

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
Факультет інженерної механіки  
Кафедра галузевого машинобудування та агроінженерії

## ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ

ОС «Бакалавр»

Тема «Оптимізація конструктивних параметрів відвалу бульдозера для підвищення його накопичувальної здатності при проведенні меліоративних робіт на ТОВ «Кунівське» Ізяславського району Хмельницької області»

Галузь знань 20 Аграрні науки та продовольство  
Спеціальність 208 Агроінженерія

Шифр ДПАІ 21.13.00.00.000 ПЗ

Студент гр. АІ-17-1 Матковський Д.М.

Керівник роботи к.т.н., доц. Мартинюк А.В.

Нормоконтролер к.т.н, доц. Лук'янюк М.В.

До захисту допускаю: к.т.н., доц. Мартинюк А.В.

Завідувач кафедри ГМ та АІ \_\_\_\_\_ 2021 р.

Хмельницький, 2021р.

## Анотація

Дипломний проект «Оптимізація конструктивних параметрів відвалу бульдозера для підвищення його накопичувальної здатності при проведенні меліоративних робіт на ТОВ «Кунівське» Ізяславського району Хмельницької області»

У дипломному проекті розглядався процес розробки ґрунту механічним способом. Спроектований бульдозерний відвал, виконаний основний розрахунки навісного устаткування.

У розділі «Технологічна частина проекту» виконаний розрахунки режимів виготовлення деталі. Розроблені технологічні режими для операцій: токарська, фрезерна, свердлильна.

У розділі «Охорона праці» дана характеристика шкідливих і небезпечних факторів, наведені рекомендації зі збільшення комфорту в кабіні водія.

Виконаний огляд конструкцій відвалів бульдозера, наведені порівняльні характеристики.

## Зміст

	С.
Вступ	5
<b>1 АНАЛІЗ ТЕНДЕНЦІЙ РОЗВИТКУ КОНСТРУКЦІЙ МЕЛЮ- РАТИВНОЇ ТЕХНІКИ, ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ТА ДОЦІЛЬНІСТЬ ТЕМИ.</b>	6
1.1. Тенденції й перспективи розвитку робочих органів бульдозера.	6
1.2 Характеристики середовища взаємодії.	7
1.3 Аналіз процесу взаємодії із ґрунтом ріжучого елемента	10
1.4 Мета і завдання	16
<b>2. РОЗРАХУНОК І РОЗРОБКА НАВІСНОГО УСТАТКУВАННЯ ПІДВИЩЕНОЇ НАКОПИЧУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ.</b>	17
2.1 Визначення головного параметру тягача і раціональних розмірів відвалу.	17
2.2. Загальний розрахунок бульдозера	19
2.2.1. Тягові розрахунки бульдозера	19
2.2.2. Середньо статичний питомий тиск для гусеничних базових машин.	22
2.2.3. Положення центру тиску.	23
2.2.4. Вибір геометричних параметрів конструктивної схеми та визначення центру ваги тягача.	27
2.2.5. Розрахунки тягача на стійкість	30
2.2.6. Визначення навантажень на устаткування бульдозера.	33
2.2.7. Визначення номінального тиску в гідросистемі.	35
2.2.8. Вибір робочої рідини	35
2.2.9. Розрахунки параметрів гідродвигунів	36

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>			
<i>Змн.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>Купець Б.І.</i>			Механізація технологічного процесу на молочнотоварній фермі в ТОВ «Агрохолдинг 2012» Хмельницької області з удосконаленням змішувача- дозатора преміксів	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрюшів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Білик Ю.М.</i>				3		
<i>Реценз.</i>					<i>ХНУ, гр. АІ-17-1</i>			
<i>Н. Контр.</i>		<i>Лук'янюк М.В.</i>						
<i>Затверд.</i>								

2.2.10. Вибір гідросхеми	40
2.3. Розрахунки продуктивності бульдозера	41
2.4. Розрахунки тягово-енергетичних характеристик трактора Т-180.	43
2.4.1. Розрахунки та побудова характеристик двигуна.	44
2.4.2. Розрахунки та побудова тягової характеристики машини для заданих умов експлуатації.	48
2.4.3. Побудова тягової характеристики	50
<b>3 РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВИГОТОВЛЕННЯ ЗУБЧАСТОГО КОЛЕСА</b>	<b>54</b>
3.1. Службове призначення деталі й аналіз її технологічності	54
3.2 Вибір способу одержання заготовки	54
3.3. Розробка маршрутного технологічного процесу.	56
3.4 Розробка схем базування.	57
3.5 Призначення припусків на обробку	57
3.6 Розробка операційного технологічного процесу	59
3.6.1. Вибір інструмента для обробки деталі	60
3.6.2 Вибір пристосувань для закріплення оброблюваної деталі	60
3.6.3 Вибір міряльного інструмента	60
3.6.4 Розрахунки режимів різання	61
3.6.5 Нормування технологічного процесу	65
<b>4 ОХОРОНА ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ МЕЛІОРАТИВНОЇ МАШИНИ – «БУЛЬДОЗЕР»</b>	<b>69</b>
4.1 Гігієнічні норми, параметри метеорологічних умов і зміст шкідливих речовин у повітрі робочої зони.	69
4.2. Аналіз шкідливих факторів, що виникають при роботі на землерійно-транспортній машині «БУЛЬДОЗЕР»	70
4.2.1 Характеристики звуків і дія їх на організм оператора.	72
4.3 Правила безпеки праці при експлуатації бульдозера.	75
4.4 Стійкість бульдозера.	79
4.5.Витрати мускульної енергії оператора	81
4.6.Оглядовість робочого майданчика й робочих органів	82
4.7 Пасивна і активна віброізоляція сидіння самохідної машини	82
Висновок	85
ДОДАТОК	87

## Вступ

Машина для меліоративних робіт є одними з основних видів машин, за допомогою яких здійснюється обслуговування механізації в будівництві, меліорації сільського господарства та інших галузях народного господарства.

За 100 літній шлях розвитку конструкції машин для меліорації перетерпіли складні зміни одночасно із загальним розвитком техніки й машинобудування, їх номенклатура досить різноманітна.

Бульдозери як нашіпне відвальне встаткування на тракторах, тягачах і інших базових машинах одержали досить широке поширення, що пояснюється простотою їх конструкції, високою продуктивністю, можливістю використання в найрізноманітніших ґрунтових і кліматичних умовах і відносно низкою вартістю виконання робіт.

Розвиток конструкцій сучасних бульдозерів передбачає:

- збільшення потужності базових машин;
- механізацію й автоматизацію керування базовою машиною й робочим органом;
- створення машин спеціального призначення;
- удосконалювання форми відвалу й ріжучих ножів;
- застосування відвалів з керованими ріжучими ножами й відкрілками;
- створення різного додаткового встаткування, що розширює область застосування базових машин бульдозерів і підвищувального продуктивність при виконанні певних робіт.

Створення робочих органів принципово нового типу, заснованого на зовсім інших принципах впливу на середовище: вибухів, утвор повітряної подушки, вібрація і т.д.

Найбільш широке застосування одержали бульдозери загального призначення.

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

# 1 АНАЛІЗ ТЕНДЕНЦІЙ РОЗВИТКУ КОНСТРУКЦІЙ МЕЛІОРАТИВНОЇ ТЕХНІКИ, ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ТА ДОЦІЛЬНІСТЬ ТЕМИ.

## 1.1. Тенденції і перспективи розвитку робочих органів бульдозера.

Бульдозер - одна з основних машин яка використовується у меліоративних роботах, тому що його конструкція проста, універсальна і має низьку собівартість виконання роботи.

Загальні тенденції розвитку конструкцій бульдозерів ведеться у двох напрямках. Перший пов'язаний з удосконалюванням конструкції базових тракторів або тягачів, а другий менш матеріаломісткий але не менш ефективний, адже пов'язаний з удосконаленням бульдозерного устаткування.

Мета даних напрямків: зниження енергоємності процесу розробки ґрунту; розширення експлуатаційних можливостей та зони дії; керованість устаткування; підвищення надійності конструкції та продуктивності; спрощення конструкції; розширення технологічних можливостей.

На підставі аналізу наукових праць визначена тенденція роботи в напрямку модернізації робочого органу бульдозера. Основною метою даної роботи є: зниження енергоємності при розробці ґрунту робочим органом.

Загальні тенденції розвитку устаткування меліоративних машин представлені на рис. 1.1, що відображає розвиток не тільки робочих органів відвального типу, але і пристроїв, що дозволяють змінювати положення відвалу тим самим, міняючи спосіб копання ґрунту. Центральна вісь цієї схеми (позиції 1-3) ілюструє загальний розвиток робочого органу бульдозера, а бічні її відгалуження показують індивідуальні напрямки розвитку позицій основної осі.

На 1 позиції представлений робочий орган меліоративної машини - відвал, що мав плоский вид, позиція 2 - відвал із криволінійним профілем робочої поверхні, створений з урахуванням підйому стружки ґрунту по відвалу на загальний опір копанню. Позиція 3 - відвал із щоками, які

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

сприяють зменшенню втрат ґрунту із призми волочіння. Дана конструкція послужила прототипом при створенні скреперних ковшів.

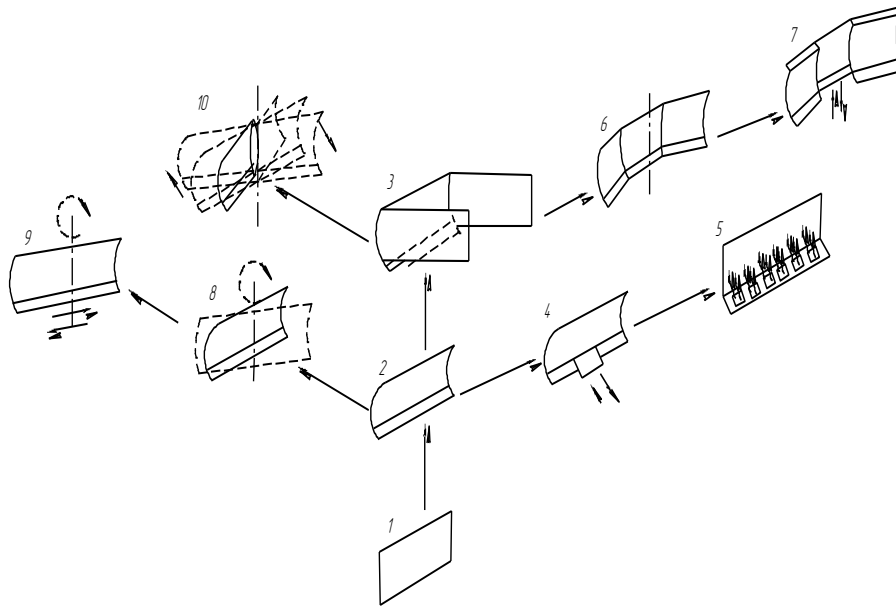


Рис. 1.1. Схема розвитку робочих органів меліоративних машин

Розвиток лобових відвалів з бічними щоками (вихідна позиція 3) в одному з відгалужень характеризується створенням більш ефективних совкових відвалів з косо встановленими крайніми секціями (позиція 6) і їх подальшим удосконалюванням.

## 1.2 Характеристики середовища взаємодії.

Ґрунт - це поверхневий шар землі, утворений у результаті вивітрювання гірських порід. Основними параметрами, що характеризують стан ґрунту є його фізико-механічні властивості, а саме: гранулометричний склад, щільність, пористість, вологість, розпушуваність, стисливість, міцність, опір тертю, абразивність, липкість, швидкість поширення деформаційних хвиль.

Щільність  $\rho$  (кг/м<sup>3</sup>)- відношення маси ґрунту до його обсягу.

Пористість - відношення обсягу пор до всього обсягу ґрунту.

Вологість - відношення маси води, укладеної в порах ґрунту, до маси твердих часток ґрунту.

									Арк.
									4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ				

Розпушуваність - здатність ґрунту збільшуватися в обсязі в процесі його розробки, і визначається коефіцієнтом:

$$K_p = V_p/V, \quad (1.8)$$

де:  $V_p$  - обсяг розпушеного ґрунту в процесі розробки,

$V$  - обсяг ґрунту в природньому його стані.

Стисливість - здатність під впливом зовнішніх навантажень змінювати свою будову на більш компактній. Визначається модулем деформації.

Міцність - здатність опиратися стиску, зрушенню і розриву.

Абразивність - властивість ґрунтів із частками більшої твердості зношувати робочі органи, елементи ходових пристроїв меліоративних машин.

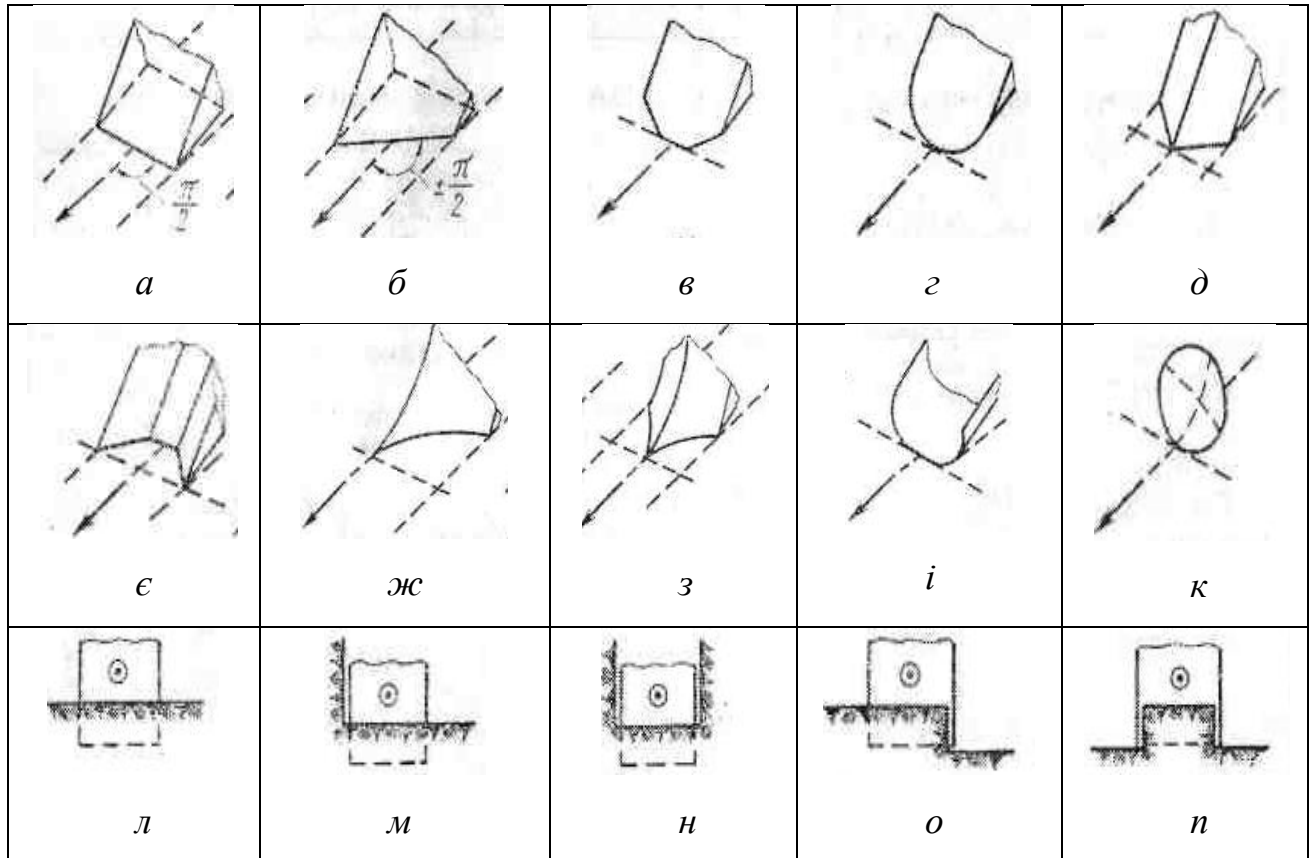
Липкість - властивість ґрунтів прилипати до робочих поверхонь елементів машин, взаємодіючих з ним.

Швидкість поширення деформаційних хвиль - визначає опір динамічному руйнуванню.

ґрунти розділяються по категоріям залежно від труднощів їх розробки, в залежності від щільності і найменування.

Існує кілька видів класифікацій ґрунтів, але найпоширенішою є класифікація, запропонована Л.П. Зеленіним, заснована на використанні плотноміра ДорнДІ. Головна практична мета вивчення процесу різання ґрунтів — відшукати способи найменш енергоємного та найбільш продуктивного відділення ґрунтів від масиву. Під час різання ґрунтів з істотною анізотропією, особливо шаруватих по напрямку різання, при малих величинах кута різання інструмента, стружка відділяється звичайним шляхом відриву. Елементи стружки у перетині приймають закономірну форму, включаючи чітко виражену площадку зминання передньою гранню ножа і гострокутне сполучення поверхні відділення з їхньою верхньою поверхнею.

					АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

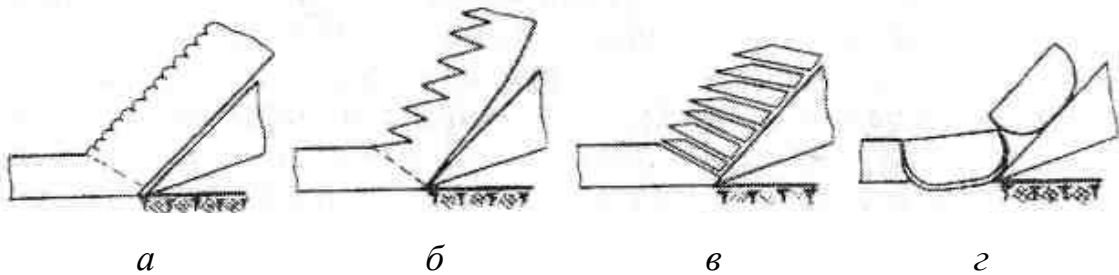


*a* - прямокутне плоским клином; *б* - косокутне плоским клином;  
*в* - прямокутне плоским клином з ріжучою крайкою, обкресленої по ламаній лінії; *г* - те ж, але по опуклій кривій; *д, е* - двох- і тригранним клином; *ж, з, к* - косо різання криволінійним клином; *і* - прямокутне різання криволінійним клином; *л* - блоковане різання; *м* - різання з однієї поверхнею бічного зрізу; *н* - різання із двома поверхнями бічного зрізу; *о* - напіввільне різання; *п* - вільне різання.

Рис. 1.2. Різновиди різання з відділенням стружки

Переважність в ґрунтах стружкоутворення свідчить про найбільш характерні деформації і напруги. Але поряд з перевагою в ґрунтах елементного стружкоутворення зафіксовані також східчасті і зливні стружки. Стружка надламу або відриву (друга назва найбільш близька умовам різання ґрунтів) утворюється у вигляді незв'язних між собою шматків матеріалу неправильної форми. Різець відокремлює ці шматка головним чином відривом, залишаючи після себе нерівну поверхню. Східчасту стружку

можна розглядати як видозміну елементної. Відмінність полягає лише в тому, що послідовні елементи стружки після відділення від масиву з'єднуються знову. У результаті цього стружка одержує гладку поверхню з боку різця й східчасту зовні. Зливальна стружка відрізняється формою суцільної стрічки, гладкої з боку різця і шорсткуватої, але майже без істотних нерівностей на зовнішній поверхні.



*a* - зливальна; *б* - східчаста; *в* - елементна; *г* - відриву.

Рис. 1.3. Види стружок при різанні ґрунтів

### 1.3 Аналіз процесу взаємодії із ґрунтом ріжучого елемента

Метою даної роботи провести аналіз теорії різання і поведінки ґрунту в процесі його розробки, враховуючи при цьому характеристики та властивості ґрунту. Загальні сили опору ґрунту руйнуванню впливають на нього неоднаково. Так по бічних ребрах ножа діють два зусилля, у нижній частині – зусилля зрізу:

$$P_{\text{бок.порівн.}} = p_{\text{бок.порівн.}} (1 - K_{\text{бок}}) h, \quad (1.9)$$

а в бічних розширеннях прорізу – зусилля відриву [15]:

$$P_{\text{бік.}} = p_{\text{бок}} d_0^2 \text{ctg}^2 \varphi h^2. \quad (1.10)$$

де  $p_{\text{бок.порівн.}}$  і  $p_{\text{бок}}$  – питома сила руйнуванню, відповідно бічними ребрами ножа і у бічних розширеннях прорізу;

$K_{\text{бок}}$  – коефіцієнт глибини, частини прорізу що розширюється:

$$K_{бок} = \frac{h_1}{h}, \quad (1.11)$$

де  $h$  – повна глибина;

$h_1$  – глибина частини, прорізу що розширюється.

Для меліоративних машин, зі стандартними кутами різання  $\alpha_p$ , значення  $K_{бок}$  перебуває в межах 0,7...0,95, але при збільшенні кута  $\alpha_p$  до  $75^\circ$  складова коефіцієнта прогресивно зростає, приблизно подвоюючись у порівнянні зі звичайними значеннями.

Відомо, також, що ріст параметрів бічних розширень прорізу залежить від ширини зрізу та глибини різання. Тому глибина, бічних поверхонь що розширюються, при однакових параметрах ширини ножа та кута різання, зростає до певного значення глибини різання - критичної глибини різання  $h_{кр} = 2,5 \dots 4B$ , при досягненні і переході за яку, ріст бічних розширень прорізу припиняється. Одночасно порушується пропорційність між глибиною, що і розширюється частиною прорізи, коефіцієнт  $K_{бок}$ , що зберігав до цього свою величину, починає зменшуватися. Основна причина явища критичної глибини різання полягає в стискуватості ґрунтів під навантаженням.

Таким чином, для кожної ширини зрізу є своя критична глибина різання, починаючи з якої виникають зміни в співвідношенні повної глибини прорізу із глибиною і шириною її частин, що розширюються.

Основними геометричними характеристиками, що визначають параметри ґрунтового прорізу є: кут нахилу бічних частин, що розширюються, прорізу –  $\varphi$ , коефіцієнт, що характеризує відносні глибин прорізи і її бічні розширення –  $K_{бок}$  і площа поперечного перерізу прорізу:

$$F_{пр} = b h F_{бок}, \quad (1.12)$$

де  $F_{бок}$  - площа бічних частин поперечного перерізу прорізу:

$$F_{бок} = \delta \sigma_{бік}^2 \operatorname{ctg} \varphi h^2. \quad (1.13)$$

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Також на фізику процесу відділення стружки ґрунту від масиву і періодичність відколів залежить від впливу на відокремлюваний ґрунт ядра ущільнення, що пояснюється тим, що при впровадженні ріжучого елемента в масив ґрунту на лобовій поверхні відбувається формування обмеженої області, що відрізняється від основного масиву підвищеною щільністю. А створення в ґрунтовому масиві похилого вибою, утвореного після першого циклу відділення стружки не забезпечує синхронного контакту всієї площі ріжучого елемента із ґрунтом. Так у нижній частині виникають контактні процеси, що сприяють утвору ядра ущільнення, яке впливає на масив і приводить до відриву ґрунту перш ніж верхня частина досягне вибою. Причому висота ядра ущільнення  $h_{я}$ , що впливає на обсяг відокремлюваної стружки ґрунту, і має пропорційне співвідношення з висотою контакту  $h_{конт}$  яка становить 50...60%  $h_{конт}$ .

Опір масиву ґрунту ущільненому ядру, також можна описати математично:

$$P = \sum_{i=1}^n s_i F_{я}^i \cos \beta_i + \sum_{i=1}^n t_i F_{я}^i \sin \beta_i, \quad (1.14)$$

де  $s_i$  і  $t_i$  – відповідно нормальні й дотичні напруги на *i-тій* поверхні ядра;

$F_{я}^i$  – площа *i-тої* поверхні ядра;

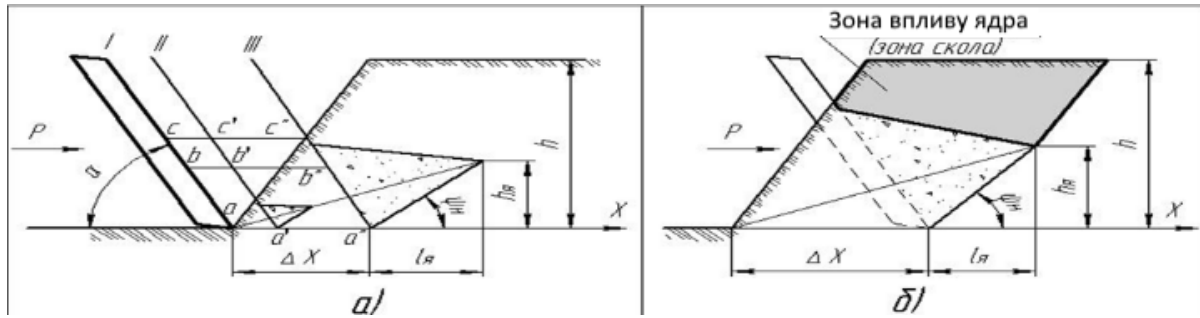
$\beta_i$  – кут нахилу *i-тої* поверхні до осі  $x$ ;

$n$  – кількість поверхонь ядра ущільнення.

Досліджуючи процес формування ядра ущільнення, проглядається однозначна залежність площі поверхонь ядра від кута різання. Так площі поверхонь ядра зростають зі збільшенням кута різання, причому співвідношення площ нижньої і верхньої поверхонь також змінюються: при

$$\alpha \rightarrow \max - \frac{S_{я}^B}{S_{я}^H} \rightarrow \min .$$

					АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9



а – процес формування ядра; б – момент критичного напруження ядра на масив (період відколу ґрунту).

Рис. 1.4 Формування в ґрунтовому масиві ущільненого ядра

Проаналізувавши процес розробки ґрунту можна зробити наступні висновки: при блокованому і напіввільному різанні в ґрунтовому масиві утворюється проріз, геометричні параметри якої нагадують фігуру – трапецію;

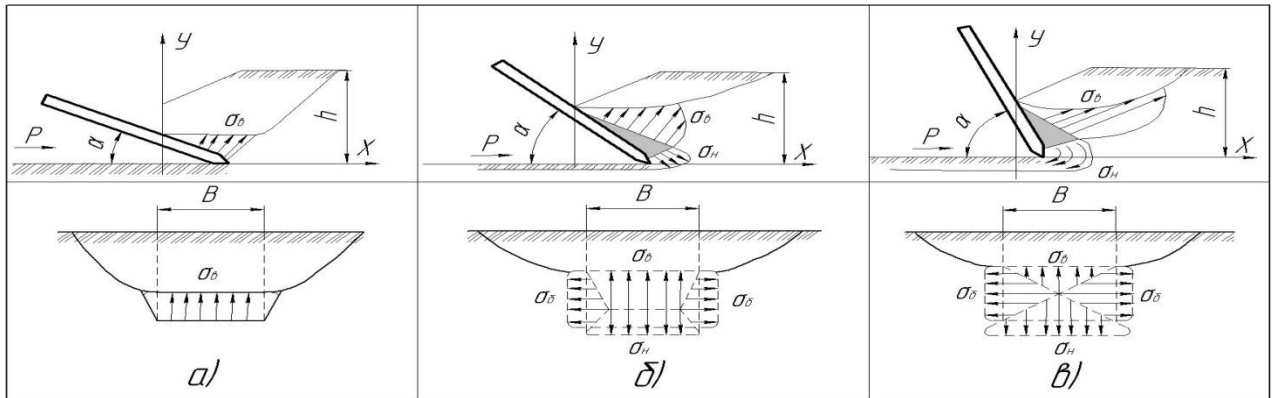
- форма прорізу і аналіз поверхні свідчить про неоднаковий характер руйнування ґрунту в нижній і верхній її частинах;
- ріст бічних розширень прорізу, до певних значень залежить від глибини різання і ширини зрізу;
- сила  $P_{бок}$  затрачувана на руйнування ґрунту в бічних розширеннях прорізу пропорційна площі їх поперечного перерізу і залежить від опору відриву і зрушення, а сила бічного зрізу  $P_{бок\ порівн}$  пропорційна глибині різання та залежить від опору зрізу бічними ребрами ножа в дні прорізу;
- у зоні контакту ріжучого елемента з масивом ґрунту утворюється ущільнене ядро, що передає через свої поверхні зовнішнє навантаження на масив ґрунту;
- обсяг ущільненого ядра росте пропорційно збільшенню контактної поверхні ріжучого елемента, а значить і глибині впровадження в масив ґрунту, що сприяє збільшенню опору впровадженню.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ

Арк.

10



а –  $\alpha < 45^\circ$ ; б –  $\alpha \approx 45^\circ$ ; в –  $\alpha > 45^\circ$ .

Рис. 1.5. Схеми формування напружено - деформаційного стану ґрунту

На підставі вище викладеного аналізу випливає, що додавання ножовій системі РО трапецієподібної форми здатна максимально впливати на ґрунт, що руйнується, з мінімальними силовими витратами, а також робити повне вилучення ґрунту з розробленого масиву.

Розглянута в теоретичному аналізі схема прорізу, який розкриває фізику процесу копання ґрунту прямокутним ножом, послужила аналогом до запропонованих схем прорізів, в основі яких лежить ніж трапецієподібної форми з різними параметрами утвору трапеції.

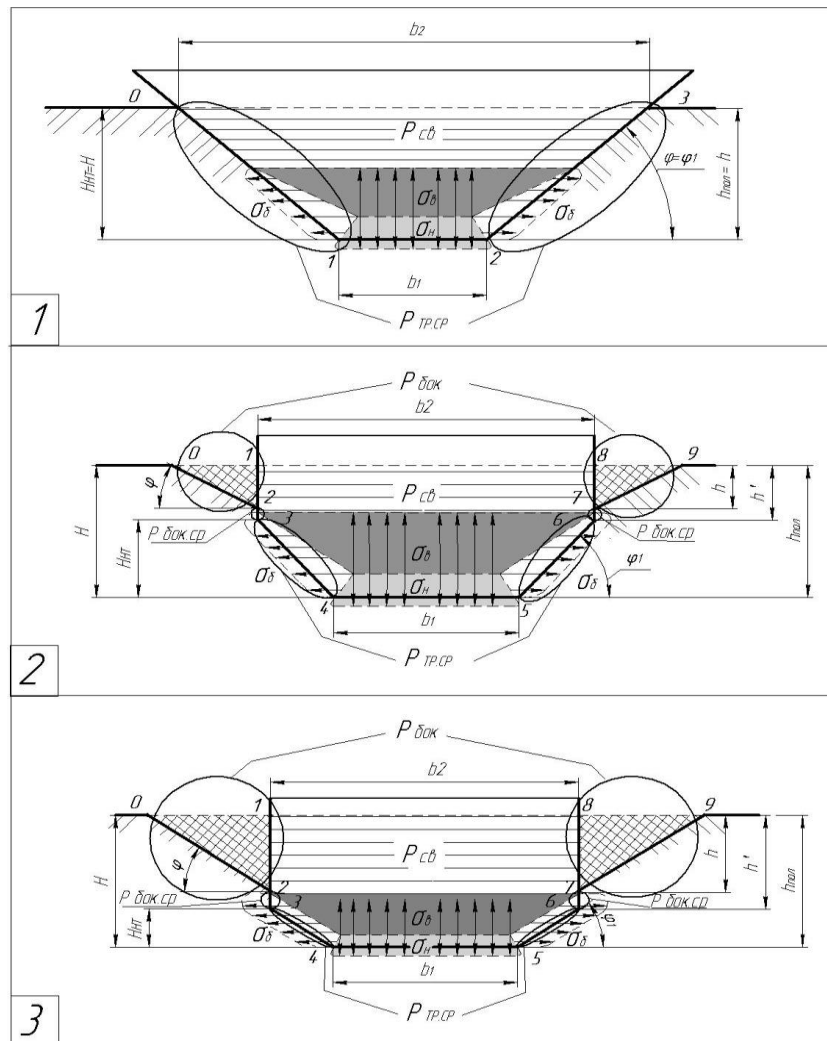
Аналізуючи запропоновані схеми можна зробити наступні висновки: на схемі з ножом формою  $H_{HT}/H=1$  були ліквідовані зони  $P_{бок\ порівн}$  і  $P_{бок}$  утворені в процесі копання прямокутним ріжучим елементом при бічному зрізі і руйнуванні ґрунту в бічних розширеннях прорізу тому що вони (у цьому випадку) не точно описували процес, однак впроваджене поняття «зона трапецієподібного зрізу»  $P_{ТР.СР}$ . У цьому випадку сумарна сила різання прийме вид:

$$P(b, h, \delta) = \gamma m_{св} (b_1 + h_{пол} \operatorname{ctg}\varphi_1) h_{пол} + 2 m_{ТР.СР} h. \quad (1.15)$$

У двох інших запропонованих схематичних розв'язках ( $H_{HT}/H=0,3 \dots 0,5$ ) у відмінності від  $H_{HT}/H=1$ , зони дії сил  $P_{бок}$  (0-1-2 і 7-8-9)

і  $P_{бок порівн.}$  (2-3 і 77 6-7) існують, але вони зміщені нагору від основи ножа  $b_1$ , що надає формулі, наступний вид:

$$P(b, h, \delta) = (\gamma m_{св} ((b_1 + (h_{нол} - h') \text{ctg} \varphi_1) (h_{нол} - h') + b_2 h')) + 2 m_{ТР.СР} (h_{нол} - h') + 2P_{бок} \left( \frac{h}{h'} \right) \text{ctg} \varphi_1 h^2 + 2P_{бок. ср.} \left( 1 - \frac{h}{h'} \right) h'. \quad (1.16)$$



1 – ножем форми  $H_{HT}/H = 1$ ; 2 – ножем форми  $H_{HT}/H = 0,5$ ; 3 – ножем форми  $H_{HT}/H = 0,3$ .

Рис. 1.6. Схема ґрунтового прорізу, зони дії складових сил різання при копанні ножем трапецієподібною форми:

Аналіз запропонованих схематичних описів впливу форми ножа на процес розробки ґрунту є актуальним завданням, тому що сприяє

визначенню найбільш ефективних параметрів і форм ножа, здатного розробляти ґрунт із мінімальним зусиллям за рахунок результативної траєкторії впливу на ґрунт.

#### **1.4 Мета та завдання**

Метою роботи є визначення раціональних параметрів РО бульдозера і розробка нової конструкції відвалу, з обмежуючими елементами.

Дана модернізація дозволяє накопичувати максимально можливу призму волочіння і практично звести втрати ґрунту в бічні валики, що приводить до збільшення продуктивності традиційної техніки при використанні бічних обмежувальних елементів.

Завдання для досягнення даної мети: зробити аналіз конструкцій відвалів; визначення впливу параметрів відвалу на процес розробки ґрунту; обґрунтування прийнятих параметрів відвалу; визначення розташування і кріплення гідроциліндрів.

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

## 2. РОЗРАХУНОК І РОЗРОБКА НАВІСНОГО УСТАТКУВАННЯ ПІДВИЩЕНОЇ НАКОПИЧУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ.

Меліоративне устаткування навішується на тягач (Т-180) як комплект спареного устаткування, до складу якого входить: відвал, бічні стінки, бруси, гідрочиліндри керування (рис. 2.1).

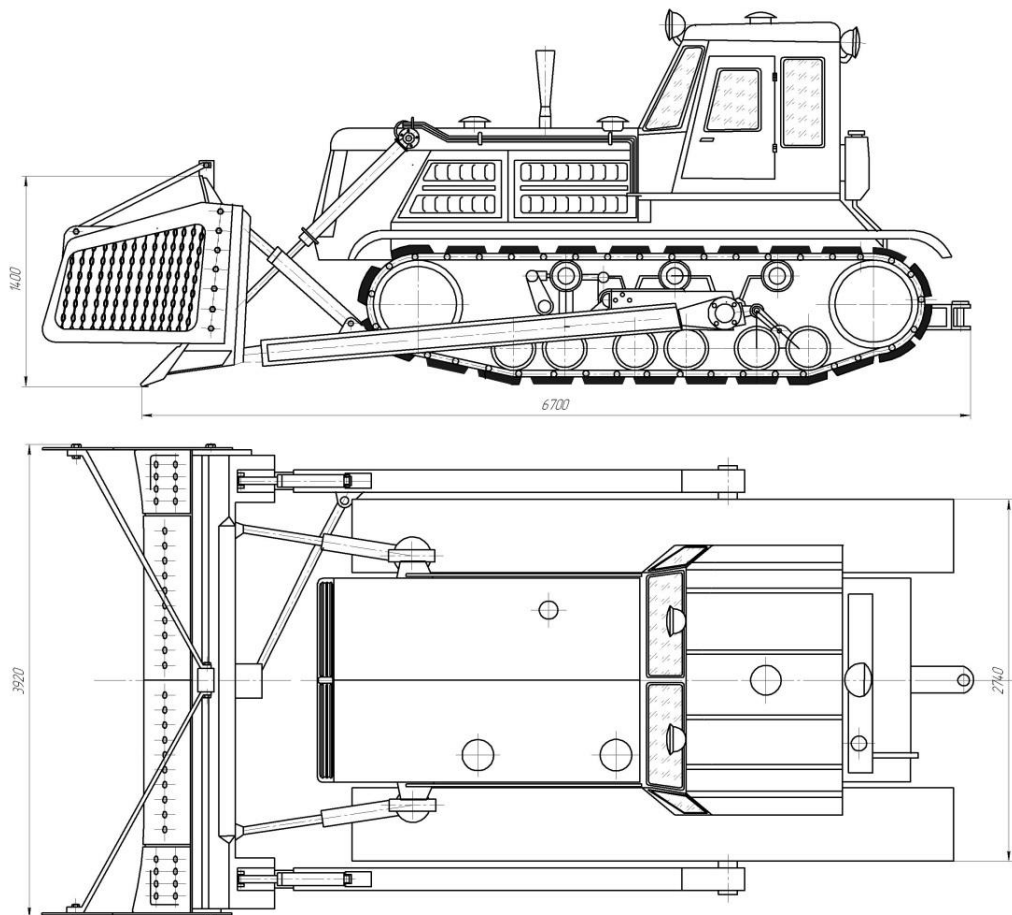


Рис. 2.1. Бульдозер підвищеної накопичувальної здатності.

### 2.1 Визначення головного параметру тягача і раціональних розмірів відвалу.

Головний параметр тягача - номінальне тягове зусилля, під яким розуміють зусилля, що розвивається базовим тягачем на щільному ґрунті з урахуванням довантаження від важеля навісного устаткування при коефіцієнті буксування не вище 7% для гусеничних машин на нижчій робочій швидкості визначається залежністю:

					АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

$$T_{нб} = G_б \cdot \varphi_{opt}, \quad (2.1)$$

де  $\varphi_{opt}$  - оптимальний коефіцієнт використання важеля базової машини з устаткуванням по зчепленню, відповідний до припустимого буксування рушіїв.

$\varphi_{opt}$  - коефіцієнт для гусеничних промислових тракторів – 0,90;

$G_б$  - зчіпна вага тягача в робочому стані.

$$T_{нб} = 209,9 \times 0,9 = 189 \text{ кН}$$

Для гусеничних тракторів:

$$G_б = (1,17 \dots 1,22) G_{бм}; \quad (2.2)$$

$$G_б = 1,2 \times 17,85 \times 9,8 = 209,9 \text{ кН}$$

де  $G_{бм}$  – вага базової машини, кн.  $m_{бм} = 17,85$ (т)

Довжину неповоротного відвалу  $L$  вибираємо з розрахунку перекриття габариту базової машини по ширині або найбільш виступаючих у сторони елементів штовхаючої рами, не менш 50 мм із кожної сторони.  $L = 3920$  мм.

Висоту відвалу визначаємо залежно від номінального тягового зусилля тягача при швидкості, що підходить для бульдозерних робіт, параметрів відвальної поверхні і ґрунтових умов.

$$H \approx 500 \sqrt{0,1 T_{нб}} - 0,1 T_{нб}, \text{ мм} \quad (2.3)$$

$$H \approx 500 \sqrt{0,1 \cdot 189} - 0,5 \cdot 189 = 1400 \text{ (мм)}$$

Враховуючи розраховану висоту і забезпечення гарного огляду з кабіни трактора прийmemo висоту відвалу від бічного ножа до козирка  $H_I = 1400$  мм.

Відвали бульдозера оснащуються козирком, висота якого становить

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$(0,1...0,25)H$ . Козирок при основному положенні відвалу встановлюється вертикально. Загальна висота відвалу з козирком винна бути такою, щоб у транспортному положенні забезпечувалася видимість простору перед бульдозером і необхідний кут в'їзду. Висоту козирка відвалу приймається рівною 0,2 м.

Параметри профілю відвалу задаються кутами різання  $\alpha$ , перекидання  $\beta$ . Експериментально доведена доцільність створення відвалів з постійним радіусом кривизни, який вибирається в діапазоні  $R = (0,8...0,9) H$ .

$$R = 0,85 \times 1500 = 1190 \text{ мм} \approx 1200 \text{ мм.}$$

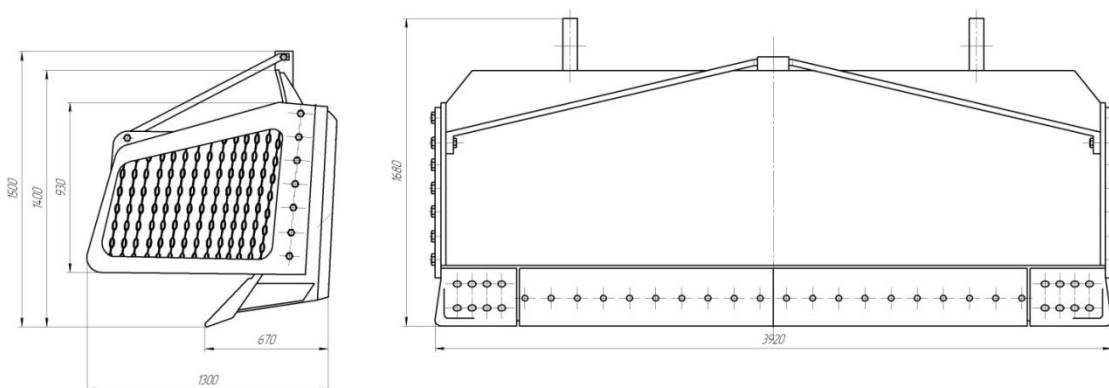


Рис 2.2. Модернізована конструкція відвалу.

## 2.2. Загальний розрахунок бульдозера

### 2.2.1. Тягові розрахунки бульдозера.

Перед початком розрахунків обумовлюємо: кути різання і величини ножової системи різні, проте ефективність від їхнього застосування вище, ніж при традиційній ножовій системі, при цьому розрахунки будемо робити, посилаючись на традиційні параметри ножової системи, щоб задати певний запас модернізованій конструкції.

Тягові розрахунки трактора дозволяють оцінити можливості тягача при транспортуванні ґрунту з підрізанням стружки, визначити підйом, який може долати машина з максимальною призмою волочіння.

Умова рухові трактора без буксування:

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

$$T_{нб} \geq T_T \geq \sum P; \quad (2.4)$$

де  $T_{нб}$  - сила тяги по зчепленню, кН;

$T_T$  - тягове зусилля, що створюється трактором, кН;

$\sum P$  - сума опорів пересуванню, кН.

$$T_T = 3,6 \cdot N \cdot \eta / V, \quad (2.5)$$

де  $N$  – ефективна потужність двигуна, кВт;  $N=128,8$  (кВт)

$\eta = 0,8$ - КПД машини;

$V$  - швидкість машини на першій або другій передачах, км/рік,  $V=2,86$  (км/год)

$$T_T = 3,6 \cdot 130 \cdot 0,8 / 2,86 = 131 \text{ (кН)}$$

Сума опорів, що виникають у випадку лобового різання і транспортування ґрунту відвалом бульдозера,:

$$\sum P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4, \quad (2.6)$$

де  $P_1$  - опір рухові бульдозера, кН;

$P_2$  - опір ґрунта різанню, кН;

$P_3$  - опір волочинню призми ґрунту поперед відвалу, кН;

$P_4$  - опір тертю ґрунту по відвалу, кН.

$$P_1 = G_6 (f \cos \psi \pm \sin \psi) \text{ кН}, \quad (2.7)$$

$$P_1 = 209,9(0,1 \cos 15 + \sin 15) = 27 \text{ кН}$$

де  $f$  - коефіцієнт опору рухові трактора по ґрунту для гусеничного рушія 0,1...0,12;

$\psi$  - розрахунковий кут підйому 15°...20°. (Знак "+" ухвалюється при роботі

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ док.ум.	Підпис	Дата		17

на підйом.)

$$P_2 = L \cdot h \cdot k_p, \text{ кН}; \quad (2.8)$$

$$P_2 = 3,92 \times 0,1 \times 70 = 73 \text{ кН},$$

де  $L=3,92$  (м) довжина відвалу;

$h$ - глибина різання, приймається  $0,1 \dots 0,4$  м;

$k_p$ - питомий опір ґрунту різанню, кПа.

Для I групи ґрунтів (гравій)  $k_p = 70$ ;

$$P_3 = 0,5LH^2 \cdot \rho \cdot g \cdot \mu_1 \text{ кН}, \quad (2.9)$$

$$P_3 = 0,5 \cdot 3,92 \cdot 0,96^2 \cdot 1,5 \cdot 9,8 \cdot 0,8 = 21,2 \text{ (кН)},$$

де  $H$ - висота відвалу, м;

$\rho$  - щільність ґрунту, т/м<sup>3</sup> ( для гравію –  $1,4 \dots 1,9$ );

$\mu_1$  - коефіцієнт тертя ґрунту по ґрунту ( для гравію –  $0,7 \dots 0,84$ );

$$P_4 = 0,5LH^2 \rho \cdot g \cdot \mu_2 \cdot \cos^2 \alpha \text{ кН}, \quad (2.10)$$

$$P_4 = 0,5 \cdot 3,92 \cdot 0,96^2 \cdot 1,5 \cdot 9,8 \cdot 0,4 \cdot \cos^2 50 = 4,2 \text{ кН},$$

де  $\alpha$  - кут різання, град ( $\alpha = 45 \dots 55^\circ$ );

$\mu_2$  – коефіцієнт тертя ґрунту по сталі ( для гравію –  $0,4 \dots 0,65$ ).

$$\sum P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 \text{ кН}, \quad (2.11)$$

$$\sum D = 73 + 27,44 + 21,2 + 4,2 = 125,8 \text{ кН}.$$

$$189 > 131 > 125,8.$$

Умова руху бульдозера без буксування ( $T_{нб} \geq T_T \geq \sum P$ ) виконується.

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

**2.2.2. Середньо статичний питомий тиск для гусеничних базових машин.**

$$q = \frac{G_0}{2 \cdot L \cdot b} = \frac{16416,66}{2 \cdot 1,915 \cdot 0,58} = 7390 \text{ кН}, \quad (2.12)$$

де  $L = 1,915 \text{ м}$  - довжина опорної поверхні гусениць із урахуванням повного занурення ґрунтозацепів (рис 2.3).

$b = 0,58 \text{ м}$  - ширина гусениць.

**2.2.3. Положення центру тиску.**

Положення центру тиску, тобто точки прикладання рівнодіючої всіх нормальних реакцій ґрунту на рушій базової машини, визначається по схемах на рис. 1.

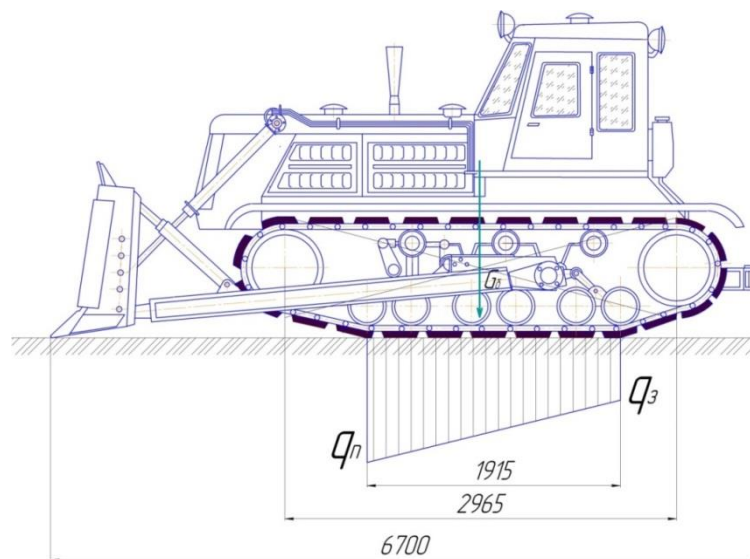


Рис. 2.3. Положення центру тиску у випадку, коли бульдозер рухається по горизонтальній поверхні з максимально можливим обсягом призми волочіння при одночасному різанні ґрунту з оптимальною глибиною різання

Визначаємо положення центру тиску, *мм*

$$X = \frac{G_0 \cdot d + R_z \cdot d_1 + R_x \cdot h_R}{N}, \text{ мм} \quad (2.13)$$

де  $R_z = R_x \cdot \operatorname{tg} \nu$  - вертикальна складова результуючої сили опору на відвал,  $\text{кН}$ .

$R_x = k_T \cdot T_{нб}$  - горизонтальна складова результуючої сили опору на відвал,  $\text{кН}$ .

$h_R = 0,17 \cdot H$  - висота точки прикладання результуючої сил опору на відвалі, при копанні щільного ґрунту рівна  $0,17H$ ,  $\text{мм}$ .

$\nu = 17^\circ$  - кут нахилу результуючої сили опору на відвал (рис. 3), при копанні щільного ґрунту.

$d_1 = 4,7 \text{ м}$  - відстань дії вертикальної складової результуючої сили опору на відвал, (рис. 2.4).

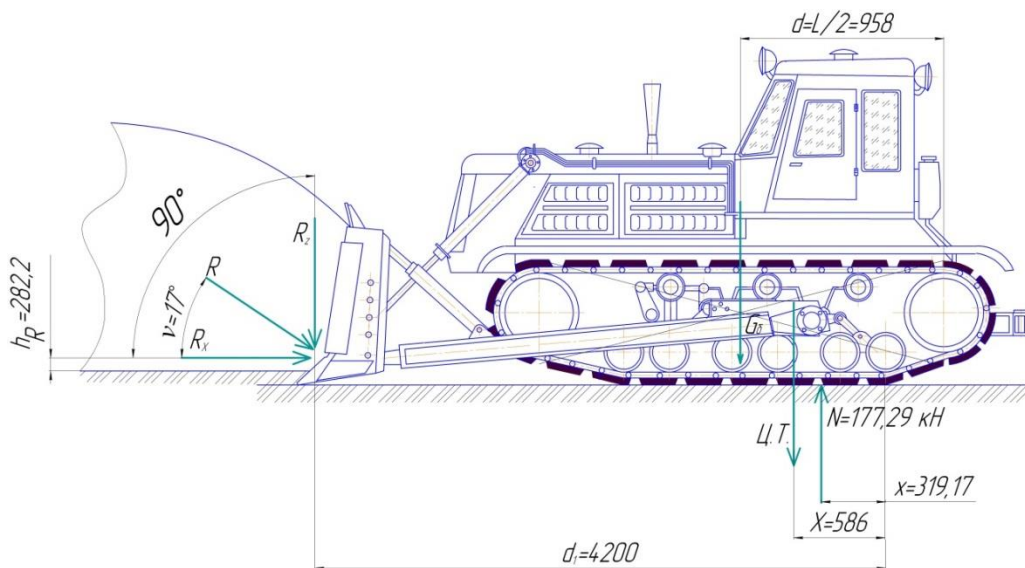


Рис. 2.4. Схема сил діючих на тягач, при визначенні центру тиску.

Висота точки прикладання результуючої сили опору на відвалі,  $\text{мм}$

$$h_R = 0,17 \cdot H = 0,17 \cdot 1660 = 282,2 \text{ мм} \quad (2.14)$$

Горизонтальна складова результуючої сили опору на відвал,  $\text{кН}$

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

$$R_x = k_T \cdot T_{нб} = 0,3 \cdot 176,93 = 53,08 \text{ кН}, \quad (2.15)$$

де  $k_T = 0,3$  - коефіцієнт тертя ґрунту по сталі, ( для глини,  $0,1 \dots 0,4$ ).

Визначаємо координату зсуву центру тиску  $N$  від середини опорної поверхні гусениць, *мм*

$$x = L/6 = 1915 / 6 = 319,17 \text{ мм}. \quad (2.16)$$

Розраховуємо вертикальну складову результуючої сили опору на відвал, *кН*

$$R_z = R_x \cdot \text{tg} \nu = 53,08 \cdot \text{tg} 17^\circ = 53,08 \cdot 0,306 = 16,24 \text{ кН}. \quad (2.17)$$

Визначаємо значення центру тиску  $N$  від середини опорної поверхні гусениць, *кН*

$$N = G_6 + R_z = G_6 \cdot g + R_z = 16,417 \cdot 9,81 + 16,24 = 177,29 \text{ кН}. \quad (2.18)$$

Після визначення всіх значень формули (4.1), обчислюємо центр ваги бульдозера,

$$X = \frac{G_6 \cdot d + R_z \cdot d_1 + R_x \cdot h_R}{N} = \frac{16,417 \cdot 0,958 + 16,24 \cdot 4,200 + 53,08 \cdot 0,2822}{177,29} \\ = \frac{103,91}{177,29} = 0,586 \text{ м}$$

По координаті  $X$  для гусеничних машин знаходять зсув центру тиску від середини опорної поверхні гусениць, яка для всіх розрахункових випадків не повинна перевищувати  $1/6$ , довжини даної поверхні  $L/6$ . Крім розглянутих основних випадків для бульдозерів з номінальним тяговим зусиллям вище  $10 \text{ т}$ , рекомендується перевіряти положення центру тиску і визначати питомі навантаження на передній і задній опорних кромках гусениць або передньому та задньому колесах для наступних випадків:

					АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

а) бульдозер з піднятим відвалом стоїть на граничному для даної базової машини схилі або підйомі (але не менше  $20^\circ$ );

б) бульдозер рухається під найбільш припустимий схил (але не менше  $20^\circ$ ) з максимально можливим обсягом призми волочіння при одночасному різанні ґрунту;

в) бульдозер рухається в траншеї на максимально припустимий підйом (але не менше  $15^\circ$ ) без зрізання ґрунту, але з максимально можливим обсягом призми волочіння;

г) бульдозер рухається по горизонтальній поверхні з максимально можливим обсягом призми волочіння при одночасному різанні ґрунту який вирізається відвалом;

д) теж, але із заглибленим відвалом.

Слід приймати: горизонтальну складову результуючої сил опору на відвалі рівній  $0,6T_{нб}$ , а вертикальне зусилля виглиблення або заглиблення -  $0,5$  максимально можливого з умови перекидання бульдозера. Точку прикладання цих зусиль приймають відповідно до рисунків.

### 2.2.3. Визначення питомого зусилля на ріжучій кромці.

Питоме напірне зусилля на ріжучій кромці,  $кН / м$

$$q_H = \frac{T_{нб}}{B} = \frac{176,93}{3,92} = 45,135 \text{ кН / м}, \quad (2.19)$$

Напірне зусилля відповідає III групі ґрунтів  $q_H = 40..45 \text{ кН / м}$ .

де  $B = 3,92 \text{ м}$  - довжина відвалу прийнята виходячи з параметрів прототипу базової машини.

Найбільше можливе вертикальне зусилля на ріжучій кромці ножа відвалу з умови перекидання базової машини,  $кН$

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

$$P_z = G_{нб} \frac{l_A}{l + l_C} = 193,257 \frac{0,586}{1,915 + 2,285} = 26,96 \text{ кН}, \quad (2.20)$$

де  $l = L = 1,915 \text{ м}$ ,  $l_A = X = 0,586 \text{ м}$ ,  $l_C = d_1 - L = 4,2 - 1,915 = 2,285 \text{ м}$  - відстані.

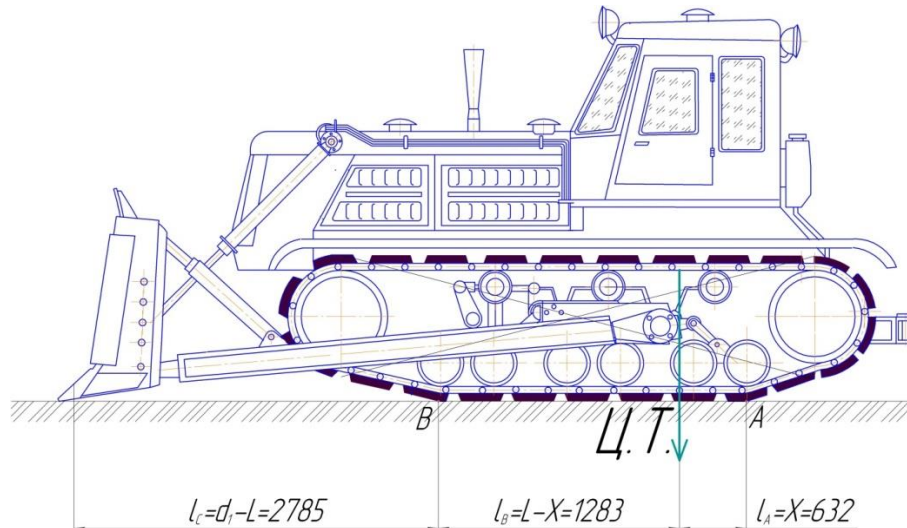


Рис. 2.5. Схема відстаней центру ваги тягача.

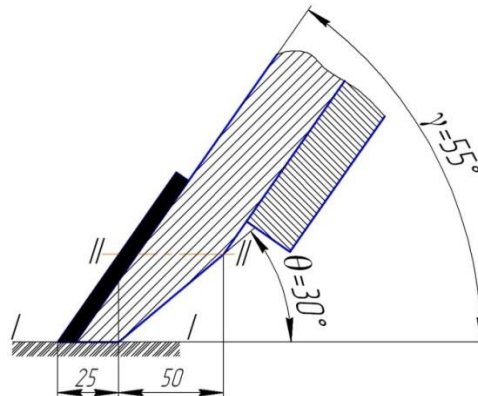


Рис. 2.6. Ніж відвалу бульдозера  $\theta = 30^\circ$  - задній кут при основній установці відвалу,  $\gamma = 55^\circ$  - кут різання.

Питомий вертикальний тиск на ріжучій кромці, зношених (перетин I-I) і незношених (перетин II-II) ножів,  $\text{кН}$

					АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

$$q_B^{I-I} = \frac{P_z}{F_{I-I}} = \frac{P_z}{l_{I-I} \cdot B} = \frac{26,96}{0,025 \cdot 3,920} = 281,13 \text{ кН} / \text{м}^2, \quad (2.21)$$

$$q_B^{II-II} = \frac{P_z}{F_{II-II}} = \frac{P_z}{l_{II-II} \cdot B} = \frac{26,96}{0,050 \cdot 3,920} = 141 \text{ кН} / \text{м}^2.$$

$$q_B^{MAX} = 281,13 > 35, \text{ тоді ухвалюємо } q_B = 35 \text{ кН} / \text{м}^2.$$

#### 2.2.4. Вибір геометричних параметрів конструктивної схеми та визначення центру ваги тягача.

Основними геометричними конструктивними параметрами тягача є:

- відстань від центру задньої зірочки ходового механізму  $b=1100$  (мм) і від опорної поверхні  $m=420$ (мм) до точки закріплення штовхаючих брусів на тракторі ;

- довжина штовхаючі брусів  $l_o=4200$ (мм);

- координата точки закріплення гідроциліндрів підйому та опускання робочого органу на тракторі і відстань між точки закріплення гідроциліндрів та штовхаючих брусів  $r$ .

Значення  $b, m, l_o, r$  можна визначити виходячи з конструктивних міркувань скориставшись конструкторською документацією прототипів.

Значення координати закріплення гідроциліндрів підйому і опускання відвалу визначаємо виходячи з ходу поршня.

Висоту підйому відвалу рекомендується вибирати з розрахунку досягнення кута в'їзду не менш  $20-30^\circ$  для бульдозерів з неповоротними відвалами.

Величину опускання відвалів нижче опорної поверхні базової машини слід вибирати з урахуванням максимальної глибини копання обумовленої по формулі:

$$h_{\max} = \frac{T_{i.a} - G(f \cos \psi \pm \sin \psi)}{\varphi_K \cdot K_\delta \cdot L}, \quad (2.22)$$

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де  $\varphi_k = 1,65$  - коефіцієнт, що враховує вплив кута різання на питомий опір ґрунта копанню ;

$f$  = коефіцієнт опору руху;

$\psi$  - розрахунковий кут підйому  $15^\circ \dots 20^\circ$  .

$$h_{\max} = \frac{189 - 209,9(0,1 \cos 15 + \sin 15)}{1,65 \cdot 70 \cdot 3,92} = 0,25 \text{ (м)}.$$

Координати положення місця закріплення гідроциліндрів підйому, опускання відвалу визначають враховуючи кут повороту штовхаючі брусів у вертикальній площині які визначають хід виконавчого механізму.

При визначенні координати положення місця закріплення гідроциліндрів графо-аналітичним методом, схематично в масштабі, зображають базову машину та відвал з штовхаючими брусами прийнятої довжини.

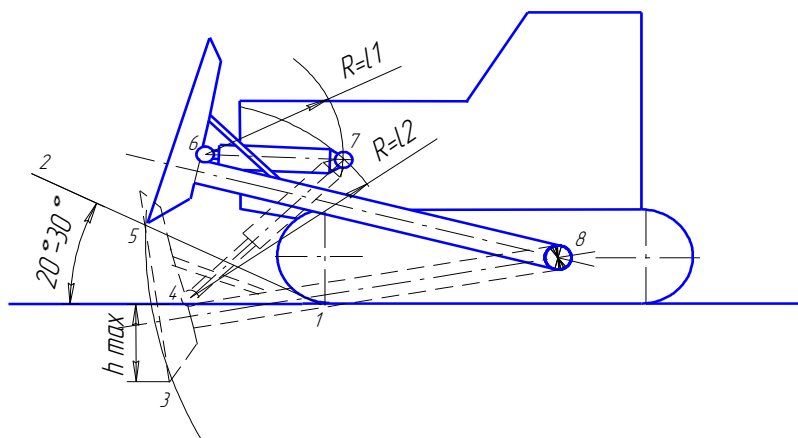


Рис. 2.7 Схема до визначення координати положення місця закріплення гідроциліндрів підйому і опускання робочого органу.

Спочатку виконують допоміжні побудови. Радіусом визначальним відстань від точок закріплення штовхаючого бруса, на базовій машині 8 до точки ріжучої кромки відвалу 3, 5 проводять допоміжну дугу 3-5. Потім із точки 1 проводять пряму 1-2. Точки перетинання 3 і 5 визначають верхнє та

										Арк.
										25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ					

нижнє положення ріжучої кромки відвалу. Точку 3 можна одержати відклавши по вертикалі максимальну глибину копання  $h_{\max}$ .

Після визначення точок 3 і 5 із точок 4 і 6 проводять дуги радіусом  $l_1$  і  $l_2$ . Точка 7 перетинання дуг визначає координату місця закріплення гідроциліндрів підйому, опускання відвалу.

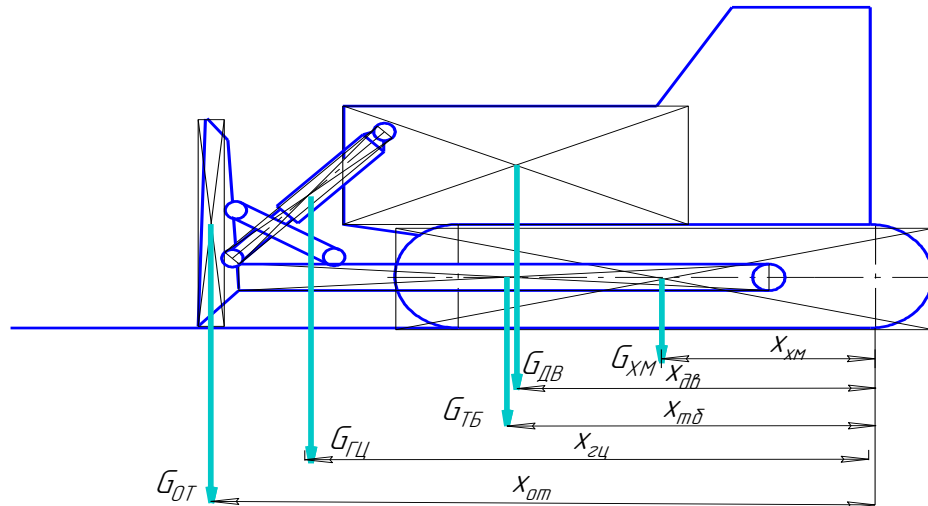


Рис. 2.8. Схема до розрахунків центру ваги тягача.

При конструюванні необхідно витримати наступні розміри:

- радіус  $l_2$  є довжиною гідроциліндра з висунутим штоком з урахуванням місць для закріплення;  $l_2=2000$  (мм);
- радіус  $l_1$  є довжиною гідроциліндра з закритим штоком з урахуванням місць для закріплення;  $l_1 = 1000$  (мм);
- при максимально опущеному відвалі корпус гідроциліндра не повинен контактувати з ходовими траками, якщо така умова не витримується то слід змінити довжину штовхаючі брусів;
- попередні розміри гідроциліндра вибираються із довідкової літератури.

Хід поршня  $L=1000$ (мм).

Після виконання відповідних побудов визначаємо хід поршня  $s_n$  і відстань  $r$  від точки 7 до точки 8.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Положення центру важеля бульдозера а приймаємо з конструкторської документації прототипів або визначаємо приблизно, користуючись відомою масою прототипу, приймаючи, що маса ходової частини становить 50% від загальної маси бульдозера, маса двигуна 40%, маса штовхаючі брусів, 4,5%, маса відвалу 4,5% маса гідроциліндрів підйому і опускання відвалу 1% .

$$m_{x.c} = 8,925 \text{ (т)}; m_{og} = 7,14 \text{ (т)}; m_{m.b} = 0,8 \text{ (т)}; m_{ome} = 0,8 \text{ (т)}; m_{z.u} = 0,18 \text{ (т)};$$

Значення а визначимо, скориставшись формулою з розрахункової схеми:

$$\dot{a} = x_{\dot{a}} = \frac{\sum m_i \cdot x_i}{\sum m_i} , \quad (2.23)$$

$$a = \frac{8,925 \cdot 1694 + 7,14 \cdot 2882 + 0,8 \cdot 2906 + 0,18 \cdot 4095 + 0,8 \cdot 4889}{17,85} = 2390 \text{ (мм)}.$$

### 2.2.5. Розрахунки тягача на стійкість

Для розрахунків стійкості тягача розглянемо наступну умову: на відвал бульдозера, крім статичних сил, спрямованих горизонтально, діє і вертикальна складова  $P_z$ , спрямована в гору та перешкоджаюча його вертикальному заглибленню.

При певних зусиллях, що розвиваються гідравлічною системою, трактор може перекинутися навколо точки А, вивішуючись на відвалі.

У цьому випадку величина горизонтальної статичної сили, що розвивається тягачем,  $P_c$  зменшується:

$$P_c = (G_b - P_z) \cdot \varphi_{opt} = T_{hb} - P_z \cdot \varphi_{opt} , \quad (2.24)$$

де  $P_z = T_{hb} \cdot \text{tg } \nu$  - вертикальна складова результуючої сил опору на відвал;

$\nu$  - кут нахилу результуючої, при копанні щільного ґрунту вниз рівний 17, а при копанні пухкого ґрунту і переміщенні його в траншеї дорівнює нулю;

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_z = 0; \text{ отже } P_c = T_{н.б} = 189 \text{ (кН);}$$

Так як бульдозер часто працює на косогорах, то коефіцієнт стійкості  $k_{уст}$  для бульдозера приймається значно вище ( $k_{уст} = 1,5$ ), ніж для кранів, екскаваторів і інших будівельних машин.

Крім коефіцієнту стійкості необхідно визначити зусилля, що розвивається гідроциліндром, при яких має місце відриву тягача в точці *Б*. Ці умови для бульдозера є вихідними при розрахунках на стійкість.

Коефіцієнт стійкості може бути визначений з наступної залежності:

$$k_{уст} = \frac{M_{удр}}{M_{опр}} = \frac{G_6 \cdot l_3 + 2 \cdot R_A^r \cdot m}{2 \cdot S \cdot r_1 + R_A^b \cdot l_4}, \quad (2.25)$$

де  $R_A^r$  і  $R_A^z$  - сили, що діють на трактор у місцях кріплення рами до трактора.

Ці сили рівні по величині реакціям штовхаючих балок, на трактор зі зворотним знаком.

Щоб визначити реакції в штовхаючих балках  $R_A^y = -R_A^r$  і  $R_A^z = -R_A^b$  визначимо величини реакцій з умов рівноваги.

Сума проекцій на вісь *y* і вісь *z* буде рівна

$$\sum y = 0; \quad P_c - 2 \cdot S \cdot \sin\beta - 2 \cdot R_A^y = 0;$$

$$R_A^y = \frac{P_c - 2 \cdot S \cdot \sin\beta}{2}.$$

$$\sum z = 0; \quad P_z - G_r - G_p - 2 \cdot S \cdot \cos\beta - 2 \cdot R_A^z = 0;$$

$$R_A^z = \frac{P_z - 2 \cdot S \cdot \cos\beta - G_p - G_r}{2}.$$

$$R_A^y = -R_A^r \quad \text{і} \quad R_A^z = -R_A^b$$

Звідси

$$R_A^r = -\frac{P_c - 2 \cdot S \cdot \sin\beta}{2};$$

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$R_A^B = -\frac{P_z - 2 \cdot S \cdot \cos\beta - G_p - G_r}{2}.$$

Щоб визначити, яке зусилля  $S$  може розвивати гідравлічний циліндр, підставимо зазначені значення у формулу для визначення  $k_{уст}$ , отримаємо:

$$k_{уст} = \frac{G_6 \cdot l_3 - m(P_c - 2 \cdot S \cdot \sin\beta) \frac{1}{2}}{2 \cdot S \cdot r_1 - l_4 (P_z - 2 \cdot S \cdot \cos\beta - G_p - G_r) \frac{1}{2}}; \quad (2.26)$$

$$G_6 \cdot l_3 - m(P_c - 2 \cdot S \cdot \sin\beta) \frac{1}{2} = k_{уст} \left[ 2 \cdot S \cdot r_1 - l_4 (P_z - 2 \cdot S \cdot \cos\beta - G_p - G_r) \frac{1}{2} \right]$$

$$2 \cdot S (\sin\beta \cdot m - k_{уст} \cdot l_4 \cdot \cos\beta - k_{уст} \cdot 2 \cdot r_1) = m \cdot P_c - 2G_6 \cdot l_3 - k_{уст} \cdot l_4 (P_z - G_p - G_r)$$

звідси

$$S = \frac{1}{2} \cdot \frac{m \cdot P_c - 2G_6 \cdot l_3 - k_{уст} \cdot l_4 (P_z - G_p - G_r)}{\sin\beta \cdot m - k_{уст} \cdot (l_4 \cdot \cos\beta + 2 \cdot r_1)}, \quad (2.27)$$

$$G_{\bar{A}} = V_{\bar{o}} \cdot \rho \cdot 9,8 = 1,8 \cdot 1,5 \cdot 9,8 = 22,05 \text{ (кН)},$$

$$V_{\bar{o}} = \frac{L \cdot H^2}{2 \cdot k} = \frac{3,92 \cdot 1,5}{2 \cdot 1,2} \approx 1,8 (i^2), \quad (2.28)$$

$$S = \frac{1}{2} \cdot \frac{420 \cdot 189 - 2 \cdot 209,9 \cdot 998 - 1,8 \cdot 1777(0 - 7,84 - 22,05)}{\sin 42 \cdot 420 - 1,8(1777 \cdot \cos 42 + 2 \cdot 1444)} = 30 \text{ кН.}$$

Визначаємо зусилля  $S'$ , необхідне для підйому відвалу. Найбільш важкими умовами при підйомі відвалу є зусилля, коли ніж починає вигублятися і при цьому трактор продовжує рухатися.

При підйомі відвалу необхідно подолати моменти опору від наступних сил: сили важеля робочого органу  $G_p$  сили важеля ґрунту  $G_r$ , горизонтальної сили  $P_c$ , вертикальної складової сили різання  $P_z$ .

Сила  $S'$  може бути визначена з умов рівноваги системи

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sum M_A = P_c \cdot m - P_z \cdot l_2 + G_p \cdot l_0 + G_r \cdot l_1 - 2 \cdot S' \cdot r = 0;$$

$$S' = \frac{P_c \cdot m - P_z \cdot l_2 + G_p \cdot l_0 + G_r \cdot l_1}{2 \cdot r}, \quad (2.29)$$

$$S' = \frac{189 \cdot 420 + 7.84 \cdot 2822 + 22,05 \cdot 2900}{2 \cdot 2100} = 39 \text{ кН.}$$

Тому що  $S' > S$ , те по останній формулі  $k_{уст}$  знаходимо фактичне значення  $k_{уст}$

$$k_{уст} = \frac{209,9 \cdot 998 - 420(189 - 2 \cdot 39 \cdot \sin 42) \cdot \frac{1}{2}}{2 \cdot 39 \cdot 1444 - 1777(-2 \cdot 39 \cdot \cos 42 - 7.84 - 22,05) \cdot \frac{1}{2}} = 1,39$$

### 2.2.6. Визначення навантажень на устаткування бульдозера.

Величина діючого на відвал бульдозера максимального горизонтального зусилля під час руху  $P_c^{max}$  визначається як сума тягового зусилля по зчепленню і динамічного зусилля  $P_{дин}$  (сили інерції) з урахуванням опору пересуванню базової машини, визначається по формулі:

$$P_c^{max} = 189 + 5,28 \cdot 73 = 121,28 \text{ кН.}$$

Величина динамічного зусилля визначається по формулі

$$P_{дин} = (0,794 \sqrt{2480,5 \times 17,85 \times 1000}) / 1000 = 5,28 \text{ кН,}$$

Величина наведеної твердості визначається залежністю

$$A_{np} = \frac{2500 \times 318622,5}{2500 + 318622,5} = 2480,5 \text{ кН.} \quad (2.30)$$

Твердість перешкоди  $A_1$  (кН/м) приймається, як масив мерзлого ґрунту 2500 кН/м. Твердість металоконструкції навісного устаткування

					АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

бульдозера:

$$A_2 \approx 17,85 \cdot 1000 \cdot 17,85 = 318622,5 \text{ (кН/м)},$$

де  $\alpha_{ж}$  - коефіцієнт жорсткості навісного устаткування бульдозерного обладнання на 1 кг маси трактора, рівний 0,9...1,0 кН/(м·кг);

$$\alpha_{ж} = 1 \times 17,85 = 17,85 \text{ (кН)}.$$

Максимальне навантаження діюче на кріплення шарнірів, штовхаючих брусів

$$P_{ш} = \frac{T_{нб} + V_{маш} \cdot \sqrt{A_{пр} \cdot 1000 \cdot (M_6 - M_o) / 1000 - P_1}}{2}, \quad (2.31)$$

де  $M_o$  – маса відвалу (т).

$$R_{ш} = \frac{189 + 0,794 \sqrt{2480,5 \times 1000 (17,85 - 2,85) / 1000 - 73}}{2} = 60,4 \text{ кН}.$$

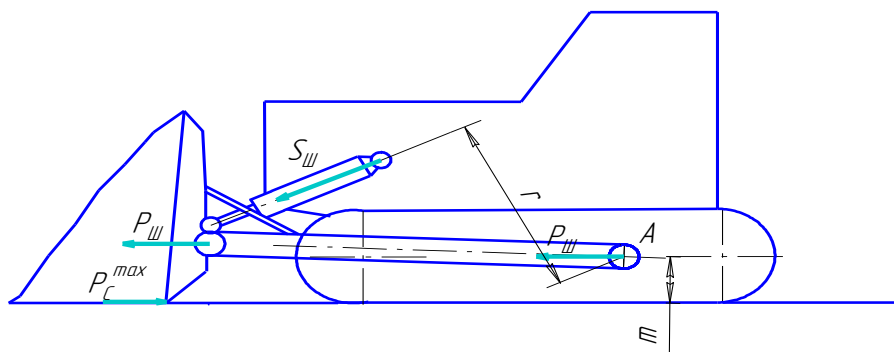


Рис. 2.9. Схема для розрахунків визначення навантажень у шарнірах робочого органа.

Із суми моментів  $\sum M_A = 0$  максимальне навантаження в шарнірах гідроциліндрів

$$S_{\phi} = - \frac{P_C^{\max} \cdot m}{2 \cdot r} \quad (2.32)$$

$$S_{\sigma} = -\frac{121.28 \cdot 540}{2 \cdot 2592} = 12.6 \text{ (кН)}.$$

### 2.2.7. Визначення номінального тиску в гідросистемі.

Номінальний тиск,  $p_n$  (МПа), у гідросистемі вибирається з нормального ряду відповідно ГОСТ 12445-80. Вибираємо номінальний тиск у гідросистемі  $p_n = 16$  Мпа, і перевіряємо правильність його вибору на гідроциліндрах, знаючи, що діаметр гідроциліндру рівний:  $D_2 = 63$  мм, при цьому зусилля на штоці рівне:

$$R_2' = \frac{\pi d^2}{4} \cdot p_n \cdot 10^6 = \frac{3,14 \cdot 0,063^2}{4} \cdot 16 \cdot 10^6 = 49850,64 \text{ Н}$$

$R_2 = 36,12$  кН. При  $R_2' > R_2$  – тиск забезпечить роботу гідроциліндрів. Вибір гідроциліндра з діаметром 100 мм і діаметром штока 60 мм обґрунтовується конструктивними та економічними міркуваннями. Це максимальний діаметр стандартного гідроциліндра з ходом поршня 400 мм.

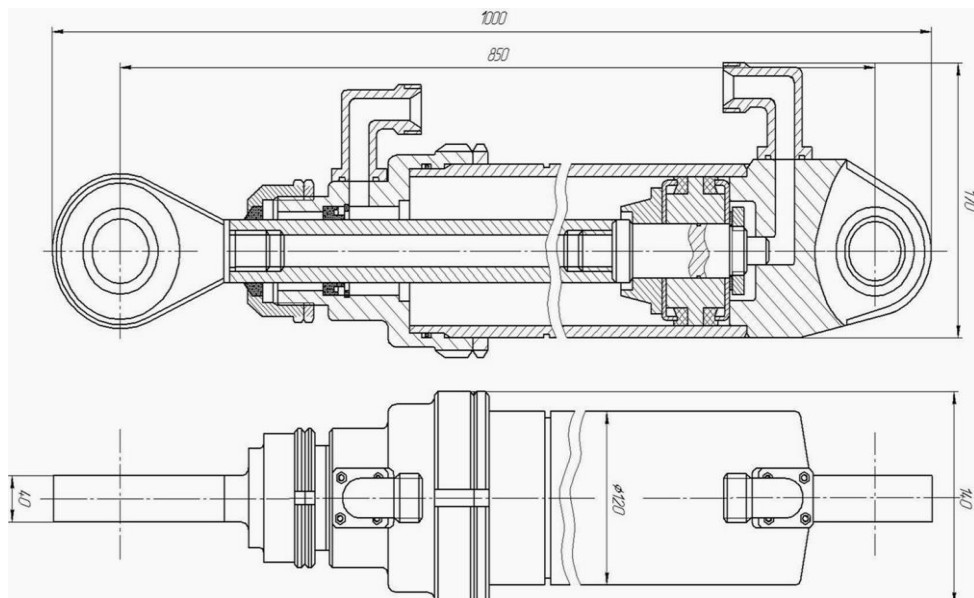


Рис. 2.10. Гідроциліндр.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

### 2.2.8. Вибір робочої рідини

Залежно від температурних умов, режиму роботи гідроприводу і номінального робочого тиску вибирається робоча рідина. Номінальною температурою робочої рідини при номінальному тиску вище 10 Мпа вважається температура 50-60°C.

Враховуючи, що даний гідропривід призначений для роботи при додатній та відємній температурі, вибираємо робочу рідину ВМГЗ, її параметри зазначено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 - Параметри робочої рідини

Питома вага при 50°C, кг/м <sup>3</sup>	Кінематична в'язкість при 50°C, мм <sup>2</sup> /з	Температурний інтервал застосування, °C
860	10	-40...+65

### 2.2.9. Розрахунки параметрів гідродвигунів

Діаметр гідроциліндра з одностороннім штоком визначається залежно від схеми його включення і напрямку дії навантаження. При подачі рідини в поршневу порожнину діаметр визначається по формулі:

$$D = 2 \sqrt{\frac{R}{\pi \Delta p_{\text{ц}} \eta_{\text{гмц}}}} ; \quad (2.33)$$

При подачі рідини в штокову порожнину діаметр визначається по формулі:

$$D = 2 \sqrt{\frac{R \varphi}{\pi \Delta p_{\text{ц}} \eta_{\text{гмц}}}} ; \quad (2.34)$$

де  $R$  - навантаження на штоку, Н;

$\Delta p_{\text{ц}}$  - перепад тиску на гідроциліндрі, Па;

$\eta_{\text{гмц}}$  - гідромеханічний коефіцієнт корисної дії гідроциліндра,  $\eta_{\text{гмц}} = 0,93-0,97$ ;

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

( $\varphi = 1,25$  – відношення площ поршневої та штокової порожнини.

Перепад тиску на гідроциліндрі попередньо можна прийняти:

$$\Delta p_u = (0,8 \dots 0,9) p_n = 0,82 \cdot 16 = 13,12 \text{ МПа}$$

Визначаємо діаметри гідроциліндрів при подачі робочої рідини в поршневу порожнину:

$$D_1^n = 2 \sqrt{\frac{29,28 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 13,12 \cdot 10^6 \cdot 0,94}} = 0,135 \text{ м}$$

$$D_2^n = 2 \sqrt{\frac{36,12 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 13,12 \cdot 10^6 \cdot 0,94}} = 0,095 \text{ м}$$

Визначаємо діаметр гідроциліндрів при подачі робочої рідини в штокову порожнину:

$$D_1^u = 2 \sqrt{\frac{23,22 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{3,14 \cdot 13,12 \cdot 10^6 \cdot 0,94}} = 0,055 \text{ м}$$

Отримані значення діаметрів гідроциліндра заокруглюються до стандартного значення (найближчого більшого) згідно ОСТ 22-1417-79.

Ухвалюємо діаметри гідроциліндрів рівними:

$$D_1 = 140 \text{ мм}; D_2 = 100 \text{ мм}.$$

Визначаємо діаметри штоків гідроциліндрів по формулі:

$$d = D \sqrt{\frac{\varphi - 1}{\varphi}}; \quad (2.35)$$

де  $D$  – діаметр гідроциліндра;

( $\varphi = 1,25$  – відношення площ поршневої і штокової порожнини.

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

$$d_1 = 0,14 \sqrt{\frac{1,25 - 1}{1,25}} = 0,076 \text{ м}$$

$$d_2 = 0,1 \sqrt{\frac{1,25 - 1}{1,25}} = 0,068 \text{ м}$$

Діаметри штоків гідроциліндрів також заокруглюємо до стандартних значень. Ухвалюємо діаметри штоків рівними:

$$d_1 = 80 \text{ мм}; \quad d_2 = 70 \text{ мм}.$$

Витрата робочої рідини гідроциліндрами визначається виходячи з необхідних швидкостей по формулі:

$$Q_u = 2 \frac{S v_n}{\eta_{ou}}; \quad (2.36)$$

де  $S$  – площа відповідної робочої порожнини гідроциліндра,  $\text{м}^2$ ;

$v_n$  – швидкість переміщення поршня,  $\text{м/с}$ .

$\eta_{ou}$  – об'ємний КПД гідроциліндра,  $\eta_{ou} = 0,98 \dots 0,99$ ;

Площа поршневої порожнини гідроциліндрів визначається по формулі:

$$S_{nn} = \frac{\pi D^2}{4}; \quad (2.37)$$

$$S_{nn}^1 = \frac{3,14 \cdot 0,14^2}{4} = 0,005 \text{ м}^2;$$

$$S_{nn}^2 = \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} = 0,0031 \text{ м}^2.$$

Площа штокової порожнини гідроциліндрів визначається по формулі:

$$S_{un} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2); \quad (2.38)$$

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

$$S_{u.n.}^1 = \frac{3,14}{4} (0,140^2 - 0,080^2) = 0,004 \text{ м}^2;$$

$$S_{u.n.}^2 = \frac{3,14}{4} (0,1^2 - 0,07^2) = 0,0025 \text{ м}^2.$$

Визначаємо витрата робочої рідини гідроциліндрами при подачі в поршневу порожнину:

$$Q_{ц.1}^n = 2 \frac{0,005 \cdot 0,2}{0,98} = 0,002 \text{ м}^3/\text{с}; \quad Q_{ц.2}^n = 2 \frac{0,0031 \cdot 0,16}{0,98} = 0,001 \text{ м}^3/\text{с};$$

Визначаємо витрата робочої рідини гідроциліндрами при подачі в штокову порожнину:

$$Q_{ц.1}^u = 2 \frac{0,004 \cdot 0,2}{0,98} = 0,0016 \text{ м}^3/\text{с} \quad Q_{ц.2}^u = 2 \frac{0,0025 \cdot 0,16}{0,98} = 0,0008 \text{ м}^3/\text{с}$$

Втрати тиску в гідроциліндрі залежать від схеми його включення.

$$\Delta p_{ц} = \frac{R}{S_{n.n} \eta_{змц}}; \quad (2.39)$$

Втрати тиску при подачі рідини в поршневу порожнину:

$$\Delta p_{ц1} = \frac{R_1^n}{S_{n.n}^1 \eta_{змц}} = \frac{29,28 \cdot 10^3}{0,005 \cdot 0,94} = 6,23 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{ц2} = \frac{R_2^n}{S_{n.n}^2 \eta_{змц}} = \frac{36,12 \cdot 10^3}{0,0031 \cdot 0,94} = 12,4 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Втрати тиску при подачі рідини в штокову порожнину:

$$\Delta p_{ц1} = \frac{R_1^{опуск}}{S_{u.n.}^1 \eta_{змц}} = \frac{23,22 \cdot 10^3}{0,004 \cdot 0,94} = 6,17 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$\Delta p_{ц2} = 0$  - при роботі штокової порожнини гідроциліндрів привода

					АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

середнього ножа зусилля на штоки дорівнює нулю.

Повна потужність гідроциліндрів визначається по формулі:

$$N_u = \frac{Rv_n}{\eta_u}; \quad (2.40)$$

де  $\eta_u$  - повний КПД гідроциліндра, що можна прийняти рівним:  $\eta_u = 0,9$ .

Потужність, що розвивається гідроциліндрами при підйомі відвалу:

$$N_{u1} = 2 \frac{Rv_1}{\eta_u} = 2 \cdot \frac{23,22 \cdot 0,2}{0,9} = 10,32 \text{ кВт}$$

Потужність, що розвивається гідроциліндрами при входженні відвалу в ґрунт:

$$N_{u1.1} = 2 \frac{R_1 v_n}{\eta_u} = 2 \cdot \frac{29,28 \cdot 0,2}{0,9} = 13,01 \text{ кВт}$$

Результати розрахунків параметрів гідродвигунів зводимо в таблицю 2.2.

Таблиця 2.2 - Результати розрахунків гідродвигунів

Гидро-двиг-аель	Зусилля на штоку R, кН	Швидкість поршня V, м/с	Діаметр гідроциліндра/ штока, мм	Витрата гідроциліндра Q, л/с	Перепад тиску в гідро-циліндрах (p, Мпа)	Повна потужність гідроци-ліндров N, кВт
Ц1,	29,28	0,2	140/80	0,002	6,23	13,01
Ц2	23,22			0,0016	6,17	10,32

### 2.2.10. Вибір гідросхеми.

Визначивши вище наведеними розрахунками гідроциліндри і знаючи основні габаритні розміри та масові характеристики прототипу вибираємо гідросхему, яка повинна містити наступне устаткування:

					АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

- гідроциліндри керування бульдозерним устаткуванням у кількості 2 шт мають наступні характеристики:  $D=140$  мм;  $D_{ш}=80$  мм,  $H_{ш} - 1000$  мм т.( $140-80 \times 1000$ );

- гідроциліндр перекошу відвалу:  $100-70 \times 400$ ;

- інші пристосування згідно паспортних даних бульдозера.

Прийmemo гідросхему позначення якої наведено в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 - Позначення гідросхеми.

Позначення	Найменування	Кількість
Ц1,Ц2	Гідроциліндр 140-80 X 1000	2
Н	Насос	1
КО-1, КО-2	Клапан зворотній	2
Ф	Фільтр	1
Р1	Розподільник	1
Р2, Р3	Розподільник	2
Б	Гідробак	1

### 2.3. Розрахунки продуктивності бульдозера

Продуктивність бульдозерів у значній мірі залежить від способу роботи. Якщо бульдозер працює на схилі, то значно підвищується сила тяги, зменшується опір переміщенню ґрунту, збільшується обсяг ґрунту який переміщується відвалом. При роботі на підйом відбуваються зворотні явища. При 10%-вому підйомі продуктивність, зменшується на 40 - 50%.

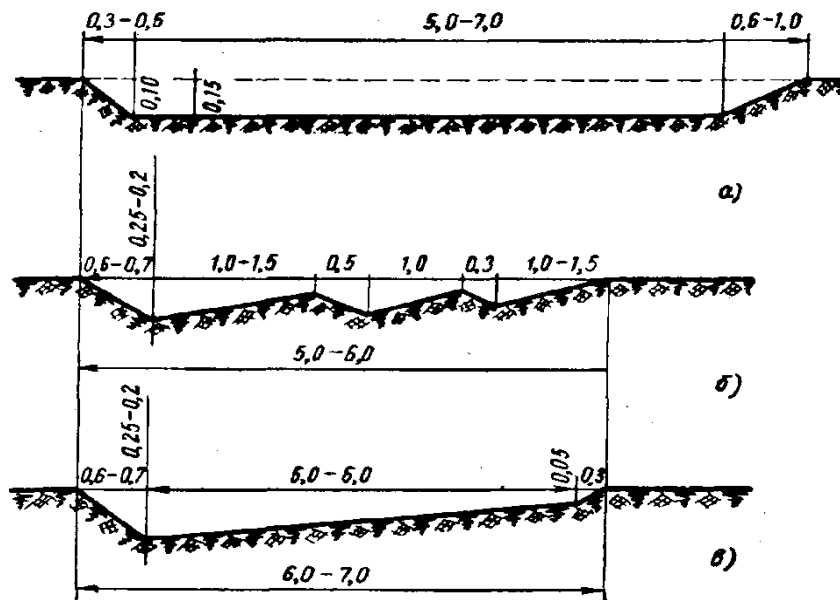


Рис. 2.11. Схема заглиблення відвалу при знятті стружки.

У міру зрізання шару ґрунту і збільшення призми волочіння зростає опір переміщенню бульдозера. Щоб повністю використовувати силу тяги бульдозера, не рекомендується урізатися на постійну глибину (рис. 2.11, а), доцільніше на початку роботи заглибити відвал на більшу глибину, ніж наприкінці циклу зрізання (рис. 2.11, б, в), тобто товщина стружки повинна бути змінною.

При роботі під ухил можна зрізати стружку постійного перетину на всьому шляху набору ґрунту, тому що в результаті роботи під ухил з'являється запас тяги, оскільки опір переміщенню ґрунту поперед відвалу (так само, як і переміщення самого тягача) значно менше, чим при роботі з горизонталі або на підйом.

Звичайно шлях, за який бульдозер набирає ґрунт поперед відвалу, становить 5 - 7 м. Заглиблення відвалу та зрізання ґрунту відбувається на першій або другій передачах.

Ефективна робота в значній мірі залежить від режиму переміщення. Звичайно переміщують ґрунт на першій - третій передачах.

Значний час циклу роботи займає холостий хід. Тому при порівняно малих відстанях транспортування (30-50 м) холостий хід доцільно робити на

					АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

максимальній швидкості ходу назад, виграючи при цьому час, який ішов би на розворот трактора. При більших відстанях холостий хід роблять при ході вперед.

Залежно від виду робіт продуктивність визначають так.

При різанні та переміщенні ґрунту

$$\Pi = \frac{3600 \cdot V_{\phi} \cdot k_v \cdot k_{укл}}{T_{ц}} \text{ м}^3/\text{ГОД.},$$

$$\Pi = \frac{3600 \times 1,8 \times 0,85 \times 1,5}{100} = 120 \text{ м}^3 / \text{год.} \quad (2.41)$$

де  $k_v$  - коефіцієнт використання бульдозера за часом (звичайно  $k_v = 0,85-0,9$ );

$k_{укл}$  - коефіцієнт, що враховує, роботу машини під ухил або на підйом; при ухилі від 0 до 15%  $k_{укл}$  міняється від 1 до 2,25; при підйомі від 0 до 15%  $k_{укл}$  міняється від 1 до 0,5;

$T_{ц}$  - тривалість циклу в с

$$T_{ц} = \frac{l_p}{V_p} + \frac{l_n}{V_n} + \frac{l_o}{V_o} + t_c + t_o + 2t_n, \quad (2.42)$$

$$T_{ц} = \frac{80}{2,86} + \frac{80}{2,86} + \frac{80}{4,62} + 5 + 2 + 2 \cdot 10 \approx 100 \text{ (с)},$$

де  $V_p$ ,  $V_n$  і  $V_o$  - швидкості трактора при різанні, переміщенні ґрунту та зворотному ході, м/с;

$l_p$ ,  $l_n$  і  $l_o$  - довжина шляху різання, переміщення ґрунту і зворотнього ходу бульдозера в м;

$t_c$  - час на перемикання передач (близько 5 с);

$t_o$  - час на опускання відвалу (1,5-2,5 с);

$t_n$  - час на поворот трактора (близько 10 с);

					АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$V_{\phi} = \frac{L \cdot H^2}{2 \cdot k_1}$  - фактичний обсяг призми волочіння;

$$V_{\phi} = \frac{3920 \cdot 1500^2}{2 \cdot 1.15} \approx 1,8(i^3)$$

$k_1$  - коефіцієнт, що залежить від відношення  $\frac{H}{L}$ :

$$\frac{H}{L} = \frac{1500}{3920} = 0,383 ; \quad k_1 = 1.15$$

## 2.4. Розрахунки тягово-енергетичних характеристик трактора Т-180.

Тяговий клас 150 кн (15 тс), призначений для роботи з начіпним і причіпним устаткуванням для меліоративних робіт. На тракторі встановлений чотиритактний, дизельний, шестициліндровий двигун Д-180 з вертикальним розташуванням циліндрів, передкамерним сумішоутворенням, нероздільною камерою згоряння, рідинною закритою системою охолодження, запуском від пускового двигуна П-23. Загальні відомості наведені в табл. 2.4 і 2.5.

Таблиця 2.4 - Технічні характеристики бульдозера ДЗ-35.

Показники	ДЗ-35
Базовий трактор	Т-180
Найбільша висота підйому РО над опорною поверхнею, мм	1250
Найбільше опускання РО нижче опорної поверхні, мм	300
Висота РО, мм	1230
Ширина захвата РО, мм	3640
Кут в'їзду, гради	25
Кут різання, гради.	50
Маса, кг	17900

### 2.4.1. Розрахунки та побудова характеристик двигуна.

Для побудови тягово-енергетичної характеристики машини вибираємо систему координат, у лівому квадранті якої будуємо зовнішню характеристику основних параметрів двигуна у функції крутного моменту. Найбільш часто використовуються наступні залежності параметрів двигуна:

$$n_e=f(M_e), N_e=f(M_e), Gt=f(M_e), g_e=f(M_e).$$

Для розрахунків і побудови характеристик двигуна використовуються його дані по технічній характеристиці на номінальному режимі і наступні емпіричні залежності:

- для дизелів на коректорній гілці наступні характеристики:

Експлуатаційна потужність:

(Для прикладу будемо вести розрахунки на 1 передачі, для  $n_e=900$  про/хв).

$$N_{ex} = N_n \left[ a \frac{n_x}{n_n} + b \left( \frac{n_x}{n_n} \right)^2 - c \left( \frac{n_x}{n_n} \right)^3 \right] (\kappa Bm). \quad (2.43)$$

$$N_e = 128,8 \left[ 0,87 \frac{900}{1100} + 1,13 \left( \frac{900}{1100} \right)^2 - 1,00 \left( \frac{900}{1100} \right)^3 \right] = 118,6 (\kappa Bm).$$

Таблиця 2.5 - Технічна характеристика трактора Т-180.

Номінальна потужність двигуна, $\kappa Bm$ (л.с.)	128,8 (175)
Частота обертання колінчатого вала при номінальній потужності, про/хв	1100
Діаметр циліндра, мм	145
Хід поршня, мм	205
Робочий обсяг циліндрів, л	20,28
Ступінь стиску	14

Питома витрата палива при номінальній потужності, г/кВт·ч (г/кл.с.-ч)	238 (175)
Ємність паливного бака, л	325
База, мм	3220
Колія, мм	2040
Дорожній просвіт, мм	550
Радіус повороту, м	2,04
Ширина трака гусениці, мм	580
Висота ґрунтозахоплювачів, мм	75
Питомий тиск на ґрунт, МПа (кгс/м <sup>2</sup> ):	
.. твердий	0,05 (0,48)
.. м'який	0,03 (0,315)
Габаритні розміри, мм	5420 X 2740 X 2825
Конструктивна маса, кг	14950

Питома витрата палива:

$$g_{ex} = g_n \left[ a_1 - b_1 \frac{n_x}{n_n} + c_1 \left( \frac{n_x}{n_n} \right)^2 \right] (\text{г} / \text{кВт} \cdot \text{ч}). \quad (2.44)$$

$$g_e = 238 \left[ 1,55 - 1,55 \frac{900}{1100} + 1 \left( \frac{900}{1100} \right)^2 \right] = 257,5 (\text{г} / \text{кВт} \cdot \text{ч}).$$

- для дизелів на регуляторній гілці наступні характеристики:

(Для прикладу будемо вести розрахунки на 1 передачі, для  $n_e=1175$  про/хв).

Експлуатаційна потужність:

$$N_{ex} = 10 N_n \left( 1,1 - \frac{n_x}{n_n} \right) (\text{кВт}). \quad (2.45)$$

$$N_e = 10 \cdot 128,8 \left( 1,1 - \frac{1175}{1100} \right) = 41 (\text{кВт}).$$

Годинна витрата палива:

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

$$G_{ex} = 10(G_{mn} - G_{mxx}) \left( 1,1 - \frac{n_x}{n_n} \right) (\text{кг} / \text{ч}). \quad (2.46)$$

$$G_{ex} = 10(30,65 - 6,7) \left( 1,1 - \frac{1175}{1100} \right) + 6,7 = 14,32 (\text{кг} / \text{ч}).$$

де  $N_n$ ,  $n_n$  - відповідно потужність і частота обертання вала двигуна на номінальному режимі;

$g_{en}$  - питома ефективна витрата палива на номінальному режимі;

$N_{max}$ ,  $n_n$  - максимальна потужність двигуна і частота обертання, яка відповідає максимальній потужності;

$g_{eN}$  - питома витрата палива на режимі максимальної потужності;

$n_x$  - розрахункові частоти обертання двигуна;

$a$ ,  $b$ ,  $z$ ,  $a_1$ ,  $b_1$ ,  $z_1$  - коефіцієнти апроксимації;

$G_{mn}$ ,  $G_{mxx}$  - годинна витрата палива на номіналі і холостому ході.

Значення коефіцієнтів:

$$a=0,87, b=1,13, z=1,00, a_1=1,55, b_1=1,55, z_1=1,00.$$

Годинна витрата палива визначається по формулі:

$$G_t = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3} (\text{кг} / \text{ч}). \quad (2.47)$$

$$G_t = 257,5 \cdot 118,6 \cdot 10^{-3} = 26,84 (\text{кг} / \text{год}).$$

Крутний момент двигуна:

$$M_e = 9554 \frac{N_e}{n_e} (\text{Н} \cdot \text{м}). \quad (2.48)$$

$$M_e = 9554 \frac{900}{1100} = 1259 (\text{Н} \cdot \text{м}).$$

Годинна витрата палива на режимі максимального холостого ходу знаходимо по графіках залежності годинної витрати палива двигуна на

					АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

максимальному холостому ході від номінальної потужності двигуна.

Регуляторну характеристику двигунів будують враховуючи нахил регуляторної вітки. Згідно з технічними умовами на двигуни нахил регуляторної вітки перебуває в межах 6...10 %; тому частоту обертання, яка відповідає максимальному холостому ходу  $n_{xx}$  визначаємо з умови:

$$n_{xx} = 1,1 \cdot n_n = 1100 \cdot 1,1 = 1200 (\text{об/хв}).$$

Для режиму роботи двигуна на максимальному холостому ході  $N_n = 0$ ;  
 $M_e = 0$ .

Для дизельних двигунів за даними залежностями проводимо розрахунки на коректорній гілці характеристики в інтервалі частот обертання від  $n_n$  через кожні 100...300 про/хв до частот на 200..300 про/хв менше частоти обертання, ще-відповідає максимальному крутному моменту.

По регуляторній характеристиці для частот обертання від  $n_n$  до  $n_{xx}$  через кожні 10...20 про/хв визначаємо аналогічно всі параметри, які з'являються в таблицю 2.4.

#### 2.4.2. Розрахунки та побудова тягової характеристики машини для заданих умов експлуатації.

Для всіх швидкісних режимів роботи на кожній передачі розрахункового ряду послідовно розраховуємо:

1. Рушійну силу:

$$P_k = \frac{M_e \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_k} (\text{кН}). \quad (2.49)$$

$$P_k = \frac{1259 \cdot 68,79 \cdot 0,95}{0,61} = 135 (\text{кН}).$$

де  $M_e$  - крутний момент двигуна для даного швидкісного режиму, Н/м;

$i_{mp}$  - загальне передаточне число трансмісії на заданій передачі,

$\eta_{mp}$  - ккд трансмісії;

					АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

$r_k$  - радіус кочення колеса, або зірочки, м.

2. Теоретична швидкість руху:

$$V_m = \frac{0,377 \cdot r_k \cdot n_d}{i_{mp}} \text{ (км / год )}. \quad (2.50)$$

$$V_m = \frac{0,377 \cdot 0,61 \cdot 900}{68,79} = 3,01 \text{ (км / год )}.$$

Для визначення дійсної швидкості будемо криву буксування залежно від тягового зусилля по відносній силі тяги  $p$ , яка визначається по формулі:

$$p = \frac{P_{кр}}{\varphi \cdot \lambda \cdot G}. \quad (2.51)$$

$$p = \frac{(135 - 17,6)}{0,9 \cdot 1 \cdot 176} = 0,74.$$

де  $\varphi = 0,9$  - коефіцієнт зчеплення;

$\lambda = 1$  - коефіцієнт навантаження провідних частин;

$P_{кр} = P_k - P_f$  - зусилля на гаку машини;

$G = 176$  кН - вага машини.

Одержуємо:

Таблиця 2.6.- Коефіцієнт буксування.

$P_k, H$	$p$	$\delta$
0	0,000	0,000
25000	0,100	0,001
50000	0,300	0,080
75000	0,370	0,012
100000	0,530	0,023
125000	0,670	0,039

Тоді дійсну швидкість машини визначимо по залежності:

$$V_o = (1 - \delta) \cdot V_m \text{ (км / ч )}. \quad (2.52)$$

$$V_{\partial} = (1 - 0,075) \cdot 3,01 = 2,78 \text{ (км/ч)}.$$

3. Тягова потужність:

$$N_m = \frac{V_{\partial} \cdot P_{\kappa}}{3600} \text{ (кВт)}. \quad (2.53)$$

$$N_m = \frac{2,78 \cdot 135}{3600} = 104 \text{ (кВт)}.$$

4. Питома витрата палива;

$$g_e = \frac{G_t \cdot 1000}{N_m} \text{ (г/кВт·ч)}. \quad (2.54)$$

$$g_e = \frac{26,84 \cdot 1000}{104} = 257,5 \text{ (г/кВт·ч)}.$$

5. Тяговий ККД:

$$\eta = \frac{N_m}{N}. \quad (2.55)$$

$$\eta = \frac{104}{128,8} = 0,81.$$

Розрахунки вносимо в таблицю 2.7.

### 2.4.3. Побудова тягової характеристики.

Тягово-енергетична характеристика дозволяє розрахувати оптимальні режими роботи самохідних машин і агрегатів та визначити взаємозв'язок між тягово-швидкісними можливостями, показниками двигуна, опором робочих органів, паливною економічністю і продуктивністю машини.

За допомогою цих характеристик можна також провести оцінку на різних передачах таких показників як максимальна тягова потужність, оптимальна робоча швидкість, сила тяги при максимальній тяговій потужності, максимальна сила тяги на нижчій передачі, швидкість холостого ходу, перепад між швидкостями поступального руху при максимальній тяговій потужності, буксування, здатність машини долати короточасні перевантаження без переходу на нижчу передачу, характер зміни максимальних значень тягової потужності й ін.

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.7. - Дані розрахунків для побудови тягової діаграми.

$n$ , про/хв	$M_e$ , Нм	$N_e$ , кВт	$G_m$ , кг/год	$P_k$ , Н	$V_m$ , с	$V_d$ , м/с	$N_m$ , кВт	$g_m$ , г/кВт·ч	$\eta_{тяг}$
<i>1 передача</i>						$i_{mp} =$	68,79		
1200	0,00	0,00	6,70	0	4,01	4,01	0,00	52,00	0,00
1175	333,23	40,98	14,32	35699	3,93	3,91	38,82	368,94	0,30
1125	845,23	99,53	25,21	90551	3,76	3,70	92,99	271,10	0,72
1100	1118,69	128,80	30,65	119847	3,68	3,54	118,02	259,75	0,92
900	1258,66	118,57	26,84	134843	3,01	2,78	104,25	257,50	0,81
700	1324,67	97,06	22,37	141915	2,34	2,11	83,03	269,48	0,64
<i>2 передача</i>						$i_{mp} =$	59,2		
1200	0,00	0,00	6,70	0	4,66	4,66	0,00	52,00	0,00
1175	333,23	40,98	14,32	30722	4,56	4,55	38,86	368,59	0,30
1125	845,23	99,53	25,21	77927	4,37	4,32	93,46	269,73	0,73
1100	1118,69	128,80	30,65	103139	4,27	4,17	119,61	256,29	0,93
900	1258,66	118,57	26,84	116044	3,50	3,39	109,43	245,30	0,85
700	1324,67	97,06	22,37	122130	2,72	2,62	88,75	252,11	0,69
<i>3 передача</i>						$i_{mp} =$	51,18		
1200	0,00	0,00	6,70	0	5,39	5,39	0,00	52,00	0,00
1175	333,23	40,98	14,32	26560	5,28	5,27	38,89	368,30	0,30
1125	845,23	99,53	25,21	67370	5,06	5,00	93,65	269,19	0,73
1100	1118,69	128,80	30,65	89167	4,94	4,86	120,46	254,47	0,94
900	1258,66	118,57	26,84	100324	4,04	3,96	110,22	243,55	0,86
700	1324,67	97,06	22,37	105585	3,15	3,07	90,04	248,50	0,70

Тягово-енергетичну характеристику машини будуємо на основі тягової характеристики, використовуючи два нижні квадранти.

У нижньому правому квадранті будуємо характеристику робочого середовища при постійному значенні питомого опору на робочому органі від сили тяги машини. При фіксованих значеннях питомого опору  $K$  виходячи із залежності:

$$P_k = F_{cm} \cdot K \quad \text{звідки} \quad F_{cm} = P_k / K$$

Для цього вниз по осі ординат наносимо шкалу значень параметра, а віссю абсцис служить шкала значень  $R_k$ , з тягової характеристики. При фіксованих значеннях питомого опору залежність має лінійний вигляд, який має початок ліній у точці перетину осей координат, тому додатково визначимо значення параметра при одному значенні  $R_k$ , і нанесемо знайдені значення на графік, з'єднавши отримані точки з початком координат. Побудову лінійної номограми виконуємо, задаючись різними значеннями питомого опору  $K$  з такими розрахунками, щоб охопити всі можливі умови роботи машини.

У лівому нижньому квадранті системи координат будуємо номограму для визначення технічної продуктивності машини при різних робочих швидкостях. Для побудови цієї номограми використовуємо по осі ординат шкалу параметру для правого нижнього квадранта, а по осі абсцис –

наносимо шкалу продуктивності вліво від початку координат. Для побудови використовуємо залежність:

$$\Pi_m = F \cdot V_p \quad (2.56)$$

де  $V_p$  - робоча швидкість.

Задаючись різними значеннями робочої швидкості з можливого діапазону будуємо номограму аналогічно попередній. Вона являє собою пучок прямих, які виходять із початку координат.

У тому ж квадранті вниз по осі ординат наносимо шкалу питомої витрати палива:

$$g_{\Pi} = G_m / \Pi_m \quad (2.57)$$

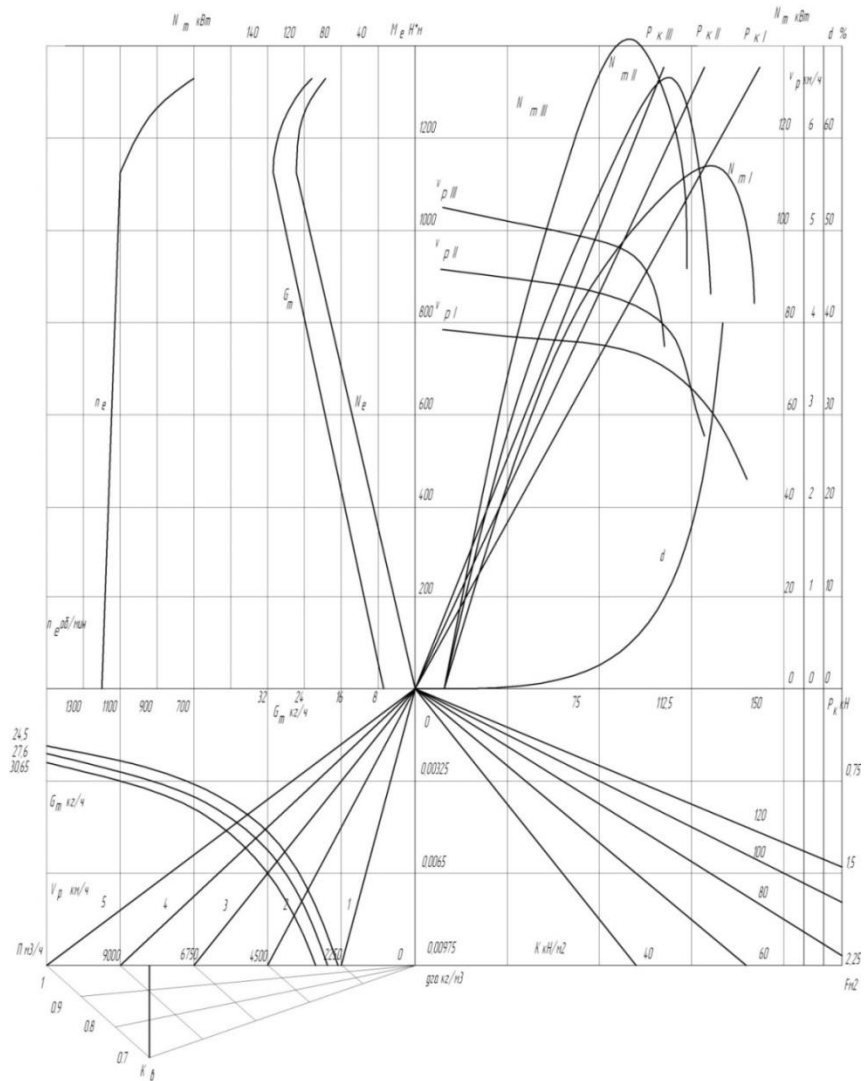


Рис. 2.12. Тягово-енергетична характеристика базової машини Т-180.

У координатах  $\Pi_m$ ,  $g_{\Pi}$  будемо криві теоретичної втрати палива на одиницю продуктивності машини залежно від годинної витрати палива  $G_m$ .

Для визначення експлуатаційної продуктивності, яка визначається залежністю:

$$\Pi_e = \Pi_m \cdot K_v, \quad (2.58)$$

де  $K_v$  - коефіцієнт використання машини за часом, необхідно побудувати додаткову номограму в лівому нижньому квадранті по такому ж способу.

Задаючись певними значеннями технічної продуктивності  $\Pi_m$ , відкладаємо дану точку на шкалі  $\Pi_m$ .

Задаємося найменшим можливим значенням коефіцієнта використання машини за часом  $K_v$ , для даної машини і знаходимо для заданої

технічної продуктивності експлуатаційну продуктивність при заданому найменшому значенні  $K_v$ . Отримане значення експлуатаційної продуктивності відкладаємо на шкалі продуктивності та через цю точку проводимо вниз пряму перпендикулярну до осі абсцис. На цієї прямій відкладаємо довільний відрізок, а тоді отриману точку з'єднуємо прямою із точкою, яка відповідає технічній продуктивності на осі абсцис. Отриманий відрізок розбиваємо рівномірною шкалою від  $K_v=1$  до 0,7, що відповідає мінімальним обраним значенням. Після цього з'єднуємо точки шкали з новим початком координат і, зрештою, через роздільники шкали продуктивності проводимо прямі паралельні похилому відрізку.

### 3. РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВИГОТОВЛЕННЯ ЗУБЧАСТОГО КОЛЕСА

#### 3.1. Службове призначення деталі й аналіз її технологічності

Зубчасті колеса використовуються в циліндричних редукторах, коробках передач і ін. Ці деталі сприймають статичні та динамічні навантаження. При роботі зазнають контактні навантаження, ударним і циклічним навантаженням вигину, які приводять до зношування зубів колеса.

Зубчасте колесо виготовляється зі сталі 35 з вмістом вуглецю 0,35% (ДЕРЖСТАНДАРТ 1050-88). У даній деталі відсутні нетехнологічні елементи. Усі поверхні деталі доступні для обробки. При виготовленні отворів можливе застосування багато інструментальної обробки

Габарити деталі (305x75, маса деталі.

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

Зубчасте колесо не містить фасонних поверхонь, тому спеціальний інструмент не використовується. Найбільш точна поверхня – центральний отвір із шорсткістю  $R_{a1,6}$  мкм. Точність можна забезпечити токарною операцією з наступним шліфуванням.

### 3.2 Вибір способу одержання заготовки

при виборі заготовки з якої виготовляється зубчасте колесо будемо враховувати наступні фактори: матеріал деталі, конфігурація деталі, розміри деталі, точність виготовлення, якість поверхні, маса деталі

Маса деталі визначається по формулі

$$M_{заг} = V_{заг} \rho \quad (3.1)$$

де  $V_{заг}$  - обсяг заготовки

$\rho$  - щільність матеріалу заготовки.  $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$

З урахуванням припусків (попередні припуски на обробку зовнішньої і внутрішньої поверхні приймаємо рівними 3 мм.)

$$V_{заг} = \pi \left( \frac{D_n}{2} \right)^2 L_1 + \pi \left( \frac{D_1}{2} \right)^2 L_2 - \pi \left( \frac{D_2}{2} \right)^2 L_3 - \pi \left( \frac{D_3}{2} \right)^2 L_4 \quad (3.2)$$

де  $D_n$  - зовнішній діаметр заготовки

$L_1$  - довжина зовнішньої поверхні заготовки

$D_1$  - діаметр виступів

$D_2, D_3$  - діаметри внутрішньої поверхні

$L_2, L_3, L_4$  - довжини внутрішніх порожнин заготовки.

$$V_{заг} = \pi \left( \frac{31,1}{2} \right)^2 8,1 - \pi \left( \frac{6,0}{2} \right)^2 8,1 - \left( \pi \left( \frac{25,1}{2} \right)^2 3,3 - \pi \left( \frac{9,6}{2} \right)^2 3,3 \right) \cdot 2 - 4 \cdot \pi \left( \frac{2,5}{2} \right)^2 1,0 = 5423 \text{ см}^3$$

$$m_{заг} = 5423 \cdot 7,8 = 42300 \text{ г} = 42,3 \text{ кг}$$

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

Коефіцієнт використання матеріалу

$$КИМ = \frac{m_{\partial}}{m_{заг}} , \quad (3.3)$$

де  $m_{заг}$ - маса заготовки

$m_{\partial}$ - маса деталі

$$КИМ = \frac{42,3}{47,5} = 0,89 .$$

Так як  $КИМ=0,89>0,75$  для якості заготовки слід застосувати гаряче штампування у відкритих штампах за ДСТ7505-74, що виготовляється в умовах серійного виробництва. Для штампувань за ДСТ7505-74 призначаємо II клас точності (нормальна точність), група сталі М1- вуглецева сталь з вмістом вуглецю до 0,35%, ступінь складності 31 ( $C = \frac{G_{п}}{G_{\phi}}$ , де  $G_{\phi}$  - обсяг простої фігури в яку вписується заготовка,  $G_{п}$  – об'єм упаковки. При  $0,63 < C < 1$  відповідно 31).

### 3.3. Розробка маршрутного технологічного процесу.

При розробці технологічного процесу визначаємо спосіб обробки окремих поверхонь. Призначаємо необхідну кількість технологічних переходів для одержання заданого якості кожної елементарної поверхні

Результати заносимо в табл. 3.1

На підставі розроблених технологічних переходів і режимів різання становимо технологічний маршрут обробки деталі

005 - Термообробка – нормалізації

010 – Токарська чорнова

015 – Токарська чистова

020 – Радіально-свердлильна

025 – Внутрішншліфувальна

030 – Зубофрезерна

035 – Зубошліфувальна

					АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

040 – Протяжна

045 – Контрольна

Таблиця 3.1 - Переходи обробки поверхонь заготовки

Поверхня	Необхідна шорсткість поверхні	Найменування переходу (метод обробки)	Шорсткість поверхні після обробки	Квалітет обробленої поверхні
Ø305	6,3 h8	Чорнова токарна операція	12,5	h11
		Чистова токарна операція	3,2	h8
Ø96	6,3 h14	Чорнова токарна операція	6,3	H11
Ø260	6,3 h14	Чорнова токарна операція	6,3	h11
Ø60	1,6 H7	Розточування чорнове	12,5	H11
		Розточування чистове	2,5	H8
		Шліфування чистове	1,6	H7
Ø25	6,3 H14	Свердління	6,3	H13
75	3,2 IT14/2	Підрізання торця	25	IT14/2
		Чистова токарна операція	1,6	IT14/2
70	3,2IT14/2	Підрізання торця	25	IT14/2
		Чистова токарна операція	1,6	IT14/2
25	3.2Js9	Протягання	1,6	Js9
Ø305	1,25h8	Нарізування зубів черв'ячною фрезою	3,2	
		Шліфування	1,25	

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ

Арк.

54

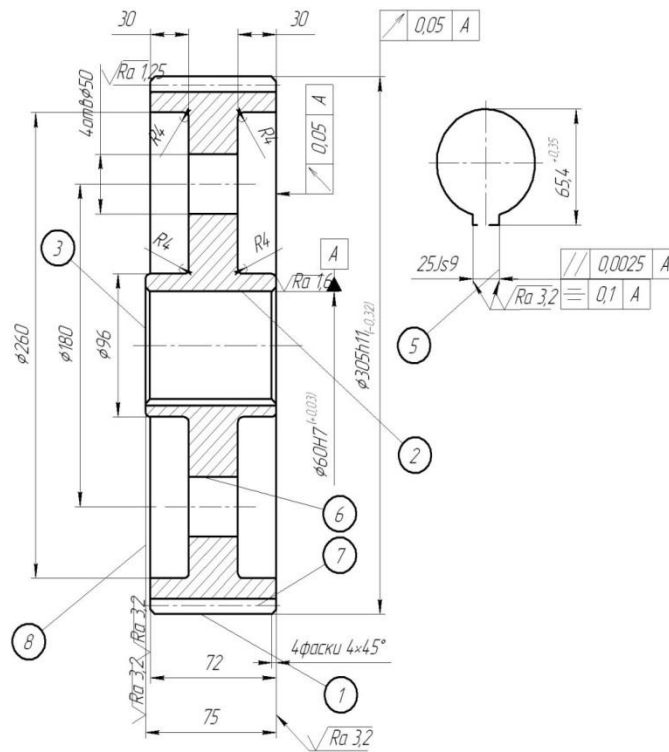


Рис. 3.1. Ескіз деталі “Колесо зубчасте”

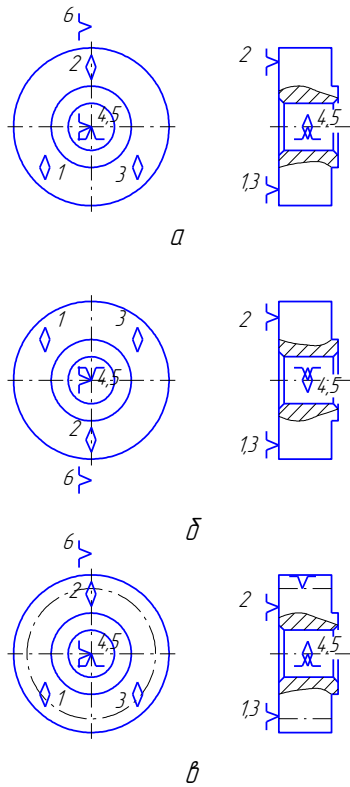
### 3.4 Розробка схем базування.

При виборі технологічних баз слід сполучати конструкторську, технологічну і вимірювальну бази, тобто застосовувати принцип єдності баз (ДЕРЖСТАНДАРТ21495-76). При обробці слід також прагнути до дотримання принципу сталості баз протягом усього технологічного процесу. Для обробки зубчастого колеса застосовуємо наступні схеми базування на операціях

### 3.5 Призначення припусків на обробку

Для заготовок отриманих штампуванням припуски на обробку призначаємо за ДСТУ. Припуски на механічну обробку зубчастого колеса встановлюємо за ДСТУ 2009-55 і призначаємо для кожної зовнішньої і внутрішньої поверхні припуск 3 мм. Даний припуск при обробці деталі розбивається на проміжні припуски (табл. 3.2).

						АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			55



а-а - схема базування на токарській операції; б-б- схема базування на протяжній операції; в-в- схема базування на шліфувальній операції

Рис. 3.2. Схеми базування деталі на операціях обробки

Таблиця 3.2 - Припуски на обробку

Поверхня	Загальний припуск	Метод обробки	Припуск на перехід
Ø305	3	Чорнова токарна операція	1,25
		Чистова токарна операція	0,5
Ø260	3	Чорнова токарна операція	1,5
Ø96	3	Чорнова токарна операція	1,5
Ø60	3	Розточування чорнове	1,25
		Розточування чистове	0,45
		Шліфування	0,05
Поверхня	Загальний припуск	Метод обробки	Припуск на перехід
75	3	Підрізання торця	1,25
		Чорнова токарна операція	0,5
70	3	Підрізання торця	1,25
		Чистова токарна операція	0,5

### 3.6 Розробка операційного технологічного процесу

найбільші параметри оброблюваної деталі

діаметр	1250	
висота	1000	
маса	4000	
-найбільше переміщення вертикального (револьверного) супорта		
-горизонтальне	775	
-вертикальне	700	
-діаметр планшайби	1120	
-частота обертання планшайби, про/хв		5 – 250
-подача супорта вертикальна й горизонтальна		5 – 1800
-потужність електродвигуна головного привода, КВт		30
-габарити		2875
-ширина		2000
-висота		4100
-маса		16500

Свердлення отворів застосовуємо вертикально-свердлильний верстат моделі 2М58-1, Шліфування внутрішніх поверхонь застосовуємо внутрішньо шліфувальний верстат моделі 3 ДО228В, Обробки шпонкового паза застосовуємо горизонтально- протяжний верстат-напівавтомат 7Б55 для внутрішнього протягання. Нарізування зубів застосовуємо зубофрезерний верстат- напівавтомат 5 ДО324А.

#### 3.6.1. Вибір інструмента для обробки деталі

Для обробки деталі слід застосовувати стандартизований і нормалізований інструмент.

Для токарської операції:

1. Токарський прохідний відігнутий різець ( ГОСТ18868-73) із пластинами із твердого сплаву Т5 ДО10

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

2. Токарський прохідний упорний різець (ГОСТ 18868-73) із пластинами із твердого сплаву Т5 ДО10
3. Розточувальний різець оснащений пластинами із твердого сплаву Т5 ДО10 (ГОСТ18062-72)
4. Розточувальний упорний різець із кутом в плані 90<sup>про</sup> для прямого кріплення (ГОСТ10044-73)
5. Свердло спіральне з швидкорізальної сталі Р6М5 з конічним хвостовиком (10903-77)
6. Протяжка шпонкова з швидкорізальної сталі Р6М5 (ГОСТ18217-80)
7. Фреза черв'ячна цільна прецизійна (ГОСТ 9324-80)
8. Шліфувальний диск тарілчастий (ГОСТ 16176-82)
9. Головка шліфувальна конічна EW30(4024A25ACT16KA35 (ГОСТ 2447-82)

### 3.6.2 Вибір пристосувань для закріплення оброблюваної деталі

На підставі розробленого технологічного процесу обробки деталі. При токарній операції застосовували трикулачковий самоцентрований патрон (ГОСТ2675-80). Для операцій фрезерування зубів застосовуємо гладку оправку із закріпленою заготовкою гайки. Оправка має центровочні отвори для установки в центрах верстата і оснащена повідковим хомутиком. Для внутрішнього шліфування застосовуємо мембранний патрон з установкою заготовки по роликах.

### 3.6.3 Вибір вимірювального інструменту

Тип і характеристики вимірювального інструменту вибираємо виходячи з форми, точності розмірів, технічних вимог до деталі, а також характеристик виробництва. Для контролю розмірів зубчастого колеса застосовуємо наступні інструменти:

- штангенциркуль ШЦ-250П ГОСТ 166-80
- зубомір  $m=2...10$  мм. ГОСТ 3231-71
- важільний мікрометр ГОСТ 4381-68
- нутромір індикаторний НІ 50-100-0,01 ГОСТ 768-82

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

- індикатор годинного типу ИЧ-10-0,01 ГОСТ 7668-67

### 3.6.4 Розрахунки режимів різання

Визначимо режими різання при чорновому розточуванні. Приймаємо глибину різання  $t=2,5$  мм. подачу при розточуванні приймаємо рівною 0,7 мм.

Швидкість різання розраховуємо по формулі:

$$V = \frac{C_v}{T^m t^x S^y} K_v \quad (3.4)$$

де  $C_v = 350$ ;  $m = 0,2$ ;  $x = 0,15$ ;  $y = 0,35$ ;

$S$  – подача;

$T$  - період стійкості різця;  $T=45$  хв.;

$T$  - глибина різання;

$K_v$ - коефіцієнт враховуючий вплив матеріалу заготовки і інших факторів на режими різання.

$$K_v = K_{mv} K_{nv} K_{iv} \quad (3.5)$$

де  $K_{mv}$  - коефіцієнт, що враховує вплив матеріалу заготовки

$K_{nv}$  - коефіцієнт, що враховує вплив стану поверхні заготовки.  $K_{nv} = 0,85$

$K_{iv}$  - коефіцієнт, що враховує вплив матеріалу інструмента  $K_{iv} = 1$

$$K_{mv} = K_r \left( \frac{750}{\sigma_{ep}} \right)^{nv} \quad (3.6)$$

де  $K_r$  - коефіцієнт матеріалу заготовки;  $K_r = 1,0$

$\sigma_{ep} = 750$  Мпа

$nv = 1,75$

$$K_{mv} = 1 \left( \frac{750}{750} \right)^{1,75} = 1 \quad (3.7)$$

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

$$K_v = 1 \cdot 0,85 \cdot 1 = 0,85$$

$$V_p = \frac{305}{45^{0,2} \cdot 2,5^{0,15} \cdot 0,7^{0,35}} \cdot 0,85 = 79,6$$

Частоту обертання шпинделя визначаємо по формулі

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi D} \quad (3.8)$$

$$n = \frac{1000 \cdot 79}{\pi \cdot 60} = 419 \text{ (про/хв.)}$$

Приймаємо найближче значення частоти обертання в коробці швидкостей верстата  $n = 350$  об/хв.

Фактична швидкість різання

$$V_\phi = \pi \cdot D \cdot n = \pi \cdot 0,06 \cdot 350 = 66 \text{ м/хв.}$$

Визначаємо режими різання при чистовій токарній обробці

Глибина різання 0,45 мм.

Подача з урахуванням необхідної якості поверхні 0.15 мм/прохід.

Швидкість різання визначаємо по формулі:

$$V_p = \frac{C_v \cdot 0,9 e^{i\theta}}{T_m \cdot t^x \cdot S^y} K_v \quad (3.9)$$

$$V_p = \frac{305 \cdot 0,9}{45^{0,2} \cdot 0,5^{0,15} \cdot 0,15^{0,35}} \cdot 0,85 = 161,6 \text{ м/хв.}$$

Число обертів:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi D}, \quad (3.10)$$

$$n = \frac{1000 \cdot 161,6}{\pi \cdot 305} = 168 \text{ об/хв.}$$

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

Ухвалюємо найближче менше значення частоти обертання шпинделя наявне на верстаті  $n=150$  про/хв. Фактична швидкість різання

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} = \frac{\pi \cdot 305 \cdot 150}{1000} = 143 \text{ м/хв.}$$

Режими різання для внутрішнього шліфування приймаємо по нормативах. Ефективна потужність при шліфуванні периферією кола:

$$N = C_N \cdot V_s \cdot t^x \cdot S^y \cdot D^u \quad (3.11)$$

Приймаємо  $C_N = 0,36$ ;  $r = 0,35$ ;  $x = 0,4$ ;  $y = 0,4$ ;  $u = 0,3$ .

$$N = 0,36 \cdot 40^{0,35} \cdot 0,05^{0,4} \cdot 0,7^{0,4} \cdot 90^{0,3} = 1,32 \text{ кВт}$$

Швидкість кола  $V_k = 30 \dots 35$  м/с.

Швидкість заготовки  $V_s = 20 \dots 40$  м/хв.

Глибина шліфування  $t = 0,05$  мм

Поздовжня подача  $S = 0,4 \dots 0,7$  мм/ прохід

Режими різання при нарізанні зубів черв'ячною фрезою

Швидкість різання, м/хв.

$$V = \frac{C_v \cdot D_v}{T^m t^x S^y \cdot B^u \cdot Z^p} K_v, \quad (3.12)$$

де  $K_v = K_{tv} \cdot K_{nv} \cdot K_{uv}$ .

Приймаємо  $K_{tv} = 0,85$ ;  $K_{uv} = 1$

$$K_{tv} = K_r = \left( \frac{750}{\sigma_s} \right)^{K_\sigma} = 1. \quad (3.13)$$

Приймаємо  $K_r = 1 \cdot 0,85 \cdot 1 = 0,85$ .

$U$  - параметр шару, що зрізується;  $B = 3,5$  мм.

$Z$  – число зубів фрези;

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

$SZ$  – подача на зуб фрези;

$D$  – діаметр фрези;

За довідковим даними приймаємо  $C_v = 390$ ;  $x = 0,19$ ;  $y = 0,28$ ;

$U = -0,05$ ;  $P = 0,1$ ;

$m = 0,33$ ;  $q = 0,17$ ;  $T = 150$  хв.

$$V = \frac{390 \cdot 0,16^{0,17}}{150^{0,33} \cdot 2^{0,19} \cdot 0,1^{0,28} \cdot 3,5^{0,05} \cdot 12^{0,1}} \cdot 0,85 = 44,8 \text{ м/хв.}$$

Колова сила різання

$$P_z = \frac{10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot S_z^y \cdot B^u \cdot z}{D^q \cdot n^w} \cdot K_{mp} \quad (3.14)$$

Приймаємо  $C_p = 101$ ;  $x = 0,88$ ;  $y = 0,75$ ;  $n = 250$  об/хв (частота обертання фрези)

$$P_z = \frac{10 \cdot 101 \cdot 2^{0,88} \cdot 0,035 \cdot 12 \cdot 0,1^{0,75}}{0,16^{0,87} \cdot 250^0} \cdot 1 = 68,4 \text{ Н.}$$

Крутний момент, Н/м на шпинделі

$$M_{кр} = \frac{P_z \cdot D}{2 \cdot 100} \quad (3.15)$$

$$M_{кр} = \frac{68,4 \cdot 160}{2 \cdot 100} = 54,7 \text{ Нм}$$

Потужність різання (ефективна)

$$N_c = \frac{P_z \cdot V}{1020 \cdot 60} \quad (3.16)$$

$$N_c = \frac{68,4 \cdot 44,8}{1020 \cdot 60} = 0,5 \text{ кВт}$$

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

### 3.6.5 Нормування технологічного процесу

Для встановлення продуктивності при виготовлення деталі «Колесо зубчасте» необхідне нормування технологічного процесу. В одиничному і серійному виробництві визначається норма штучно-калькуляційного часу

$$t_{ш-к} = t_{ш} + t_{пз} / n, \quad (3.17)$$

де  $t_{ш}$  – штучний час, хв.;

$t_{пз}$  – підготовчо-заключний час (тільки для серійного виробництва), хв.;

$n$  – кількість заготовок у партії.

Штучний час

$$t_{ш} = t_{оп} + t_{обсл} + t_{отд}, \quad (3.18)$$

де  $t_{оп}$  – оперативний час, хв.;

$t_{обсл}$  – час обслуговування робочого місця, хв.;

$t_{отд}$  – час відпочинку (приймаємо за зміну близько 2% її тривалості, для однієї деталі можна прийняти 5% від  $t_{оп}$ ), хв.

Оперативний час

$$t_{оп} = t_0 + t_B, \quad (3.19)$$

де  $t_0$  – основний час, хв.;

$t_B$  – допоміжний час, хв.

Допоміжний час на кожний перехід ухвалюємо орієнтовно в межах 2-5 хв. залежно від складності виконуваної операції.

005 Токарна

Основний час розраховується по переходах обробки на підставі визначених раніше режимів різання. Кількість переходів обробки в 005 операції-8. Отже, основний час буде дорівнює сумі основного часу по переходах

					АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

$$T_o = \sum_{i=1}^n T_{oi} \quad (3.20)$$

Наприклад, для переходу токарної операції поверхні (305 довжиною 70 мм

$$t_o = \frac{li}{nS_o} = \frac{70,0 \cdot 1}{120 \cdot 0,4} = 1,458 \text{ хв.}$$

де  $l$  - розрахункова довжина робочого ходу інструменту, мм;

$i$  - кількість проходів.

Для інших переходів основний час визначаємо аналогічно

$$T_o = 14,54 \text{ хв.}$$

Допоміжний час на кожний перехід приймаємо 0,8 хв. Таким чином, загальний оперативний час складе

$$t_{on} = 14,54 + 0,8 \cdot 8 = 20,94 \text{ хв.}$$

Штучно-Калькуляційний час на операцію

$$t_{ук} = 24,3 \text{ хв.}$$

Чистова токарна операція

Для переходу чистової токарної операції нормування виконуємо аналогічно

$$t_{ук} = 10,3 \text{ хв.}$$

015 Радіально-свердлильна

Для свердління 6 отв  $\varnothing 25$  основний час визначиться з вираження

$$t_o = \frac{li}{nS_o} N_{оме} = \frac{16}{500 \cdot 0,15} 6 = 2,58 \text{ хв.}$$

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для свердління 6 отв  $\varnothing 8,5$  основний час визначиться

$$t_o = \frac{li}{nS_o} N_{омс} = \frac{30}{500 \cdot 0,1} 6 = 3,6 \text{ хв.}$$

Для нарізування різьблення мітчиком

$$t_o = \frac{li}{nS_o} N_{омс} = \frac{20}{100 \cdot 1,5} 6 = 0,8 \text{ хв.}$$

Допоміжний час по переходах ухвалюємо рівним 0,8 хв.

Тоді  $t_{шк} = 35,28 \text{ хв.}$

020 Зубофрезерна

Основний час на фрезерування зубів визначається по формулі

$$t_o = \frac{L \cdot i}{n_{2x} \cdot S_{2x}}$$

$$L = \pi \cdot m \cdot z \cdot 1,1 \quad (3.21)$$

$$t_o = \frac{\pi \cdot m \cdot z \cdot i \cdot 1,1}{n_{2x} \cdot S_{2x}} = \frac{\pi \cdot 6 \cdot 40}{450 \cdot 0,2} = 25,12 \text{ хв.}$$

Допоміжний час на кожний перехід ухвалюємо 0,8 хв. Загальний оперативний час операції складе

$$t_{оп} = 25,12 + 0,8 = 25,92 \text{ хв.}$$

Штучно калькуляційний час

$$t_{шк} = 27,6 \text{ хв.}$$

Аналогічно визначаємо штучно-калькуляційний час на операціях протягування і шліфування. Загальний час на обробку деталі

$$T_{шк} = 24,3 + 10,3 + 35,28 + 27,6 = 97,48 \text{ хв.}$$

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

## 4.ОХОРОНА ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ МЕЛІОРАТИВНОЇ МАШИНИ

### 4.1 Гігієнічні норми, параметри метеорологічних умов і зміст шкідливих речовин у повітрі робочої зони.

Оптимальні і припустимі норми температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в робочій зоні виробничих приміщень установлені в ГОСТ 12.1.005—76 «Повітря робочої зони». Ці норми розроблені з обліком надлишків явної теплоти, категорій робіт і періодів року. Під явною теплотою мають на увазі теплоту, що надходить у робоче приміщення від устаткування, опалювальних приладів, нагрітих матеріалів, людей і інших джерел теплоти, у результаті інсоляції, що впливає на температуру повітря в цім приміщенні. Періоди року поділяють на теплий, який характеризується середньодобовою температурою зовнішнього повітря Н-10°С та вище, і холодний із середньодобовою температурою зовнішнього повітря нижче +1 Класифікація і гранично припустимий зміст шкідливих речовин у повітрі робочої зони викладено в ГОСТ 12.1.005—76 і ГОСТ 12.1.007—76\* «Шкідливі речовини». По ступеню впливу на організм людини шкідливі речовини ділять на чотири класи небезпеки: 1-й — надзвичайно небезпечні; 2-й — високо небезпечні; 3-й — помірковано небезпечні і 4-й — малонебезпечні.

Гранично припустимі концентрації (ПДК) шкідливих речовин у повітрі робочої зони — це такі, які при щоденній роботі протягом 8 год або іншої тривалості за час усього робочого стажу не можуть викликати захворювань або відхилень у стані здоров'я людину в процесі роботи і надалі.

За ДСТ 12.2.023—76 «Кабіна. Робоче місце водія» у кабінах вантажних автомобілів примусова вентиляція повинна забезпечувати подачу свіжого повітря в кількості не менш 30 м<sup>3</sup>/год на одну людину і

					АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

температуру в зонах розташування ніг, голови і пояса водія не менш +15°C при зовнішній температурі до —25°C.

У кабінах тракторів за ДСТ 12.2.019—76 «Трактори і машини самохідні сільськогосподарські» температура повітря в теплий період повинна бути на 2—3°C вище температури зовнішнього повітря, але не нижче + 14° С та не вище +28°C при відносній вологості 40—60%.

#### **4.2. Аналіз шкідливих факторів, що виникають при роботі на землерійно-транспортній машині**

Робота операторів машин для меліорації характеризується підвищеною витратою мускульної енергії. При виконанні робочих процесів мускульна енергія витрачається на переміщення важелів і педалей. Керуючи бульдозером, навантажувачем, одноковшевим екскаватором, оператор робить 2000...6800 включень механізмів протягом 1 год. Це відповідає витраті енергії за 1 з більш 290 Вт. Умови роботи на автогрейдері, скрепері, багатоковшовому екскаваторі, катку, пов'язані із меншою витратою мускульної енергії, але через необхідність постійного зосередження уваги їх відносять до категорії важких. Таким чином, при оцінці мікроклімату в кабіні керування машиною слід урахувувати виділення людиною теплоти в зазначеній кількості.

Проектовані машини універсального використання (бульдозери, навантажувачі) можуть розробляти матеріали, що сильно порошать ґрунти і, середовища, що володіють підвищеною токсичністю. Машини відносно – вузького призначення (автогрейдери, скрепері, екскаватори) при своїй взаємодії з оброблюваним середовищем створюють головним чином підвищену запиленість атмосферного повітря. У середніх умовах, при розробці суглинних і супіщаних ґрунтів на відкритих майданчиках зміст пилу в повітрі біля працюючої землерійної машини становить 40...50 мг/м<sup>3</sup>.

Правильно відрегульований і справний двигун внутрішнього згорання звичайно дає вміст оксиду вуглецю у вихлопних газах не більш 0,2 %. Тому

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

при роботі на відкритих майданчиках через природне їхнє провітрювання рівень концентрації СО і інших речовин у повітрі не перевищує ПДК [1:8]. Однак робота машини в глибоких вузьких котлованах, у довгих тунелях, у приміщеннях випробувальних станцій може привести до надмірного скупчення в повітрі токсичних речовин. Через це при проектуванні машини спеціального призначення слід домовитися про умови, що забезпечують вентиляцію закритих робочих майданчиків.

Ступінь освітленості робочих майданчиків у темний час доби залежить від наявності освітлювальних приладів на самій машині і від загального (прожекторного) освітлення території, у межах якої переміщається машина. Установка на тягачах землерійно-транспортних машин робочого устаткування звичайно погіршує освітлення простору перед машиною. Тому необхідно з'ясувати ефективність використання фар серійних базових тягачів і, якщо це потрібно, установити додаткові джерела світла або змінити місце розташування наявних джерел з метою домогтися найкращої освітленості робочої зони. Оптичні осі фар направляють так, щоб на відстані 10 м поперед машини освітленість дороги була не менш 0,5 лк. У випадку проектування машин на спеціальні шасі (екскаватори, автогрейдери, машини для ущільнення ґрунтів) розташування крапок установки освітлювальних приладів обґрунтовується й призначається проектантом. На всіх самохідних машинах освітлювальні прилади повинні відповідати вимогам поліції, а на, що переміщаються зі швидкістю понад 20 км/год – забезпечувати максимальну безпеку руху.

Оглядовість робочого майданчика з кабіни оператора машини визначається конструкцією самої кабіни, місцем розташування останньої щодо робочих органів і елементів конструкції тягача. Гарна оглядовість не викликає додаткових рухів оператора, забезпечує зручність пози. Це знижує стомлюваність, підвищує ступінь безпеки праці і продуктивність. Якщо установка робочих органів на тягачах, що серійно випускаються, веде до скорочення площі видимої частини робочої зони, зменшує коефіцієнт

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

оглядовості, то в першу чергу слід розглянути можливості змінити конструкцію встаткування та розташувати його без шкоди для експлуатаційних властивостей машини. Проектуючи, машину на спеціальному шасі, місце розташування кабіни встановлюють із умови забезпечення найкращої оглядовості. Конструкції кабіни і її елементів повинні відповідати цій вимозі. Звичайно коефіцієнт оглядовості в навантажувачів становить 0,4...0,6; у бульдозерів, автогрейдерів, скреперів, машин для ущільнення ґрунтів – 0,5...0,6; в екскаваторів – 0,9...1.

#### **4.2.1 Характеристики звуків і дія їх на організм оператора.**

Звукові коливання виникають у результаті коливання часток у твердих, рідких і газоподібної середовищах. По походженню ці коливання ділять на механічні (від коливання машин), аеродинамічні (від коливань при плинні газів), гідродинамічні (від коливань при плинні рідин) і електромагнітні (у зв'язку зі зміною магнітних і електричних полів). По частоті коливань звуки підрозділяють: на інфразвук - із частотою до 20 Гц, чутний звук-20...20 000 Гц і ультразвук- понад 20 000 Гц.

Інфразвук виникає при роботі дизельних і реактивних двигунів, компресорів і вентиляторів. При швидкості руху автомобіля, наприклад, більш 70 км/год при відкритих поворотних кватирках у кабіні та у салоні кузова інфразвуки виникають у результаті удару потоку повітря об перешкоди (наприклад, раму кватирки). Це явище називають вітровим флаттером. Зі зменшенням обсягу кабіни або салону інфразвук збільшується.

У звичайному розумінні орган слуху людину не сприймає інфразвуки. Особливістю дії інфразвуку є висока специфічна чутливість органа слуху до низькочастотних коливань. Інфразвук із частотою 7 Гц збігається з ритмом біоелектричних струмів мозку, тому ця частота найнебезпечніша. Крім того, інфразвуки сприймаються поверхнею тіла .

Шум (чутний звук) виникає при роботі екскаваторів, компресорів,

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

бульдозерів, автомобілів-самоскидів, тракторів, автогрейдерів і інших будівельних машин.

Сукупність звуків, що поєднує безліч різних тонів і частот з безладною інтенсивністю і тривалістю, називають *шумом*. Але під шумом розуміють також усякий небажаний для людини звук, що заважає сприйняттю необхідних звуків або, що порушує тишу.

Дія шуму на організм людини проявляється в поразці органів слуху і порушенні систем (серцево-судинної, центральної нервової), а також ослабленні пам'яті, зміні шкірної чутливості

Ультразвук застосовують для інтенсифікації технологічних процесів (при механічній обробці твердих і крихких матеріалів, зварюванні, лудінні, травленні), у дефектоскопії, іноді для мийки деталей при ремонті меліоративних машин. Ультразвук породжує в тканинах людини тепловий ефект. Енергія ультразвуку, поглинена тканиною, переходить у теплоту і підвищує температуру тіла. Ультразвукова хвиля викликає в тканинах високий тиск, у зв'язку, із чим змінюються властивості кліток

Систематичний вплив ультразвукових хвиль на організм людини викликає швидку стомлюваність, біль у вухах і голові, порушує рівновагу, розбудовує невроз і гіпотонію. Поблизу устаткування, що генерує ультразвукові коливання, виникає шум до 120 дБ.

Шум класифікують по наступних ознаках:

1. По походженню: механічний шум (внаслідок вібрації поверхонь машин і устаткування, а також одиночних або періодичних ударів у зчленуваннях деталей або конструкцій у цілому); аеродинамічний (виникаючий при русі газів, наприклад, при витіканні стисненого повітря або газу з отворів, пульсації тиску при русі потоків повітря або газу та ін.); електромагнітний (виникаючий внаслідок коливань елементів електромеханічних пристроїв під впливом змінних магнітних сил, наприклад коливання статора і ротора); гідромеханічний (

					АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

при стаціонарних і нестаціонарних процесах у рідинах, наприклад, при гідравлічних ударах).

2 За часом дії на організм: постійний і непостійний - коливний у часі, переривчастий і імпульсний.

3. По спектральному складі: низькочастотний - із частотою коливань не більш 400 Гц; середньо частотний - від 400 до 1000 Гц; високочастотний - більш 1000 Гц.

4. По ширині спектра: широкосмуговий (що включає майже всі частоти звукового тиску) і вузькополосний.

Крім того, шум поділяють на повітряний, що поширюється в повітряному середовищі від джерела виникнення до місця спостереження, і структурний, випромінюваний поверхнями коливних конструкцій стін, перекриттів, перегородок будинків у звуковому діапазоні частот.

Крім розглянутих шкідливих факторів у ході виконання робочих операцій, при транспортуванні машини, у процесі її технічного обслуговування та ремонту виникають небезпеки, які можуть привести до нещасного випадку. Щоб забезпечити максимальну безпеку експлуатації проекрованої машини, аналізують можливі небезпеки і наслідки, їх виникнення. Відмови в роботі гідроприводів, фрикційних муфт, гальм, канатних систем, що ведуть до аварій, спостерігаються при обриві шлангів, канатів, руйнуванні кронштейнів кріплення циліндрів і внаслідок значного зношування деталей муфт і гальм, а також у результаті дії надмірних динамічних навантажень. У названих випадках може відбутися падіння вантажу, що піднімається, і робочого устаткування. Іноді виявляється неможливим гальмування машини або її агрегатів. Перераховане може привести до аварій і до травмування осіб, що обслуговують машину.

У сукупності з температурою, вологістю та швидкістю руху повітря навколишнього середовища, барометричним тиском теплове випромінювання розплавленого парафіну утворюють виробничий

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

мікроклімат. Параметри мікроклімату нормуються *ДСН 3.3.6-042 – 99*. Цим документом установлені оптимальні і припустимі величини температури, відносної вологості й швидкості руху повітря.

#### **4.3 Правила безпеки праці при експлуатації меліоративної машини**

1. Машини, механізми, устаткування і пристосування, що знаходяться на балансі в будівельно-монтажних організаціях, повинні бути оснащені паспортами та інвентарними номерами, по яких їх записують у спеціальні журнали обліку та періодичних оглядів.

2. До керування будівельними машинами допускаються робітники і обслуговуючий персонал, що мають посвідчення на право керування машиною.

3. Машиніст повинен працювати на машині в спеціальному одязі, що щільно облягає, щоб не зачепитися за частини, що рухаються, машини; рукавички повинні бути цілими.

4. Ремінні та ланцюгові передачі, вали та інші деталі, що обертаються або рухливі деталі, поблизу яких можуть перебувати люди, повинні бути закриті огороженнями або кожухами. Виконувати роботи або транспортний рух на машинах при знятих загородженнях або кожухах забороняється,

5. Виконувати роботи дозволяється тільки на цілком справних машинах. Забороняється працювати на машинах, у яких несправні навіть окремі деталі або механізми, особливо гальма ходових коліс або гусениць, а також стояночні гальма.

6. Для роботи в темний час доби машини повинні бути оснащені достатнім числом внутрішніх і зовнішніх приладів освітлення.

7. Перед запуском двигуна слід установити в нейтральне (виключене) положення всі механізми привода, у тому числі механізми керування гідросистемами.

8. Не слід запускати двигун машини і давати йому працювати в

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ док.ум.	Підпис	Дата		72

непровітрюваних гаражах щоб уникнути отруєння людей продуктами згоряння палива.

9. Машиніст не повинен залишати без догляду машину із працюючим двигуном. Якщо машиніст іде від машини, то він повинен виключати її двигун.

10. При початку руху або роботи машини включають муфти (або їх механізми, що замінюють), збільшують подачу палива плавно, особливо при більших навантаженнях. Недотримання цього правила приводить до різких перевантажень, підвищеного зношування і навіть поломкам механізмів машини.

11. Машиніст повинен постійно спостерігати, щоб під відвалами, ковшами, заслінками ковшів і іншими робочими органами машин або поблизу від них не перебували люди. Якщо в заборонних зонах перебувають люди, роботу машини слід негайно припинити.

12. Машиніст повинен вести машину на швидкості, що забезпечує безпеку руху.

13. При русі під ухил трансмісія базової машини повинна бути включена.

14. Перед поворотами щоб уникнути заносу машини або втрату стійкості швидкість руху зменшують.

15. Під час роботи або транспортного руху будь-яким особам забороняється перебувати на металоконструкціях – ковшах, буферах, рамах і інших подібних елементах начіпних, причіпних, або напівпричіпних машинах.

16. У кабінах базових машин може перебувати стільки людей, скільки передбачено інструкцією. Порушувати це правило суворо забороняється.

17. При русі в темний час доби по дорогах у загальному потоці транспорту обов'язково включають, освітлювальні прилади, призначені для правил руху. Працювати в темний час доби без включених приладів зовнішнього освітлення забороняється.

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

18. При зупинці машини включають гальма її ходових коліс або гусениць. При стоянці машини на ухилах повинні бути включені стояночні гальма.

19. Машиніст не повинен сходити з машини до її повної зупинки.

20. При знятті заливної пробки з радіатора гарячого двигуна необхідно дотримувати обережності; щоб уникнути опіків рук, пробку знімають прикривши її щільною ганчіркою. Доливати рідину в радіатор необхідно при працюючому на низькій частоті обертання або зупиненому двигуні. Якщо двигун перегрітий, заливати рідину в радіатор не дозволяється.

21. Для перекачування палива при заправці і для продувки паливопроводів слід користуватися насосом. Засмоктувати паливо ротом у шланг і продувати ротом паливо проводи забороняється.

22. Після роботи з етиловим бензином необхідно обмити руки звичайним бензином або гасом.

23. Робоче місце поблизу машин повинне бути рівним, неслизьким і втримуватися в чистоті.

24. На машинах із працюючими двигунами забороняється оглядати агрегати, деталі і виконувати складально-демонтажні, налагоджувальні, регулювальні, ремонтні і будь-які інші роботи.

25. При працюючих двигунах забороняється міняти масло в агрегатах і редукторах, а також змазувати деталі та механізми машин.

26. На машинах з рухливими робочими органами забороняється робити огляди, налагоджувальні, ремонтні і будь-які інші роботи, перебуваючи під робочими органами, піднятими та утримуваними канатними, механічними або гідравлічними механізмами, приводами (керування), а також перебувати в безпосередній близькості від них. Якщо буде потреба виконання таких робіт, підняті робочі органи встановлюють на передбачені в конструкції опори або при відсутності останніх, козли або колоди, що опираються на землю.

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

Якщо під час будь-яких оглядів, налагоджувальних, регулювальних і ремонтних операцій робітник змушений перебувати під піднятими робочими органами, забороняється кому-небудь бути поблизу важелів або рукояток керування робочим устаткуванням і торкати ці важелі та рукоятки, навіть якщо підняті робочі органи поставлені за опори або опираються на козли або колоди.

27. Категорично забороняється демонтувати шину, якщо вона перебуває під тиском.

28. При накачуванні повітрям шини забороняється кому-небудь із людей перебувати поблизу колеса зі знімним бортовим кільцем, тому що можливий його зрив. Той, хто накачує шину, повинен бути на боці колеса, протилежно знімному бортовому кільцю.

Накачувати повітрям шини розміром 14,00 – 20 і більш безпосередньо на машині не дозволяється. Шина з ободом повинна бути знята з машини й покладена для накачування в спеціальний металевий ящик із кришкою, що защіпається, захищає від можливості зриву бортового кільця.

29. У бачках і ресиверах, що працюють під тиском повітря, забороняється піднімати тиск понад дозволений.

30. При оглядах і підтягуванні кріплень і з'єднань складальних одиниць, агрегатів або з'єднань трубопроводів гідросистем, привод насосів повинен бути відключений, а гідросистема в цілому – звільнена від тиску, наприклад, шляхом розвантаження і опускання на землю робочого органа та перемикання всіх золотників гідророзподільника на злив масла з виконавчих гідроциліндрів у бак.

Якщо в механізмі відбору потужності не передбачено вимикання приводу насосів, то двигун машини повинен бути зупинений.

31. При обрубіванні канатів систем керування по обидва боки від місця обрубівання кінці каната повинні бути обмотані дротом, інакше вони можуть розкрутитися і заподіяти робітникові травму, особливо небезпечну для очей.

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		75

#### 4.4 Стійкість меліоративної машини

Загальні вимоги безпеки до будівельних і дорожніх машин викладено в ГОСТ 12.2.011-75\* «Машини будівельні і дорожні», а також у ГОСТ 12.2.003-74\* «Устаткування виробниче».

Згідно з теоремою Вариньйона, тверде тіло може перебувати в рівновазі, якщо сума моментів усіх сил щодо можливого перекидання, буде дорівнює нулю. Із цього випливає, що момент сил перекидання щодо опори, що прагне перекинути машину, повинен бути дорівнює утримуючому моменту сил  $M_{7Л}$  щодо тієї ж опори, тобто  $M_{опр} = M_{уд}$ .

Перекидаючі моменти в будівельних машинах складаються з дії різних сил: реакції ґрунту на ріжучі грані робочих органів меліоративних машин, маси вантажів, що піднімаються, динамічних навантажень, впливу вітру, сил інерції, мас вантажу і машини, сил, що виникають від ухилу або підйому шляху, і ін.

Утримуючий, або відновлюючий, момент, який повертає машину в стійке положення рівноваги, являє собою дія сил від мас цієї машини й противаги. У випадках застосування теореми Вариньйона до стійкості будівельних машин допускається виключення дій на них цих сил у зв'язку з деформацією конструкцій машини і піддатливістю підставки (фундаменту), на якому вона працює. У тих випадках, коли ця деформація велика, а піддатливість підставки може зростати, подібне допущення виключається.

Оскільки визначити точно величину перекидаючого моменту не представляється можливим через непередбачені аварійні навантаження, у практиці застосовують коефіцієнт запасу стійкості, що характеризує ймовірність перевантаження:

$$ДО_7 = M_{уя}/M_{0ін}. \quad (4.1)$$

Коефіцієнт стійкості визначають для наступних станів машини:

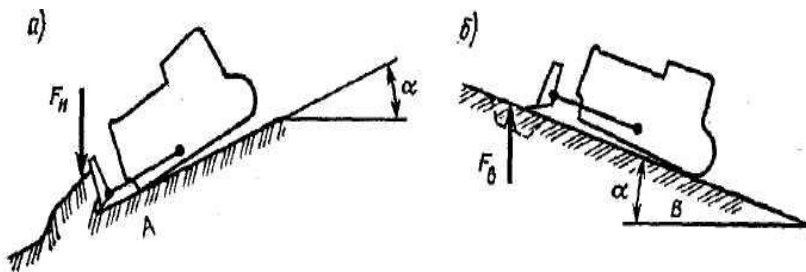
					АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ док.ум.	Підпис	Дата		76

робочого, неробочого, монтажного і транспортного.

Бульдозери, грейдери, скрепери, екскаватори і інші машини можуть втратити стійкість у випадках пересування з неприпустимим поздовжнім ухилом або підйомом, поперечним креном, а також у робочому стані при дії навантажень, несприятливих для рівноваги.

Бульдозер може перекинутися навколо точки  $L$ , якщо на відвал буде діяти сила  $P_u$ , що перешкоджає виглубленню відвалу. При виникненні сили  $P_v$ , що перешкоджає вертикальному заглибленню відвалу, бульдозер може перекинутися навколо точки  $B$ . Коефіцієнт стійкості для бульдозерів ухвалюють рівним 1.0, тому що практично вони не перекидаються. Для визначення ж граничного кута з метою використання бульдозера під ухил або на підйом приймають  $C_y < 1.0$ . Граничні кути нахилу підйому і нахилу, при яких може працювати бульдозер, вказують у його паспорті.

Практично не допускається переміщати ґрунт бульдозером на підйом або під ухил більш  $30^\circ\text{C}$ , а також на косогорах з поперечним ухилом більш  $30^\circ\text{C}$ . При зупинці бульдозера на ухилі необхідно опускати відвал. Щоб уникнути втрати бульдозером стійкості, а також сповзання в траншеї ґрунту не можна висувати відвал за брив укосу вилучення.



а – при опусканні; б – на підйомі.

Рис 4.1 Схеми до визначення стійкості бульдозера

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ				77

Стійкість скрепера з одноосьовим тягачем може бути загублена у двох випадках: колесо скрепера відривається від опорної поверхні, при цьому тягач (мал.74,а), що перебуває під кутом  $\delta_{кр}$  до осі скрепера, перекидається вперед у напрямку стрілки *A*. Ребром перекидання машини буде лінія *ДО* колесо скрепера.

#### 4.5.Витрати мускульної енергії оператора

Кількісна оцінка витрат мускульної енергії оператора дає можливість зрівняти різні системи керування машиною по енерговитратах людини і вибрати кращу з них, а також дозволяє раціонально розмістити в кабіні органі керування. По витратах мускульної енергії судять по тепловиділенню оператора. Виходячи з останнього показника призначають засоби, що забезпечують комфортний мікроклімат у кабіні.

У загальному випадку мускульна енергія, затрачувана оператором за 1 з на привод важелів і педалей (Вт), визначається залежністю:

$$A = \frac{1}{T_{ц}} \left( \sum_{i=1}^{n_p} P_p S_p k_{ip} n_p + \sum_{i=1}^{n_n} P_n S_n k_{in} n_n \right). \quad (4.2)$$

де  $P_p, P_n$  - зусилля, що прикладаються до відповідних важелів і педалей, Н;

$S_p, S_n$ .- робочий хід важелів і педалей, м;

$k_{ip}, k_{in}$ -коефіцієнти, що враховують кількість включень 1-х важелів і педалей керування для коректування ходу робочого процесу;

$n_p, n_n$  - розрахункове число включень важелів і педалей за один цикл роботи машини;

$T_{ц}$ ,- робочий цикл машини, с.

Орієнтовні значення величин  $k_{ip}, k_{in}$ . Розрахункові (тобто мінімально необхідні) значення  $n_p, n_n$  залежать від прийнятої схеми виконання технологічної операції і виду роботи.

#### 4.6. Оглядовість робочого майданчика й робочих органів

Оглядовість простору поблизу машини оцінюється за допомогою карти оглядовості. Для землерійно-транспортних машин, багатоковшових екскаваторів і катків вона являє собою частину горизонтальної площини, на якій обкреслені зони, не видимі оператором з кабіни. За результатами натурних вимірів, зроблених, наприклад, тіньовим методом, будується карта. Орієнтовну конфігурацію і розміри тіні можна одержати графічною побудовою на міліметровому папері. Для цього із точки спостереження (ока оператора) проводять промені, що дозволяють встановити конфігурацію невидимої зони. Розраховуючи коефіцієнт оглядовості, площі тіней стійок кабіни не враховують, тому що ці ділянки проглядаються після незначної зміни положення голови. Для землерійно-транспортних машин, роторних і ланцюгових траншейних екскаваторів, катків коефіцієнт оглядовості обчислюють по залежності

$$K_{обз} = \frac{F_m}{F_T - F_m} \quad (4.3)$$

де  $F_m$  - площа горизонтальної проекції машини;  $F_T$  - площа тіні машини на горизонтальній поверхні.

У нашому випадку  $F_m = 180 \text{ мм}^2$ ,  $F_T = 363 \text{ мм}^2$ . Визначимо  $K_{обз}$ :

$$K_{обз} = \frac{180}{363 - 180} = 0,989.$$

Отримане значення  $K_{обз}$  задовольняє вимогам оглядовості, тому що нормою є  $K_{обз} = 0.98 \dots 1$ , звідси випливає висновок, що місце розташування, конфігурація і скло кабіни дозволяє робити роботу з модернізованим робочим органом.

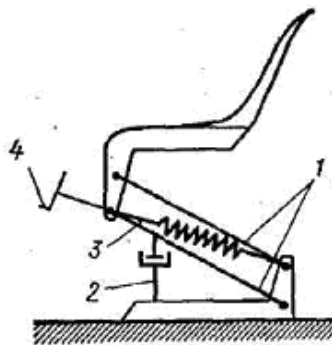
#### 4.7 Пасивна і активна віброізоляція сидіння самохідної машини

Пасивна віброізоляція (віброзахист) — це віброізоляція, що не

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		79

використовує енергію додаткового джерела.

Сидіння в самохідних будівельно-дорожніх машинах, вантажних автомобілях і тракторах повинні забезпечувати санітарно-гігієнічні умови для тривалої роботи водіїв. Сидіння повинне зм'якшувати поштовхи і удари та частина вібрації, що перевищує гігієнічні характеристики і норми вібрації за ДСТ 12.1.012—78\*. Типова схема підресорювання сидіння водія (мал. 4.2) складається з наступних елементів: напрямного механізму 7, що полягає з паралелограмних важелях вертикального положення, що і забезпечує стабільність, корпусу водія при коливанні машини. Напрямний механізм, що з'єднує посадкове місце водія з рамою ходової частини машини, виконує роль кінематичного і силового зв'язку; пружини, що знижують амплітуду коливань сидіння від коливання машини при пересуванні по нерівностях дороги; регулювального гвинта 4 для зміни твердості пружини залежно від маси тіла водія; гідроамортизатор 2 поглинаючий коливання сидіння при пересуванні машини по нерівностях дороги.



**Рис. 4.2** Схема підресорювання сидіння водія.

При переїзді перешкод на нерівностях шляху виникають різкі коливання рами ходової частини, у результаті чого опір гідроамортизатора зростає. Цей опір викликаний тим, що рідина в ньому не встигає проходити через отвори 1 у поршні 2. У результаті виникаючого гідравлічного гальмування коливання сидіння які гасяться.

					АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		80

## Висновок

При виконанні даного проекту було спроектовано і розраховане бульдозерне встаткування підвищеної накопичувальної здатності. Також при виконанні роботи розглянуті й вирішені питання, передбачені технічним завданням:

- зроблений аналіз наукових праць зроблених у даній області (патентний пошук);
- проведений огляд і аналіз існуючих конструкцій;
- виконаний аналіз існуючих теорій різання;
- виконана модернізація РО бульдозера, конструкція якого містить у собі відвал і бічні обмежуючі стінки;

Доведена ефективність конструктивних змін параметрів нового відвалу, який має бічні обмежуючі елементи, і різні кути різання.

Актуальність теми очевидна. Тому необхідно продовжувати дослідження даного способу, розробити рекомендації про доцільність його застосування на МЗР.

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81

## Список використаної літератури

1. Баладинский В.Л., Смирнов В.И. и др. Теория разрушения рабочих сред.– К.: Техніка будівництва, 1999. – 230 с.
2. Нічке В.В., Антонов М.А., Єрмаков О.А. Робочі процеси землерійно-транспортних машин і їх інтенсифікація: Учбов. посіб. – Х.: УСДО, 1995. – 184 с.
3. Баловнев В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин: Уче. Пособие для студентов высш. учеб. заведений. 2-изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1994. – 432 с.
4. Баловнев В.И., Хмара Л.А. Интенсификация разработки грунтов в дорожном строительстве. – М.: Транспорт, 1993. – 383 с.
5. Пенчук В.А. Резервы повышения эффективности силового метода резания грунта. // Механизация строительства, 1998. – №10. – С. 13-16.
6. Пенчук В.А. Повышение эффективности рабочих процессов землеройных машин интенсификацией в массиве грунта напряжений разрыва: Научное издание. – Макеевка: ДГАСА, 1995. – №2. – 112 с.
7. Пенчук В.А., Талалай В.А., Белицкий Д.Г. Рациональные формы ножевых систем рабочих органов землеройных машин // Матеріали V міжнародної наукової конференції молодих вчених, аспірантів, студентів: Зб. наук. праць. Вип. 4(60) – Макіївка: ДонНАБА, 2006. – С.139–142.
8. Хмара Л.А. Строительные манипуляторы и работы. – Днепропетровск: ВПОП «Дніпро», 1993. – 384 с.
9. Хмара Л.А. Тенденции совершенствования специализированного землеройного оборудования к тракторам и экскаваторам // Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин: Сборник научных трудов – Днепропетровск: ПГАСиА, 2002. – №15 – С. 4 – 27.
10. Хмара Л.А., Талалай В.А. Формирование перспективных рабочих органов бульдозера // Строительство. Материаловедение. Машиностроение: Сб. науч. тр. Вып. 33 – Днепропетровск: ПГАСА, 2005. – С. 50–55.

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

11. Федоров Д.И. Рабочие органы землеройных машин. – М.: Машиностроение, 1991. – 290 с.
12. Зеленин А.Н. Основы разрушения грунтов механическими способами. Изд. 2-е перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1968. – 376 с.
13. Ветров Ю. А., Баладинский В.Л. Машины для специальных земляных работ. – К.: Вища школа, 1980. – 192с.
14. Баловнев В.И., Хмара Л.А. Интенсификация земляных работ в дорожном строительстве. – М.: Транспорт, 1983. – 183 с.
15. Хмара Л.А., Колесник Н.П., Станевский В.П. Модернизация и повышение производительности строительных машин. – К.: Будівельник, 1992. – 152 с.
16. Баладинский В.Л., Ветров Ю.А. Машины для специальных земляных работ: Учеб. пособ. для вузов по спец.: «Строит. и дор. машины и оборуд.» – К.: Вища школа, 1980. – 191 с.
17. Дорожные машины: Отраслевой каталог. М. ЦНИИТЭстроймаш, 1987. 507с.
18. Авдеев и др. Каталог Сельскохозяйственная техника. М. 1982 ЦНИИТЭИ Госкомсельхозтехника СССР
19. Бульдозеры тракторные. ГОСТ 7410-70.
20. Ножи рабочих органов землеройных машин. ГОСТ 8022-69.
21. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. Справочное пособие. Машиностроение, М., 1963.
22. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х томах, т.2/Под редакцией А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова, -4 изд.перераб. и доп. –М.: «Машиностроение», 1985. 496с.
23. Сиденко В.М., Любченко В.А. Охрана труда в дорожном строительстве. – Киев: Вища школа, 1980. – 222 с.
24. Филлипов Б.И. Охрана труда при эксплуатации строительных машин. – М.: Высшая школа, 1984. – 247 с.

					<i>АІДП 21. 13. 00. 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		82

## ДОДАТКИ