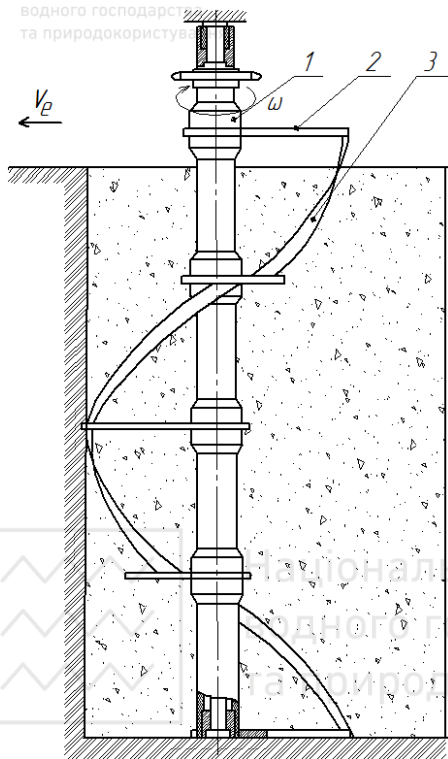


Рис.7.5. Фреза:

1 – корпус; 2 – кронштейн; 3 - ніж

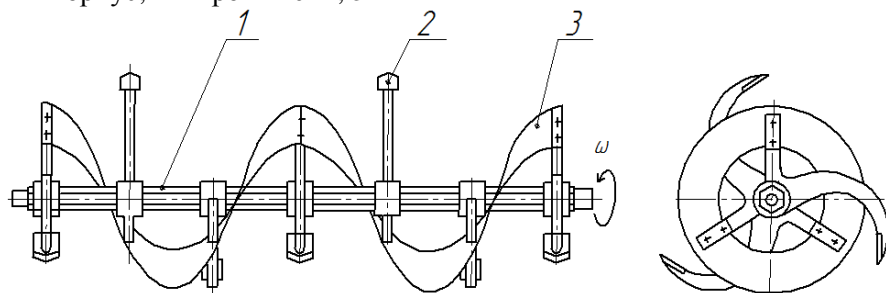


Рис.7.6. Робочий орган трасера:

1 – вал; 2 – різець; 3 - стрічка



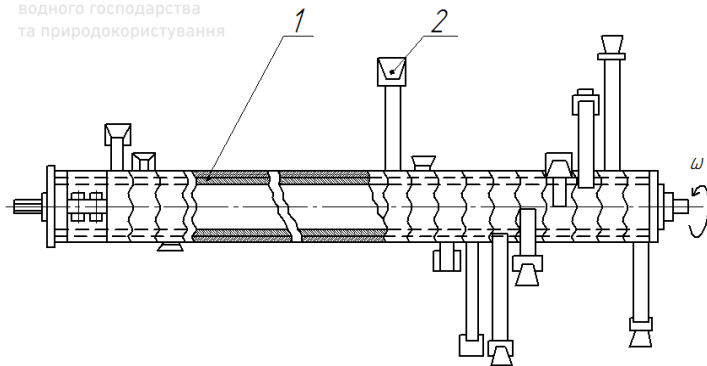


Рис.7.7. Зубчастий шнек:

1 – вал; 2 – різець

І.С. Полтавцев враховуючи сили, що припадають на руйнування ґрунту в бічних розширеннях запропонував зусилля різання визначати залежністю

$$P_p = (k_\phi b + 2k_{бок} b'') \sin \alpha \cdot s_n, \quad (7.3)$$

де  $k_{бок}$  - коефіцієнт, що характеризує силу руйнування ґрунту в бічних розширеннях прорізу;

$b''$  - ширина проекції ріжучого інструменту на площину, перпендикулярну напрямку руху;

$s_n$  - подача фрези на один ріжучий елемент.

М.А. Горін запропонував розглядати зусилля різання як таке, що складається з двох складових сил руйнування ґрунту в лобовій площині і в бічних розширеннях прорізу

$$P_p = 2k_{бок} t_c + Bk_r, \quad (7.4)$$

де  $t_c$  - товщина стружки;

$B$  - ширина різання;

$k_r$  - коефіцієнт, що характеризує силу руйнування ґрунту в лобовій частині прорізу.

В.Л. Баладінський враховуючи динамічний характер навантаження при різанні ґрунту запропонував силу різання визначати залежністю

$$P_P = \frac{u \cdot s \cdot k_D}{2 \cdot v_p \cdot k_\delta}, \quad (7.5)$$



де  $u$  - швидкість розповсюдження фронту зони деформації у ґрунті;

$s$  - площа контакту ріжучого елемента з масивом ґрунту;

$k_d$  - питомий опір ґрунту динамічному руйнуванню;

$v_p$  - абсолютна швидкість різання;

$k_\delta$  - коефіцієнт, що залежить від кута загострення різця.

А питомий опір ґрунту динамічному руйнуванню у вигляді залежності

$$k_D = \frac{\gamma_{об}}{g} \cdot v_p^2 + \sigma_D \cdot \epsilon_D, \quad (7.6)$$

де  $\sigma_D$  і  $\epsilon_D$  - відповідно динамічна напруга та динамічна деформація ґрунту перед ріжучим елементом.

**Задача.** Дослідити робочий орган для фрезерування покладів корисної копалини та визначити сили, що припадають на руйнування ґрунту в бічних розширеннях, коли відомі ширина робочого органа рівна 3м, ширина проекції ріжучого інструменту на площину, перпендикулярну напрямку руху  $b''=1,3\text{м}$ , подача фрези на один ріжучий елемент  $s_n=0,5\text{об/хв}$ , при куті  $10^\circ$ .

### Практична робота №8 Потужність фрезерування

Мета роботи – визначити потужність фрезерування.

Основні положення.

Фрезерування в основному здійснюється покладів торфу, тому розглянемо найрозповсюджені два принципово відмінних способи екскавації торфу з покладу: за допомогою багатоконісних екскаваторів з усієї глибини пласту та з застосуванням фрезеруючих механізмів, які спрацьовують поклад пошарово-поверхнево. Оскільки в Україні домінуючим є пошарово-поверхневий спосіб видобутку фрезерного торфу, детально розглянемо процес фрезерування покладу.

Методи розрахунку потужності екскавуючих пристроїв

Потужність привода, необхідну для руйнування пласта покладу (без урахування витрат потужності на надання зрізаному матеріалу кінетичної енергії) можна розрахувати двома методами: " Р " (силовий метод) та " А " (енергетичний метод).

Метод " Р " зручно використовувати при розрахунку ковшових екскавуючих органів, коли площа перерізу стружки чітко визначена, а швидкість різання відносно невелика.



Метод "А" більш придатний для розрахунку фрезеруючих пристроїв, коли переріз стружки визначити важко, а швидкість різання велика.

При фрезеруванні покладу потужність витрачається як на руйнування торфу ріжучими елементами фрези ( $N_p$ ), так і на надання фрезерованим частинкам кінетичної енергії при їх відкиданні ( $N_e$ )

$$N_{\phi} = N_p + N_e \quad (8.1)$$

Відомо, що 
$$N_p = \frac{\kappa P^c}{\eta}$$

оскільки  $P^c = BhV$ ,

$$N_p = \frac{BhVk}{\eta} \quad (8.2)$$

де  $B$  - ширина захвата фрезера, м;  $h$  - глибина фрезерування, м;  $V$  - поступальна (робоча) швидкість фрезера, м/с;  $K$  - коефіцієнт опору різанню, кН/м<sup>2</sup>;  $\eta$  - к. к. д. трансмісії від вала двигуна трактора до фрези.

Для пошарово-поверхневого фрезерування коефіцієнт опору різанню покладу  $K$  (кН/м<sup>2</sup>) штифтовими фрезерами визначають за емпіричною формулою

$$k = 40 + \frac{3.1}{\sqrt{\delta}} + 2V_p$$

де  $\delta$  - середня товщина стружки, м;  $V_p$  - швидкість різання, м/с.

Витрати потужності на відкидання фрезерованого матеріалу визначаються на підставі відомої формули кінетичної енергії  $mV^2/2$ . У нашому випадку  $m$  - це маса торфу, яка екскавується і відкидається фрезою за одиницю часу  $m = BhV\gamma$ , де  $\gamma$  - густина покладу, т/м<sup>3</sup>. Швидкість відкидання відповідає швидкості різання  $V_p$ . Таким чином, з урахуванням втрат у трансмісії, на надання фрезерованому матеріалу кінетичної енергії витрачається потужність

$$N_e = BhV \frac{\gamma V_p^2}{2} \frac{1}{\eta} \quad (8.3)$$

Таким чином загальні витрати потужності на фрезерування становлять (кВт)



$$N_{\phi} = BhV \left( \kappa + \frac{\mathcal{W}_p^2}{2} \right) / V_p \quad (8.4)$$

**Задача.** Визначити потужність на фрезерування, коли відомі ширина захвата фрезера  $B=2,5\text{м}$ , глибина фрезерування  $h=1,2\text{м}$ , поступальна (робоча) швидкість фрезера  $V=3,4\text{ м/с}$ , середня товщина стружки  $\delta=0,2\text{м}$ ,  $V_p = 3,5\text{ м/с}$ ,  $\eta = 0,75$ , маса торфу, яка екскавується  $m=0,58\text{т}$ .

### **Практична робота №9 Схеми видобутку корисної копалини гідромеханічним способом**

Мета роботи – дослідити можливі схеми видобутку корисної копалини гідромеханічним способом

#### *Технологія проведення робіт*

Установка працює наступним чином. По напрямній рамі інтенсифікатор переводиться з транспортного положення в робочий стан (рис. 9.1). Спочатку установка встановлюється на ґрунт. Включається гідромотор, який приводить в дію вібратор. При опусканні інтенсифікатора вібратором стержні занурюються в ґрунт. Вібровипромінювачами збуджується масив. Включається подача води через стержні в масив. Масив оброблюваного ґрунту зріджується з утворенням суцільного суспензного шару. Куски бурштину, які знаходяться в зоні суспензного шару звільняються від зв'язків і під дією Архімедової сили і вібраційних сил спливають на поверхню. Для інтенсифікації процесу зрідження ґрунту включається подача повітря. Регулювання частоти, амплітуди коливань і змушуючої сили здійснюється зміною частоти обертання вала гідромотора за допомогою дроселя.

Основні параметри роботи віброгідрравлічного інтенсифікатора: робочий діапазон частоти:  $0...50\text{ Гц}$ ; тиск рідини -  $0...0,2\text{МПа}$ ; тиск повітря -  $0...0,15\text{МПа}$ .

Тривалість роботи установки на одній ділянці складає часу на заглиблення і виглиблення. При проведених експериментальних дослідженнях швидкість спливання складає в межах  $0,1\text{м/с}$ , отже потрібно, щоб швидкість заглиблення і виглиблення установки складала  $0,1\text{м/с}$ . Тривалість при цьому заглиблення на глибину  $5\text{ м}$  складе в межах  $2\text{ хв}$ ,  $5\text{хв}$  роботи і  $3\text{хв}$  на виглиблення, таким чином на весь процес потрібно не більше  $10\text{ хв}$ .



Транспортне положення  
виробничого інтенсифікатора



Підготовка до роботи



Встановлення робочого обладнання  
на доріжці



Робочий стан

Рис. 9.1. Переведення установки в робочий стан.

Після цього установка перевозиться на іншу ділянку, але таким чином, щоб зони роботи установки перетиналися або дотикалися (рис. 9.2).

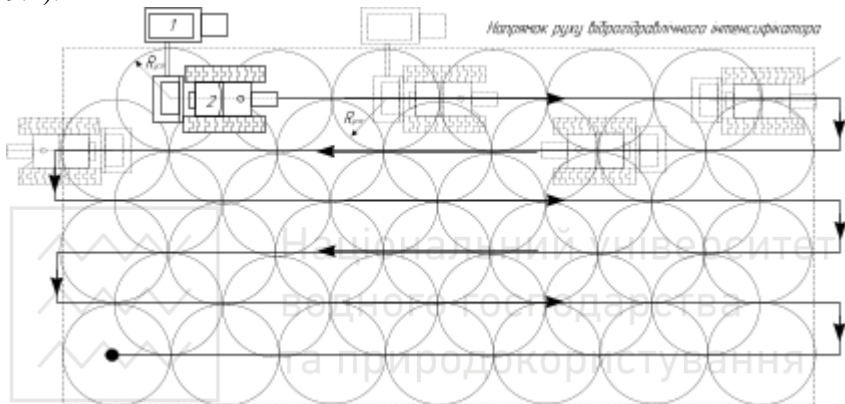


Рис. 9.2. Схема роботи установки на місці видобутку бурштину

Технологія проведення робіт дозволяє повністю вилучити бурштин з піщаного родовища та не потребує великих витрат на проведення рекультиваційних робіт по введенню земель в сільськогосподарський обіг.

**Задача.** Використовуючи відомі схеми видобутку корисної копалини гідромеханічним способом намалювати схему видобутку корисної копалини гідромеханічним способом при наступних вихідних даних: місце розробки знаходиться на відстані 5 км від джерела води та 2 км від найближчої лінії електропередач.

### **Практична робота №10 Розрахунок пристроїв для видобутку корисних копалин гідромеханічним способом**

Мета роботи – навчитись проводити розрахунок пристроїв для видобутку корисних копалин гідромеханічним способом

*Короткі відомості та методика розрахунку.*



Визначення основних параметрів пристроїв для видобутку корисних копалин гідромеханічним способом

На першому етапі на основі геологічних досліджень визначаємо наступні характеристики ґрунту: тип ґрунту; вологість ґрунту; пористість ґрунту; коефіцієнт зменшення об'єму пор; густину скелету.

Найбільшу швидкість спливання ( $\sigma = 0.1 \dots 0.15 \text{ м/с}$ ) забезпечує густина середовища, яка на основі експериментальних досліджень склала  $\rho_e = 1600 \dots 1800 \text{ кг/м}^3$ .

Орієнтуючись на максимальну глибину залягання бурштину назначаємо довжину його робочого органа, відстань між штангами інтенсифікатора приймаємо з розрахунку перекриття зони дії робочих елементів в горизонтальній та вертикальній площинах. Зона дії робочого елемента залежить від фізико-механічних властивостей ґрунту.

Робочий елемент виконаний у вигляді біконічних вібровипромінювачів та розміром радіуса, що визначається за формулою в залежності від висоти еліпсоїда при конусності біконічного вібровипромінювача, що складає  $15 \dots 21^\circ$ .

Радіус вібровипромінювача визначається

$$r_{bb} = \frac{h_1}{2} \text{tg } \alpha; \quad (10.1)$$

Об'єм вібровипромінювача в об'ємі еліпсоїда відповідає об'єму зменшення пор

$$V_e = \frac{V_{bb}}{\Delta \eta}; \quad (10.2)$$

Об'єм біконічного вібровипромінювача та його радіус визначається за виразом

$$V_{bb} = \frac{\pi}{6} D_b^2 L_b; \quad (10.3)$$

Кількість вібровипромінювачів при щільності пакуванні  $\bar{p} = 0,74$  в певний об'єм залежить від глибини розробки та розмірів еліпсоїда, що створюється навколо біконічного вібровипромінювача та визначається за залежністю



$$N_e = \frac{ABH}{4\sqrt{2}r^2h}; \quad (10.4)$$

Об'єм, що займають еліпсоїди в об'ємі масиву

$$W_e = \frac{\pi ABH}{3\sqrt{2}}; \quad (10.5)$$

Визначення кількості вібровипромінювачів та об'єму, що займають еліпсоїди в об'ємі масиву ґрунту проводиться по програмі.

Координати зміщення стрижнів а об'ємі масиву ґрунту визначаються:

По ширині  $A'D' = r$ .

$$O'D' = r \frac{\sqrt{3}}{3}$$

По довжині

$$M'S' = 3h_1 \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{3}}$$

По глибині

Для визначення витрат води у випадку, коли процес забезпечується при подачі в масив води без повітря кількість води, що подається в масив ґрунту визначається на величину заповнення пор та розраховується витрата води за залежністю

$$Q_{pe} = \frac{AB\vartheta}{1+e} \left( \frac{(\rho_{ck}(1+W) - \rho_p(1+e))}{\rho_p - \rho_e} \right); \quad (10.6)$$

Для визначення витрат повітря, що подається в масив ґрунту насиченого водою (на величину заповнення пор) розглянемо наступну залежність, що інтенсифікує процес спливання бурштину та створює умови для підняття його на поверхню.

Витрати повітря по ходу подачі визначаємо за залежністю

$$Q_{нов} = \frac{n_1 AB\vartheta(\rho_e - \rho_p) + \frac{AB\vartheta}{1+e}(\rho_{ck}(1+W) - \rho_p(1+e))}{\rho_p}. \quad (10.7)$$

Потужність ( $N_{np}$ ), яка необхідна на підтримання робочого процесу визначається за залежністю



$$N_{np} = N_{виб} + N_{пов} + N_{нов} = A_k^2 \varpi^3 \sin \delta \left( m + \rho_p AB \int_0^H dH \right) + \left( \rho_p g H k_3 + \left( \frac{\lambda L_{mp}}{d_{mp}} + \sum \xi \right) \frac{\rho_e \sigma_1^2}{2} \right) \times \frac{AB \vartheta}{1+e} \left( \frac{(\rho_{ck}(1+W) - \rho_p(1+e))}{\rho_p - \rho_e} \right) + \left( \rho_p g H k_3 + \left( \frac{\lambda L_{mp}}{d_{mp}} + \sum \xi \right) \frac{\rho_e \sigma_2^2}{2} \right) \times \left( \frac{n_1 AB \vartheta (\rho_e - \rho_p) + \frac{AB \vartheta}{1+e} (\rho_{ck}(1+W) - \rho_p(1+e))}{\rho_p} \right)$$

(10.8)

Частота вібрації визначається за допомогою вібрографа ВР-1А. Оптимальні значення густини середовища ( $\rho_p$ ) визначається з експериментальних досліджень.

Продуктивність віброгідролічного інтенсифікатора визначається

$$P_{в.інт.} = 3600 \cdot \frac{n W_e K_e K_{неп}}{t_u}. \quad (10.9)$$

Тривалість добування бурштину ( $t_u$ ) складається з часу заглиблення робочого обладнання ( $T_3$ ), часу витягування робочого обладнання ( $T_6$ ) та часу переходу на нову ділянку роботи ( $T_{неп}$ ) і складає в межах 2...3хв в залежності від глибини розробки родовища

Для визначення об'ємів обробки масиву ґрунту приймаємо продуктивність віброгідролічного інтенсифікатора.





## ДОДАТКИ

Таблиця 1

Варіанти завдань загальних характеристик машин для розрахунку тягових характеристик

№ ва-ріан-ту	Марка машини	Марка двигуна	Номінальна потужність, кВт	Номінальна частота обертання, об/хв	Загальні передаточні числа трансмісії на передачах				Радіус кочення, м	Дорожні умови	Вага машини, кг
					1	2	3	4			
<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>
1	T-16M	Д-21-A2	16,3	1650	82,48	64,67	52,97	44,79	0,65	асфальт	1616
2	T-25A	Д-21A	18,4	1800	68,80	54,43	46,90	37,05	0,65	стерня	1780
3	T-40	Д-37	29,6	1600	78,68	65,98	56,02	47,94	0,80	стерня	2370
4	T-40A Н	Д-37	29,6	1600	76,71	64,37	54,67	46,78	0,71	стерня	2650
<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>
5	T-40M	Д-37E	36,8	1800	78,63	66,01	56,00	49,93	0,80	стерня	2380
6	T-40A МН	Д-37E	36,8	1800	77,29	64,81	55,10	46,98	0,71	цілина	2700
7	T-28x4M	Д-144	40,5	2000	211,00	153,10	108,25	78,31	0,77	асфальт	2770
8	MT 3-50	Д-50	41	1700	94,94	77,62	62,23	55,67	0,83	стерня	2750
9	MT 3-52	Д-50Л	41	1700	340,80	200,62	94,94	77,62	0,83	стерня	2950
10	MT 3-80	Д-240Л	55	2200	94,90	77,30	62,57	55,75	0,83	стерня	3160
11	MT 3-82	Д-240	55,3	2200	275,20	161,51	94,90	77,30	0,83	стерня	3370
12	ЮМ	Д-	46,3	175	176,50	103,26	80,48	72,01	0,83	асфальт	3200



	3-6М	65М		0							
13	МТ 3-100	Д-245	77,2	2200	105,20	85,47	70,28	58,21	0,83	стерня	3450
14	МТ 3-102	Д-245	77,2	2200	137,90	112,23	92,22	76,28	0,83	асфальт	3620
15	Т-150 К	СМД-62	121,4	2100	67,98	59,42	50,27	37,91	0,70	стерня	7535
16	К-700	ЯМЗ-238Н Б	153,7	1750	105,20	86,96	72,29	60,00	0,91	асфальт	11000
17	К-701	ЯМЗ-240Б	198	1900	100,8	83,25	69,51	57,73	1,0	асфальт	12400
18	Т-54В	Д-50	38,2	1600	111,65	56,3	45,80	38,68	0,326	глиниста дорога	3500
19	Т-54С	Д-50	38,2	1600	111,65	56,3	45,80	38,68	0,326	стерня	4060
20	ДТ-75	СМД-14	56,6	1800	45,08	37,37	33,56	30,20	0,335	поле	6050
21	ДТ-75Б	СМД-14Н	58,4	1800	64,36	57,52	51,76	46,56	0,335	поле	7160
22	ДТ-75М	А-41	66,2	1750	41,68	37,38	33,57	30,22	0,335	стерня	6110
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
23	ДТ-75С	СМД-66	126,4	1900	14,36	1-3	11,05	1-3	0,335	стерня	7435
24	ДТ-75К	СМД-14НГ	58	1800	69,70	62,42	56,10	50,26	0,335	цілина	8040
25	Т-150	СМД-60	111	2000	37,36	33,12	29,37	26,89	0,382	стерня	6975
26	Т-4	А-01	80,9	1600	43,34	37,36	32,27	28,93	0,44	глиниста дорога	7750
27	Т-4А	А-01М	99,3	1700	75,36	69,93	60,48	54,20	0,44	стерня	7960
28	Т-130	Д-160	117,6	1250	64,36	53,96	46,46	38,95	0,44	цілина	11500
29	Т-130 Б	Д-160Б	110,3	1050	55,08	47,43	39,74	-	0,44	торф'яник	15520



## Література

1. Подэрни Р.Ю. Горные машины и комплексы для открытых работ. В 2-х т.: Учебное пособие. М., Изд-во Моск. гос. горного ун-та, 2001. – 332 с.
2. Зайков В.И., Берлявский Г.П. Эксплуатация горных машин и оборудования. Уч. пособие. – Москва: МГГУ, 2001. – 257 с.
3. Вороновский К.Ф., Пухов Ю.С., Шелоганов В.И. Горные, транспортные и стационарные машины. М., Недра, 1985.
4. Гірничий енциклопедичний словник у трьох томах. За редакцією В.С.Білецького.- Донецьк: Східний видавничий дім, 2004.
5. Мухопад М.Д. Рудниковий транспорт. Електронний підручник для студентів напряму підготовки «Гірництво». – Донецьк, ДНТУ, - 2004. – 317 с.

