

Центральноукраїнський національний технічний університет

Агротехнічний факультет

Кафедра сільськогосподарського машинобудування

«Допущено до захисту»

Зав. кафедрою СГМ

доцент, канд. техн. наук

_____ Сергій ЛЕЩЕНКО

«____» _____ 2023 р.

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

за другим (магістерським) рівнем вищої освіти

на тему

Удосконалення конструкції високопродуктивного навантажувача
сільськогосподарських матеріалів

Виконав здобувач вищої освіти II курсу,

групи ГМ(СМ)-21М(1,9)

ОНП «Галузеве машинобудування»

спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»

_____ Коломієць Володимир Юрійович

«____» _____ 2023 р.

Керівник проекту

доцент, канд. техн. наук

_____ Петро ЛУЗАН

«____» _____ 2023 р.

Рецензент

доцент, канд. техн. наук

_____ Володимир ЯЦУН

«____» _____ 2023 р.

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет агротехнічний

Кафедра сільськогосподарського машинобудування

Рівень вищої освіти другий (магістерський)

Галузь знань 13 «Механічна інженерія»

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

Освітньо-наукова програма «Галузеве машинобудування»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Сергій ЛЕЩЕНКО

« ____ » _____ 2023 року

ЗАВДАННЯ НА ВИПУСКНУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗА ДРУГИМ (МАГІСТЕРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ

_____ *Коломієць Володимир Юрійович*

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи _____

Удосконалення конструкції високопродуктивного навантажувача
сільськогосподарських матеріалів

2. Керівник кваліфікаційної роботи _____

_____ *Лузан Петро Григорович, канд. техн. наук, доц.*

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

3. Строк подання роботи до захисту _____

4. Мета та завдання випускної кваліфікаційної роботи _____

5. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Складання технічного завдання на виконання роботи	до 30.01.2023 р.	
2.	Техніко-економічне обґрунтування проблеми вдосконалення запропонованої машини	до 28.02.2023 р.	
3.	Отримання завдання у консультантів розділів роботи	до 10.02.2023 р.	
4.	Підготовка та подання консультантам розділів роботи: - оцінки економічної ефективності розробок	до 01.04.2023 р	
5.	Підготовка та подання керівнику роботи: - теоретичних досліджень - наукової та інженерної частин - вступу та висновків	до 01.04.2023 р до 01.04.2023 р до 10.04.2023 р	
6.	Доопрацювання розділів з урахуванням зауважень	до 01.05.2023 р	
7.	Подання робочого варіанту роботи керівнику	до 5.05.2023 р.	
8.	Доопрацювання роботи з урахуванням зауважень керівника. Одержання відгуку	до 10.05.2023 р.	
9.	Проходження нормо-контролю Перевірка роботи на плагіат	за 10 днів до захисту	
10.	Подання роботи завідувачу кафедри на перевірку	за 10 днів до захисту	
11.	Доопрацювання роботи з урахуванням зауважень завідувача кафедри. Допуск роботи до захисту	за 3 дні до захисту	
12.	Рецензування роботи. Підготовка документів, що подаються до ЕК	за 3 днів до захисту	
13.	Подання роботи та документів до ЕК	за день до захисту	
14.	Захист магістерської роботи	за графіком	

Дата видачі завдання

«___» _____ 2023 р.

Підпис керівника _____

_____ (прізвище та ініціали)

Завдання прийнято до виконання

«___» _____ 2023 р.

Підпис здобувача _____

_____ (прізвище та ініціали)

[illegible]

ЗМІСТ

	Стор.
1 ВСТУП	4
2 НАУКОВА ЧАСТИНА	6
2.1. Аналіз конструкцій найбільш поширених навантажувачів	6
2.2. Опис об'єкту розробки. Постановка мети і задач досліджень	11
2.3. Обґрунтування ширини захвату завантажувального робочого органу навантажувача	15
2.4. Висновки по розділу	20
3 ІНЖЕНЕРНА ЧАСТИНА	21
3.1. Технологічний розрахунок	21
3.2. Кінематичний розрахунок приводу шнека фрези	22
3.3. Силовий аналіз механізмів навантажувача	26
3.4. Енергетичний розрахунок	28
3.5. Розрахунок стійкості навантажувача в агрегаті з трактором	31
3.6. Визначення центру тиску навантажувача	32
3.7. Визначення коефіцієнта зміщення центра тиску	36
3.8. Розрахунки деталей та вузлів на міцність	36
3.9. Вибір підшипників приводного вала приймального транспортера	43
3.10. Висновки по розділу	44
4 ОХОРОНА ПРАЦІ	46
5 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА	51
6 ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	53
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	55
ДОДАТКИ	57

1. ВСТУП

Навантажувально-розвантажувальні роботи відносяться до найбільш енергоємних процесів в сільськогосподарському виробництві. Розвиток механізації таких робіт є однією з першочергових задач, так як це підвищує продуктивність транспортних засобів, зменшує собівартість перевезень та необхідність у використанні ручної праці.

Розміщення сільськогосподарських вантажів на різних ділянках господарства, непостійність місць навантаження (поле, тік, сховище господарства, відділення, ферми і т.п.), не завжди сприятливі дорожні умови обмежують вибір навантажувально-розвантажувальних пристроїв, потребують особливих вимог до їх мобільних енергетичних засобів.

Велика кількість вантажів з різними фізико-механічними властивостями, короткі і термінові строки перевезень потребують створення універсальних високопродуктивних навантажувально-розвантажувальних засобів із змінними робочими органами, які швидко адаптуються до різних умов роботи.

Аналіз літературних джерел показує, що машинобудівниками на сьогодні виробляється велика кількість різновидів навантажувачів. Особливостями таких машин є те, що вони комплектуються широким спектром змінних робочих органів із системою швидкої їх заміни. Однак високопродуктивні навантажувально-розвантажувальні універсальні машини, які здатні виконати великий обсяг робіт за короткий час майже відсутні.

На наш погляд перспективною високопродуктивною машиною є навантажувач ПНД-250, який розроблений й випускається ВАТ «Уманьферммаш» та призначений для розпушування і навантаження із буртів органо-мінеральних сумішей, торфу, компостів у великовантажні машини для внесення добрив й інші транспортні засоби. При незначному вдосконаленні

					МР 00.000 ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Коломієць				УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ВИСОКОПРОДУКТИВНОГО НАВАНТАЖУВАЧА СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАТЕРІАЛІВ		Літер.	Аркуш
Перевір.	Лузан							4
							ЦНТУ, гр. ГМ(СМ)-21М(1,9)	
Н. контр.	Мачок							
Затв.	Лещенко							
							Аркушів	56

даного навантажувача, яка дасть можливість розширити його універсальність для завантаження сипких матеріалів (щебеню, калійної солі, суперфосфату, ґрунту та ін.) можна вирішити більшість задач завантаження сільськогосподарських матеріалів у господарствах, що дозволить зменшити витрати праці і енергетичних ресурсів при виконанні таких робіт.

Порівняно із існуючими навантажувальними засобами циклічної дії навантажувач ПНД-250 руйнує грудки добрив і подає їх рівномірним потоком, що виключає можливість пошкодження транспортних засобів. При цьому подрібнені і перемішані добрива не деформують робочі органи машини, підвищується якість і рівномірність їх внесення.

Запропоновані удосконалення в магістерській роботі дозволять розширити сферу використання навантажувача, покращити умови обслуговування і експлуатації трактора, забезпечити нормальні умови роботи механізатора, підвищити надійність робочих органів навантажувача.

					MP 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

2. НАУКОВА ЧАСТИНА

2.1. Аналіз конструкцій найбільш поширених навантажувачів.

Навантажувач Manitou MLT-X 841-145 PS (рис. 2.1) призначений для сільськогосподарських навантажувально-розвантажувальних робіт з висотою підйому – 7,6 м та масою до 4,1 тонн. У навантажувача простора кабіна з хорошим оглядом та звукоізоляцією.

Навантажувач додатково комплектується такими пристосуваннями: вила палетні, ковші зернові, ковші універсальні Manitou, ковші бурякові, ковші будівельні, ковші з захватом (універсальні), захвати для круглих тюків, захвати для квадратних тюків, відвали для снігу, кран-балка, захват для лісу, платформа, люлька.



Рисунок 2.1 – Навантажувач Manitou MLT-X 841-145 PS

Швидкознімний навантажувач фронтальний UNIVERSAL-1500 (рис. 2.2) виконує такі роботи як вивантаження/навантаження, захват, транспортування матеріалу, а також застосовується на кар'єрних й землерийних роботах. Висота завантаження – 4,2 м, вантажопідйомність – 1500 кг. Можливість комплектування навісним обладнанням, що значно розширює його функціонал. Об'єм ковша від 0,6 до 1,5 м³. Тип агрегаткування – навісний.

					MP 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6



Рисунок 2.2 – Швидкознімний навантажувач фронтальний UNIVERSAL-1500

Навантажувачі Т 812/1 і Т 812/2 (рис. 2.3) - це найменші такого ряду машини. Допустима вантажопідйомність обох моделей складає 500 кг. Гідравлічний пристрій дозволяє перевозити і вантажити легкі матеріали. Конструкції опорних рам навантажувача індивідуально пристосовані до малопотужних моделей тракторів. Максимальна висота підйому матеріалів, що транспортуються, на яку дозволяє конструкція – 2,7 м. Висота навантаження за допомогою ковша становить від 1,8 до 2,3 м., а висота вивантаження від 1,2 до 1,7 м.



Рисунок 2.3 – Фронтальний навантажувач Т812

					МР 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

Навантажувач П-320 (рис. 2.4) призначений для завантаження різних вантажів (мінеральних добрив, піску, будівельного сміття тощо) у транспортні засоби, змішувальні установки та машини для внесення добрив, для механізації внутрішньоскладських робіт із затареними та незатареними вантажами, а також для виконання легких планувальних робіт. Навантажувач виготовляється та постачається з набором змінних робочих органів та обладнання в комплекті з ковшем П 320-1 місткістю $0,15 \text{ м}^3$ – для роботи з малосипучими та сипучими вантажами питомою вагою $10\text{-}15 \text{ кН/м}^3$. Ширина захвату ковша 1500 мм , агрегатується із тракторами класу 20 кН , продуктивність до 9 т/год , номінальна вантажопідйомність 300 кН , робоча швидкість до 9 км/год , висота навантаження до $2,4 \text{ м}$, кут розвантаження ковшів 37 град .



Рисунок 2.4 – Навантажувач фронтальний П-320

Серія телескопічних навантажувачів ТН від Massey Ferguson (рис. 2.5) відрізняється більшою висотою підйому та вильотом стріли, а також великою вантажністю. MF ТН 7035 забезпечує високу маневреність в обмеженому просторі, завдяки наявності двох позицій розміщення кабіни та вузькими габаритами машини. Модель чудово себе зарекомендувала під час

					МР 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

транспортування, де необхідна висока потужність двигуна та швидкість до 40 км/год. Навантажувач можна укомплектувати ковшем для копання ґрунту, навантаження зерна, вилами різної форми для переміщення матеріалів (палети, рулони) та іншим обладнанням.



Рисунок 2.5 – Навантажувач MF TH 7035 MASSEY FERGUSON

Навантажувач Mecalac AS700, (рис. 2.6) – модель початкового рівня у професійній лінійці Boosterline від Mecalac. Він може збільшувати підйомну силу на 30% у порівнянні з навантажувачами аналогічного класу, у той час, як моностріла збільшує робочу зону між колесами на 32%. Навантажувач Mecalac AS700 характеризується високою стійкістю та маневреністю, навантажувачі можуть одночасно рухатись вперед, змінювати траєкторію руху та повертати стрілу.

Фронтальний навантажувач SEM 660D, (рис. 2.7) універсальний вид техніки, затребуваний при роботах на складах, будівництвах, кар'єрах, лісозаготівлях і при влаштуванні доріг. Може виконувати землерийні роботи, навантаження-розвантаження різнорідних матеріалів, робити відсипання валів, насипів. Крім того, за умови використання навантажувача на невеликих відстанях, в ковші можна транспортувати різні вантажі, використовувати в якості

					MP 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

буксира. Незамінний при розчищенні, плануванні території, а можливість установки додаткового обладнання, значно розширює діапазон робіт, який здатний виконати навантажувач.



Рисунок 2.6 – Навантажувач Mecalac AS700



Рисунок 2.7 – Фронтальний навантажувач SEM 660D

					MP 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

2.2. Опис об'єкту розробки. Постановка мети і задач досліджень.

На основі аналізу схем і конструкцій існуючих навантажувачів, а також результатів науково-дослідних робіт, проведених ВАТ «Уманьферммаш», прийнята конструктивна схема навантажувача (рис. 2.8), яка включає наступні основні пристрої: забірний робочий орган 1, який розташований попереду трактора; приймальний транспортер 2, розташований з лівої сторони трактора; вивантажувальний транспортер 3, гідросистему 4 піднімання в робоче і транспортне положення; приводи робочих органів 4 із запобіжними пристроями. Конструкція навантажувача також включає раму зварної конструкції 5, та трактор 6. Всі основні вузли монтуються на рамі, яка шарнірно закріплена на поперечині, привареній до рами трактора.

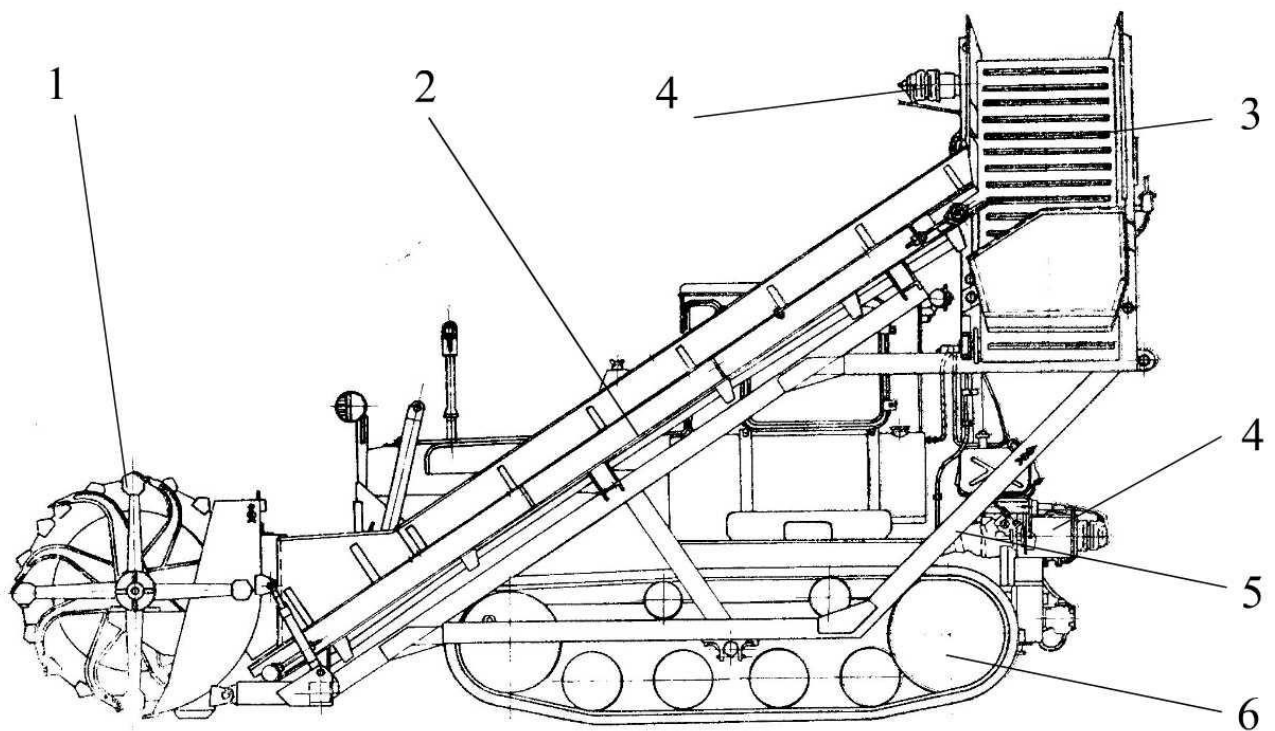


Рисунок 2.8 – Схема запропонованого високопродуктивного навантажувача

Під час роботи і переведенні навантажувача в транспортне положення рама повертається відносно поперечної балки двома гідроциліндрами. При включенні ходозменшувача, важіль якого встановлений в кабіні, вибирається необхідна

					МР 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

робоча швидкість трактора і включенням ВВП трактора приводяться в рух фреза завантажувального робочого органа та автономний гідропривід транспортерів, після чого навантажувач направляється вздовж бурта матеріалу, що завантажуються.

Технологічний процес, який виконує завантажувач, полягає в наступному (рис. 2.9).

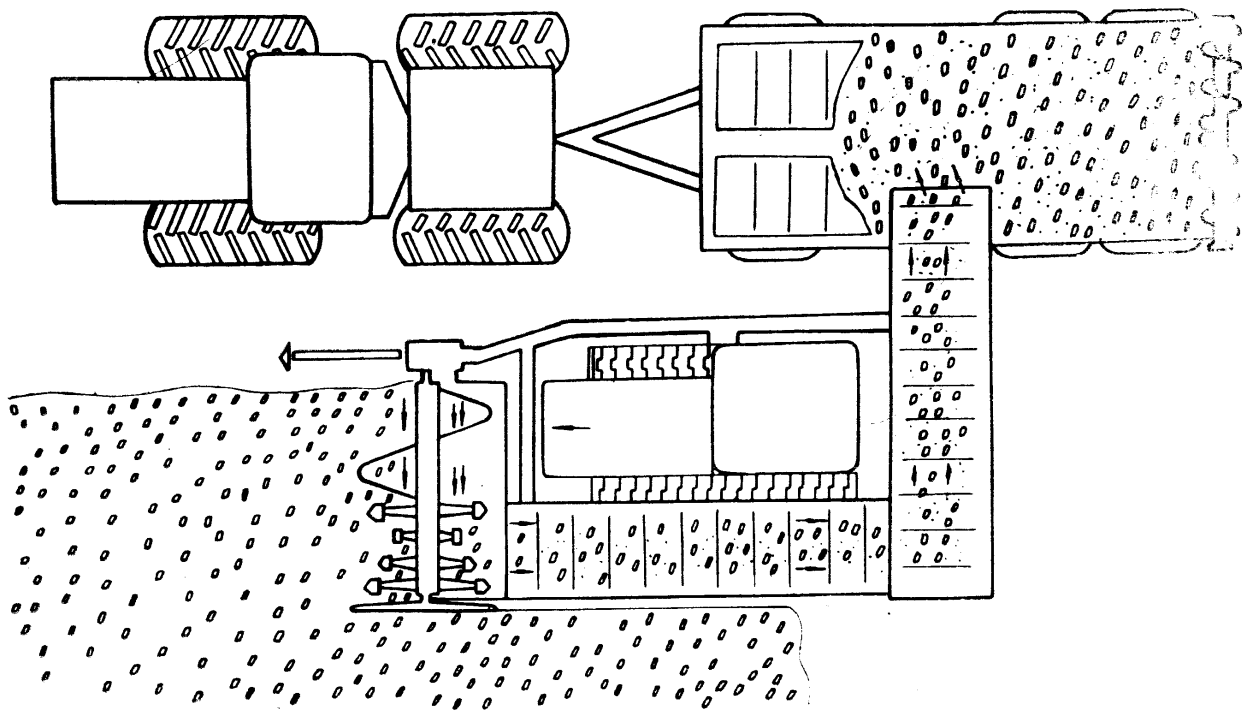


Рисунок 2.9 – Технологічна схема роботи навантажувача

З опущеним на землю ковшем навантажувач рухається вздовж бурта з лівої сторони. Відбір маси із бурта виконується лівою стороною ковша, з зовнішньої сторони якого встановлений активний відсікач маси. Через вивантажувальне вікно ковша маса подається на приймальний транспортер і далі на вивантажувальний транспортер, з якого вивантажується безпосередньо в транспортний засіб.

Для завантаження транспортний засіб під'їжджає з правої сторони навантажувача і по мірі необхідності переміщується вперед паралельно до завантажувача. Управління всіма робочими органами навантажувача виконується із робочого місця тракториста.

Рама 1 (рис. 2.10) складається із двох ферм, з'єднаних між собою гвинтами. В нижній частині рами з двох сторін приварені вилки, які служать шарнірною опорою навіски рами на трактор.

Завантажувальний робочий орган 2 складається із ковша і фрези. Ківш кріпиться до рами за допомогою чотирьох пальців. В нижній його частині приварений ніж по всій довжині. Технічна характеристика навантажувача приведена в табл. 2.1.

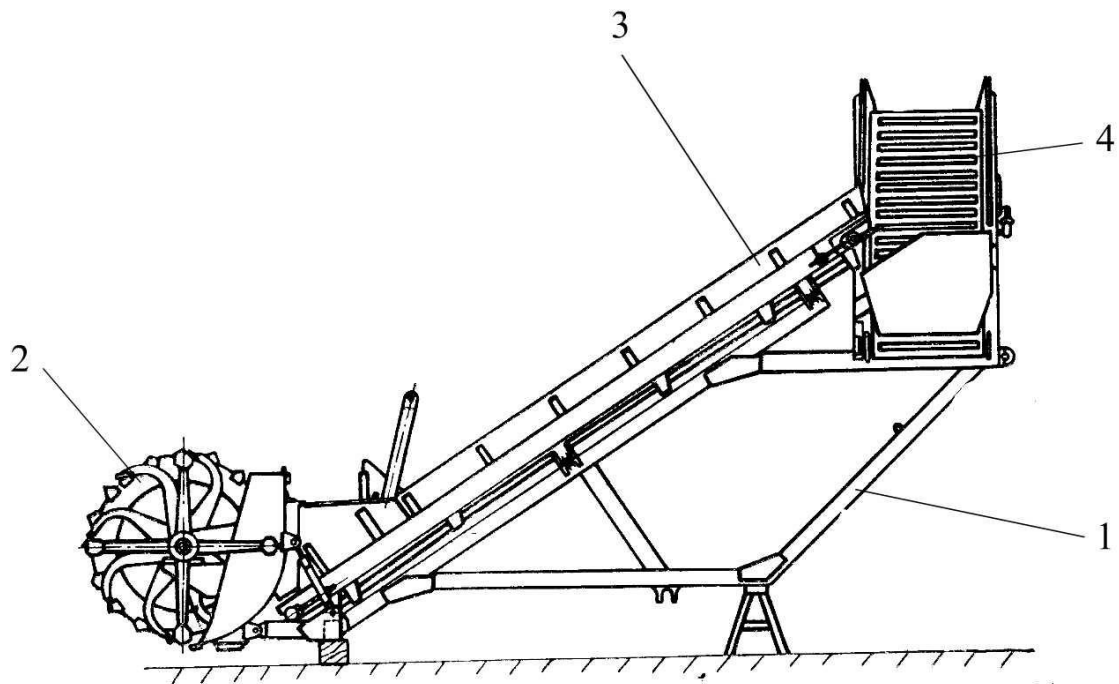
Таблиця 2.1

Технічна характеристика навантажувача ПНД-250

№ п/п	Найменування показників	Величина показника
1	2	3
1	Агрегатування	Трактор класу 3,0 (із ходозменшувачем)
2	Продуктивність, т/год. — при завантаженні торфу, гною — при завантаженні мінеральних добрив — при завантаженні гравію — при завантаженні ґрунту, вугілля	150-200 240 250 220-230
3	Висота завантаження, м	3,2
4	Габаритні розміри, м — довжина — ширина — висота	6,68 5,123 4,09
5	Маса, кг з трактором без трактора	10200 3700
6	Кут поперечної статичної стійкості, град., не менше	35
7	Робоча швидкість, км/год., не більше	0,25

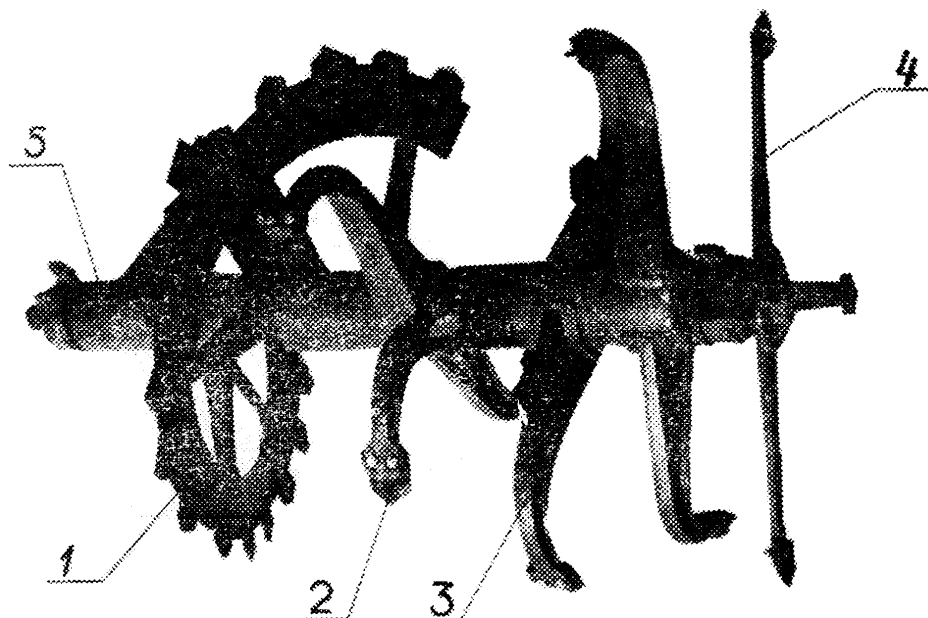
До лівої і правої щоківин приварені кронштейни кріплення корпусів підшипників фрези. До правої щоківини, крім того, приварені кронштейни для встановлення редуктора привода фрези. В лівій частині ковша передбачене вікно для подачі маси на приймальний транспортер. Фреза (рис. 2.11) збірно-зварної конструкції. З однієї сторони якої до труби 5 приварений шнек 1, який подрібнює і одночасно подає масу до вікна у ковші. За шнеком встановлені лапи 3 з ножами 2,

які підхvacують масу, одночасно подрібнюючи її, та подають на приймальний транспортер. З іншої сторони фрези встановлений активний відсікач маси 4, у вигляді хрестовини з ножами.



1 – рама; 2 – забірний робочий орган; 3 – транспортер приймальний; 4 – транспортер вивантажувальний

Рисунок 2.10 – Навантажувач ПНД-250



1 – шнек; 2 – ножі; 3 – лапи; 4 – відсікач маси; 5 – труба

Рис. 2.11 – Фреза

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МР 00.000 ПЗ

Арк.

14

Проведений аналіз літературних джерел та огляд конструкцій навантажувачів аналогічного призначення дозволили визначити мету та задачі магістерської роботи, які полягають у наступному.

Мета дослідження – підвищення продуктивності та розширення універсальності фронтального високопродуктивного навантажувача сільськогосподарських матеріалів шляхом обґрунтування параметрів завантажувального пристрою та транспортерів.

Задачі дослідження.

1. Вивчити основні конструктивні особливості навантажувачів та можливості їх роботи для розширення універсальності при навантаженні сільськогосподарських матеріалів.

2. Обґрунтувати параметри завантажувального пристрою для завантаження сипких матеріалів.

3. Виконати розрахунки конструктивних змін транспортерів для забезпечення нормальної роботи навантажувача.

4. Виконати розрахунок економічної ефективності впровадження високопродуктивного навантажувача у виробництво.

Об'єкт дослідження – процес навантаження сільськогосподарських матеріалів.

Предмет дослідження – конструктивні та технологічні параметри високопродуктивного навантажувача сільськогосподарських матеріалів.

2.3. Обґрунтування ширини захвату завантажувального робочого органу навантажувача.

Для обґрунтування ширини захвату робочого органу навантажувача розглянемо рис. 2.12.

Необхідну продуктивність навантажувача можна визначити за формулою

$$Q = H \cdot L \cdot l \cdot \gamma, \quad (2.1)$$

де Q – продуктивність навантажувача, т/год.;

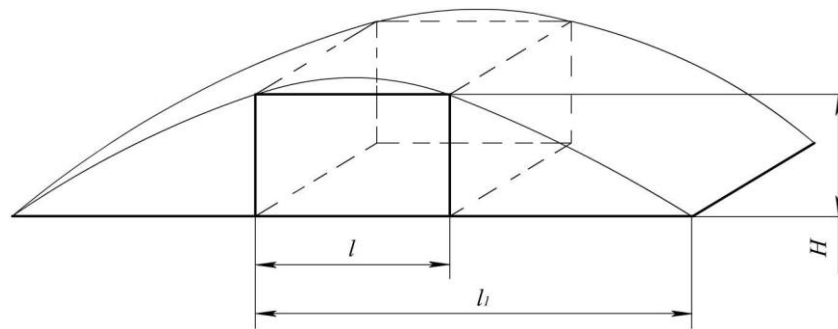
H – середня висота бурта матеріалу, що навантажується, м;

L – довжина проходу навантажувача за 1-ну годину робочого часу, м;

γ – об’ємна маса матеріалу, що навантажується, т/м³.

Із формули (2.1) ширина захвату завантажувального робочого органа навантажувача

$$l = \frac{Q}{H \cdot L \cdot \gamma}. \quad (2.2)$$



l – ширина захвату; l_1 – ширина захвату з урахуванням осипання бурта;

H – висота бурта

Рисунок 2.12 – Схема до визначення ширини захвату завантажувального робочого органа навантажувача

Особливістю конструкції завантажувального пристрою є те, що об’єм матеріалу, який захватується лопатями, складає деяку частину всього об’єму між суміжними рядами лопатей, при цьому подача матеріалу здійснюється рівномірно і безперервно. Якщо прийняти, що ΔV_m – об’єм матеріалу, який знаходиться перед одним рядом лопатей до моменту розвантаження, тоді

$$\Delta V_m = \Delta V_c \cdot \rho, \quad (2.3)$$

де ΔV_c – об’єм простору між захоплюючими лопатями і валом барабана, м³;

ρ – коефіцієнт заповнення.

$$\Delta V_m = \Delta V_l + \Delta V_{ш}, \quad (2.4)$$

де ΔV_l – об’єм матеріалу, який захоплюється безпосередньо лопатями, м³;

$\Delta V_{\text{ш}}$ – об’єм матеріалу, який подається до лопатей шнеком, м³.

Об’єми $\Delta V_{\text{м}}$, $\Delta V_{\text{л}}$, $\Delta V_{\text{ш}}$ – повинні знаходитися в прямій залежності від ширини захвату пристрою $L_{\text{н}}$, ширини розташування лопатей B і ширини шнека $L_{\text{ш}}$, тобто

$$\frac{\Delta V_{\text{м}}}{L_{\text{н}}} = \frac{\Delta V_{\text{ш}}}{B} = \frac{\Delta V_{\text{ш}}}{L_{\text{ш}}}, \quad (2.5)$$

де $L_{\text{н}} = B + L_{\text{ш}}$.

Залежність (2.5) справедлива при умові захоплення матеріалу, що завантажується на всю ширину забірної робочого органа пристрою. Лопаті і шнек при поступальному русі навантажувача в бурті матеріалу за період свого обертання, який відповідає кутові захвату α_3 , відокремлюють від бурта об’єм матеріалу, переріз якого у першому наближенні можна уявити деяким паралелограмом $ABCD$ (рис. 2.13), площу якого визначимо за формулою

$$S = \frac{h}{\sin \varphi} \cdot t, \quad (2.6)$$

де h – висота бурта матеріалу, що завантажується, м;

t – висота паралелограма $ABCD$, м;

φ – кут природного відкосу, град.

Відрізок AB паралелограма $ABCD$ являє собою відстань, на яку вкопується лопать при повороті на кут α_3 . Об’єм призми, який відповідає величині $\Delta V_{\text{м}}$ визначимо за формулою

$$\Delta V_{\text{м}} = h \cdot M \cdot L_{\text{у}}, \quad (2.7)$$

де M – подача матеріалу, м;

$L_{\text{у}}$ – середня ширина призми матеріалу, яку проходить забірний робочий орган в бурті матеріалу, м.

Об’єм частини завантажувального барабана, яка знаходиться між двома рядами лопатей барабана визначимо за формулою

$$\Delta V_c = \pi B(R^2 - r_0^2) \frac{\alpha_1}{360^\circ},$$

або

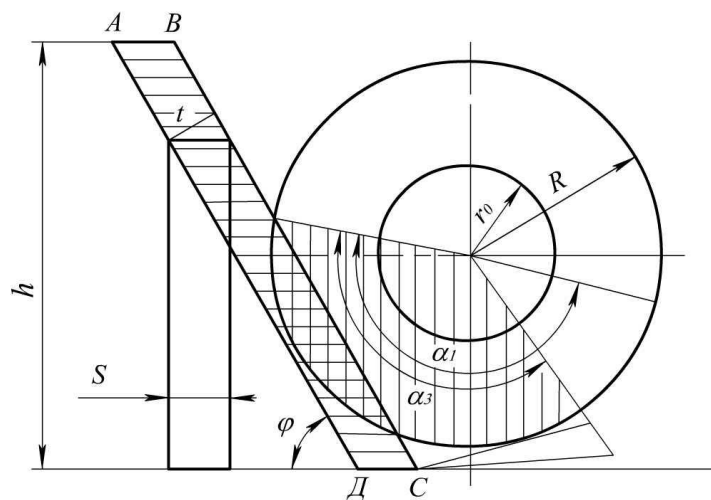
$$\Delta V_c = \frac{\pi B(R^2 - r_0^2)}{z}, \quad (2.8)$$

де $z = \frac{360}{\alpha_1}$ – кількість рядів лопатей;

R – зовнішній радіус лопатевого барабана, м;

r_0 – радіус вала лопатевого барабана, м;

α_1 – центральний кут між рядами лопатей, град.



h – висота штабеля (бурта); t – висота паралелограма; φ – кут природного відкосу; α_3 – кут захвату; α_1 – центральний кут між рядами лопатей; r_0 – початковий радіус лопатей барабана; R – зовнішній радіус лопатей барабана

Рисунок 2.13 – Схема до визначення поступальної швидкості завантажувального барабана

Тоді швидкість руху барабана

$$V_{\sigma} = \frac{\pi R \rho \cdot n(R^2 - r_0^2)}{h \cdot L_y}, \quad (2.9)$$

де n – кількість обертів барабана, об/с.

Продуктивність шнека можна визначити із співвідношення

$$\frac{Q}{L_n} = \frac{Q_u}{L_u}, \quad (2.10)$$

де Q – продуктивність навантажувача, т/год;

Q_u – продуктивність шнека, т/год;

L_u – довжина шнека, м.

$$Q_u = \frac{QL_u}{L_n}.$$

Із виразів (2.6) і (2.7), а також (2.8) отримаємо

$$h \cdot M \cdot M \cdot L_n = \pi B \frac{R^2 - r_0^2}{z} \rho. \quad (2.11)$$

Звідки визначимо глибину вкопування однієї лопаті:

$$M = \frac{\pi B \rho (R^2 - r_0^2)}{z \cdot h \cdot L_n}, \quad (2.12)$$

і поступальну робочу швидкість захватуючого пристрою V_n :

$$V_n = M \cdot z \cdot n = \frac{\pi B \rho \cdot n (R^2 - r_0^2)}{h \cdot L_n}. \quad (2.13)$$

Виходячи з того, що лопаті встановлено у 2-ва ряди, то глибина вкопування

$$M = \frac{\pi B \rho (R^2 - r_0^2)}{2h \cdot L_n}. \quad (2.14)$$

Для даного випадку продуктивність шнека можна визначити за формулою

$$Q_u = 60 \left(\frac{\pi R^2}{2} - \frac{\pi r_0^2}{2} \right) \cdot n \cdot T \rho_1, \quad (2.15)$$

де n – число обертів шнека, об/хв;

T – крок шнека, м;

ρ_1 – коефіцієнт заповнення;

R, r_0 – зовнішній та початковий радіуси шнека, м.

Із формули (2.15) визначаємо крок шнека

$$T = \frac{Q}{60 \cdot n \cdot \rho \left(\frac{\pi R^2}{2} - \frac{\pi r_0^2}{2} \right)}. \quad (2.16)$$

2.4. Висновки по розділу.

1. Для вдосконалення в магістерській роботі вибрана перспективна конструкції високопродуктивного навантажувача ПНД-250 ВАТ «Уманьферммаш» та запропонована методика розрахунку основних параметрів.

2. Отримані рівняння дозволяють визначити основні параметри завантажувального пристрою для забезпечення необхідної продуктивності запропонованої конструкції навантажувача, а саме: ширину захвату ковша, колову швидкість руху завантажувального барабана, глибину вкопування ножів фрези, крок шнека.

					МР 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

3. ІНЖЕНЕРНА ЧАСТИНА

3.1. Технологічний розрахунок.

В результаті проведених заводських випробувань по перевірці ефективності навантажувача встановлено, що ножі на лапах мають невеликий термін роботи, що потребує дуже частої їх заміни. Тому, в даній магістерській роботі пропонується розробити двосторонні ножі, чим підвищити їх строк служби.

В базовій конструкції приймальний і вивантажувальний транспортери склалися із двох ланцюгів із закріпленими на них скребками, рами, ведучого і відомого валів та огороження. Для розширення універсальності навантаження, а саме завантаження дрібносипких матеріалів виникла необхідність внесення змін в конструкцію рами та транспортерів.

Для обґрунтування конструктивних змін транспортерів виконаний аналітичний та творчий етапи аналізу. В результаті виконання аналітичного етапу зроблені такі висновки: базовий варіант достатньо матеріаломісткий: в парі зірочка-ланцюг виникає значне тертя при попаданні дрібносипких матеріалів, що веде до значного їх зношування і потребує додаткової потужності приводу. Кріплення лотка до рами здійснюється великою кількістю болтів, що обумовлено навантаженням матеріалу на лоток, виникає значне тертя між лотками та планкою, яка переміщує матеріал.

На творчому етапі з метою усунення вказаних недоліків даного вузла базової машини ми запропонували використати замість ланцюга, який виконує функцію переміщення матеріалу, транспортерну стрічку. Замість зірочок, які передавали крутний момент та перетворювали обертальний рух вала в прямолінійний рух ланцюга, використати вали. Для утримання матеріалу і запобігання його просипанню використовуємо бокові планки.

Ширина захвату ковша навантажувача із умови забезпечення його продуктивності 250 т/год., об'ємній масі матеріалу, що завантажується $0,9 \text{ т/м}^3$, середній висоті бурта – 1,5 м, довжині проходу – 15 м/год за формулою 2.1.

					MP 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

$$l = \frac{250}{1,5 \cdot 150 \cdot 0,9} = 1,23 \text{ м.}$$

Враховуючи широку універсальність завантажувача приймаємо ширину ковша $l = 1,6 \text{ м.}$

Поступальна швидкість фрез-барабана при коефіцієнті заповнення – 0,1, куті природного відкосу 40 град., зовнішньому радіусові лопатевого барабана – 0,7 м, внутрішньому радіусові – 0,219 м, кількості оборотів барабана – 0,9 об/с, глибині захвату – 0,82 м.

$$V_{\phi} = \frac{3,14 \cdot 0,7 \cdot 0,1 \cdot 0,9 (0,7^2 - 0,2^2)}{1,5 \cdot 2,4} = 0,025 \text{ м/с.}$$

Глибина вкопування

$$M = \frac{3,14 \cdot 0,82 \cdot 0,15 (0,7^2 - 0,219^2)}{2 \cdot 1,5 \cdot 2,4} = 0,024 \text{ м.}$$

Крок шнека

$$T = \frac{250}{60 \cdot 40 \cdot 0,7 \left(\frac{3,14 \cdot 0,7^2}{2} - \frac{3,14 \cdot 0,219^2}{2} \right)} = 0,22 \text{ м.}$$

3.2. Кінематичний розрахунок приводу шнека фрези.

Привод шнека фрези здійснюється від ВВП трактора ($n=533 \text{ об/хв}$), (рис. 3.1). Визначаємо загальне передаточне відношення за формулою

$$i_3 = \frac{n_{ВВП}}{n_{\phi}}, \quad (3.1)$$

де $n_{ВВП}$ – частота обертання ВВП, об/хв;

n_{ϕ} – частота обертання фрези, об/хв.

$$i_3 = \frac{533}{41} = 13.$$

					МР 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

Так як фреза розташована попереду трактора, а ВВП в задній частині, то для передачі руху приймаємо із конструктивних міркувань на першій ступені ланцюгову передачу з $i=1$, на другій ступені два карданно-телескопічні вали з запобіжною муфтою, на третій ступені встановлюємо двоступінчатий конічний редуктор. Виконуємо розбивку передаточного відношення по ступенях.

$$i_3 = i_I \cdot i_{II} \cdot i_{III}$$

Передаточне відношення першої і другої ступені $i_I = i_{II} = 1$. Тоді $i_3 = i_{III}$. Приймаємо, що для забезпечення необхідного передаточного відношення, необхідно встановити редуктор з $i_p = i_3 = 13$.

Виконуємо розбивку загального передаточного відношення редуктора по ступенях.

$$i_{zp} = i_{Ip} \cdot i_{IIp}, \quad (3.2)$$

де i_{Ip} – передаточне відношення першої ступені редуктора;

i_{IIp} – передаточне відношення другої ступені редуктора.

Для першої ступені приймаємо

$$z_{I_1} = 16, \quad z_{I_2} = 50.$$

Для другої ступені приймаємо:

$$z_{II_1} = 17, \quad z_{II_2} = 73.$$

Тоді

$$i_{Ip} = \frac{50}{16} = 3,125; \quad i_{IIp} = \frac{73}{17} = 4,29.$$

Дійсне передаточне відношення редуктора

$$i_p = 3,125 \cdot 4,29 = 13,4$$

Визначаємо дійсне число обертів привода шнека фрези

$$n_{ф.д.} = \frac{n_{ВВП}}{i_p}. \quad (3.3)$$

					МР 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

$$n_{\phi.д.} = \frac{533}{13,4} = 39,8 \text{ об/хв.}$$

Проведені розрахунки показують, що дійсне число обертів привода шнека фрези незначно відрізняється від розрахованого в технологічній частині.

Визначаємо частоту обертання кожного вала приводу шнека.

$$n_1 = n_2 = 533 \text{ об/хв.}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{Ip}} = \frac{533}{3,125} = 170,56 \text{ об/хв.}$$

$$n_4 = \frac{n_3}{i_{III}} = \frac{170,56}{4,29} = 39,8 \text{ об/хв.}$$

Для приводу транспортерів прийняті гідравлічні двигуни, які безпосередньо встановлюються на вал приводного барабана. Приймаємо гідродвигун МП-90, у якого $n=137$ об/хв; $N=16$ кВт.

Визначаємо діаметр барабана транспортера.

Для чого визначимо кутову швидкість за формулою

$$\omega = \frac{\pi n}{30}.$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 137}{30} = 14,3 \text{ с}^{-1}.$$

Тоді діаметр барабана

$$D = \frac{2V_{\pi}}{\omega}. \quad (3.4)$$

$$D = \frac{2 \cdot 2,14}{14,3} = 0,299 \text{ м.}$$

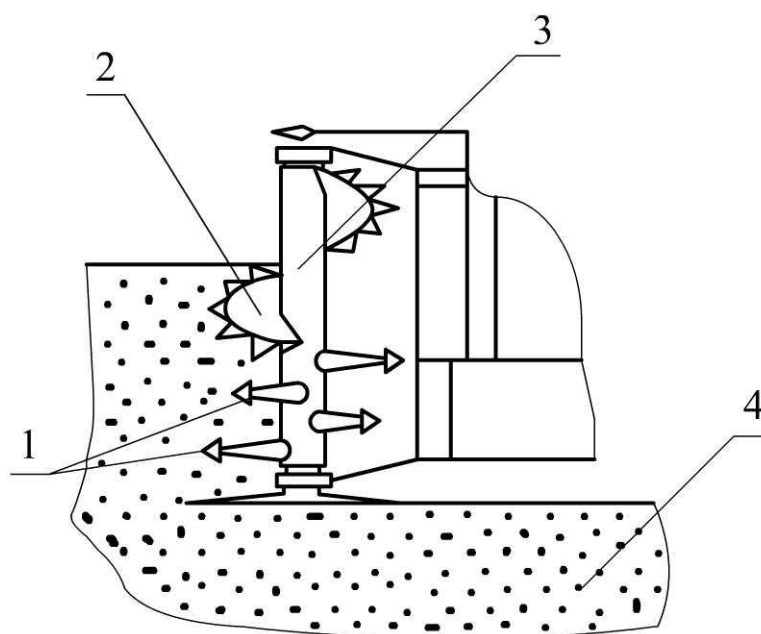
Приймаємо діаметр барабана $D = 300$ мм.

					МР 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

3.3. Силовий аналіз механізмів навантажувача.

Визначення необхідної потужності на привод завантажувального пристрою.

Завантажувальний пристрій (фрез-барабан), рис. 3.2 складається із лап і шнека. Підбирання матеріалів із кучі виконується в основному лапами, шнек підбирає частину маси, яка остається і подає її вздовж вісі шнека в зону розташування лап. На кінцях лап встановлені ріжучі ножі. Ножі розташовані по гвинтовій лінії і в боковій проекції розташовані рівномірно по колу, чим забезпечується мінімальне коливання опору різання маси.



1 – лапи; 2 – шнек; 3 – фрез-барабан; 4 – борт

Рисунок 3.2 – Завантажувальний пристрій

Згідно попередніх розрахунків, для забезпечення максимальної продуктивності навантажувача 250 т/год, ширина захвату, при висоті борта $H=1,5$ м, повинна бути 1,2. Ширина захвату, яка забезпечується лапами приблизно дорівнює 1,0 м, а іншу масу забирає і подає на транспортер шнек. Приймаємо, що лапами забирається і подається при роботі 80% маси (200 т/год), а шнеком 20% (50 т/год).

В загальному вигляді баланс потужності на привод робочого органу фрези може бути представлений наступним виразом

$$N = N_{\text{л}} = N_{\text{ш}}, \quad (3.5)$$

де $N_{\text{л}}$ – потужність, яка витрачається на різання маси лапами, кВт;

$N_{\text{ш}}$ – потужність, яка витрачається на подачу маси шнеком фрези, кВт.

Потужність, яка витрачається на лапах фрези визначимо за формулою

$$N_{\text{л}} = \frac{k_1 \Pi}{270000 \cdot \eta_{\text{л}}}, \quad (3.6)$$

де k_1 – питомий опір копанню, кгс/см², ($k_1 = 11 \text{ кгс/см}^2 = 11000 \text{ кгс/м}^2$);

Π – продуктивність машини, м³/год;

$\eta_{\text{л}}$ – к.к.д. робочого органу, який враховує витрати енергії на тертя ножів по поверхні матеріалу, що завантажується, а також на тертя в підшипниках валу фрези. При попередніх розрахунках можна прийняти $\eta_{\text{л}} = 0,7 \dots 0,8$. Приймаємо $\eta_{\text{л}} = 0,8$.

Продуктивність навантажувача

$$\Pi = \frac{Q}{\gamma},$$

де γ – об'ємна вага матеріалу, що завантажується (наприклад гною), т/м³, ($\gamma = 0,9 \text{ т/м}^3$).

$$\Pi = \frac{200}{0,9} = 222 \text{ м}^3/\text{год}.$$

$$N_{\text{л}} = \frac{11000 \cdot 222 \cdot 0,736}{270000 \cdot 0,8} = 8,3 \text{ кВт}.$$

Витрати потужності завантажувального робочого органу при різних продуктивності отримані експериментальним шляхом на ВАТ «Уманьферммаш», табл. 3.1.

Таблиця 3.1

№ п/п	Продуктивність, т/год	Необхідна потужність на привод шнека-фрези, кВт
1	262	13,984
2	132	6,624
3	103	5
4	64,8	3,61
5	31,6	2,06

Так як шнек фрези забезпечує приблизно 20% продуктивності навантажувача, тобто порядку 50 т/год, тоді згідно таблиці 3.1 потужність, яка витрачається на завантаження маси шнеком буде дорівнювати $N_{ш}=3$ кВт.

Загальна потужність на привод фрези

$$N = 8,3 + 3 = 11,3 \text{ кВт.}$$

Приймаємо $N = 12$ кВт.

Визначаємо крутний момент на валу завантажувального робочого органа при передачі потужності $N = 12$ кВт, за формулою

$$M_{кр} = 9550 \frac{N}{n}, \quad (3.7)$$

де n – кількість обертів фрез-барабана, об/хв, ($n=54$ об/хв).

$$M_{кр} = 9550 \frac{12}{54} = 2122,2 \text{ Н·м.}$$

Визначення необхідної потужності на привод приймального транспортера.

Потужність на привод приймального транспортера визначимо за формулою

$$N = \frac{Q}{367} (LW + L'), \quad (3.8)$$

де Q – продуктивність транспортера, т/год;

L – довжина горизонтальної проекції транспортера, м;

L' – висота вертикальної проекції транспортера, м;

W – коефіцієнт опору рухові.

$$N = \frac{250}{367} (3,9 \cdot 1,2 + 2,25) = 4,4 \text{ кВт.}$$

3.4. Енергетичний розрахунок.

В базовому агрегаті використовувався трактор класу 3,0 (із ходозменшувачем). Даний трактор приймаємо і в удосконаленому варіанті.

					МР 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Виконаємо розрахунки по обґрунтуванню складу агрегату із запропонованими змінами. Для роботи агрегату необхідно забезпечити таку умову

$$N_{np} < N_{ВВП}, \quad (3.9)$$

де N_{np} – потужність для приведення в дію механізмів машини, кВт ($N_{np}=15$ кВт), з урахуванням вивантажувального транспортера;

$N_{ВВП}$ – потужність, яка може передаватися через ВВП при рухові агрегату, кВт.

Потужність, яка може передаватись через ВВП при рухові агрегату визначимо за формулою

$$N_{ВВП} = N_e \eta_{ВВП} - \frac{(R_{коч.тр.} + R_{коч.м}) V_p \cdot \eta_{ВВП}}{3,6 \eta_{тр} \cdot \eta_{\delta}}, \quad (3.10)$$

де N_e – ефективна потужність двигуна, кВт, ($N_e = 62,2$ кВт);

$\eta_{ВВП}$ – ККД трансмісії ВВП, ($\eta_{ВВП} = 0,95$);

V_p – робоча швидкість агрегату, км/год, ($V_p = 0,25$ км/год);

$\eta_{тр}$ – ККД трансмісії трактора, ($\eta_{тр} = 0,93$);

η_{δ} – коефіцієнт буксування, ($\eta_{\delta} = 0,87$);

$R_{коч.тр.}$, $R_{коч.м.}$ – відповідно опір на пересування трактора і сільськогосподарської машини, кН.

Так як навантажувач безпосередньо начеплений на трактор, то $R_{коч.тр.}$ визначаємо з урахуванням маси машини.

$$R_{коч.тр.} = (Q_{тр.} + Q_m)(f + i), \quad (3.11)$$

де $Q_{тр.}$ – маса трактора, Н, ($Q_{тр.} = 64700$ Н);

Q_m – маса машини, Н, ($Q_m = 40000$ Н);

f – коефіцієнт опору перекочуванню, ($f = 0,1$);

i – величина підйому, ($i = 0,3$).

$$R_{коч.тр.} = (6470 + 4000)(0,1 + 0,3) = 4188 \text{ Н.}$$

					МР 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

$$N_{ВВП} = 62,2 \cdot 0,95 - \frac{4,188 \cdot 0,25 \cdot 0,95}{3,6 \cdot 0,93 \cdot 0,87} = 58,75 \text{ кВт.}$$

Умова $N_{np} < N_{ВВП}$ виконується $15 < 58,75$. Отже, скомплектований агрегат буде працювати задовільно.

Для оцінки раціонального комплектування агрегату необхідно визначити коефіцієнт використання тягового зусилля трактора за формулою

$$\eta_{т.з.} = \frac{R_{агр.}}{P_{н.зак.}}, \quad (3.12)$$

де $R_{агр.}$ – загальний опір агрегату, кН;

$P_{н.зак.}$ – тягове зусилля трактора, кН, ($P_{н.зак}^I = 34,84 \text{ кН}$);

$$R_{агр.} = R_{коч.тр.} + R_o, \quad (3.13)$$

де R_o – додатковий опір, який чинять робочі органи, що приводяться в дію від ВВП, кН.

$$R_o = \frac{3600 \cdot N_{np} \cdot \eta_{тр}}{V_p \cdot \eta_o}, \quad (3.14)$$

$$R_o = \frac{3600 \cdot 15 \cdot 0,95}{2,5 \cdot 0,87} = 23,6 \text{ кН.}$$

$$R_{агр.} = 4,188 + 23,60 = 27,8 \text{ кН}$$

$$\eta_{т.з.} = \frac{27,80}{34,84} = 0,8.$$

Розрахунки показують, що скомплектований агрегат працюватиме ефективно. Розраховуємо витрати палива за зміну.

$$Q_{зм} = Q_p \cdot T_p + Q_x \cdot T_x + Q_z \cdot T_z, \quad (3.15)$$

де Q_p , Q_x , Q_z – відповідно годинна витрата палива при виконанні роботи, холостому русі, на зупинках ($Q_p = 15,4$; $Q_x = 9,7$; $Q_z = 1,9$).

T_p , T_x , T_z – відповідно час робочих і холостих рухів, час зупинок, год.

$$T_p = T_{зм} \cdot \tau,$$

					МР 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

$T_{зм}$ – час зміни, год, ($T_{зм} = 7$ год);

τ – коефіцієнт використання часу зміни.

$$T_p = 7 \cdot 0,8 = 5,6 \text{ год}$$

$$T_x = T_z = \frac{T_{зм} - T_p}{2} = \frac{7 - 5,6}{2} = 0,7 \text{ год.}$$

Отже,

$$Q_{зм} = 15,4 \cdot 5,6 + 9,7 \cdot 0,7 + 1,9 \cdot 0,7 = 84,36 \text{ кг/зм.}$$

3.5. Розрахунок стійкості навантажувача в агрегаті з трактором.

Граничний кут статичної стійкості гусеничних навантажувачів характеризується тим, що вертикаль, проведена через центр тяжіння навантажувача проходить через кромку опорної поверхні однієї із гусениць.

$$\operatorname{tg} \alpha_y = \frac{X_c - C_\kappa}{H}, \quad (3.16)$$

де X_c – повздовжня координата центра тяжіння навантажувача в транспортному положенні відносно ребра перевертання, мм;

C_κ – відстань від вісі направляючого колеса до опорної кромки гусениці (при направляючих колесах, опущених до опорної поверхні $C_\kappa = 0$), мм;

H – висотна координата центра тяжіння навантажувача в транспортному положенні відносно опорної поверхні, мм.

Граничний кут поперечного нахилу, на якому може стояти трактор, визначимо за формулою

$$\operatorname{tg} \alpha_{y \text{ non}} = \frac{0,5(B + b) - Z_c}{H}, \quad (3.17)$$

де B – колія ходової частини трактора, мм, ($B = 1330$ мм);

b – ширина гусеничних траків, мм;

Z_c – поперечна координата центра тяжіння навантажувача від вісі симетрії трактора, мм, ($Z_c = 93$ мм).

Стійкість навантажувача визначаємо у транспортному положенні. Розглянемо наступні розрахункові випадки:

- ребро перевертання проходить через вісь направляючого колеса (рис. 3.3), лопата з робочими органами в транспортному положенні, шарнір кріплення лопати до рами на висоті 545 мм від опорної поверхні.
- ребро перевертання проходить через вісь ведучої зірочки (рис. 3.4), лопата з робочими органами на максимальній висоті.

Вихідні дані до розрахунку:

Маса агрегату 10470 кг

Повздовжня база ходової частини агрегату $L_m = 2556$ мм

Результати розрахунку за формулами (3.16) і (3.17) зводимо в таблицю 3.2.

Таблиця 3.2

Результати розрахунку навантажувача на стійкість

Розрахунковий випадок	Координата центра тяжіння агрегату			X	Кут статичної стійкості навантажувача	
	X_c	H	Z_c		α_y	$\alpha_{y\text{ поп}}$
1	1407	895	93	1149	52°04'	34°45'
2	1407	895	93	1407	57°32'	34°45'

3.6. Визначення центру тиску навантажувача.

Центр тиску навантажувача визначаємо в транспортному положенні робочого обладнання (рис. 3.5).

Плече центра тиску навантажувача відносно вісі опорних коліс повинно перевищувати

$$\Delta_z = \left(1 - \frac{X_0}{L_m}\right) \cdot L_m \geq \frac{1}{6} \cdot L_m, \quad (3.18)$$

де X_0 – координата центра тяжіння навантажувача від вісі ведучої зірочки, мм.

Допустиме плече центра тиску

$$[\Delta_z] = \frac{1}{6} \cdot L_r = \frac{1}{6} \cdot 2556 = 426 \text{ мм.}$$

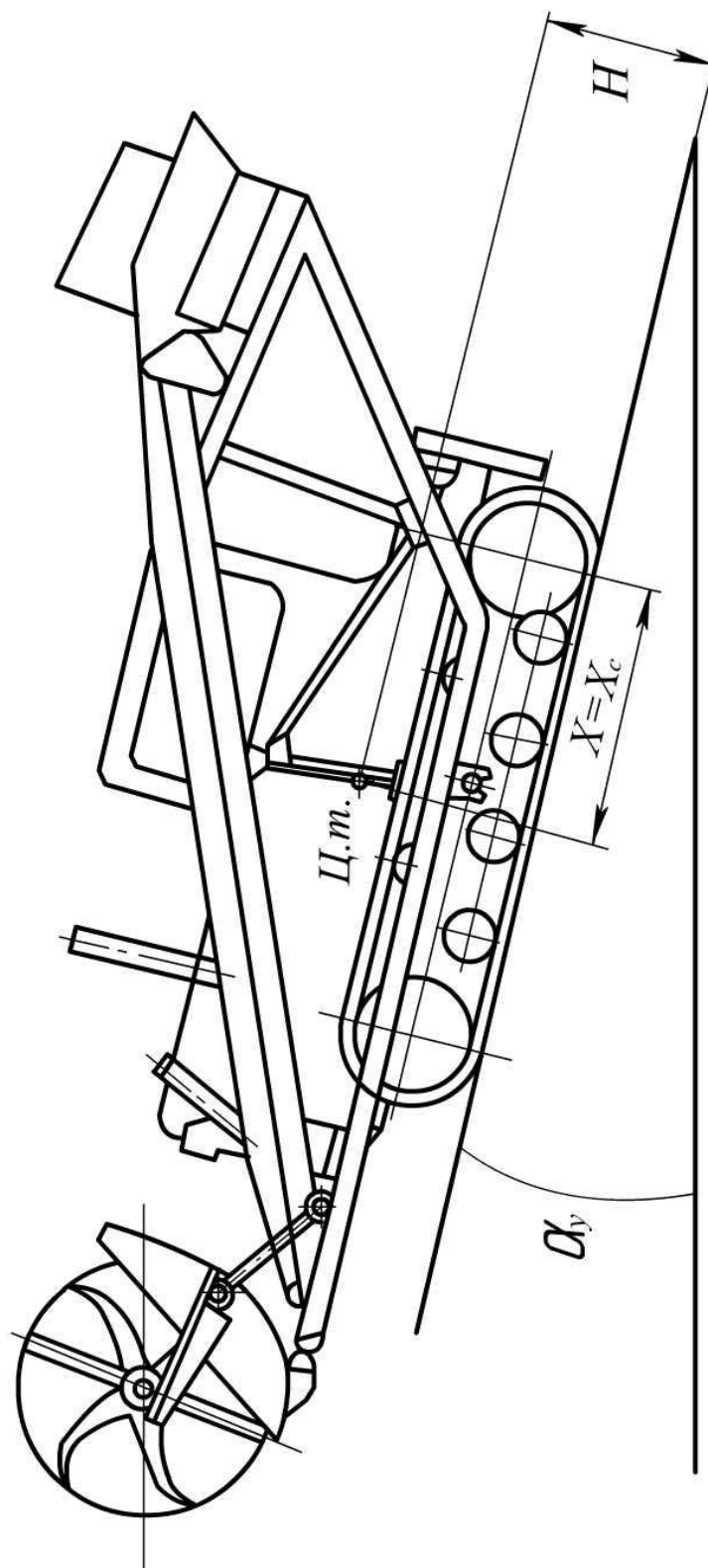


Рисунок 3.3 – Схема до визначення стійкості навантажувача при рухові на підйом

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

MP 00.000 ПЗ

Арк.

33

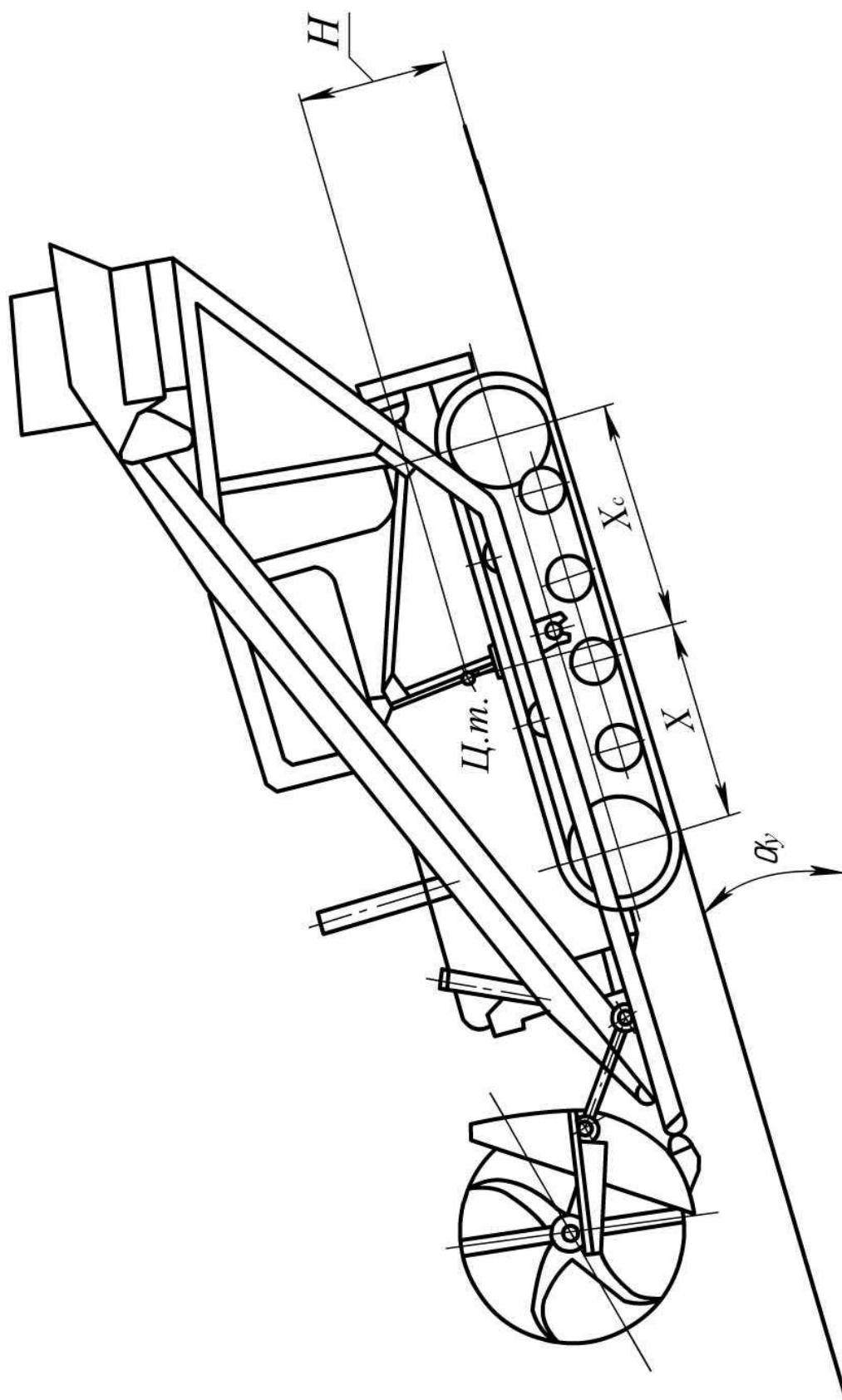


Рисунок 3.4 – Схема до визначення стійкості навантажувача при рухові з гори

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МР 00.000 ПЗ

Арк.

34

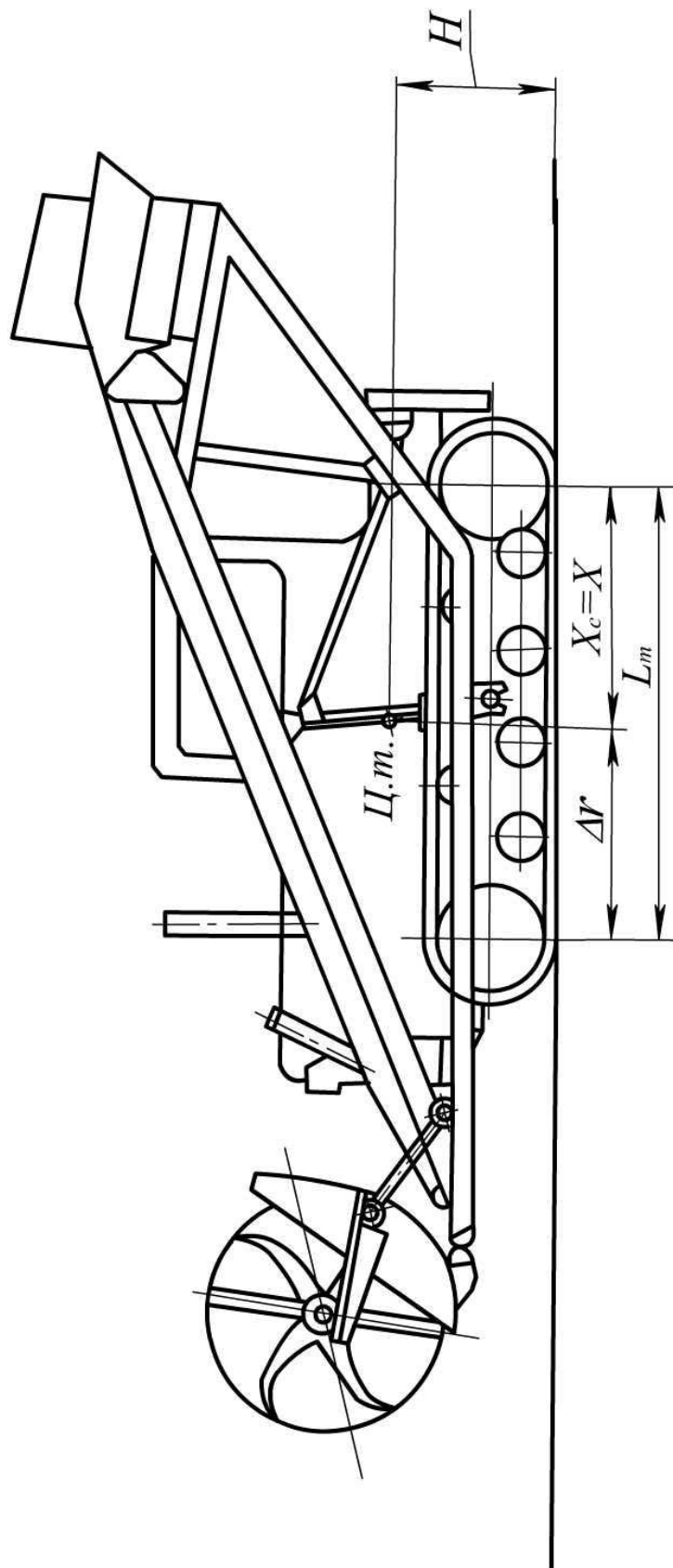


Рисунок 3.5 – Схема до визначення центру тиску навантажувача

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

MP 00.000 ПЗ

Арк.

35

На основі аналізу проведеного розрахунку впливає, що навантажувач в такому виконанні має достатню стійкість для безпечної роботи при нормальних умовах експлуатації.

3.7. Визначення коефіцієнта зміщення центра тиску.

Визначимо для навантажувача коефіцієнт зміщення центра тиску, який являє собою відношення повздовжнього зміщення центра тиску трактора відносно середини його опорної поверхні, що проходить під впливом ваги начепленого обладнання до довжини опорної поверхні гусениць

$$\gamma_n = \frac{a_0}{L_z}, \quad (3.19)$$

де a_0 – повздовжня відстань від центра тяжіння агрегату до середини опорної поверхні гусениці, мм, ($a_0 = 141$ мм);

L_z – довжина опорної поверхні гусениці, ($L_z = 1612$ мм).

$$\gamma_n = \frac{141}{1612} = 0,087 < 0,167$$

Граничне значення коефіцієнта зміщення центра тиску $\gamma_n = 0,167$.

3.8. Розрахунки деталей та вузлів на міцність.

Розрахунок на міцність стрічки завантажувального транспортера.

Необхідна кількість прокладок в стрічці виходячи із умови міцності на розривання визначимо за формулою

$$i = \frac{S_{\max} \cdot \Pi_m}{G_p \cdot B}, \quad (3.20)$$

де $S_{\max}$ – максимальний натяг стрічки, Н;

G_p – межа міцності на розривання прокладки, Н/см², (для тканини каркасу ТА-100 $G_p = 1000$ Н/см²);

B – ширина стрічки, см, ($B = 80$ см);

Π_m – коефіцієнт запасу міцності стрічки, ($\Pi_m = 9$).

					МР 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

Максимальний розрахунковий натяг стрічки $S_{\max}$ при сталому рухові дорівнює натягу стрічки, яка набігає на приводний барабан $S_{п.б.}$ і визначається за формулою

$$S_{\max} = S_{п.б.} = \frac{l^{\mu\alpha} \cdot P \cdot K_3}{l^{\mu\alpha} - 1}, \quad (3.21)$$

де $l^{\mu\alpha}$ – тяговий фактор, ($l^{\mu\alpha} = 2,57$);

P – колове зусилля на приводному барабані, Н;

K_3 – коефіцієнт запасу, ($K_3 = 1,1 \div 1,2$).

Тягове зусилля при сталому рухові транспортера:

$$P = \sum W_i, \quad (3.22)$$

де W_i – сума опорів руху транспортера.

Для приймального транспортера ПНД-250 сума опорів

$$P = \sum W_i = W_{нв} + W_{ни} + W_{л} + W_{зм} + W_{оп} + W_{ос} + W_{з.у}, \quad (3.23)$$

$W_{нв}$ – опір руху стрічки по безроликовому настилу на похилій ділянці транспортера (завантажена частина).

$$W_{нв} = (q_r + q_{л})(C'L_i + H), \quad (3.24)$$

де q_r – розрахункове лінійне навантаження від вантажу, який транспортується на 1 м довжини;

$$q_r = \frac{K_n}{K_t \cdot K_z} \cdot \frac{q \cdot Q_{т.ср}}{3,6V}, \quad (3.25)$$

K_n – коефіцієнт нерівномірності подачі вантажу на транспортер, ($K_n = 1,1-1,5$);

K_t – коефіцієнт використання транспортера на протязі зміни, ($K_t = 0,8$);

K_z – коефіцієнт готовності, ($K_z = 0,95$);

q – прискорення вільного падіння, ($q = 9,81 \text{ м/с}^2$);

$Q_{т.ср}$ – середня продуктивність, т/год, ($Q_{т.ср} = 250 \text{ т/год}$);

V – швидкість руху стрічки, м/с, ($V = 1,2 \text{ м/с}$).

					МР 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

$$q_r = \frac{1,5}{0,8 \cdot 0,95} \cdot \frac{9,81 \cdot 250}{3,6 \cdot 1,2} = 1120,5 \text{ Н}$$

q_l – лінійне навантаження від стрічки, Н, ($q_l = 100$ Н);

C' – коефіцієнт тертя стрічки по настилу (гума по металу, $C' = 0,7$);

L_i – горизонтальна проекція довжини транспортера, м, ($L_i = 4,3$ м);

H – висота піднімання вантажу, м ($H = 2,8$ м);

$$W_{нв} = (1120,5 + 100) \cdot (0,7 \cdot 4,3 + 2,8) = 7091,1 \text{ Н}$$

$W_{нн}$ – опір руху не завантаженої частини стрічки, Н;

$$W_{нн} = q_l (C' L_i - H). \quad (3.26)$$

$$W_{нн} = 100 \cdot (0,7 \cdot 4,3 - 2,8) = 30 \text{ Н.}$$

W_l – опір руху від згинання стрічки, Н;

$$W_l = K_l \cdot B_i, \quad (3.27)$$

де K_l – коефіцієнт опору стрічки, Н/м, ($K_l = 2$ Н/м).

Для двох барабанів

$$W_l = 2 \cdot 0,8 \cdot 2 = 3,2 \text{ Н.}$$

$W_{зм}$ – опір руху стрічки від тертя частинок вантажу об нерухомі борти лотка, Н;

$$W_{зм} = h_{\delta}^2 \cdot f_1 \cdot \nu \cdot l_l \cdot g, \quad (3.28)$$

де h_{δ} – висота шару вантажу біля бортів, м, ($h_{\delta} = 0,2$ м);

ν – насипна густина, кг/м³, ($\nu = 800$ кг/м³);

l_l – довжина бортів лотка, м, ($l_l = 5$ м);

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

f_1 – коефіцієнт тертя вантажу об борти лотка, ($f_1 = 0,8$);

$$W_{зм} = 0,2^2 \cdot 0,8 \cdot 800 \cdot 5 \cdot 9,81 = 6278,4 \text{ Н.}$$

$W_{он}$ – опір руху очищувальних пристроїв, Н;

$$W_{он} = q_{он} \cdot B, \quad (3.29)$$

					МП 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

q_{on} – питомий опір руху очищувальних пристроїв, Н/м, ($q_{on} = 50$ Н/м);

$$W_{on} = 50 \cdot 0,8 = 40 \text{ Н}$$

W_{oc} – опір руху очищувальних скребків, Н;

$$W_{oc} = q_{on} \cdot B \cdot 2 \text{ (для двох барабанів)}$$

$$W_{oc} = 50 \cdot 0,8 \cdot 2 = 80 \text{ Н.}$$

W_{zy} – опір руху від тертя ущільнювача, Н;

$$W_{zy} = q_n \cdot l_n \cdot 2 \text{ (для двох ущільнювачів).}$$

$$W_{zy} = 5 \cdot 5 \cdot 2 = 50 \text{ Н.}$$

$$P = \sum W_i = 7091,1 + 30 + 3,2 + 6278,4 + 40 + 80 + 50 = 13572,7 \text{ Н.}$$

Визначаємо максимальний розрахунковий натяг стрічки

$$S_{\max} = \frac{2,57 \cdot 13572,7 \cdot 1,2}{2,57 - 1} = 26659,9 \text{ Н.}$$

Необхідна кількість прокладок

$$i = \frac{26659,9}{100 \cdot 80} = 2,99.$$

Звідки випливає, що на транспортері навантажувача ПНД-250 при продуктивності до 250 т/год можна прийняти стрічку шириною $B = 800$ мм з 3-ма прокладками, тип тканини каркасу ТА-100.

Розрахунок на міцність валу приводного приймального транспортера.

Для розрахунку вала приводного приймального транспортера приводимо розрахункову схему (див. рис. 3.6).

Визначимо зусилля, які діють на вал приймального транспортера. Крутний момент на валу визначаємо за формулою

$$T = \frac{N}{w}, \quad (3.30)$$

					МР 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

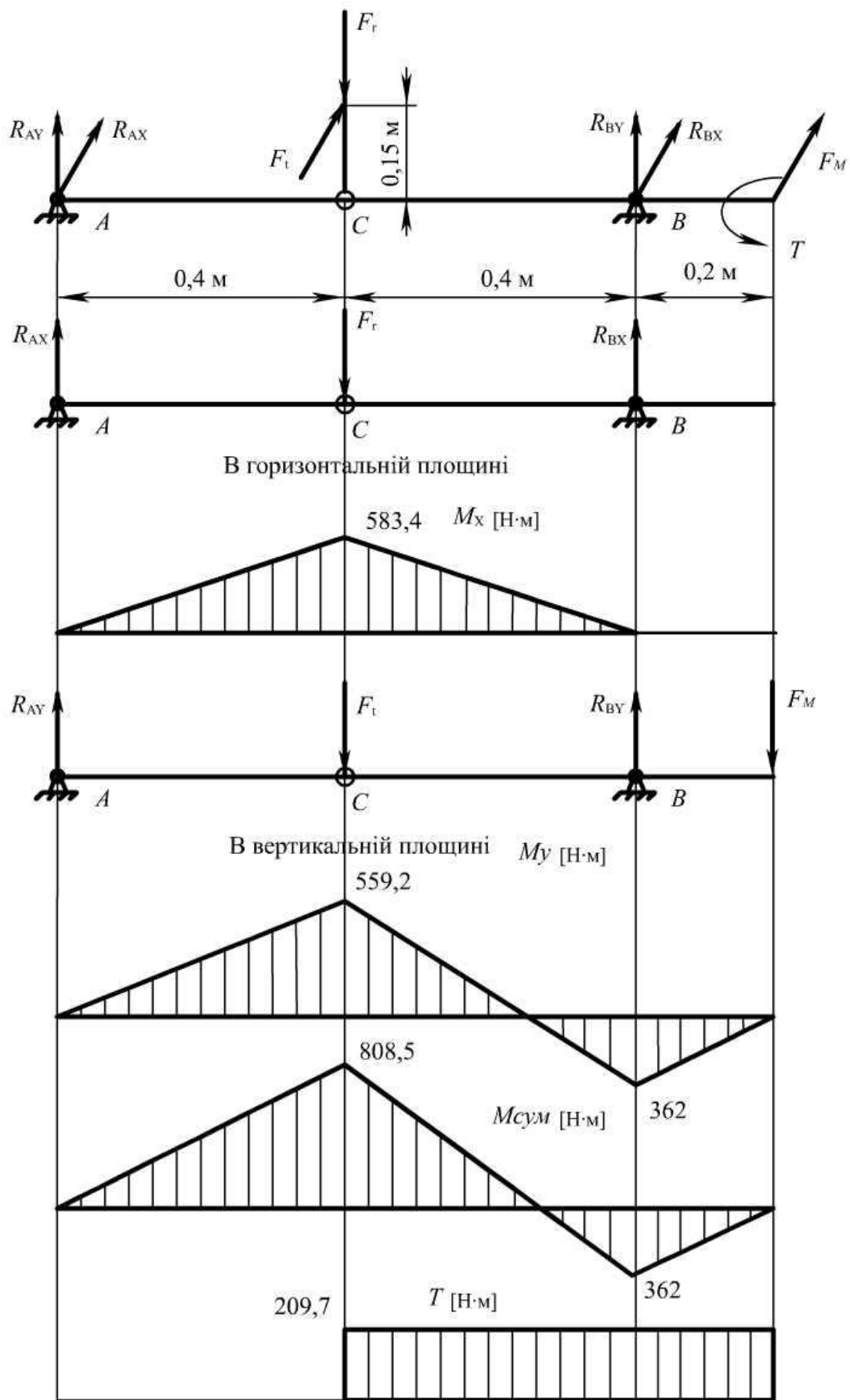


Рисунок 3.6 – Схема епюр згинальних моментів

де N – потужність, яка необхідна для приводу валу, Вт, ($N = 3$ кВт);

ω – кутова швидкість, с^{-1} .

Кутову швидкість визначаємо за формулою

$$\omega = \frac{\pi n}{30},$$

де n – частота обертання валу, об/хв, ($n = 137$ об/хв).

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 137}{30} = 14,3 \text{ с}^{-1}.$$

$$T = \frac{3 \cdot 10^3}{14,3} = 209,7 \text{ Нм}.$$

При розрахунку валів наближено можна прийняти зусилля, яке виникає від муфти $F_m = (0,2 \dots 0,5) F_{tm}$, де F_{tm} – колова сила муфти. Для даного валу також можна прийняти $F_m = 125 \sqrt{T}$, де T – крутний момент, який передається муфтою, Н м. Тоді

$$F_m = 125 \sqrt{209,7} = 1810 \text{ Н}.$$

Зусилля F_t визначимо за формулою

$$F_t = \frac{2T}{d_\delta}, \quad (3.31)$$

де d_δ – діаметр барабана, м.

$$F_t = \frac{2 \cdot 209,7}{0,3} = 1398 \text{ Н}.$$

Визначимо зусилля F_r , яке діє від натягу стрічки на барабан за формулою

$$F_r = F_t + 2 \cdot G \cdot B \cdot k_f \cdot g, \quad (3.32)$$

де G – вага 1 п.м. стрічки, кг, ($G = 2,57$ кг/м);

B – ширина барабана, м ($B = 0,8$ м);

k_f – коефіцієнт, який враховує нахил транспортера, ($k_f = 1,5$);

g – прискорення вільного падіння, м/с^2 .

					МР 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

$$F_r = 1398 + 2 \cdot 2,57 \cdot 0,8 \cdot 1,5 \cdot 9,81 = 1458,5 \text{ Н.}$$

Визначаємо реакції в опорах підшипників в точках А і В. Для цього складемо рівняння згинальних моментів. Визначаємо сили, які діють в площині Х

$$\begin{cases} \sum M_{AX} = 0 & F_r \cdot a - R_{BX} (a+b) = 0 \\ \sum M_{BX} = 0 & R_{AX} (a+b) - F_r \cdot b = 0 \end{cases}$$

$$R_{BX} = \frac{F_r \cdot a}{a+b} = \frac{1458,5 \cdot 0,4}{0,8} = 729,3 \text{ Н.}$$

$$R_{AX} = \frac{F_r \cdot b}{a+b} = \frac{1458,5 \cdot 0,4}{0,8} = 729,3 \text{ Н.}$$

Визначаємо сили, які діють в площині У

$$\begin{cases} \sum M_{AY} = 0 & F_t \cdot a - R_{BY} (a+b) + F_M (a+b+c) = 0 \\ \sum M_{BY} = 0 & R_{AY} (a+b) - F_t b + F_M \cdot c = 0 \end{cases}$$

$$R_{AY} = \frac{F_t \cdot b - F_M \cdot c}{a+b} = \frac{1398 \cdot 0,4 - 1810 \cdot 0,4}{0,8} = -206 \text{ Н.}$$

$$R_{BY} = \frac{F_t \cdot a - F_M \cdot (a+b+c)}{a+b} = \frac{1398 \cdot 0,4 + 1810 \cdot 1,2}{0,8} = 3414 \text{ Н.}$$

За результатами проведених розрахунків будуємо епюри згинальних моментів. Виконуємо конструкторський розрахунок вала. Найбільш небезпечними перерізами являються перерізи в точках С і В.

Визначимо діаметр вала в місці посадки підшипника в перерізі В. Діаметр визначаємо за формулою

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{екв.III}}{0,1[G_{-1}]}}$$

де $M_{екв.III}$ – еквівалентний згинальний момент в небезпечному перерізі, Нм;

$[G_{-1}]$ – допустиме напруження на згин, Н/мм², (для сталь 45– $[G_{-1}] = 180 \text{ Па}$).

Еквівалентний згинальний момент визначаємо за третьою гіпотезою міцності

					МР 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

$$M_{екв.III} = \sqrt{M_{сум}^2 + T^2}, \quad (3.33)$$

де $M_{сум}$ – сумарний згинальний момент, Нм;

$$M_{екв.III} = \sqrt{362^2 + 209,7^2} = 418,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{418,9 \cdot 10^{-3}}{0,1 \cdot 180 \cdot 10^{-6}}} = 0,0285 \text{ м}.$$

Із стандартного ряду приймаємо діаметр вала під підшипник $d = 30$ мм.

3.9. Вибір підшипників приводного вала приймального транспортера.

Вибір підшипників виконуємо за динамічною вантажопідйомністю, яке полягає в перевірці його розрахункової довговічності при заданих умовах роботи.

Попередньо приймаємо підшипник середньої серії 180306 за ДСТУ 8338-05, у якого динамічна вантажопідйомність $C=22000$ Н; статична вантажопідйомність $C_0=15100$ Н, $n_{np} = 8000$ хв⁻¹.

Виконуємо перевірочний розрахунок тільки підшипника правої опори, як найбільш навантаженого.

Визначаємо еквівалентне навантаження на підшипник за формулою

$$P = (XVF_r + YF_a)K_\sigma K_T,$$

де F_r – радіальне навантаження на підшипник, Н;

F_a – осьове навантаження на підшипник, Н;

X – коефіцієнт радіального навантаження, ($X = 0,56$);

V – коефіцієнт обертання, при обертанні внутрішнього кільця, $V = 1$;

K_σ – коефіцієнт безпеки, ($K_\sigma = 1,8 \dots 2,5$);

K_T – температурний коефіцієнт, ($K_T = 1,05$).

$$P = 0,56 \cdot 1 \cdot 1458,5 \cdot 2,5 \cdot 1,05 = 2143,9 \text{ Н}.$$

Номінальну довговічність підшипника визначаємо за формулою

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p,$$

де C – каталожна динамічна вантажопідйомність даного типорозміру підшипника, Н;

P – ступеневий показник для шарикопідшипників, $P = 3$.

$$L = \left(\frac{22000}{2143,9} \right)^3 = 1080,2 \text{ млн.об.}$$

Номінальна довговічність підшипника, в годинах, визначається за формулою

$$L_h = \frac{10^6 L}{60 \cdot n},$$

де n – число обертів вала, об/хв.

$$L_h = \frac{10^6 \cdot 1080,2}{60 \cdot 140} = 12859,5 \text{ год.}$$

Визначаємо співвідношення $\frac{C}{P} = 4,93$. Тоді

$$C = 4,93P = 4,93 \cdot 2143,9 = 10569,4 \text{ Н.}$$

Приведені розрахунки показують, що розрахована вантажопідйомність менше каталожної. Тому, залишаємо прийнятий попередньо підшипник 180306.

3.10. Висновки по розділу.

1. Запропоновані зміни в інженерній частині магістерської роботи дозволяють покращити умови роботи навантажувача, розширити його універсальність, що дозволяє використовувати його на завантаженні різних сільськогосподарських матеріалів.

2. Ширина захвату ковша навантажувача із умови забезпечення його продуктивності 250 т/год., об'ємній масі матеріалу, що завантажується – 0,9 т/м³, середній висоті бурта – 1,5 м, довжині проходу – 15 м/год. повинна складати не менше $l = 1,23$ м. Для розширення універсальності можна приймати ширину ковша $l = 1,6$ м.

3. Поступальна швидкість фрез-барабана при коефіцієнті заповнення – 0,1, куті природного відкосу 40 град., зовнішньому радіусові лопатевого барабана – 0,7 м, внутрішньому радіусові – 0,22 м, кількості обертів барабана – 0,9 об/с, глибині захвату – 0,82 м повинна складати $V_0 = 0,025$ м/с.

4. Для забезпечення нормальної роботи навантажувача: глибина вкопування $M = 0,024$ м, крок шнека $T = 0,22$ м, кут статичної стійкості навантажувача $\alpha_y = 57^{\circ}35'$, $\alpha_{y.non} = 34^{\circ}45'$. В такому виконанні навантажувач має достатню стійкість для безпечної роботи при нормальних умовах експлуатації.

5. Для забезпечення продуктивності навантажувача ПНД-250 до 250 т/год. на транспортері можна прийняти стрічку шириною $B=800$ мм з 3-ма прокладками, тип тканини каркасу ТА-100.

					МП 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

4. ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Характеристика і аналіз небезпечних і шкідливих факторів, які можуть в процесі експлуатації модернізованого високопродуктивного навантажувача.

Під час виконання робіт навантажувачем на працівників можлива дія наступних небезпечних та шкідливих факторів.

Фізичні:

- машини й механізми, що рухаються (трактори, автомобілі, мобільні рух самого агрегату, причепа тощо);
- рухомі частини виробничого обладнання (зубчасті, пасові, ланцюгові передачі, карданні вали, з'єднувальні муфти, неогорожені робочі органи транспортерів і т. ін.);
- підвищена запиленість та загазованість повітря робочої зони (загазованість відпрацьованими газами, запиленість під час завантаження добрив, піску, ґрунту та інших сипких матеріалів);
- підвищена або знижена температура поверхні обладнання й матеріалів;
- підвищена або знижена температура повітря робочої зони;
- підвищений рівень шуму на робочому місці;
- підвищений рівень вібрації;
- підвищена чи знижена вологість й рухомість повітря;
- підвищена напруга в електричному ланцюгу, замикання якого може пройти через тіло людини (коли навантаження виконують під лініями електропередач);
- підвищений рівень статичної електрики;
- відсутність або нестача природного освітлення при виконанні робіт в темний час доби;
- знижена контрастність й прямий і відбитий блискіт поверхонь, які необхідно розрізняти;
- гострі краї, задирки, шорсткість на поверхнях органів управління, інструменту, обладнання;
- розміщення робочого місця на значній висоті відносно поверхні землі.

					MP 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

Хімічні:

– такі, що впливають на репродуктивну функцію (пестициди, агрохімікати, гази розкладу органічних речовин, відпрацьовані гази);

Біологічні:

– патогенні мікроорганізми (бактерії, віруси, рикетсії, спірохети, гриби, найпростіші) та продукти їх життєдіяльності;

Психофізіологічні:

– нервово-психічні перевантаження (емоційні перевантаження під час навантаження та транспортування).

4.2. Заходи по забезпеченню нормальних санітарно-гігієнічних умов праці на модернізованому навантажувачі.

Гідросистема машини з'єднується з гідросистемою трактора за допомогою розривних муфт, які попереджають розбризкування мастила в лице механізатора. Регулювання робочих органів під час руху виконується з кабіни трактора.

Елементи конструкції навантажувача не перешкоджають і не обмежують огляд з робочого місця об'єктів постійного спостереження. Для доступу механізатора на робоче місце і виходу з нього передбачені спеціальні підніжки.

Місця розташування точок змащення позначені кольоровими покажчиками, які відрізняються від загального кольору машини.

Навантажувач комплектується комплектом інструменту, що відсутній у комплекті тракторів. Для ручного очищення робочих органів завантажувального пристрою передбачені спеціальні чистики. Розташування робочих органів забезпечує безпеку очищення і доступ до них.

Допустимі значення рівня шуму на робочому місці оператора не перевищують вимог технічних регламентів.

Кольорове оформлення навантажувача відповідає наступним вимогам:

- загальний фон кольору машини відрізняється від основного фону, на якому вона експлуатується ;
- зовнішні поверхні навантажувача, які у процесі експлуатації постійно знаходяться у полі зору оператора, покриті фарбою з матовою фактурою.

					MP 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

На навантажувачеві приведені відповідні написи, які забороняють або попереджають про можливі аварійні ситуації у випадку неправильних дій обслуговуючого персоналу.

4.3. Заходи забезпечення безпечних умов праці на модернізованому навантажувачеві.

Кути поперечної статичної стійкості для машини у агрегаті з трактором не менше 30°.

Навантажувач у відчепленому стані зберігає стійкість при застосуванні до нього зусиль більше 200 Н. Для транспортування по дорогах загального призначення в темний час доби навантажувача обладнаний світловідбивачами: задні червоного кольору, передні – білого, позаду з лівої сторони нанесений знак обмеження максимальної швидкості.

Для стропування навантажувача при перевезенні до споживача, ремонті і збиранні передбачені спеціальні петлі. Місця для стропування і встановлення домкратів позначені згідно ДСТУ ISO 6309:2007 фарбою, відмінного від загального фону машини.

Конструкція навантажувача забезпечує можливість приєднання до трактора одним оператором. Зусилля для переміщення важелів регулювання не перевищує – 200 Н. Робочі органи устатковані механічними фіксаторами, які утримують їх у транспортному положенні.

4.4. Заходи по пожежній безпеці.

Модернізований навантажувач відповідає вимогам пожежної безпеки згідно СОУ 74.3-37-133:2004. Встановлення первинних засобів пожежогасіння передбачено в кабіні трактора. Місця для встановлення первинних засобів пожежогасіння забезпечують їх знімання без використання додаткових пристроїв за час не більше 8 с. Агрегат комплектується вогнегасником марки ОП-5 – 1 шт, санітарною лопатою – 1 шт.

4.5. Розрахунок вентиляції кабіни трактора.

Для розрахунку вентиляції кабіни трактора, при боротьбі з газами, годинний повітрообмін розраховуємо за формулою

					MP 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

$$V_z = \frac{G_z}{C_o - C_n}, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (4.1)$$

де V_z – необхідний повітрообмін при боротьбі з газами та пилом, $\text{м}^3/\text{год}$;
 G_z – кількість шкідливого газу і пилу, які виділяються в кабіні, $\text{г}/\text{год}$,
 $(G_z=6 \text{ г}/\text{год})$.

C_o – гранично допустима концентрація шкідливого газу і пилу в кабіні, $\text{г}/\text{м}^3$, $(C_o=1,2 \text{ г}/\text{м}^3)$.

C_n – концентрація шкідливих речовин газу і пилу в приточному повітрі, $\text{г}/\text{м}^3$, $(C_n=0,25 \text{ г}/\text{м}^3)$.

$$V_z = \frac{6}{1,2 - 0,25} = 6,3 \text{ м}^3/\text{год}.$$

При боротьбі з виділенням вологи

$$V_v = \frac{G_v}{d_o - d_n}, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (4.2)$$

де V_v – потрібний повітрообмін при боротьбі з тепловиділеннями, $\text{м}^3/\text{год}$;
 G_v – , кількість вологи , яка виділяється від джерела в приміщенні, $\text{г}/\text{год}$,
 $(G_v=75 \text{ г}/\text{год})$.

d_o – вміст вологи в повітрі приміщення при допустимій відносній вологості, $\text{г}/\text{м}^3$, $(d_o=450 \text{ г}/\text{м}^3)$.

d_n – кількість вологи в припливному повітрі, $\text{г}/\text{м}^3$, $(d_n=200 \text{ г}/\text{м}^3)$.

$$V_v = \frac{75}{450 - 200} = 0,3 \text{ м}^3/\text{год}.$$

При боротьбі з тепловиділенням

$$V_T = \frac{G_{зб}}{C \cdot (t_o - t_n) \gamma_n}, \text{ м}^3/\text{год}. \quad (4.3)$$

де V_T – потрібний повітрообмін при боротьбі з тепловиділенням, $\text{м}^3/\text{год}$.

$G_{зб}$ – кількість тепла, яке виділяється в кабіні, $\text{ккал}/\text{кг} \cdot \text{град}$;
 $G_{зб}=85 \text{ ккал}/\text{кг} \cdot \text{град}$.

C – теплоємність повітря, $(C=0,24 \text{ ккал}/\text{кг} \cdot \text{град})$.

t_o – допустима температура повітря в кабіні, $t_o=25^\circ\text{C}$.

					MP 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

t_n – температура припливного повітря, $t_n = 18^0\text{C}$.

γ_n – об’ємна вага припливного повітря, кг/м^3 , $\gamma_n = 1,22 \text{ кг/м}^3$.

$$V_T = \frac{85}{0,24 \cdot (25 - 18) 1,22} = 41,5 \text{ м}^3/\text{год}.$$

В подальшому для розрахунків приймаємо максимально необхідний повітрообмін - $V_T = 41,5 \text{ м}^3/\text{год}$.

4.6. Інструкція з охорони праці при експлуатації машини.

Під час експлуатації навантажувача для попередження нещасних випадків забороняється:

- рух агрегату при швидкості більше 15 км/год;
- залишати навантажувач в піднятому стані;
- виконувати ремонт, змащення, підтягування кріплення, очищення робочих органів навантажувача під час руху і при включеному двигуні трактора;
- під час регулювання механізму включення гідروпідйомника і при переведенні в транспортне положення знаходитися біля машини стороннім особам;
- транспортувати машину без світловідбивачів в нічний час доби.

Всі роботи пов’язані з ремонтом і технічним обслуговуванням, виконувати тільки при відчепленому або опущеному на землю навантажувачем і при зупиненому двигуні трактора.

При транспортуванні навантажувача поганими дорогами і містках швидкість не повинна перевищувати 5 км/год.

4.6. Висновки по розділу.

На основі проведеного аналізу небезпечних і шкідливих факторів, які можуть виникнути при експлуатації модернізованого навантажувача розроблені заходи для забезпечення безпечної роботи обслуговуючого персоналу.

З точки зору охорони праці модернізований навантажувач відповідає технічним регламентам і може бути впроваджений у виробництво.

Конструктивне виконання навантажувача та здійснення ним функціонального призначення виконано у відповідності до вимог ДСТУ2189-93.

					MP 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

5. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

В процесі виконання магістерської роботи в конструкцію навантажувача були внесені зміни до вузлів: фрези, завантажувального транспортера та рами машини.

Удосконалення фрези полягає в зміні конструкції ножів, що дає можливість підвищити їх довговічність і зменшити час на технічне обслуговування машини на 28 хвилини за робочу зміну.

У завантажувальному транспортері ланцюгово-скребкова конструкція замінена стрічкою з поперечними планками. Це дозволило на 54 кг зменшити масу машини та скоротити витрати часу на технічне обслуговування на 22 хвилини за робочу зміну, а на усунення поломок та деформацій – на 35 хвилин.

Зміни внесені до конструкції рами дозволили покращити огляд з кабіни трактора і умови праці тракториста, а також зменшити масу машини на 183 кг.

Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності удосконаленої машини та визначення її техніко-економічного рівня наведені в таблиці 5.1.

Таблица 5.1.

Техніко-економічні показники навантажувачів, які порівнюються

№ п/п	Найменування показників	Од. вимір.	Ум. познач.	Навантажувач	
				базовий	удосконалений
1	2	3	4	5	6
1	Агрегатування (марка трактора)	шт.		ДТ-75Н	ДТ-75Н
2	Кількість машин в агрегаті	шт.		1	1
3	Оптова ціна:	грн.			
	- навантажувача				
	- трактора			185000	400000
				400000	400000
4	Собівартість виготовлення навантажувача	грн.	С	135000	

					MP 00.000 ПЗ	Арк.
						51
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1	2	3	4	5	6
5	Вартість покупних виробів у собівартості машини	грн.	C_n	31250	30000
6	Маса навантажувача	кг	M	3700	3517
7	Маса покупних виробів	кг	M_n	625	606
8	Продуктивність машини за 1 годину чистого часу	т	$\Pi_{\text{ч}}$	250	250
9	Коефіцієнти використання часу зміни: робочого експлуатаційного		$K_{\text{вр}}$ $K_{\text{ек}}$	0,66 0,60	
10	Нормативне річне завантаження: навантажувача трактора	год.	$P_{\text{зм}}$ $P_{\text{зм}}$	600 1300	600 1300
11	Норма відрахувань на реновацію навантажувача трактора	%	$H_{\text{ам}}$ $H_{\text{ам}}$	15,0 15,0	15,0 15,0
12	Норми відрахувань на ремонти та техогляд: навантажувача трактора	%	$H_{\text{рм}}$ $H_{\text{рм}}$	9,0 14,9	9,0 14,9
13	Середньочасова зарплата: тракториста конструктора (технолога)	грн.	$З_{\text{нтр}}$ $З_{\text{нк}}(З_{\text{nm}})$	18,5 21,5	18,5 21,5
14	Кількість деталей в машині	шт.	H_3	2258	2245
15	Кількість найменувань деталей в машині всього: в т.ч.: оригінальних стандартних	шт.	D_3 $D_{\text{ор}}$ $D_{\text{ст}}$	760 586 138	758 584 134
16	Кількість найменувань деталей, які розроблені в процесі модернізації	шт.	$H_{\text{ор}}$		16
17	Середньорічна програма випуску	шт.	$H_{\text{ср}}$		500

Розрахунки можливої економічної ефективності показують, що виробник й споживач удосконаленої машини можуть отримати значний позитивний економічний ефект. Тому ці вдосконалення доцільно рекомендувати до впровадження у виробництво.

6. ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Навантажувально-розвантажувальні роботи відносяться до найбільш енергоємних процесів в сільськогосподарському виробництві. Розвиток механізації таких робіт є однією з першочергових задач, так як це підвищує продуктивність транспортних засобів, зменшує собівартість перевезень та необхідність у використанні ручної праці.

1. Для вдосконалення в магістерській роботі вибрана перспективна конструкції високопродуктивного навантажувача ПНД-250 ВАТ «Уманьферммаш» та запропонована методика розрахунку основних параметрів., а саме: ширину захвату ковша, колову швидкість руху завантажувального барабана, глибину вкопування ножів фрези, крок шнека.

2. Запропоновані зміни в інженерній частині магістерської роботи дозволяють покращити умови роботи навантажувача, розширити його універсальність, що дозволяє використовувати його на завантаженні різних сільськогосподарських матеріалів.

3. Ширина захвату ковша навантажувача із умови забезпечення його продуктивності 250 т/год., об'ємній масі матеріалу, що завантажується – $0,9 \text{ т/м}^3$, середній висоті бурта – 1,5 м, довжині проходу – 15 м/год. повинна складати не менше $l = 1,23 \text{ м}$. Для розширення універсальності можна приймати ширину ковша $l = 1,6 \text{ м}$.

4. Поступальна швидкість фрез-барабана при коефіцієнті заповнення – 0,1, куті природного відкосу 40 град., зовнішньому радіусові лопатевого барабана – 0,7 м, внутрішньому радіусові – 0,22 м, кількості обертів барабана – 0,9 об/с, глибині захвату – 0,82 м повинна складати $V_0 = 0,025 \text{ м/с}$.

5. Для забезпечення нормальної роботи навантажувача: глибина вкопування $M = 0,024 \text{ м}$, крок шнека $T = 0,22 \text{ м}$, кут статичної стійкості навантажувача $\alpha_y = 57^\circ 35'$, $\alpha_{y.\text{non}} = 34^\circ 45'$. В такому виконанні навантажувач має достатню стійкість для безпечної роботи при нормальних умовах експлуатації.

					МР 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

5. Для забезпечення продуктивності навантажувача ПНД-250 до 250 т/год. на транспортері можна прийняти стрічку шириною $B=800$ мм з 3-ма прокладками, тип тканини каркасу ТА-100.

6. З точки зору охорони праці модернізований навантажувач відповідає технічним регламентам і може бути впроваджений у виробництво. Для забезпечення нормальної роботи в кабіні трактора навантажувача необхідно забезпечити повітрообмін - $V_T = 41,5$ м³/год.

7. Розрахунки можливої економічної ефективності показують, що виробник і споживач удосконаленої машини можуть отримати значний позитивний економічний ефект.

					МП 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Навантажувачі телескопічні. Навантажувач Manitou MLT-X 841–145 PS: веб-сайт. URL: <https://donsnab-zahid.com/product/manitou-mlt-x-841-145-ps/> (дата звернення: 30.03.2023).
2. Швидкознімний навантажувач фронтальний UNIVERSAL-1500: веб-сайт. URL: https://global-agro.com/frontalni_navantazhuvachi/ (дата звернення: 30.03.2023).
3. Фронтальний навантажувач T812: веб-сайт. URL: <https://yar-step.com.ua/product/frontalnyj-navantazhuvach-t812/> (дата звернення: 30.03.2023).
4. Навантажувач фронтальний П-320: веб-сайт. URL: <https://hydromarket.com.ua/ua/p990006116-pogruzchik-frontalnyj-320.html> дата звернення: 30.03.2023).
5. Навантажувач MF TH 7035 MASSEY FERGUSON: веб-сайт. URL: <https://in-force.group/technics/catalog-technics/loaders/massey-ferguson/mf-th-7035> (дата звернення: 30.03.2023).
6. Колісний навантажувач AS700: https://ets-group.com.ua/ua/_product/sel-skohozyajstvennaya_tehnika-frontalnue_pogruzchiki/kolesnuiypogruzch_ikas_700_241 (дата звернення: 30.03.2023).
7. Фронтальний навантажувач SEM 660D: веб-сайт. URL: <https://sem-ua.com/products/pogruzchiki/sem-660-d/> (дата звернення: 30.03.2023).
8. Бондаренко М.Г. Демещук В.А. Комплектування і використання машино-тракторного парку в рослинництві: Підручник. Київ: Вища шк., 1995. 237 с.
9. Гапоненко В.С. Войтюк Д.Г. Сільськогосподарські машини: 6-е вид., перероб. і допов. Київ: Урожай, 1992. 448 с.
10. Випробування сільськогосподарської техніки. Трактори, машини і обладнання для рослинництва, тваринництва, кормовиробництва та стаціонарні сільськогосподарські. Методи оцінки безпечності та ергономічності: СОУ 74.3-37-133:2004. [Чинний від 2006-08-01]. Київ: Мінагрополітики України, 2004. 80 с.
11. Гряник Г.М. Довідник з охорони праці в сільському господарстві. Київ: "Урожай", 1973. 234 с.

					MP 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

12. Протипожежний захист. Знаки безпеки. Форма та колір: ДСТУ ISO 6309:2007. [Чинний від 2007-10-01]. Київ: Держстандарт України, 2007. 80 с.
13. Комаристов В.Ю., Петренко М.М., Косінов М.М. Сільськогосподарські машини. Київ: Урожай, 1996. 240 с.
14. Сисолін П.В., Сало В.М., Кропівний В.М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. Книга 1. Машини для рільництва; за ред. М.І. Черновола. Київ: Урожай, 2001. 382 с.
15. Сисолін П.В., Рибак Т.І., Сало В.М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. Книга 2. Машини для рільництва; за ред. М.І. Черновола. Київ: Урожай, 2002. 364 с.
16. Петренко М.М. Основи наукових досліджень сільськогосподарських машин. Навчальний посібник. Кіровоград: КОД, 1997. 170 с.
17. Економіка підприємства / Руснак П.П. та ін.; за ред. П.П. Руснака. Біла Церква, 2003. 256 с.

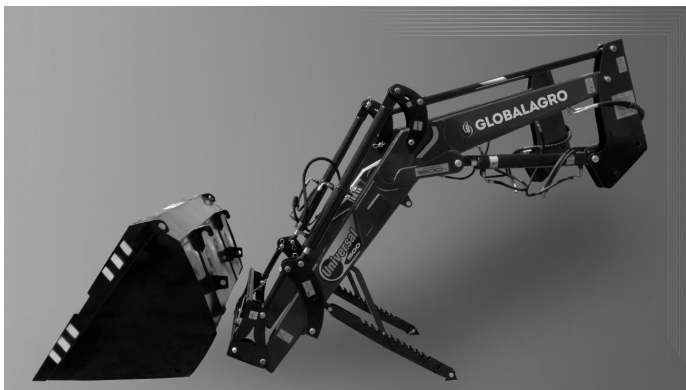
					МР 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

ДОДАТКИ

					MP 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

Огляд констукції сучасних навантажувачів

НН.10000.НЧ
МР.00.001.НЧ



Швидкознімний навантажувач
фронтальний UNIVERSAL-1500



Фронтальний навантажувач
Т812



Навантажувач фронтальний П-320



Навантажувач MF TH 7035
MASSEY FERGUSON



Фронтальний навантажувач
SEM 660D



Навантажувач
Mecalac AS700

				МР.00.001.НЧ			
Вар. / Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Огляд констукції сучасних навантажувачів	Лист	Масштаб	Масштаб
Розроб.	Коломєць					-	-
Проб.	Лизан				Лист	Листів	1
Інженер					ЦНТУ		
Начальн.	Мельник				зр. ГМІСМ-21М(19)		
Зам.	Лещенко				Формат	A1	
				Копіювати			

ОБҐРУНТУВАННЯ ШИРИНИ ЗАХВАТУ ЗАВАНТАЖУВАЛЬНОГО РОБОЧОГО ОРґАНУ НАВАНТАЖУВАЧА

Для обґрунтування ширини захвату робочого орґану навантажувача (рис. 1.) при необхідній продуктивності

$$Q = H \cdot L \cdot l \cdot \gamma, \quad (1)$$

де Q – продуктивність навантажувача, т/год.;

H – середня висота бурта матеріалу, що навантажується, м;

L – довжина проходу навантажувача за 1-ну годину робочого часу, м;

γ – об'ємна маса матеріалу, що навантажується, т/м³.

Тоді ширина захвату завантажувального робочого орґану навантажувача

$$l = \frac{Q}{H \cdot L \cdot \gamma}. \quad (2)$$

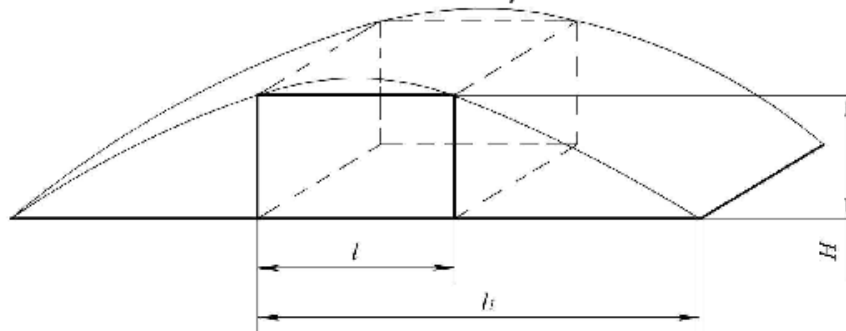


Схема до визначення ширини захвату завантажувального робочого орґану навантажувача: l – ширина захвату; l_1 – ширина захвату з урахуванням осипання бурта; H – висота бурта

Об'єм матеріалу, який захватується лопатями

$$\Delta V_{\text{м}} = \Delta V_{\text{с}} \cdot \rho, \quad (3)$$

де $\Delta V_{\text{с}}$ – об'єм простору між захоплюючими лопатями і валом барабана, м³;

ρ – коефіцієнт заповнення.

$$\Delta V_{\text{м}} = \Delta V_{\text{л}} + \Delta V_{\text{ш}}, \quad (4)$$

де $\Delta V_{\text{л}}$ – об'єм матеріалу, який захоплюється безпосередньо лопатями, м³;

$\Delta V_{\text{ш}}$ – об'єм матеріалу, який подається до лопатей шнеком, м³.

Об'єми $\Delta V_{\text{л}}$, $\Delta V_{\text{л}}$, $\Delta V_{\text{ш}}$ – повинні знаходитися в прямій залежності від ширини захвату пристрою $L_{\text{н}}$, ширини розташування лопатей B і ширини шнека $L_{\text{ш}}$, тобто

$$\frac{\Delta V_{\text{л}}}{L_{\text{н}}} = \frac{\Delta V_{\text{ш}}}{B} = \frac{\Delta V_{\text{ш}}}{L_{\text{ш}}}, \quad (5)$$

де $L_{\text{н}} = B + L_{\text{ш}}$.

Відокремлюють від бурта об'єм матеріалу, переріз якого у першому наближенні можна уявити деяким паралелограмом $ABCD$ (рис. 2.), площу якого визначимо за формулою

$$S = \frac{h}{\sin \varphi} \cdot t, \quad (6)$$

де h – висота бурта матеріалу, що завантажується, м; t – висота паралелограма $ABCD$, м;

φ – кут природного відкосу, град.

Відрізок AB паралелограма $ABCD$ являє собою відстань, на яку вкопується лопать при повороті на кут α_3 . Об'єм призми, який відповідає величині $\Delta V_{\text{л}}$ визначимо за формулою

$$\Delta V_{\text{л}} = h \cdot M \cdot L_{\text{л}}, \quad (7)$$

де M – подача матеріалу, м;

$L_{\text{л}}$ – середня ширина призми матеріалу, яку проходить забірний робочий орґан в бурті матеріалу, м.

Об'єм частини завантажувального барабана, яка знаходиться між двома рядами лопатей барабана визначимо за формулою

або

$$\Delta V_{\text{с}} = \frac{\pi B (R^2 - r_0^2)}{z}, \quad (8)$$

де $z = \frac{360}{\alpha_1}$ – кількість рядів лопатей;
 R – зовнішній радіус лопатевого барабана, м;
 r_0 – радіус вала лопатевого барабана, м;
 α_1 – центральний кут між рядами лопатей, град.

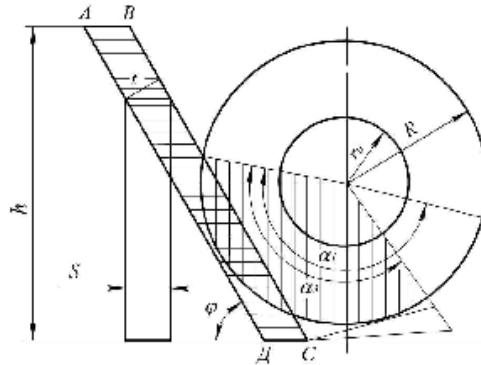


Схема до визначення поступальної швидкості завантажувального барабана: h – висота штабеля (бурта); t – висота паралелограма; φ – кут природного відкосу; α_3 – кут захвату; α_1 – центральний кут між рядами лопатей; r_0 – початковий радіус лопатей барабана; R – зовнішній радіус лопатей барабана
 Швидкість руху барабана

$$V_s = \frac{\pi R \rho \cdot n (R^2 - r_0^2)}{h \cdot L_y} \quad (9)$$

де n – кількість обертів барабана, об/с.

Продуктивність шнека із співвідношення

$$\frac{Q}{I_n} = \frac{Q_m}{I_m} \quad (10)$$

де Q – продуктивність навантажувача, т/год;
 Q_m – продуктивність шнека, т/год;
 L_m – довжина шнека, м.

$$Q_m = \frac{Q L_m}{L_n}$$

Із виразів (6) і (7), а також (8) отримаємо

$$h \cdot M \cdot M \cdot L_n = \pi B \frac{R^2 - r_0^2}{z} \rho \quad (11)$$

Звідки визначимо глибину вкопування однієї лопаті:

$$M = \frac{\pi B \rho (R^2 - r_0^2)}{z \cdot h \cdot L_n} \quad (12)$$

і поступальну робочу швидкість захватуючого пристрою V_n :

$$V_n = M \cdot z \cdot n = \frac{\pi B \rho \cdot n (R^2 - r_0^2)}{h \cdot L_n} \quad (13)$$

Виходячи з того, що лопаті встановлено у 2-ва ряди, то глибина вкопування

$$M = \frac{\pi B \rho (R^2 - r_0^2)}{2h \cdot L_n} \quad (14)$$

Із продуктивності можна визначити крок

$$T = \frac{Q}{60 \cdot n \cdot \rho \left(\frac{\pi R^2}{2} - \frac{\pi r_0^2}{2} \right)} \quad (15)$$

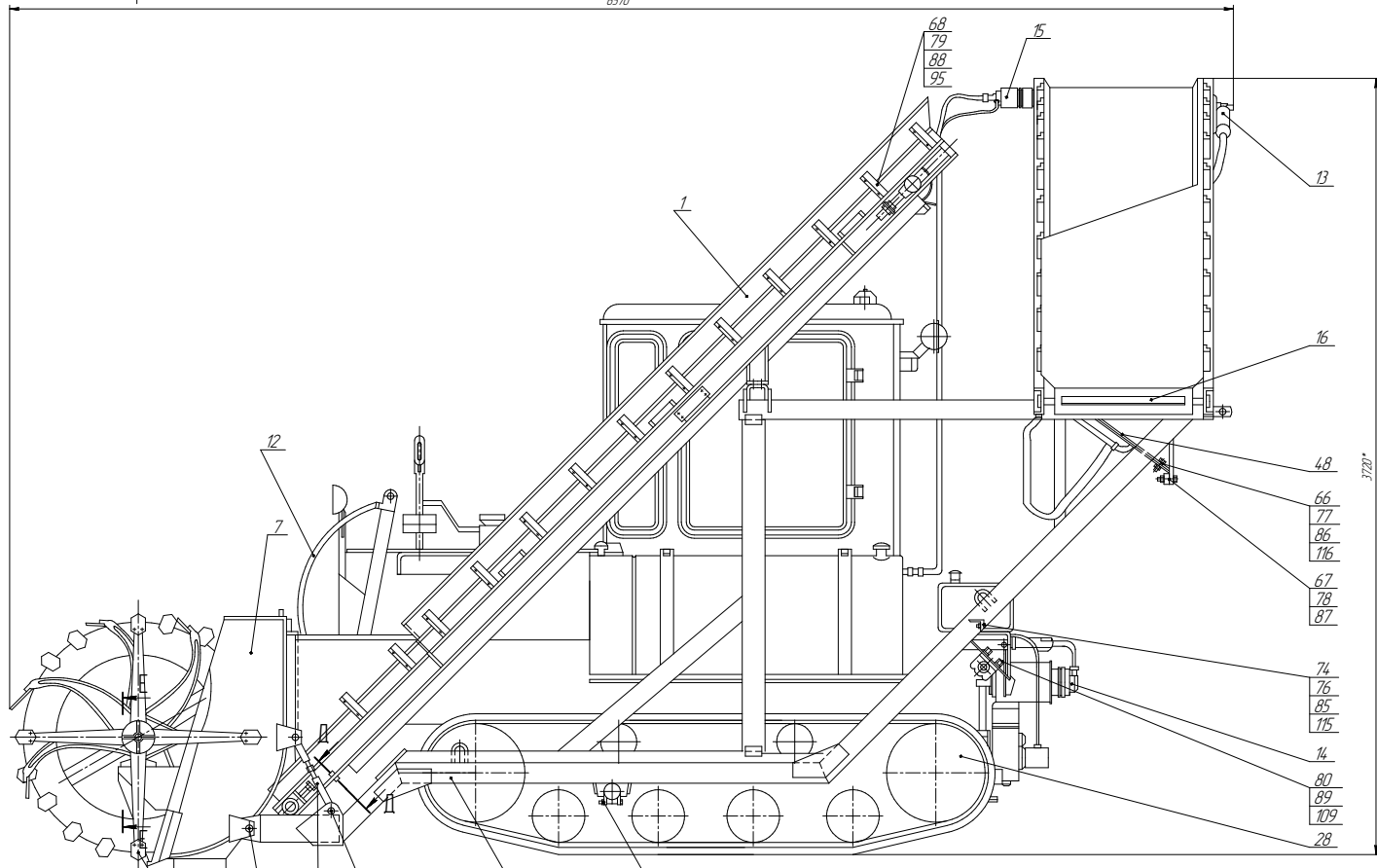
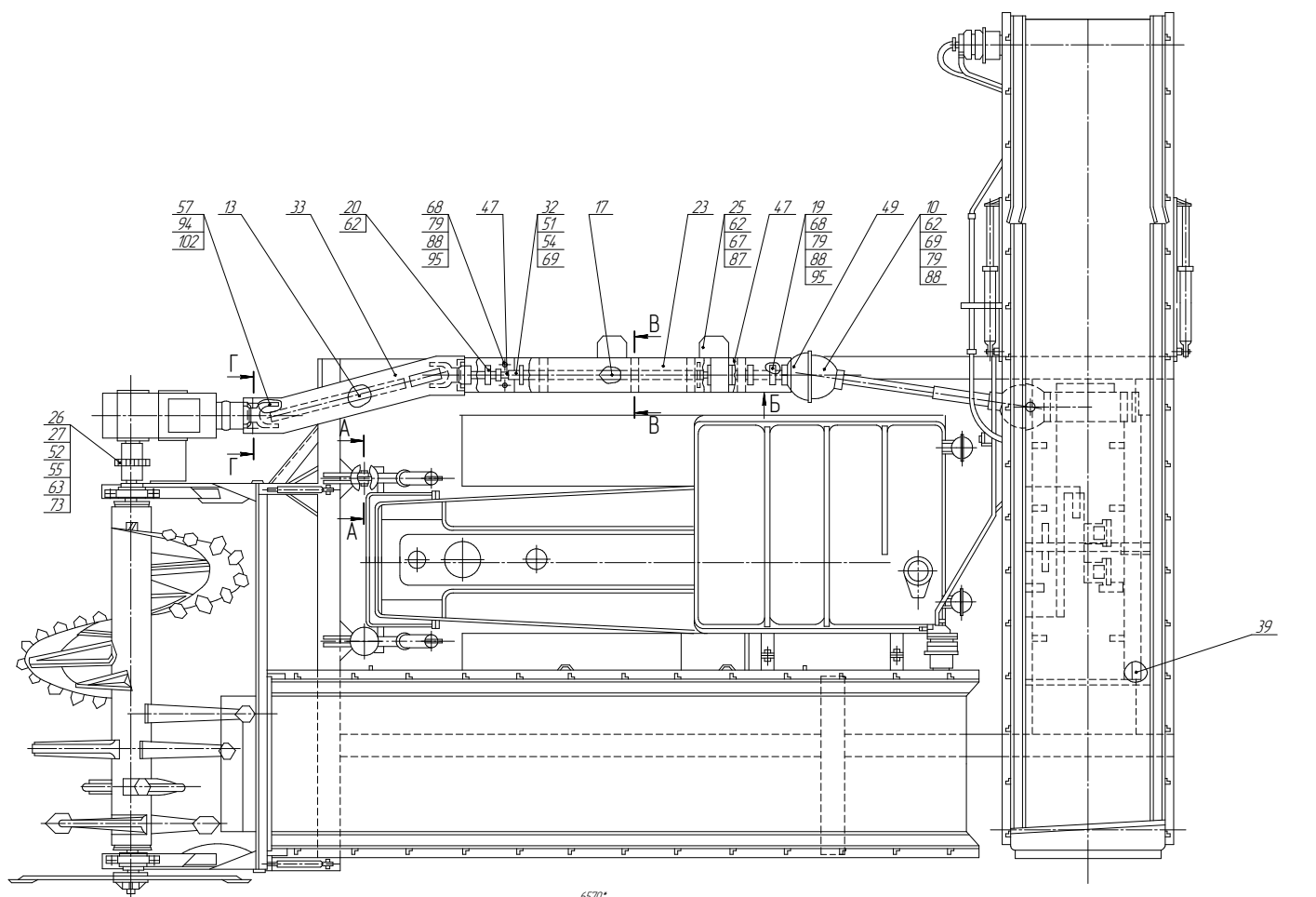
де n – число обертів шнека, об/хв;
 T – крок шнека, м;
 ρ – коефіцієнт заповнення;
 R, r_0 – зовнішній та початковий радіуси шнека, м.

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кільк.	Примітка
				<u>Документація</u>		
A1			ВНА 00.000	Складальне креслення		
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1	ВНА 00.010	Транспортер приймальний	1	
				Транспортер		
		2	ВНА 00.050	вивантажувальний	1	
		5	ВНА 00.010	Рама	1	
		6	ВНА 00.030	Фреза	1	
		7	ВНА 00.040	Ковш	1	
		10	ВНА 00.050	Вал карданний	1	
				Механізм піднімання		
		12	ВНА 00.060	ковша	1	
		13	ВНА 00.070	Натяжний пристрій	1	
		14	ВНА 00.080	Ходозменшувач	1	
				Привод транспортера		
		15	ВНА 00.090	вивантажувального	1	
		16	ВНА 00.100	Щиток	1	
		17	ВНА 00.110	Вал карданний	1	
		18	ВНА 00.120	Вал карданний	1	
				<u>Стандартні вироби</u>		
				Муфта ланцюгова		
		19		ДСТУ 13568:2006	1	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ВНА 00.000 ВИСОКОПРОДУКТИВНИЙ НАВАНТАЖУВАЧ ЦНТУ, гр. ГМ(СМ)-21М(1,9)	
Розробив	Коломієць					
Перевірив	Лузан					
Н. контр.	Мачок					
Затвер.	Лещенко					

Літера	Аркуш	Аркушів
	1	3

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кільк.	Примітка	
				Муфта ланцюгова			
		20		ДСТУ 13568:2006	1		
				Шплінт 3,2х25.019			
		51		ДСТУ 397:2008	1		
				Болти ДСТУ 7798:2008			
		54		M8-6g×20.58.019	4		
		55		M8-6g×25.58.019	2		
		57		M12-6g×80.58.019	4		
		59		M16-6g×80.58.019	12		
		60		M18-6g×50.58.019	12		
		62		M24-6g×80.58.019	14		
		63		M36-6g×180.58.019	22		
		66		M10-6g×50.58.019	26		
		67		M10-6g×70.58.019	26		
		68		M14-6g×80.58.019	12		
		69		M14-6g×90.58.019	12		
		70		M14-6g×100.58.019	14		
		73		M14-6g×110.58.019	14		
		74		M14-6g×120.58.019	18		
				Гайки ДСТУ 7042:2009			
		76		M10-6H.6.019	12		
		77		M10-6H.6.019	14		
		78		M10-6H.6.019	14		
		79		M10-6H.6.019	18		
				Болти ДСТУ 7798:2008			
		80		M14-6g×40.58.019			
		82		M16-6g×160.58.019			
				ВНА 00.000			Арк.
							2
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис				Дата

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кільк.	Примітка
				Шайби ДСТУ 22355:2008		
		85		8.65Г.019	48	
		86		10.65Г.019	32	
		87		12.65Г.019	64	
				Гайки ДСТУ 5915:2008		
		88		М14-6Н.6.019	48	
		89		М16-6Н.6.019	48	
		91		М18-6Н.6.019	64	
		94		М20-6Н.6.019		
				Шайби ДСТУ 6402:2008		
		95		14.65Г.019	48	
				Гайки ДСТУ 5915:2008		
		97		М12-6Н.6.019		
		98		М16-6Н.6.019		
		99		М18-6Н.6.019		
				Шайби ДСТУ 6402:2008		
		102		12.65Г.019		
		103		14.65Г.019		
		106		16.65Г.019		
		109		16.65Г.019		
		115		16.65Г.019		
		116		16.65Г.019		

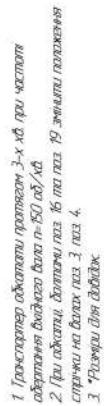


1 В гидропривод поз. 12 залили моторне масло М-882 або М-1082 ДСТУ 8581:2008. Допускається заміна на М-881 ДСТУ 1054:2008, М-1072 ДСТУ 8581:2008 або МВІ 2 ДСТУ 8581-78.
2 Для забезпечення зйомки фрези поз. 7 редуктора поз. 37 встановити одну з прокладок поз. 40, далі поз. 6 та гвинти поз. 26 встановити під прокладку поз. 19 та поз. 20 одну з прокладок поз. 42.
3 *Розміри для довідок.

ВНА 00.000.05				Лист	Маса	Масштаб
Високопродуктивний навантажувач				3526	1:10	
ДСТУ				Лист	Листів	
до ГИМ-2М(19)				20	20	

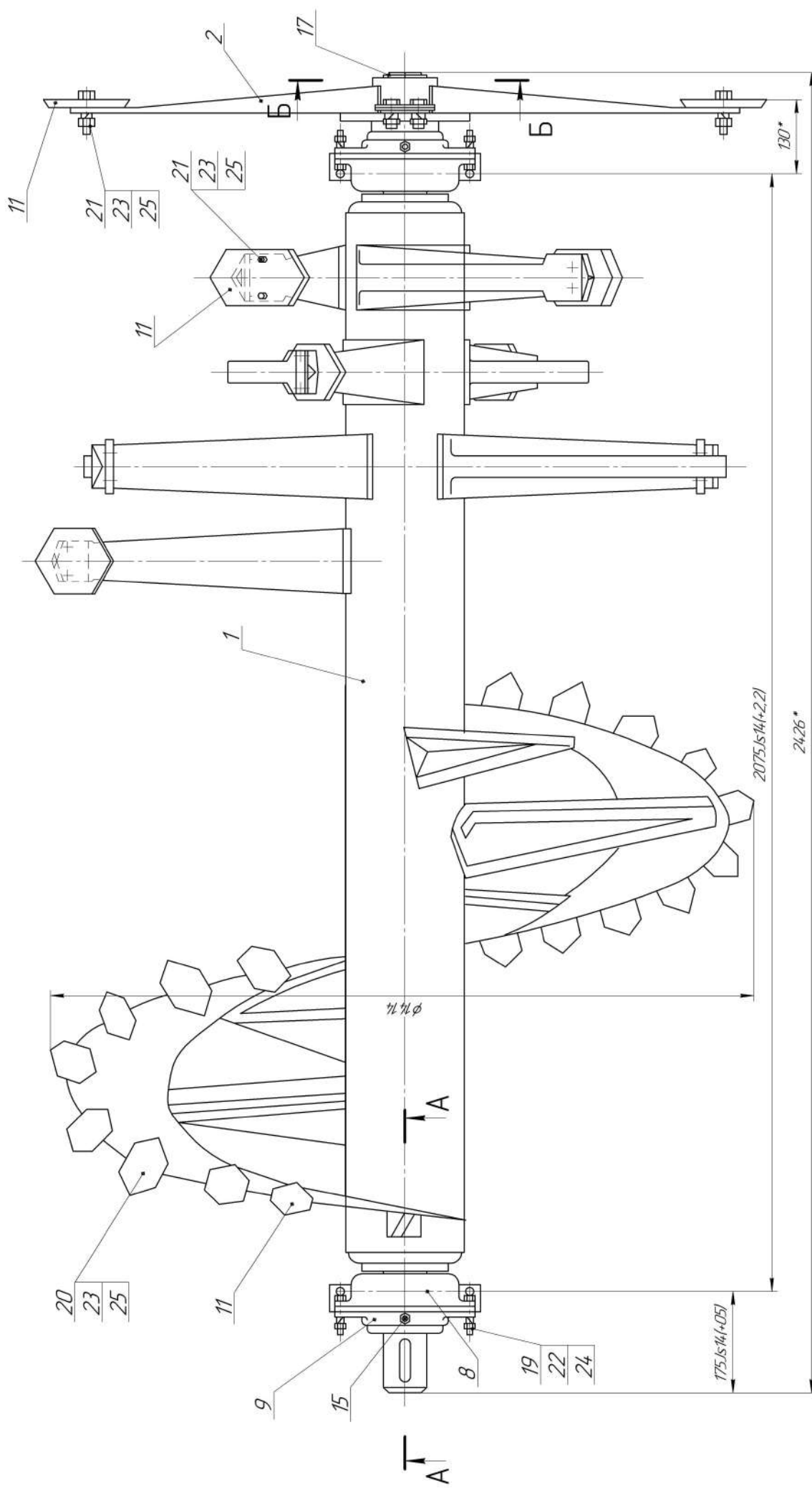
Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кільк.	Примітка
				<u>Документація</u>		
A1			ВНА 00.010	Складальне креслення		
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1	ВНА 00.010	Рама	1	
		2	ВНА 00.020.005	Вал відомий	1	
		3	ВНА 00.020.010	Вал ведучий	1	
		4	ВНА 00.040	Стрічка	1	
		6	ВНА 00.050	Чистик	1	
		7	ВНА 00.060	Поперечина	1	
					1	
				<u>Деталі</u>		
		8	ВНА 00.406	Боковина	1	
		9	ВНА 00.407	Ущільнення	1	
		10	ВНА 00.406-01	Боковина	1	
		11	ВНА 00.408	Боковина	1	
		12	ВНА 00.408-01	Боковина	1	
		13	ВНА 00.409	Упор	1	
		14	ВНА 00.409-01	Упор	1	
		15	ВНА 00.012	Табличка	1	
		16	ВНА 00.614	Гвинт натяжний	1	
		18	ВНА 00.415	Планка	2	
		19	ВНА 00.411	Гвинт регулювальний	1	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ВНА 00.010 ТРАНСПОРТЕР ПРИЙМАЛЬНИЙ	
Розробив	Коломієць					
Перевірив	Лузан					
Н. контр.	Мачок					
Затвердив	Лещенко				ЦНТУ, гр. ГМ(СМ)-21М(1,9)	
					Літера	Аркуш
						1
						2

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кільк.	Примітка
				<u>Стандартні вироби</u>		
				Вісь ДСТУ 9650:2008		
		20		2-10h11x60.452.2.32 Ц15 хр	2	
				Болт ДСТУ 7798:2009		
		21		M10-6g×20.58.019	32	
				Гайка ДСТУ 5915:2008		
		22		M10-6H.6.019	32	
				Шайба ДСТУ 6402:2009		
		23		10.65Г.019	32	
				Шайби ДСТУ 11371:2008		
		24		10.01.08 кп.019	32	
		25		16.01.08 кп.019	4	
				Гайка ДСТУ 5915:2008		
		26		M16-6H.6.019	4	
				Гвинти ДСТУ 17475:2008		
		27		В М8-6gx30.58.019	4	
		28		В М12-6gx30.58.019	8	
				Шайба ДСТУ 6402:2009		
		29		10.65Г.019	4	
		30		12.65Г.019	4	
				Шплінт 3,2x25.019		
		31		ДСТУ 397:2008	2	
				ВНА 00.010		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		
					Арк.	
					2	

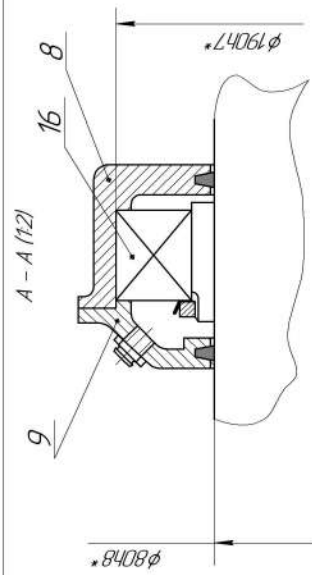
[illegible]

[illegible]

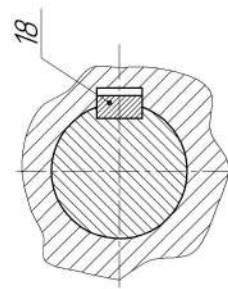
[illegible]

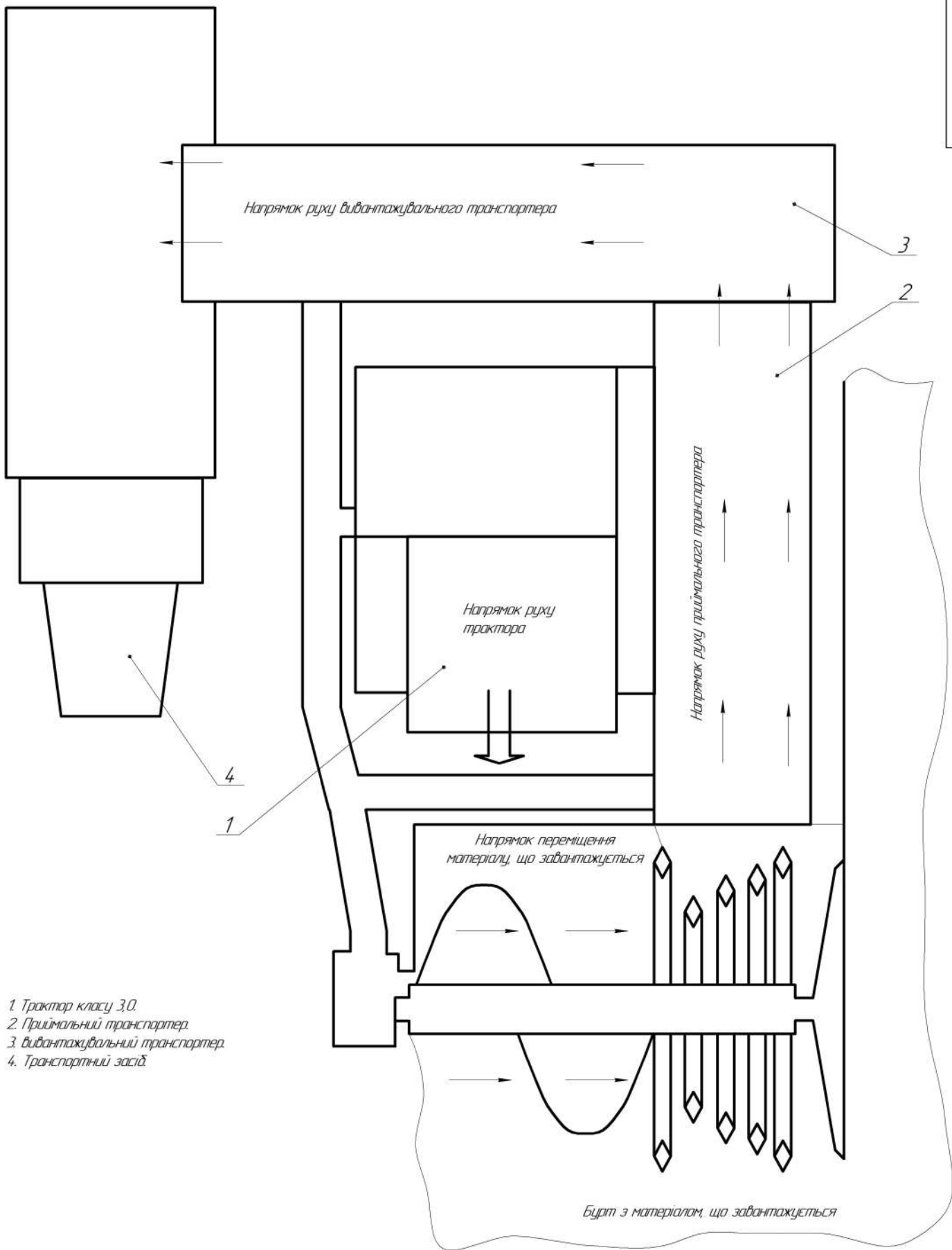


1. При збірці підшипник і 2/3 вільного об'єму порожнин карпівців і кришок наповнити мастилом солідол за ДСТУ 438-2008.
2. *Розміри для довідки



5-5 (1.2)

[illegible]



- 1. Трактор класу 3,0.
- 2. Приймальний транспортер.
- 3. вивантажувальний транспортер.
- 4. Транспортний засід.

Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.
Стр. №	Стр. №	Стр. №	Стр. №	Стр. №	Стр. №
Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.
Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.
Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.
Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.
Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.
Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.
Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.
Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.	Лист № докум.

					ВНА 00.000 С2			
Изм	Лист	№ докум	Подп	Дата	Технологічна схема роботи навантажувача			
Разроб	Лист	Колонист	Лист	Лист	-			
Проб	Лист	Лист	Лист	Лист	-			
Ікантр	Лист	Лист	Лист	Лист	-			
Ікантр	Лист	Менюк	Лист	Лист	-			
Упд	Лист	Лист	Лист	Лист	-			
Копирован					ЦНТУ, гр. ГМІСМ-21М(19)			
					Формат А2			

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кільк.	Примітка
				Документація		
A1			ВНА 00.020.010	Складальне креслення		
				Складальні одиниці		
		1	ВНА 00.020.020	Барабан	1	
		3	ВНА 00.020.030	Чистик	1	
				Деталі		
		4	ВНА 00.421	Пластина	2	
				Стандартні вироби		
		5		Муфта ланцюгова	1	
				ДСТУ 15612:2008		
		6		Ланцюг ПРЛ-38,1-10000	1	
				ДСТУ 13568:2008		
		7		Корпус підшипника	1	
				ГСТ 23.2.418:2008		
		8		Корпус підшипника	1	
				ГСТ 23.2.423:2008		

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кільк.	Примітка	
		11		Кільце розпірне	1		
				ГСТ 23.2.424:2008			
		12		Штуцер ГСТ 23.2.10:2008	2		
				2М24х158х170/35.56.Ц9 х			
		13		Прокладка В40	2		
				ДСТУ 13940:2008			
		15		Кільце стопорне	1		
				ГСТ 23.2.424-82			
		17		Штуцер ГСТ 23.2.10-81	1		
				2М24х158х170/35.56.Ц9 х			
		18		Вісь 2-10h11х60.45.2.32	10		
				Ц15хр ДСТУ 9650:2008			
		19		Шайба ДСТУ 11371:2008	20		
				10.01.08 кп.019			
		20		Шплінт 5,0х50.019	20		
				ДСТУ 397:2008			
		22		Кільце стопорне	2		
				ГСТ 23.2.424:2008			
				Болти ДСТУ 7798:2008			
		19		М10-6g×20.58.019	10		
		20		М10-6g×25.58.019	40		
		21		М10-6g×40.58.019	26		
				М10-6g×50.58.019	12		
				Шайби ДСТУ 6402:2008			
		28		10.65Г.019	86		
		30		12.65Г.019	8		
				ВНА 00.020.010			Арк.
							2
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

[illegible]

[illegible]

[illegible][illegible]

Жиз

Б-ПН-12 ДСТУ 19903:2008
Лист 70 Г-3 ДСТУ 1577:2008

Формы	А3
-------	----



180*

2x45°

2x45°

Ra 2,5

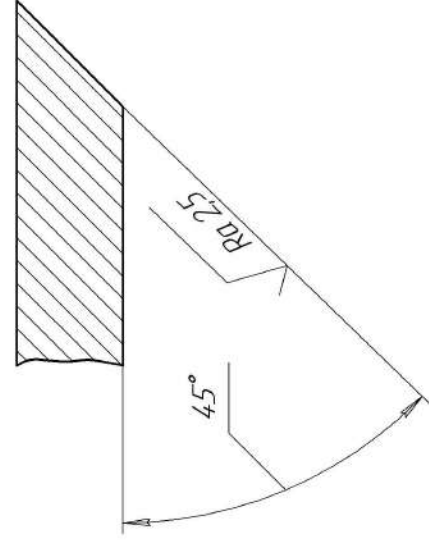
Ra 2.5

2x45°

 $2 \times 45^\circ$

*180

A-A (2:1)Q



1.* Розміри для довідок:

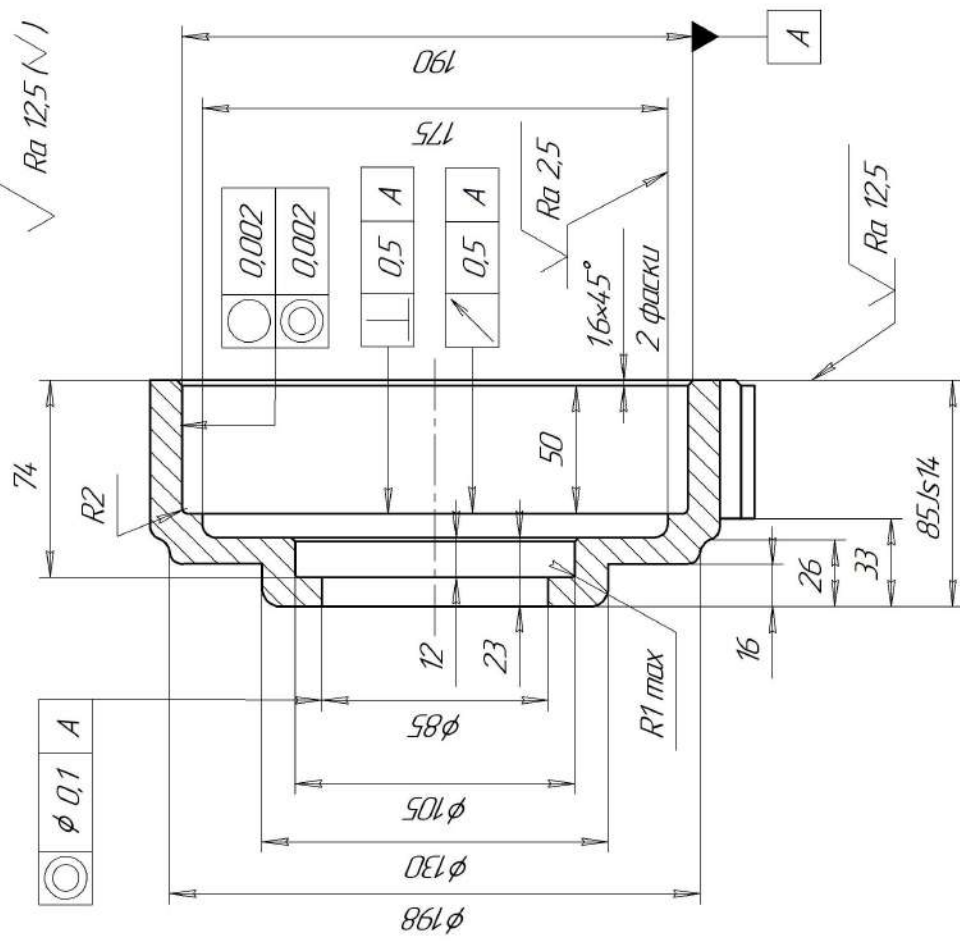
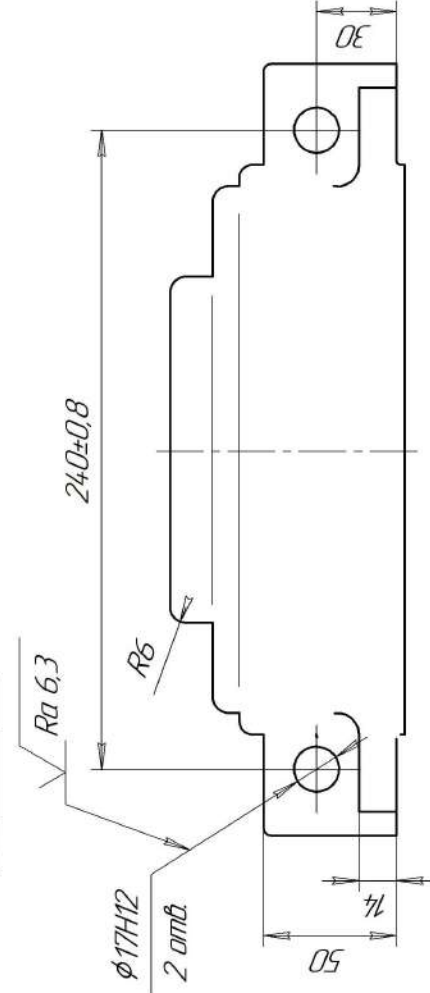
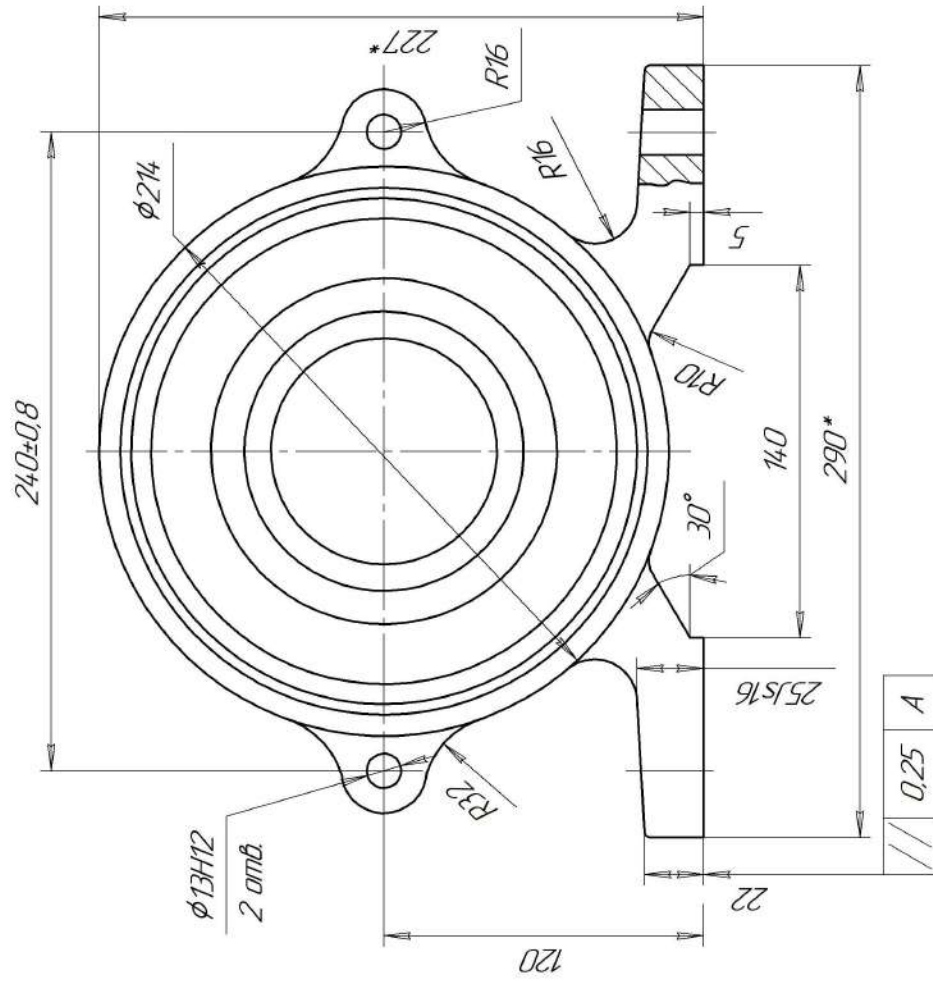
2. HRC 46...54.

3. Невказані граничні відхилення $\pm \frac{T_{14}}{2}$.

4. Точність відливки згідно ДСТУ 25645:2008

5. Технічні вимоги на відливки згідно ДСТУ 977:2008

✓ Ra 12,5 (✓)



1. Технічні вимоги на відливку за ДСТУ: 977:2008.
2. Точність відливки за ДСТУ 25645:2008.
3. Невказані літварні радіуси 3...5 мм.
4. *Розміри для довідок.

[illegible]