

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра галузевого машинобудування

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему:

«Розробка робочого органу ланцюгового траншеєскопача»

Виконав: студент 2 курсу за ОПП «Магістра»,
групи 1ГМ-22м
спеціальності 133

Галузеве машинобудування

(шифр і назва напрямку підготовки)

Ігор МОГИЛА

(прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., доцент

Андрій СЛАБКІЙ

(прізвище та ініціали)

Опонент: к.т.н., доцент

Олександр ГАЛУЩАК

(прізвище та ініціали)

Допущено до захисту

Завідувач кафедри ГМ

д.т.н., професор Леонід ПОЛІЩУК

«12» серпня 2023р.

Вінниця ВНТУ – 2023 року

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра галузевого машинобудування
Рівень вищої освіти II-й (магістерський)
Галузь знань – 13 Механічна інженерія
Спеціальність – 133 – Галузеве машинобудування
Освітньо–професійна програма – Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ГМ
ПОЛІЩУК Леонід
“18” вересня 2023 року

ЗАВДАННЯ НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Ігорю МОГИЛІ

1. Тема магістерської кваліфікаційної роботи: «Розробка робочого органу ланцюгового траншеєкопача»
Керівник магістерської кваліфікаційної роботи: к.т.н. доц. СЛАБКІЙ Андрій, затверджені наказом вищого навчального закладу від “18” вересня 2023 року №247
2. Строк подання студентом магістерської кваліфікаційної роботи: 12.12. 2023р.
3. Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: 1) Потужність базової машини, кВт – 250; 2) Тип приводу керування – гідравлічний; 3) Максимальне зусилля на робочому органі, кН – 217,5; 4) Тип приводу робочого органу – гідравлічний; 5) Маса навісного обладнання, кг –11730.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки:
1) вступ; 2) Дослідження тенденцій розвитку і модернізації траншеєкопачів, шляхом інформаційного огляду доступних джерел та проведення патентного пошуку; 3) Розробка нової конструкції робочого органу ланцюгового траншеєкопача; 4) Виконання проектних та перевірочних розрахунків елементів конструкції; 5) економічне оцінювання доцільності розробки; 8) аналіз умов праці та розробка заходів безпеки життєдіяльності, зокрема заходів захисту під час роботи установки.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов’язкових креслень):
1) Огляд конструкцій робочих органів траншеєкопачів (пл. ф.А1); 2) Патентно-інформаційний огляд (пл. ф.А1) 3) Вид загальний ланцюгового траншеєкопача (кресл. ф. А1) 4) Складальний кресленик ланцюговий робочий орган (кресл.. ф.А1 – 1 арк.); 5) Складальний кресленик робоче обладнання (кресл. ф.А1 – 1 арк.); 6) Складальний вузол приводних зірочок (кресл.. ф.А1 – 1 арк.); 7) Складальний кресленик бокова фреза (кресл. ф.А1 – 1 арк.); 8) Кресленик вал (кресл. ф.А2 – 1 арк.); 9) Кресленик втулка (кресл. ф.А4 – 1 арк.); 10) Схема гідравлічна принципова (кресл. ф.А1 – 1 арк.); 10) Кресленик зуб фрезерний (кресл. ф.А4 – 1 арк.)

6. Консультанти розділів магістерської кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Основний	к.т.н., доц. СЛАБКІЙ Андрій		
Економічний	к. т. н., доц. Ольга РАТУШНЯК.		
Охорона праці	д. п. н., проф. Софія ДЕМБЦЬКА		
Безпека в надзвичайних ситуаціях	д.т.н., проф. Олег БЕРЕЗЮК		

7. Дата видачі завдання 19.09.2023 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів МКР	Примітка
1	Вступ	01.10.2023р	
2	Дослідження тенденцій розвитку і модернізації траншеєкопачів, шляхом інформаційного огляду доступних джерел та проведення патентного пошуку	15.10.2023р	
3	Розробка конструкції робочого органу ланцюгового траншеєкопача	2.11.2023р	
4	Конструкторські розрахунки	19.11.2023р	
5	Економічний аудит розробки	22.11.2023р	
6	Розрахунок кількості коштів на впровадження розробки, та строку їх окупності	24.11.2023р	
7	Аналіз умов праці під час використання нової	26.11.2023р	
8	Розробка заходів безпеки життєдіяльності та надзвичайних ситуаціях конструкції робочого органу ланцюгового траншеєкопача	28.11.2023р	
9	Підготовка графічної частини МКР	10.12.2023р	
10	Попередній захист на кафедрі	12.12.2023р	
11	Захист МКР ЕК	20.12.23 – 22.12.23р	

Студент _____ Ігор МОГИЛА
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи _____ Андрій СЛАБКІЙ
(підпис) (прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ

ABSTRACT

ВСТУП	4
1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ БАГАТОКІВШЕВИХ ТРАНШЕЙНИХ ЕСКАВАТОРІВ.....	6
1.1 Загальні відомості. Класифікація. Індексація	6
1.2 Огляд типів конструкцій траншейних екскаваторів	10
1.3 Патентно-інформаційний огляд	17
2 РОЗРАХУНОК КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕКСКАВАТОРА ТРАНШЕЄКОПАЧА.....	28
2.1 КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНОЇ ЗЕМЛЕРИЙНОЇ МАШИНИ.....	28
2.2 Розрахунок продуктивності машини з виносною можливістю ланцюгового робочого органу і металника.....	39
2.3 Тягово-енергетичний розрахунок.....	41
3 РОЗРОБКА РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ З ТРАПЕЦЕСВИДНИМ СКРЕБКОВИМ ЕЛЕМЕНТОМ.....	51
3.1 Силовий розрахунок ланцюгового робочого органу	51
3.2 Розрахунок натяжного пристрою та фрез.....	61
3.3 Розрахунок гідросистеми приводу робочого органу динамічної землерийної машини	67
3.4 Результати розрахунків та визначення раціональних параметрів робочого органу траншеєкопача на підставі теоретичних та розрахункових даних.....	79
4 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	85
4.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки	85
4.2 Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної роботи	91
4.3 Розрахунок економічної ефективності науково-технічної розробки ..	98
4.4 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності.....	101

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ...	103
5.1 Технічні рішення щодо безпечного виконання роботи.....	103
5.2 Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії	106
ВИСНОВКИ.....	111
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	113
ДОДАТКИ	116
ДОДАТОК А – ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ.....	117
ДОДАТОК Б – ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА.....	122
ДОДАТОК В – СПЕЦИФІКАЦІЇ.....	135
ДОДАТОК Г – ПРОТОКОЛ ПЕРЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ.....	141

АНОТАЦІЯ

УДК 621.878 (075.8)

Ігор МОГИЛА. Розробка робочого органу ланцюгового траншеєкопача. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 133 – галузеве машинобудування, освітня програма – галузеве машинобудування. Вінниця: ВНТУ, 2023. 141 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 29 назв; рис.: 20; табл. 24.

За результатами виконання магістерської кваліфікаційної роботи розроблена нова конструкція робочого органу ланцюгового траншеєкопача. Аналіз патентних даних показав, що альтернативною розробкою ґрунту є модульна технологія. Причому використовуються робочі органи різного призначення та функціонального виконання.

Очевидним є те, що конструкція ланцюгового траншеєкопача з двома рухомими ланцюгами є найбільш доцільною.

З цією метою нами запропонована конструкція ланцюгового робочого органу траншеєкопачу зі скребковими ґрунтовиносними елементами, завдяки чому в робочому органі поєднується руйнування ґрунту та його винос із вибою та подачу його на металник. Для створення даного гідравлічного устаткування розроблена гідравлічна схема з урахуванням недоліків існуючих конструкцій аналогів та підібрані відповідні гідравлічні елементи, що забезпечило в цілому покращення техніко-економічних показників нашої розробка в порівнянні до аналогів.

Ключові слова: траншеєкопач, робочий орган, ланцюг, фреза, гідравліка, конструкція, розрахунки.

ABSTRACT

UDC 621.878 (075.8)

Ihor MOHILA. Development of the working body of the chain trencher. Master's qualification work on specialty 133 - industrial mechanical engineering, educational program - industrial mechanical engineering. Vinnytsia: VNTU, 2023. 141 p.

In Ukrainian language Bibliography: 29 titles; Fig.: 20; table 24.

Based on the results of the master's qualification work, a new design of the working body of the chain trencher was developed. Analysis of patent data showed that an alternative soil development is modular technology. Moreover, working bodies of various purposes and functional performance are used.

It is obvious that the design of a chain trencher with two moving chains is the most appropriate.

For this purpose, we proposed the construction of a chain working body of a trencher with scraper soil removal elements, thanks to which the working body combines the destruction of soil and its removal from the pit and its feeding to the thrower. To create this hydraulic equipment, a hydraulic scheme was developed taking into account the shortcomings of existing analog designs and appropriate hydraulic elements were selected, which ensured an overall improvement in the technical and economic indicators of our development in comparison to analogs.

Key words: trencher, working body, chain, cutter, hydraulics, design, calculations.

ВСТУП

Розробка робочого органу для ланцюгового траншеєкопача - це складний інженерний процес, який передбачає створення ефективного, надійного та безпечного інструменту для виконання робіт з копання траншей.

Робочий орган повинен бути спроектований з врахуванням оптимальної геометрії для зручного та ефективного копання траншей. Це може включати в себе оптимізацію форми, кутів та розмірів ланок чи лопатей. Важливо врахувати функціональні можливості робочого органу, зокрема його здатність працювати в різних ґрунтах та умовах, забезпечуючи ефективно та швидко копання траншей.

Розробка повинна включати в себе елементи безпеки, такі як захист від викидів матеріалів, автоматичні системи зупинки у випадку аварійних ситуацій та забезпечення стабільності під час роботи.

Використання сучасних технологій, наприклад, вбудованих давачів, системи керування або автоматизація процесів, може покращити ефективність та точність копання траншей.

Успішна розробка робочого органу для ланцюгового траншеєкопача вимагає комплексного підходу, який охоплює інженерні, технічні, ергономічні та безпекові аспекти, забезпечуючи оптимальну продуктивність та надійність пристрою під час його експлуатації.

Створення інноваційних конструкцій траншеєкопачів з врахуванням сучасних тенденцій є важливим для забезпечення обороноздатності нашої країни, адже використання траншеєкопачів якісно впливає на процес створення захисних засобів.

Метою магістерської кваліфікаційної роботи (далі МКР) – розробка робочого органу ланцюгового траншеєкопача, з покращеними техніко-економічними показниками.

Під час виконання МКР необхідно вирішити такі задачі:

- Дослідити тенденції розвитку і модернізації траншеєкопачів, шляхом інформаційного огляду доступних джерел та проведення патентного пошуку;
- Запропонувати конструкцію ланцюгового траншеєкопача з врахуванням результатів патентно-інформаційного пошуку;
- Визначити раціональні параметри робочого органу екскаватора-траншеєкопача;
- розробити конструкцію робочого органу ланцюгового траншеєкопача;
- здійснити конструкторсько-технологічні розрахунки, що необхідні для побудови складального креслення робочого органу ланцюгового траншеєкопача;
- обрахувати економічну доцільність розробки робочого органу ланцюгового траншеєкопача;
- запропонувати заходи з охорони праці під час роботи робочого органу ланцюгового траншеєкопача, і заходи в надзвичайних ситуаціях.

Об’єкт дослідження – процеси, що використовуються для визначення та аналізу найбільш раціональних параметрів робочого органу екскаватора-траншеєкопача.

Предмет дослідження – робочий орган ланцюгового траншеєкопача.

Методи дослідження – методи логічного моделювання раціоналізації конструкції.

Новизна одержаних результатів. Визначенні раціональні параметри робочого органу екскаватора-траншеєкопача та розроблено нову конструкцію робочого зі скребковими ґрунтовиносними елементами, які мають криволінійну форму. Ця модернізація дозволяє підвищити технічну продуктивність екскаватора-траншеєкопача.

1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ БАГАТОКІВШЕВИХ ТРАНШЕЙНИХ ЕСКАВАТОРІВ

1.1 Загальні відомості. Класифікація. Індиксація

Багатоківшевими траншейними екскаваторами називаються самохідні землерийні машини з активними робочими органами неперервної дії у вигляді ротора (колеса) з ковшами чи різцями або ланцюгів з ковшами або скребками, у яких операція копання, транспортування та розвантаження ґрунту суміщені в часі [1].

Головна особливість цих машин заключається у неперервності робочого процесу. Ця особливість екскаваторів неперервної дії дозволяє порівняно з одноківшевими екскаваторами забезпечити більш високу продуктивність та інші питомі показники. Однак такі екскаватори є спеціалізованими машинами, а тому менш універсальними.

Вони застосовуються для будівництва, як правило, лінійних підземних комунікацій відкритим траншейним способом: під газо-, нафто-, водо- і продуктопроводи, каналізаційні і теплофікаційні та інші системи, кабельні лінії зв'язку, електропостачання. Використовуються також для будівництва та очистки відкритих каналів, закритих дренажних систем. Застосування екскаваторів неперервної дії обмежується наявністю в ґрунті крупних кам'яних та інших твердих включень. Лінійні розміри твердих включень, як правило, не повинні перевищувати $1/3$ ширини ковша.

Класифікація. Екскаватори неперервної дії розрізняють у залежності від призначення, типу робочого органа, напрямку руху робочого органа і базової машини, за типом силового обладнання та привода механізмів, за типом ходового обладнання. Класифікаційна блок-схема екскаваторів приведена на рисунку 1.1.

У машин поздовжнього копання напрямок копання співпадає з напрямком переміщення робочого органа. Така комбінація рухів дозволяє

утворювати протяжні виїмки прямокутної або трапецеїдальної форми у поперечному перерізі.

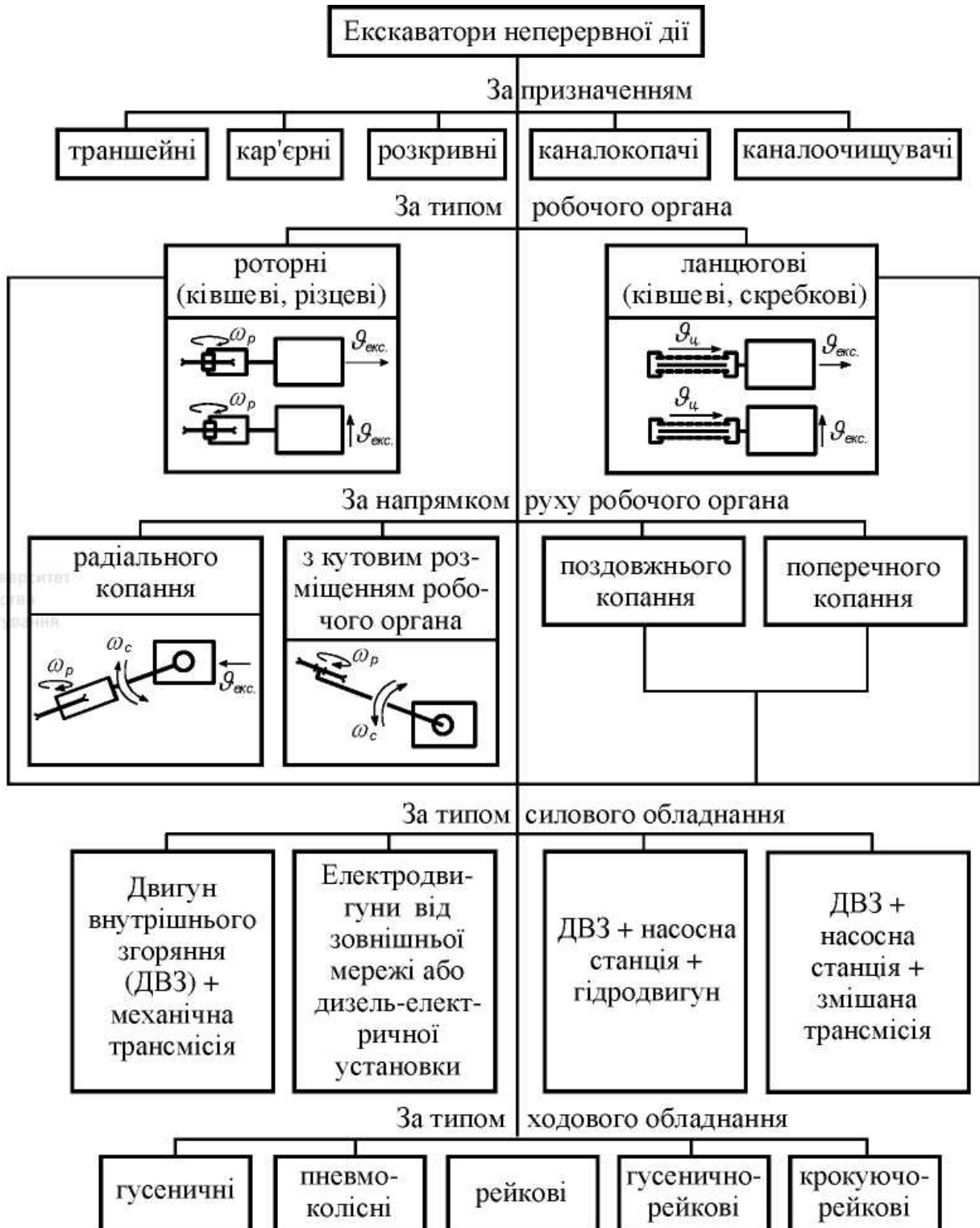


Рисунок 1.1 – Класифікаційна блок-схема екскаваторів неперервної дії

Машини поперечного копання відрізняються тим, що площина відносного руху робочих органів перпендикулярна площині переносного руху базової машини. До цієї групи машин відносяться машини для кар'єрних, планувальних та очисних робіт.

У машин радіального копання та з кутовим розміщенням робочого органа площини руху різальних елементів повертаються у процесі роботи на деякий кут відносно вертикальної осі. Машини цього типу використовуються для виконання розкривних, кар'єрних робіт та утворення крупних виїмок.

У якості транспортуючих органів екскаваторів неперервної дії широко застосовують стрічкові конвеєри (роторні і ланцюгові багатоківшеві екскаватори), скребкові елеватори, шнекові відвалоутворювачі, пасивні плужні відкосники (роторні різцеві, ланцюгові скребкові екскаватори), а також лопатеві та барабанні відкидані [2 – 7].

Роторні екскаватори порівняно з ланцюговими мають більший коефіцієнт корисної дії та більшу продуктивність, але меншу глибину копання.

Копання ґрунту екскаваторами здійснюється наступним чином: робочий орган переводять із транспортного положення у робоче, включають привод ланцюга або ротора, а також конвеєра і поступово за допомогою підйомного механізму робочий орган заглиблюється у ґрунт до заданої відмітки, після чого включають через ходозменшувач привод робочого ходу. Відділення ґрунту від масиву і заповнення їм робочого органа здійснюється у результаті подання ланцюгом або ротором двох сумісних рухів копання: основного поступального відносно рами (для ланцюгових) або обертового навколо своєї осі (для роторних) і подачі – переносного у напрямку руху машини. Основний рух забезпечує відділення шару ґрунту і направлений по дотичній до траєкторії копання. Рух подачі регулює товщину шару ґрунту, що відділяється, направлений перпендикулярно (нормально) дотичному. Співвідношення швидкостей цих рухів визначає траєкторію руху різальних

елементів робочого органа у поздовжньо-вертикальній площині, яка являє собою похилу пряму у ланцюгових екскаваторів і трохойду у роторних.

Індексація. Найбільше розповсюдження отримали гусеничні траншейні екскаватори з комбінованим приводом. Варіант індексації траншейних екскаваторів представлений на рисунку 1.2. Перші дві букви ЕТ означають: екскаватор траншейний, а третя – тип робочого органа (Ц – (цепной) ланцюговий, Р – роторний). Перші дві цифри індексації позначають найбільшу глибину траншеї в дециметрах, третя – порядковий номер моделі. Перша із додаткових букв після цифрового індексації (А, Б, В і т.д.) означає порядкову модернізацію машини, наступні – вид спеціального кліматичного виконання (ХЛ – північне, Т – тропічне, ТВ – для роботи у вологих тропіках). Наприклад, індекс ЕТЦ-252А означає: екскаватор траншейний ланцюговий, глибина копання 25 дм, друга модель – 2, яка пройшла першу модернізацію – А.

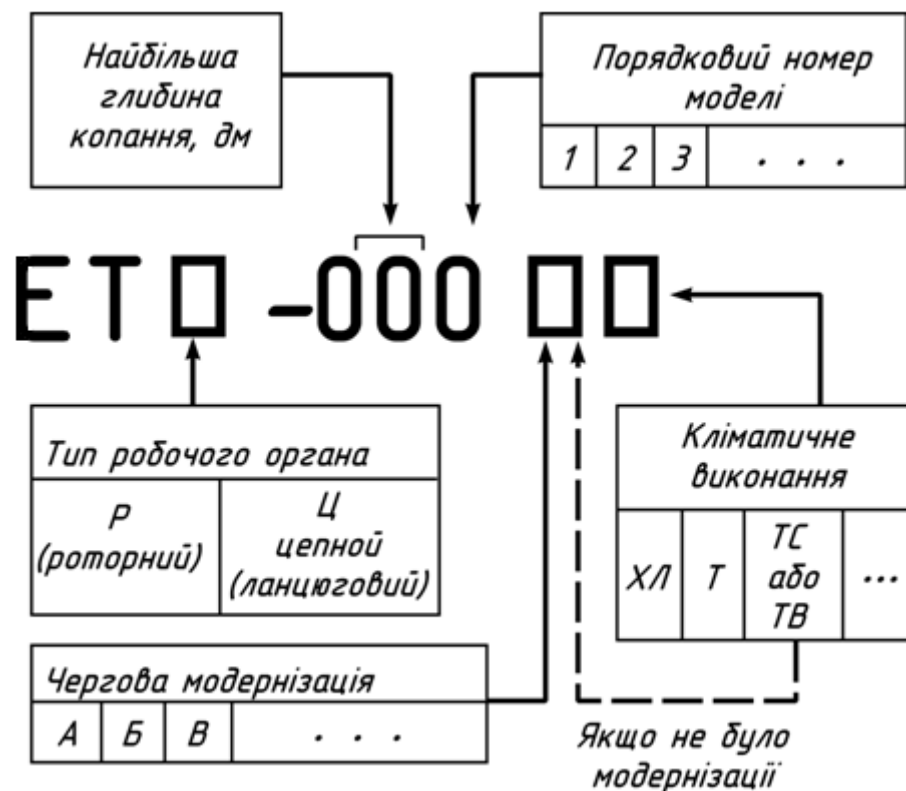
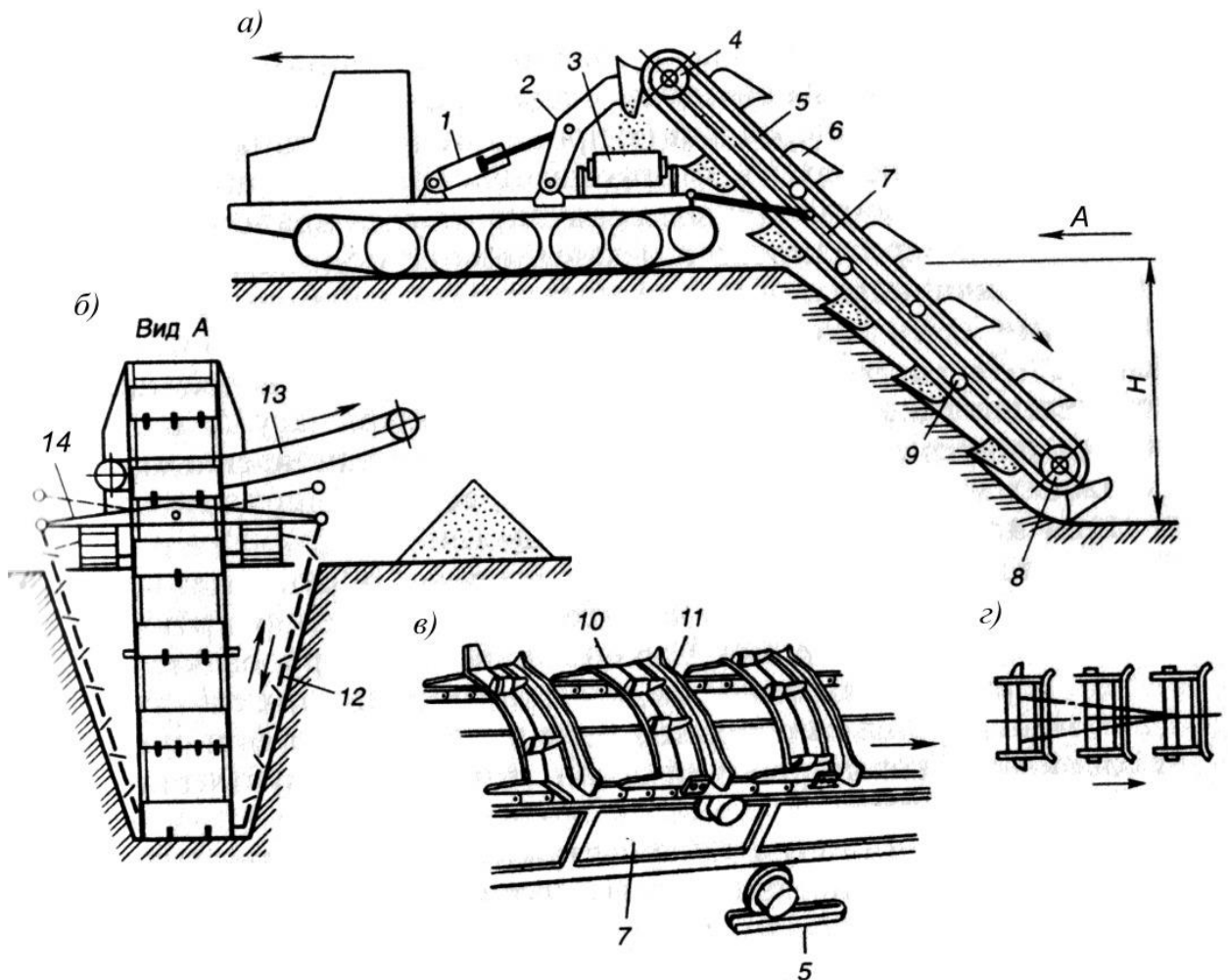


Рисунок 1.2 – Система індексації траншейних екскаваторів

1.2 Огляд типів конструкцій траншейних екскаваторів

Ланцюгові траншейні екскаватори (рисунок 1.3) являють собою навісне на базову машину землерийне обладнання у вигляді нахиленої до горизонту рами із зірочками, по яких рухаються один або декілька безкінечних ланцюгів з рівномірно розміщеними ковшами або скребками, і стрічкових конвеєрів або шнекових транспортерів [1, 2, 7].



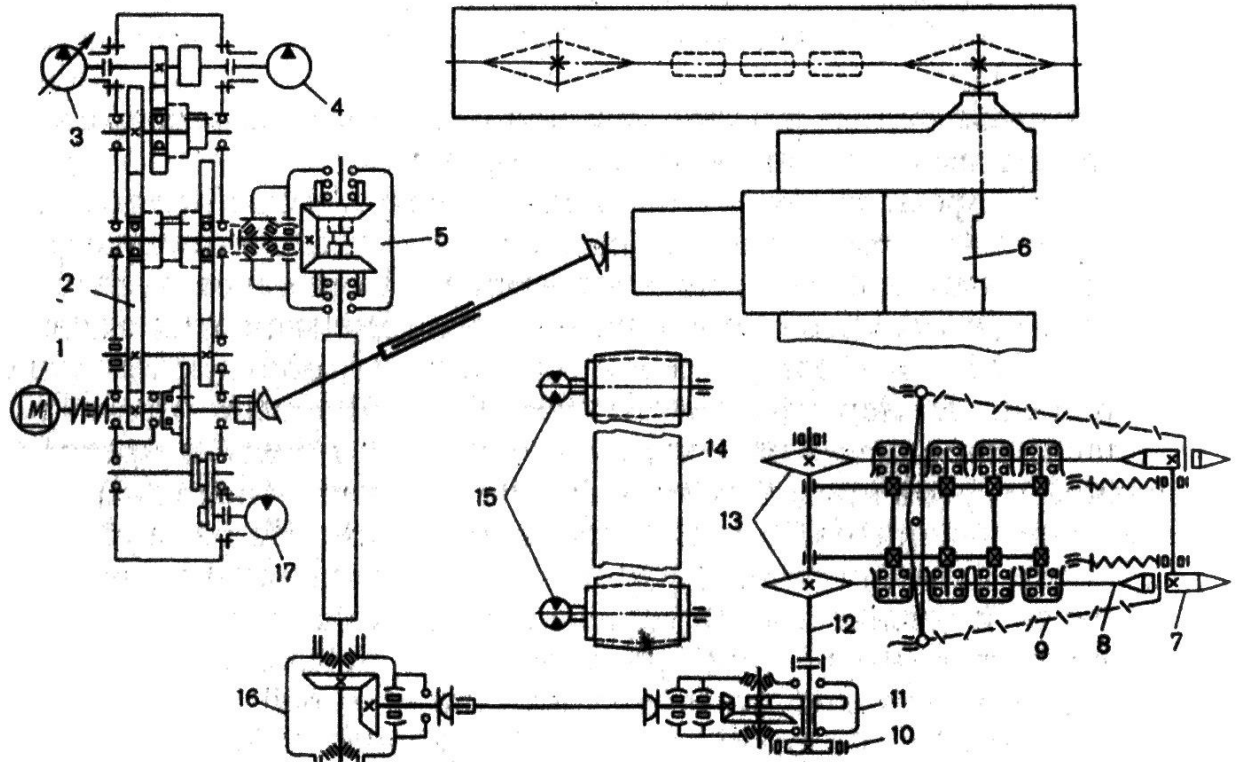
a – у профільній площині; *б* – у фронтальній площині; *в* – скребокний варіант; *г* – схема розміщення різців; 1 – гідроциліндри підйому; 2 – важіль; 3 – стрічковий конвеєр; 4 – приводні зірочки; 5 – ланцюг; 6 – ковші; 7 – рама; 8 – натяжки зірочки; 9 – роликові опори; 10 – скребки; 11 – заслінки; 12 – ланцюгові відкосоутворювачі; 13 – поперечний конвеєр; 14 – балансирний важіль

Рисунок 1.3 – Схема ланцюгового багатоківшевого екскаватора

Вони застосовуються для копання прямокутних і трапецеїдальних траншей глибиною до 4,0...4,5 м, шириною на дні 0,8...1,1 м і шириною на верху до 2,8 м у талих ґрунтах I...III категорій з твердими включеннями розміром поперечника до 200 мм [1].

Робочий орган включає нахилену до горизонту раму 7 коробчастого перерізу, яка шарнірно закріплена до тягача. На рамі 7 встановлені замкнуті ланцюги 5 з ковшами 6 або рі-зальними елементами скребкового типу 10 і транспортуючими заслінками 11. У передній частині рами змонтований приводний вал з двома ведучими зірочками 4 ланцюгів 5 і запобіжною муфтою граничного моменту, а в задній – натяжні зірочки 8 ланцюгів 5 з гвинтовим натяжним пристроєм. На рамі встановлені також проміжні ролики 9, які підтримують робочі вітки ланцюгів 5 і зменшують провисання їх холостих віток. Для збільшення глибини копання раму робочого органа подовжують додатковою вставкою, збільшують довжину ланцюгів і кількість ковшів 6 або скребоків 10 і заслінок 11. Скребки 10 на робочому органі розташовані за спеціальною схемою (рисунок 1.3, з), які забезпечують мінімальну енергоємність процесу копання. При русі тягача вперед і одночасному русі ланцюгів 5 відносно нахиленої рами 7 ковші 6 відділяють ґрунт від масиву і піднімають його із траншеї на висоту приводних зірочок 4, при обгинанні яких ґрунт вивантажується на поперечний (до поздовжньої осі руху машини) стрічковий конвеєр 3 і відкидається ним у сторону від траншеї. Глибина траншеї залежить від кута нахилу рами 7 робочого органа і регулюється механізмом її підйому, який складається із двох гідроциліндрів 1 і важелів 2. Для копання трапецеїдальних траншей на робочому органі встановлюють активні ланцюгові відкосоутворювачі 12. Верхні кінці ланцюгів 12 шарнірно закріплені до коливального балансиру важеля 14 з центральним шарніром, а нижні – до ексцентрично установлених пальців натяжних зірочок 8 робочого органа, які надають відкосоутворювачам зворотно-поступальний рух. Останні руйнують ґрунт, який обвалюється вниз, потрапляє в ковші 6 і виносяться на поперечний конвеєр 13.

Типова кінематична схема ланцюгового траншейного екскаватора приведена на рисунку 1.4.



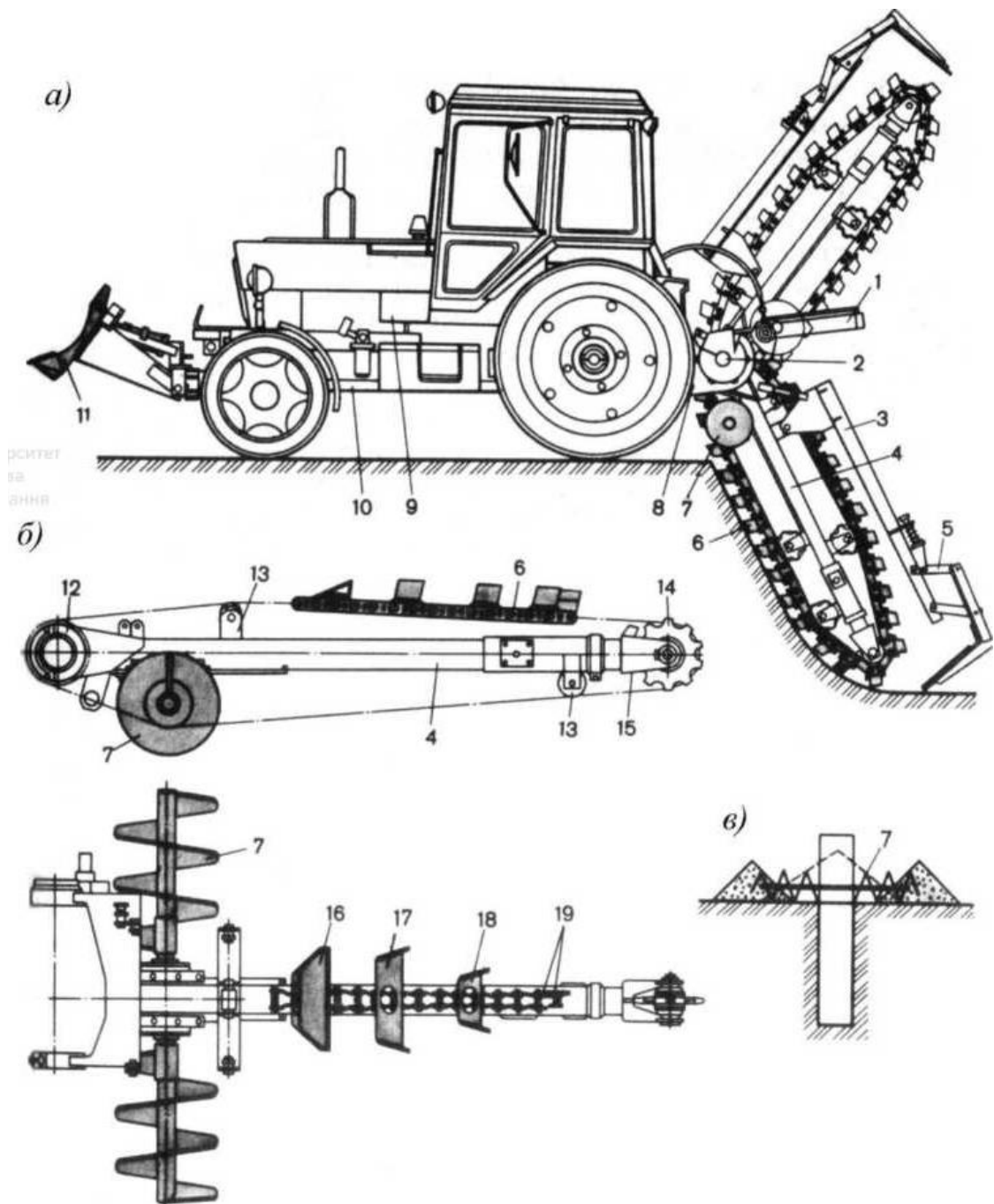
1 – двигун; 2 – розподільча коробка; 3, 4 – гідронасоси; 5 – редуктор реверса; 6 – базовий трактор; 7 – натяжні зірочки; 8 – ланцюг; 9 – відкосоутворювачі; 10 – пневмокамерна муфта; 11 – верхній редуктор; 12 – приводний вал; 13 – ведучі зірочки; 14 – стрічковий конвеєр; 15, 17 – гідромотори; 16 – кінцевий редуктор

Рисунок 1.4 – Кінематична схема ланцюгового траншейного екскаватора

Енергія (обертання) приводному валу 12 з ведучими зірочками 13 ланцюгів 8 передається від ДВЗ 1 через муфту зчеплення, розподільчу коробку 2, редуктор реверса 5, кінцевий редуктор 16, верхній редуктор 11 і пневмокамерну муфту 10 запобіжного моменту. За допомогою редуктора реверса 5 змінюється напрямок руху ланцюгів 8 робочого органа. Рух ланцюговим відкосоутворювачам 9 надається від натяжних зірочок 7 робочого органа. Автономний привод ведучих кінцевих барабанів

стрічкового конвеєра 14 здійснюється від гідромоторів 15 через вмонтований у кожний барабан планетарний редуктор. Живляться гідромотори 15 конвеєра 14 від некерованого насоса 4. Керований насос 3 живить гідромотор 17, який забезпечує рух екскаватора для копання траншей і безступінчасте регулювання швидкостей робочого ходу в діапазоні 5... 150 м/год. Для транспортного переміщення використовується механічна трансмісія базового трактора 6.

Одноланцюгові (скребкові) траншейні екскаватори застосовуються для копання прямокутних траншей глибиною до 1,6 м і шириною 0,2...0,4 м у однорідних без твердих включень ґрунтах I...III категорій для прокладки кабелів і трубопроводів малих діаметрів. Вони являють собою (див. рисунок 1.5) уніфіковане навісне обладнання на серійні пневмоколісні трактори 10 тягового класу 14 кН з одним або двома ведучими мостами. В комплект навісного екскаваторного обладнання входять: ланцюговий робочий орган із зачисним башмаком 5 і відвальним шнеково-гвинтовим транспортером 7, механізм підйому-опускання 1 робочого органа і гідромеханічний ходозменшувач. Однорядний втулочно-роликівий ланцюг 6 робочого органа встановлений на ведучій 12 і веденій 14 зірочках і несе на собі змінні різці 17...19 для пошарового зрізання ґрунту і змінні скребки 16 для підйому ґрунту із траншеї. Різці і скребки розміщені на ланцюгу 6 за визначеною схемою, якій властиве рівномірне розподілення навантаження на ланцюг 6 з метою підвищення його довговічності. Змінюючи різці 17...19 і скребки 16, отримують траншеї різної ширини (0,2; 0,27 і 0,4 м). Ланцюг 6 оббігає нахилену раму 4, яка шарнірно закріплена до рами базового трактора 10 і опирається на ролики 13. Ведуча зірочка 12 ланцюга 6, яка закріплена на приводному валу 2, отримує обертання від вала відбору потужності базового трактора 10 через триступінчастий редуктор 8 із змінним передаточним числом, яке забезпечує чотири робочі швидкості у межах від 0,8 до 2,1 м/с і реверсний хід ланцюга 6. У редукторі привода ланцюга 6 встановлена запобіжна фрикційна муфта граничного моменту. Натягування ланцюга 6



a – у профільній площині; *б* – схема робочого органа; *в* – схема транспортування ґрунту; 1 – гідроциліндр підйому-опускання; 2 – приводний вал; 3 – додаткова рама; 4 – основна рама; 5 – зачисний башмак; 6 – ланцюг; 7 – шнеки; 8 – редуктор; 9 – ходозменшувач; 10 – базовий трактор; 11 – відвал; 12 – ведуча зірочка; 13 – роликові опори; 14 – натяжна зірочка; 15 – натяжний пристрій; 16 – скребки; 17, 19 – різці

Рисунок 1.5 – Схема скребкового траншейного екскаватора

регулюється переміщенням натяжної зірочки 14 відносно рами 4 гвинтовим натяжним пристроєм 15. Скребки 16 виносять із траншеї ґрунт у напрямку ведучої зірочки 12, утворюючи відвал ґрунту у вигляді піраміди (рисунок 1.5, в). Транспортування ґрунту в бокові відвали здійснюють два гвинтові шнеки 7, які встановлені на рамі 4 робочого органа. Шнеки 7 мають загальний вал і приводяться в рух скребковим ланцюгом 6. Положення шнеків 7 відносно рами 4 змінюються у залежності від глибини копання. До додаткової рами 3 робочого органа за скребковим ланцюгом 6 закріплений змінний консольний зачисний башмак 5 дна траншеї [1].

Заглиблення робочого органа в ґрунт з примусовим напором, а також його підйом для переведення в транспортне положення, здійснюється гідравлічним підйомним механізмом 1, гідроциліндр якого зв'язаний з робочим органом важільною системою. Для отримання понижених робочих швидкостей руху машин і їх безступінчастого регулювання в широкому діапазоні від 20 до 800 м/год. у трансмісію базового трактора 10 вмонтований гідромеханічний ходозменшувач 9 у вигляді багатоступінчастого циліндричного редуктора з приводом від аксіально-поршневого (плунжерного) гідромотора. Для транспортних переїздів екскаватора ходозменшувач відмикається. Гідропривод здійснюється через гідронасоси з приводом від двигуна базової машини.

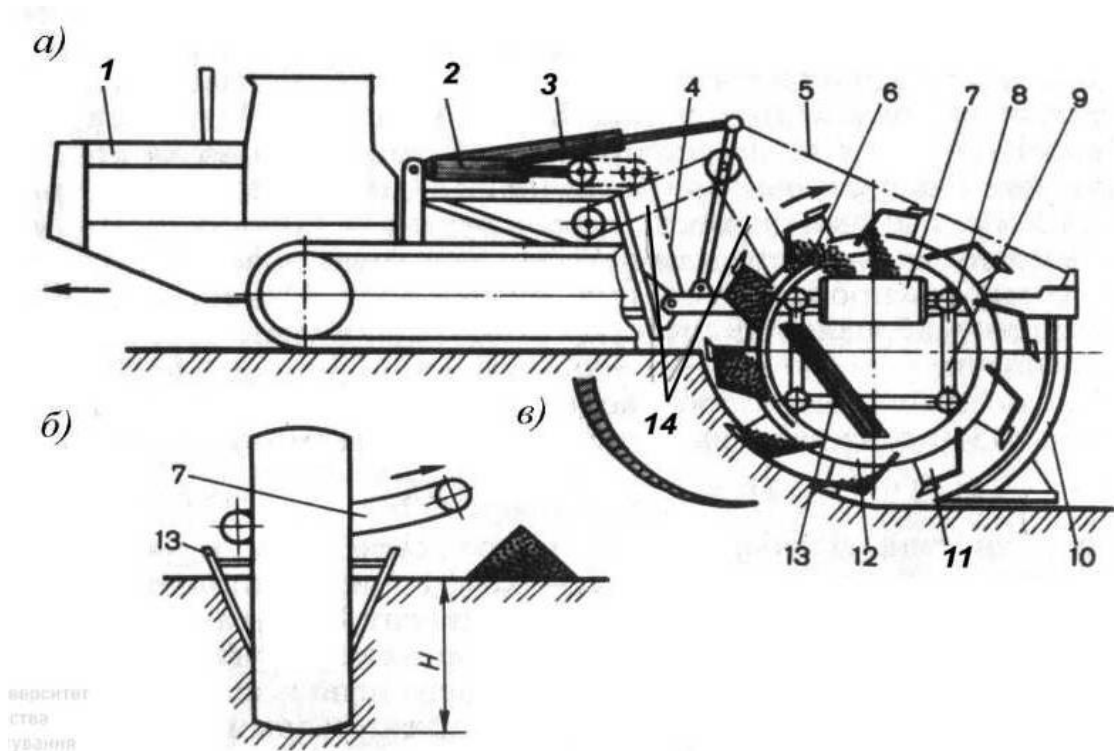
Основними недоліками ланцюгових траншейних екскаваторів є висока енергоємність процесу копання, недовговічність ланцюгів, які працюють у абразивному ґрунтовому середовищі, і порівняно невисока продуктивність.

Роторні траншейні екскаватори являють собою навісне або напівпричіпне на базовий трактор землерийне обладнання у вигляді двох кілець (ротора) з рівномірно закріпленими ковшами або зубами. Застосовуються для розробки прямокутних і трапецеїдальних траншей в ґрунтах I...IV категорій, які містять кам'яні включення до 300 мм. Глибина траншей залежить від діаметра ротора. Збільшення глибини копання зв'язане

із значним збільшенням діаметра і маси ротора і тому раціональна глибина копання не перевищує 3 м [3].

Передача енергії від двигуна базової машини до основних виконавчих механізмів (ротора, відвального конвеєра, гусеничного рушія) і допоміжного обладнання (механізмів підйому робочого органа і конвеєра) здійснюється за допомогою механічної, гідравлічної, електромеханічної або іншої комбінованої трансмісії.

Розглянемо типову конструкцію роторного траншейного екскаватора, яка представлена на рисунку 1.6. Екскаватор складається із гусеничного тягача 1 і навісного робочого органа для копання траншей, які шарнірно з'єднані між собою у вертикальній площині.



a – у профільній площині; *б* – у фронтальній площині; *в* – форма стружки;
 1 – базова машина; 2, 3 – гідроциліндри підйому і опускання; 4, 5 – підйомні ланцюги; 6 – ґрунт; 7 – конвеєр; 8 – роликкоопори; 9 – рама; 10 – зачисний башмак; 11 – ковші; 12 – ротор; 13 – відкосоутворюючі ножі

Рисунок 1.6 – Схема роторного траншейного екскаватора

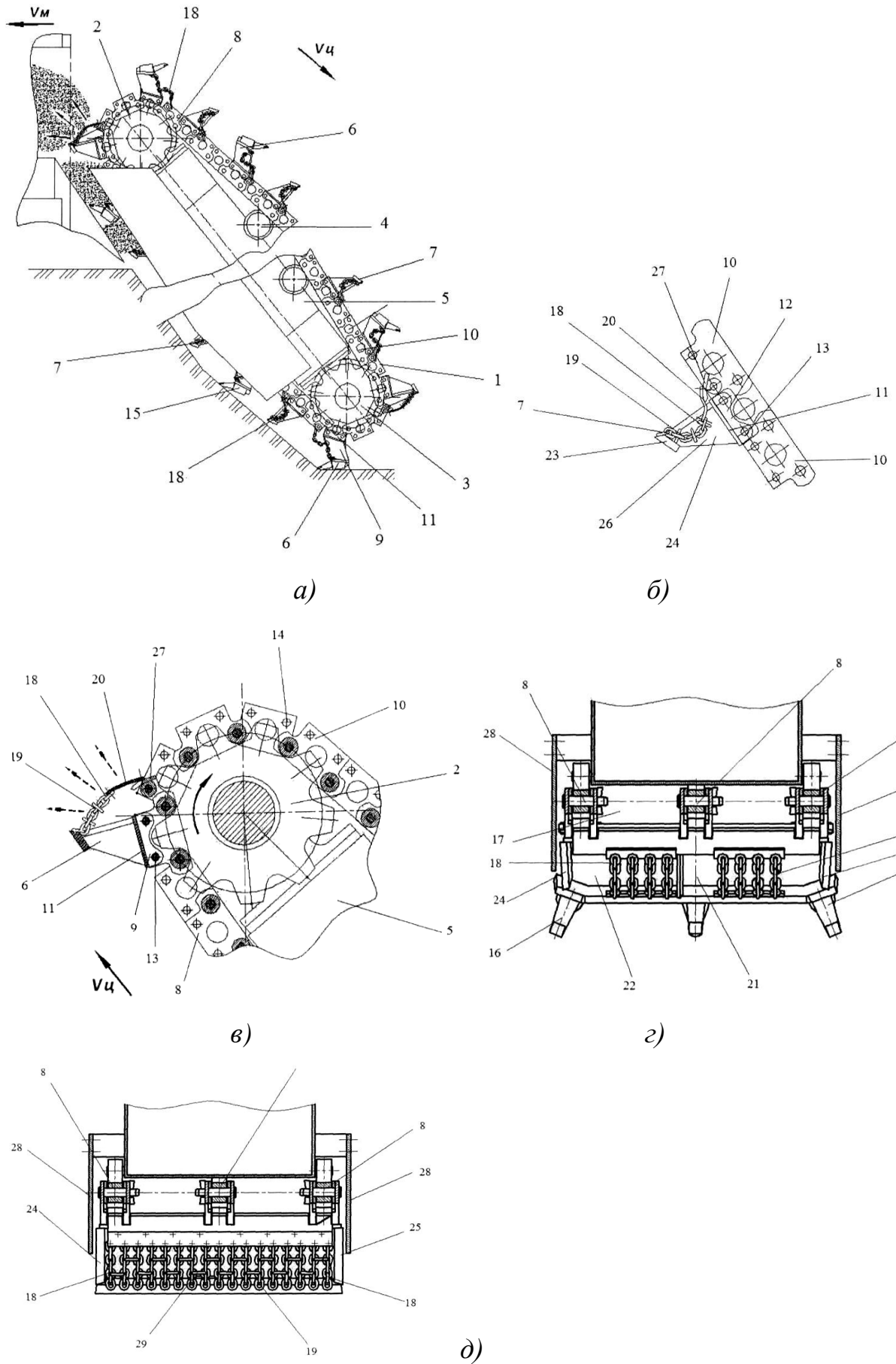
Робочий орган машини – ротор 12 з ковшами 11 опирається на ролики 8 рами 9. Всередині ротора 12 розміщений поперечний двосекційний стрічковий конвеєр 7, який складається із горизонтальної і нахиленої (відкидної) секції. За ротором 12 встановлений записний башмак 10 дна траншеї. В трансмісію тягача вмонтований гідромеханічний ходозменшувач для безступінчастого регулювання робочих швидкостей руху машини. На тягачі 1 встановлена додаткова рама з розміщеними на ній механізмами привода і підйому-опускання робочого органа. Рама має нахилені направляючі, по яких за допомогою пари гідроциліндрів 2 і ланцюгів 4 гідравлічного підйомного механізму переміщуються повздовж переднього кінця рами робочого органа для переведення його із транспортного положення в робоче і навпаки. Підйом і опускання задньої частини робочого органа здійснюється парою гідроциліндрів 3, штоки яких шарнірно закріплені до верхньої частини стояків, які зв'язані із заднім кінцем рами ланцюгами 5. Привод ротора 12 і конвеєра 7 здійснюється через ланцюгові передачі 14. Для формування траншей трапецеїдального профілю служать відкосоутворюючі ножі 13 [4].

1.3 Патентно-інформаційний огляд

На рисунку 1.7 представлено конструктивну схему робочого органу землерийної машини згід патенту України №118424 [8]:

- а)* варіант конструктивного виконання ланцюгового робочого органа землерийної машини, вигляд збоку;
- б)* транспортуючий елемент;
- в)* розкриття транспортуючого елемента в зоні огинання привідної зірочки тяговим ланцюгом одностороннього згину в момент розвантаження ґрунту;
- г)* різально-транспортуючий елемент, вигляд зверху;
- д)* транспортуючий елемент або ріжучо-транспортуючий елемент, більше пристосований для транспортування розробленого ґрунту, вигляд зверху.

Ланцюговий робочий орган землерийної або іншої подібної машини,



Рисунку 1.7 - Конструктивна схема робочого органу землерийної машини

має привідний тяговий ланцюг одностороннього згину 1, змонтований на привідній 2 і натяжній 3 зірочках, опорних (на кресленнях не показано) і підтримуючих 4 роликах, встановлених на рамі 5, і змонтовані з кроком уздовж тягового ланцюга 1 ріжучо-транспортуючі елементи 6, призначені для різання ґрунту, і почергово розміщені з ними на тяговому ланцюгу транспортуючі 30 елементи 7 або інші різально-транспортуючі елементи 7, більше пристосовані для транспортування розробленого ґрунту.

Привідний тяговий ланцюг 1, в даному випадку, являє собою три втулково-роликових ланцюги 8 одностороннього згину, які розташовані в трьох паралельних площинах, що рознесені на певну відстань між собою. Надалі напрям перпендикулярно цим площинам буде називатися поперечним горизонтальним. В інших варіантах виконання тягового ланцюга кількість ланцюгів 8 може змінюватися від одного до чотирьох і більше. Всі поряд розташовані ланки ланцюгів 8 фактично утворюють одну багатоелементну ланку тягового ланцюга одностороннього згину 1. Тому, коли надалі буде сказано, що деякий елемент деяким чином сполучений з ланкою ланцюга 8, або ланкою тягового ланцюга 1, необхідно розуміти, що згаданий елемент точно таким же чином сполучений зі всіма поряд розташованими (в поперечному горизонтальному напрямі) ланками всіх, наприклад, трьох ланцюгів 8.

Якщо надалі буде сказано «в подовжньому напрямі», це буде означати уздовж лінії (осі), яка геометрично співпадає з напрямом переміщення прямолінійної частини ланцюга 8, що позначена на кресленнях (рисунок 1.7 *а, в*) стрілкою « $V_{ц}$ ». Термін «спереду» необхідно розуміти традиційним чином з урахуванням напрямку переміщення тягового ланцюга одностороннього згину 8. Термін «поперечний похилий напрям» необхідно розуміти так – уздовж лінії яка перпендикулярна напрямку переміщення ланцюга 8 ($V_{ц}$) і розташована в площині ланцюга 8 (площині креслення на рисунку 1.7 *а, б, в*). Кожний різально-транспортуючий елемент 6 має корпус 9, закріплений на першій (умовно названій першою) ланці 10 тягового

ланцюга 1 (рисунок 1.7 а, в). Корпус 9 складається з плити 11 (рисунок 1.7 в), яка розташована паралельно зовнішній поверхні ланки 10, і вушок 12 (рисунок 1.7 б) з отворами для кріплення корпусу 9 за допомогою пальців 13, встановлених в отворах 14 до ланок 10 тягового ланцюга одностороннього згину 8. На деякому віддаленні від плити 11 корпусу 9 (в поперечному похилому напрямі, наприклад h_1) розташований ґрунторозробний робочий елемент 15, що складається з ріжучого периметра, на зовнішній поверхні якого закріплені, наприклад, два різцетримачі з різцями 16. Кінцеві частини ґрунторозробного ріжучого периметра за допомогою двох пластинчатих сполучних елементів 24, 25 сполучені з плитою 11 корпусу 9 в єдину механічну аркову конструкцію типу порожнистої замкнутої рами, що має відкритий пустотілий простір 17, розташований між плитою 11 корпусу 9 і ґрунторозробним робочим елементом 15. Сполучні елементи 24, 25 виконані у вигляді бічних ножів, ріжучі кромки яких розташовані під гострим кутом до площини розташування ланцюга 8.

Кожний різально-транспортуючий елемент 6 оснащений гнучким транспортуючим елементом 18, більша частина якого в першому робочому положенні (при різанні та/або транспортуванні ґрунту) розташовується в зоні згаданого пустотілого простору 17. Кожний гнучкий транспортуючий елемент 18 (рисунок 1.7, б) виконаний з двох частин, одна з яких являє собою гнучке ланцюгове полотно 19 (рисунок 1.7, б), а інша пружний плоский елемент 20, причому обидва елементи зв'язані між собою, утворюючи цілісну конструкцію, одним кінцем зв'язану з робочим або сполучним елементом, а другим - з другою ланкою тягового ланцюга, яка у напрямі переміщення ланок тягового ланцюга розташована попереду згаданої першої ланки таким чином, щоб забезпечити повне розпрямлення гнучкого транспортуючого елемента в зоні огинання привідної зірочки в момент розвантаження ґрунту з транспортуючого елемента (рисунок 1.7, в).

Крок між кінцевими ланками з ланцюгів 19, які утворюють гнучку частину одного гнучкого елемента 18, повинен бути достатньо малим, щоб

ланцюги 19 могли перекривати частину згаданого вільного простору 17, затримувати в цій частині простору 17 розроблений ґрунт і транспортувати його в зону розвантаження.

Конструкції різально-транспортуючих елементів 6 і транспортуючих елементів 7 багато в чому подібні. Кожний транспортуючий елемент 7 має корпус 9, який практично ідентичний корпусу різально-транспортуючого елемента 6 і закріплений на першій (умовно названій першою) ланці 10 тягового ланцюга 1 (рисунок 1.7, в). На деякому віддаленні від плити 11 корпусу 9 транспортуючого елемента розташований робочий елемент 23, виконаний у вигляді скребка або транспортуючої балки. Кінцеві частини робочого елемента 23 за допомогою двох пластинчатих сполучних елементів 24, 25, виконаних у вигляді бічних скребоків (або ножів), сполучені з плитою 11 основи 9 в єдину механічну конструкцію типу порожнистої замкнутої рами, що має відкритий спереду і ззаду пустотілий простір 26, розташований між плитою 11 корпусу 9 і робочого елемента 23.

Кожний транспортуючий елемент 7 оснащений одним гнучким елементом 18, більша частина якого в робочому положенні (під час різання і транспортування ґрунту) розташована в зоні згаданого пустотілого простору 26. Гнучкі елементи зв'язані між собою щонайменше однією достатньо жорсткою перемичкою 29.

Ланцюговий робочий орган землерийної машини працює таким чином. Під час розробки ґрунту, наприклад копання траншеї, здійснюється примусове обертання привідної зірочки 2, унаслідок чого привідний тяговий ланцюг 1 переміщується у напрямі стрілки « $V_{\text{л}}$ » (рисунок 1.7, а). Одночасно землерийна машина переміщується у напрямі стрілки « $V_{\text{м}}$ » (рисунок 1.7, а).

Різці різального-транспортуючих елементів 6 відділяють ґрунт від масиву, або розпушують масив ґрунту. Транспортуючі балки подібно скребокам захоплюють і направляють розроблений ґрунт всередину простору 17. Частина розробленого ґрунту ланцюгами 19 гнучких елементів 18 транспортується у бік евакуатора ґрунту, наприклад, виконаного у вигляді

метальника або конвеєра. Частина розробленого ґрунту проходить через вікна 21, 22 (рисунок 1.7, з), до суміжного заднього транспортуючого елемента 7. Це дозволяє оптимальним чином з одного боку зменшити опір ґрунту руйнуванню ріжучо-транспортуючими елементами 6, а з другого боку підвищити транспортуючу здатність робочого органа.

Отже, завдяки наявності пружного плоского елемента 20 збільшується величина імпульсу сил інерції, що забезпечує розвантаження транспортованого ґрунту та сприяє центруванню потоку ґрунту в процесі розвантаження. Ланка, що являє собою пружний плоский елемент 20, жорстко сполучена з ланкою 27 тягового ланцюга таким чином, щоб забезпечити можливість регулювання величини жорсткості гнучкого елемента шляхом вибору жорсткості гнучкого елемента або за допомогою додаткових пластин, що змінюють жорсткість та/або регулюють кут закріплення пружного плоского елемента. Регулювання величини жорсткості пружного плоского елемента транспортуючої поверхні дозволяє досягти оптимальних параметрів розвантаження вологих липких ґрунтів та безпосередньо налаштувати перед транспортуючої поверхні дозволяє досягти оптимальних параметрів розвантаження вологих липких ґрунтів та безпосередньо налаштувати перед роботою землерийну машину на потрібний режим роботи та розвантаження ґрунту.

З обох боків робочий орган має бути оснащений захисними плоскими нерухомими боковими стінками 28, жорстко встановленими на рамі робочого органа, які повністю закривають торці балок робочого органа і виключають контакт (тертя) транспортованого ґрунту з бічними стінками траншеї. Це сприяє зменшенню тертя транспортованого ґрунту по ґрунту бічних стінок траншеї, порівняно з відомим робочим органом, оскільки замінюється тертя «ґрунт по ґрунту» на «ґрунт по металу».

На рисунку 1.8 представлено конструктивну схему ланцюга землерийної машини (патент України №29821 [9]), конструкція якого забезпечує підвищення продуктивності і ресурсу роботи, покращення

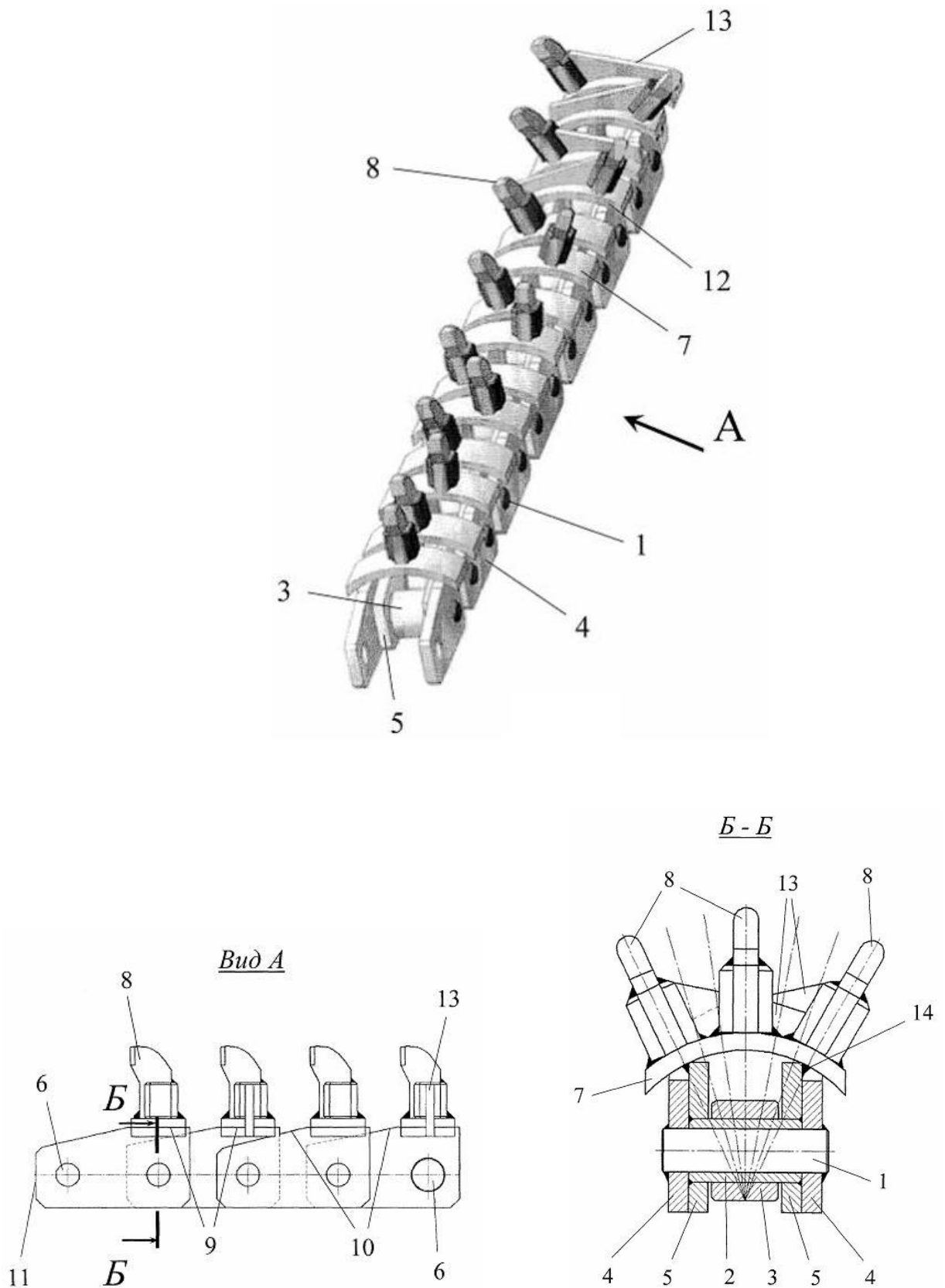


Рисунок 1.8 – Конструктивна схема ланцюга землерийної машини
(патент України №29821)

Крім того, підвищення продуктивності роботи ланцюга досягається за рахунок розміщення площадок з різцями над кожним пальцем, при цьому, знижуються також динамічні навантаження на ланцюг, поліпшується процес різання ґрунту та збільшується плавність його робочого ходу. Виконання передньої частини зовнішньої торцевої поверхні зі скосом служить додатковою опорою для площадки з різцем під час процесу різання ґрунту, направлено на підвищення продуктивності і зниження енерговитрат. За рахунок жорсткого з'єднання зовнішніх пластин з пальцями, внутрішніх пластин з втулками досягається довготривалість роботи ланцюга, точність прокладки траншеї, збільшення лінійної швидкості різання та ресурсу роботи ланцюга. Також довготривалість досягається за рахунок вільного пропускання ґрунту в проміжку між площадкою, що виконує роль горизонтальної частини різця, і приводними зірочками землерийної машини шляхом згину площадки, а також розміщенням площадки над задньою частиною пластин досягається звільнення зони над зубцями приводної та веденої зірочок землерийної машини для вільного пропускання ґрунту між роликками. Це направлено також на зниження динамічних навантажень і енерговитрат.

Ланцюг землерийної машини складається із циліндричних пальців 1 з втулками 2, на котрі одягаються ролики 3 з можливістю обертання, з якими контактують приводні зірочки землерийної машини (на рисунку 1.8 не показано), попарно розміщених зовнішніх 4 і внутрішніх 5 пластин. В пластинах 4 і 5 виконано по два отвори 6 різних діаметрів, менших для зовнішніх пластин 4 і більших – для внутрішніх пластин 5, площадок 7 із закріпленими на них різцями 8. Зовнішні пластини 4 жорстко з'єднані з пальцями 1, а внутрішні пластини 5 – з втулками 2. Пластини 4 і 5 виконані з горизонтальною задньою частиною 9 зовнішньої торцевої поверхні та скошеною передньою частиною 10 зовнішньої торцевої поверхні, а також зменшеною по висоті передньою поверхнею 11, задню частину 9 зовнішньої торцевої поверхні розміщено над одним із отворів 6, а площадки 7 жорстко

прикріплені до задньої частини 9 зовнішньої торцевої поверхні обох попарно розміщених пластин 4 і 5. Площадки 7 виконано зігнутими, випуклою частиною в сторону різців 8. На площадці 7, вздовж більшої сторони 12 і в середній її частині встановлено скребок 13 у вигляді косинки і жорстко з'єднаної з площадкою 7 і боковою частиною різця 8, причому скребок 13 встановлено на площадці 7, різець 8 якої розміщено від центральної вісі ланцюга далі, ніж точка 14 жорсткого з'єднання площадки 7 з внутрішньою пластиною 5.

Складають ланцюг наступним чином. На втулку 2 надягають ролик 3, після цього на втулку 2 надягають по дві внутрішні пластини 5 отворами 6 та жорстко з'єднують з втулкою 2. Всередину втулки 2 вставляють циліндричний палець 1 та, зі зміщенням на один крок, на палець 1 з обох кінців надягають зовнішні пластини 4 і жорстко з'єднують з пальцем 1. Таким же чином продовжується складання наступних ланок ланцюга. На кожну горизонтальну задню частину 9 зовнішньої торцевої поверхні попарно розміщених пластин 4 і 5 жорстко закріплюють площадки 7 із різцями 8. На площадці 7, різець 8 якої розміщено від центральної вісі ланцюга далі, ніж точка 14 жорсткого з'єднання площадки 7 з внутрішньою пластиною 5 жорстко встановлюють скребок 13 вздовж більшої сторони і в середній частині площадки 7, а також жорстко з'єднують з боковою частиною різця 8.

Ланцюг встановлюють на привідну і ведену зірочки або приводний ролик робочого органу екскаватора (на рисунку 1.8 умовно не показано). В процесі роботи зубці приводної зірочки землерийної машини приводять в рух ланцюг при передачі зусиль на ролики 3. В свою чергу, ролики 3 діють на втулки 2 і, через них - на пальці 1. Через жорстке з'єднання втулок 2 з внутрішніми пластинами 5, а пальців 1 із зовнішніми пластинами 4 зусилля від зубців приводної зірочки через ролики 3 передаються на площадки 7 і, розміщені на них різці 8. На площадках 7, різці 8 яких розміщені від центральної вісі ланцюга далі, ніж точка 14 жорсткого з'єднання площадки 7 з внутрішньою пластиною 5 встановлені скребки 13. Різці 8 при переміщенні

ланцюга розрихлюють ґрунт, а скребки 13 видаляють його із траншеї. Видалення ґрунту відбувається також за допомогою передніх поверхнею різців 8 та передньої торцевої поверхні площадок 7.

Жорстке з'єднання зовнішніх пластин 4 с пальцями 1, а внутрішніх пластин 5 - с втулками 2 за рахунок достатньої жорсткості всієї конструкції ланцюга збільшує лінійну швидкість різання та підвищує продуктивність роботи ланцюга, а також точність прокладки траншеї. Відсутність зазорів у вказаних вище жорстких з'єднаннях, зменшення кількості тертьових пар, виключення зносу в парах: зовнішня пластина 4 - палець 1, внутрішня пластина 5 - втулка 2 збільшує ресурс роботи ланки. Виконання пластин із горизонтальною задньою частиною 9 зовнішньої торцевої поверхні і скошеною передньою частиною 10 зовнішньої торцевої поверхні, а також зменшеною по висоті передньою поверхнею 11, розміщення задньої частини 9 зовнішньої торцевої поверхні над одним із отворів 6 дозволяє установити над кожним пальцем 1 площадку 7 з різцем 8. Це збільшує в два рази кількість площадок 7 з різцями 8. Таким чином, досягається зменшення відстані (вздовж повздовжньої вісі ланцюга) між різцями 8 і більш плавна робота ланцюга за рахунок зниження динамічних ударів при контакті з твердими включеннями (предметами), що знаходяться в ґрунті. Розміщення площадки 7 з різцем 8 в задній частині 9 пластини звільняє місце для вільного видалення ґрунту між роликками 3 в процесі роботи. Скошена передня частина 10 зовнішньої торцевої поверхні для площадки 7 служить додатковою опорою при взаємодії з ґрунтом під час процесу різання, підвищуючи продуктивність і знижуючи енерговитрати. При цьому підвищується точність прокладки траншеї. Згин площадок 7, випуклою частиною в сторону різців 8, створює канал вільного видалення залишків ґрунту, що потрапив в порожнину між площадкою 7 і роликом 3, площадкою 7 і приводними зірочками землерийної машини, запобігає заклинюванню роликів 3 ланцюга при роботі, а також всього ланцюга на зірочках землерийної машини, таким чином, збільшує ресурс її роботи, поліпшує

експлуатаційні можливості та знижує динамічні навантаження на весь ланцюг. Установлення скребка 13 у вигляді косинки на площадці 7, вздовж більшої сторони 12 і в середній її частині та жорстке з'єднання з площадкою 7 і боковою частиною різця 8, на таких площадках, де різець 8 розміщено від центральної вісі ланцюга далі, ніж точка 14 жорсткого з'єднання площадки 7 з внутрішньою пластиною 5, надає жорсткість конструкції, збільшує ширину площадки 7 і, в свою чергу, ширину ланцюга, одночасно видаляючи ґрунт із траншеї, що підвищує продуктивність роботи ланцюга.

2 РОЗРАХУНОК КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕКСКАВАТОРА ТРАНШЕЄКОПАЧА

2.1 Кінематичний розрахунок динамічної землерийної машини

2.1.1 Визначення центра мас машини

При визначенні центру мас машини початок системи координат x , y , z приймаємо у точці перерізу проекції осі приводних коліс на опорну поверхню з вертикальною поздовжньою площиною симетрії машини.

Вісь машини x лежить на опорній поверхні та спрямована у бік корми, вісь z спрямована вертикально вгору. Вісь y спрямована до правого борту машини [5, 6].

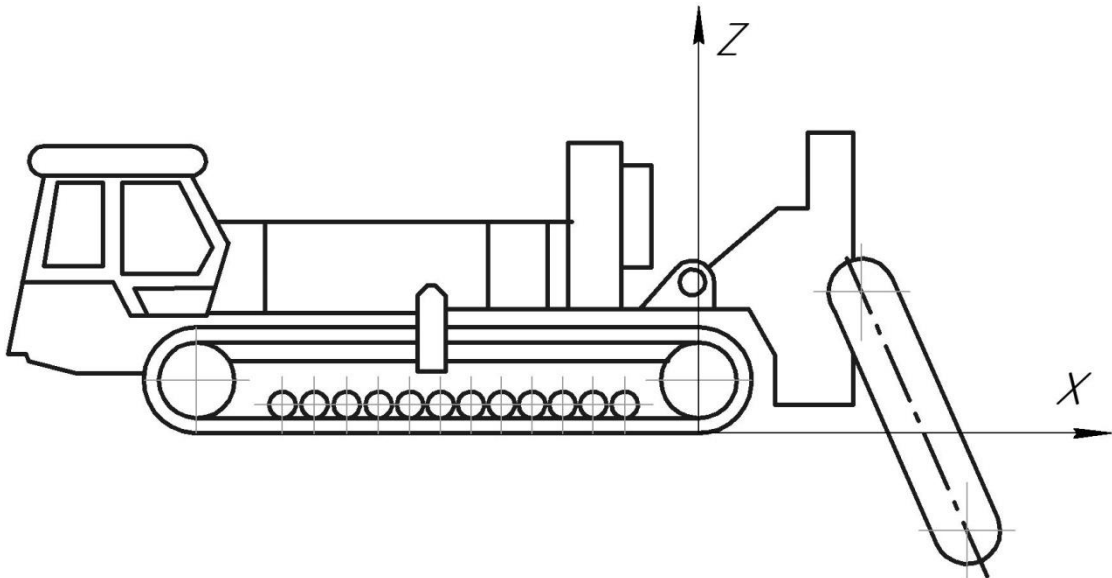


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема для визначення центру мас машини

В таблиці 2.1 представлено результати розрахунку з визначення центру мас машини в робочому положенні під час виконання котловану глибиною 0,8м. В таблиці 2.2 визначено положення центра мас машини при транспортному положенні робочого органу.

Таблиця 2.1 – Центра мас машини в робочому положенні

Елемент машини	<i>m</i> , кг	<i>x</i> , м	<i>z</i> , м
1	2	3	4
Базовий тягач	25000	-3,200	0,816
Екіпаж 1 людина	80	-6,685	2,2
Базовий тягач з екіпажем	25080	-3,211	0,82
Рама РО	830	3,67	0,59
Ланцюг	1700	3,67	0,59
Натяжний вал	370	4,691	-0,32
Приводні вали	820	2,66	1,51
Фрези 4 шт.	160	4,691	-0,32
Ферма	100	5,941	1,9
Робочий орган з фрезами	4080	3,655	0,689
Корпус метателя	3800	2,2	1,85
Розподільча коробка	1085	1,4	1,7
Розподільний редуктор	355	2,52	1,5
Гідроциліндри робочого органу	300	2,75	2,95
Корпус метателя з вузлами	5540	2,094	1,858
Рама проміжна	670	0,63	1,3
Гідроциліндри	80	1,05	0,88
Палець з трансмісією	100	0,5	1,3
Рама проміжна з вузлами	850	0,654	1,26
Рама підйому	820	0,35	1,18
Гідроциліндри перекоосу	40	0,6	0,85
Рама підйому з вузлами	860	0,362	1,126
Гідроциліндри робочого органу	400	-1,1	1,3

Продовження таблиці 2.1			
1	2	3	4
Рама підйому з вузлами і гідроциліндрами	1260	-0,102	1,181
Робоче обладнання	11730	2,297	1,335
Машина без екіпажу в робочому положені	36730	-1,445	0,982
Машина з екіпажем в робочому положені	36810	-1,445	0,985

Таблиця 2.2 – Центра мас машини в транспортному положенні

Найменування елементів	<i>m</i> , кг	<i>x</i> , м	<i>z</i> , м
1	2	3	4
Базовий тягач	25080	-3,211	0,82
Робочий орган з фрезами	4080	-2,23	3,96
Корпус метателя	5540	-0,82	3,38
Рама проміжна	850	-0,02	1,99
Рама підйомна	1260	0,15	1,73
Машина з екіпажем в транспортному положені	36810	-2,554	1,611

Переведення робочого обладнання у транспортне положення. Розглянемо напівтранспортне положення, яке відповідає початку переведення робочого обладнання транспортне положення гідроциліндрами управління.

Таблиця 2.3 – Центр мас машини в напівтранспортному положенні

Найменування елементів	m , кг	x , м	z , м
Базовий тягач	25080	-3,211	0,82
Робочий орган з фрезами	4080	2,83	2,86
Корпус метателя	5540	2,167	1,813
Рама проміжна	850	0,654	1,260
Рама підйомна	1260	-0,102	1,181
Машина з екіпажем в транспортному положенні	36810	-1,536	1,218

Розрахунок стійкості машини

Транспортне положення:

Визначимо граничний статичний кут спуску з умови поздовжньої стійкості машини [1]:

$$\alpha_{\text{прод}} = \arctg \frac{L + x}{z} = \arctg \frac{3,91 - 2,554}{1,611} = 40^{\circ}05', \quad (2.1)$$

де $L = 3,91$ м – відстань від привідної зірочки до першого опорного котка;
 $x = -2,554$ м, $z = 1,661$ м – координати центру маси машини у транспортному положенні.

Визначаємо граничний статичний кут косогуру з умовою поперечної стійкості машини:

$$\alpha_{\text{гр}} = \arctg \frac{0,5B}{z} = \arctg \frac{0,5 \cdot 2,65}{1,611} = 39^{\circ}26', \quad (2.2)$$

де B – колія базового тягача по серединам гусениці.

Напівтранспортне положення

Перевіряємо стійкість машини на початку переведення робочого обладнання у транспортне положення гідроциліндрами укладання. Для цього визначимо граничний статичний кут підйому з умови поздовжньої стійкості машини:

$$\alpha_{\text{гр}} = \arctg \frac{L_2 - x}{z} = 41^{\circ}51', \quad (2.3)$$

де $L_2 = -0,445\text{м}$ – відстань від ведучої зірочки до 12-го опорного катка;
 $x = -1,536\text{м}$, $z = 1,218\text{м}$ – координати центра маси машини в напівтранспортному положенні.

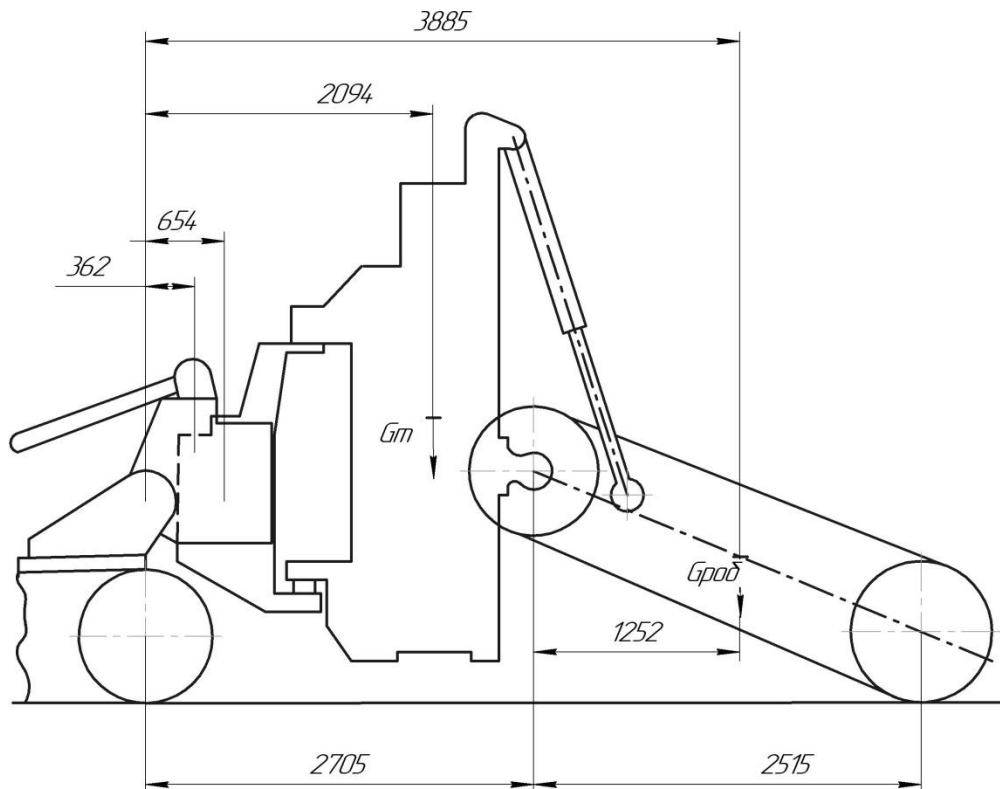


Рисунок 2.2 – Схема діє сил тяжіння від робочого органу

Навантаження на опорні катки

Транспортне положення.

Підвіска всіх опорних катків жорстка. Визначаємо центр жорсткості катків (відстань 12-го котка):

$$l_{ц} = \frac{l_1}{n_k} = \frac{3465 + 3150 + 2935 + 2520 + 2205 + 1890 + 1575 + 1260 + 945 + 630 + 315}{12} = 1732,5$$

де L_1 – відстань від 1-го котка до 12-го; $n_k = 12$ – кількість котків.

Відстань від привідної зірочки до центру жорсткості ковзаник дорівнює:

$$l_0 = l_{ц} + 445 = 1732,5 + 445 = 2177,5 \text{ мм},$$

де 445 мм – відстань від привідної зірочки до 12-го катка.

Вага машини з екіпажем у транспортному положенні:

$$G_M = -361110 \text{ Н.}$$

Координата центру ваги машини у транспортному положенні:

$$x = -2,554 \text{ м.}$$

Так як центр мас машини зміщений щодо центру жорсткості, то на опорні катки діє рівний момент:

$$M = G_M(l_0 - x) = -361110(-2,1775 + 2,554) = 135960 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Оскільки центр мас машини в транспортному положенні зміщений до передньої частини машини, то при жорсткій підвісці перекидання здійснюється щодо першої ковзанки, а навантаження на ковзанки 1-12 підраховуються за формулою:

$$R_1 = \frac{G_M}{2nk} + \frac{Ml_1}{4\sum l_1^2} = \frac{361110}{2 \cdot 12} + \frac{135960 \cdot l_1}{4(1,7325^2 + 1,4175^2 + 1,1025^2 + 0,7875^2 + 0,4725^2 + 0,1575^2)} =$$

$$= 15040 + \frac{135960}{28,378} l_1 = 15046 + 4791 \cdot l_1,$$

де $n_k = 12$ – кількість опорних катків, L_1 – відстань 1-го катка до центру жорсткості базової машини.

Навантаження на першу ковзанку визначаємо за формулою:

$$R_1 = 15046 + 4791 \cdot 1,7325 = 23350 \text{ Н.}$$

Таблиця 2.4 – Результати розрахунків

Номер катка	L_1 , м	R_1 , Н
1	1,7325	23350
2	1,4175	21840
3	1,1025	20330
4	0,7875	18820
5	0,4725	17310
6	0,1575	15800
7	0,1575	14290
8	0,4725	12780
9	0,7875	11270
10	1,1025	9760
11	1,4175	8250
12	1,7325	6750

Напівтранспортне положення

Визначаємо навантаження на опорні катки на початку переведення робочого обладнання у транспортне положення гідроциліндрами укладання.

Координата центру мас машини у напівтранспортному положенні:

$$x = -1,536 \text{ м.}$$

Перекидання виникає щодо 12-го катка. Момент, що діє на опорні ковзанки:

$$M = G_M(l_0 - x) = 361110(-2,1775 + 1,536) = 231652 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

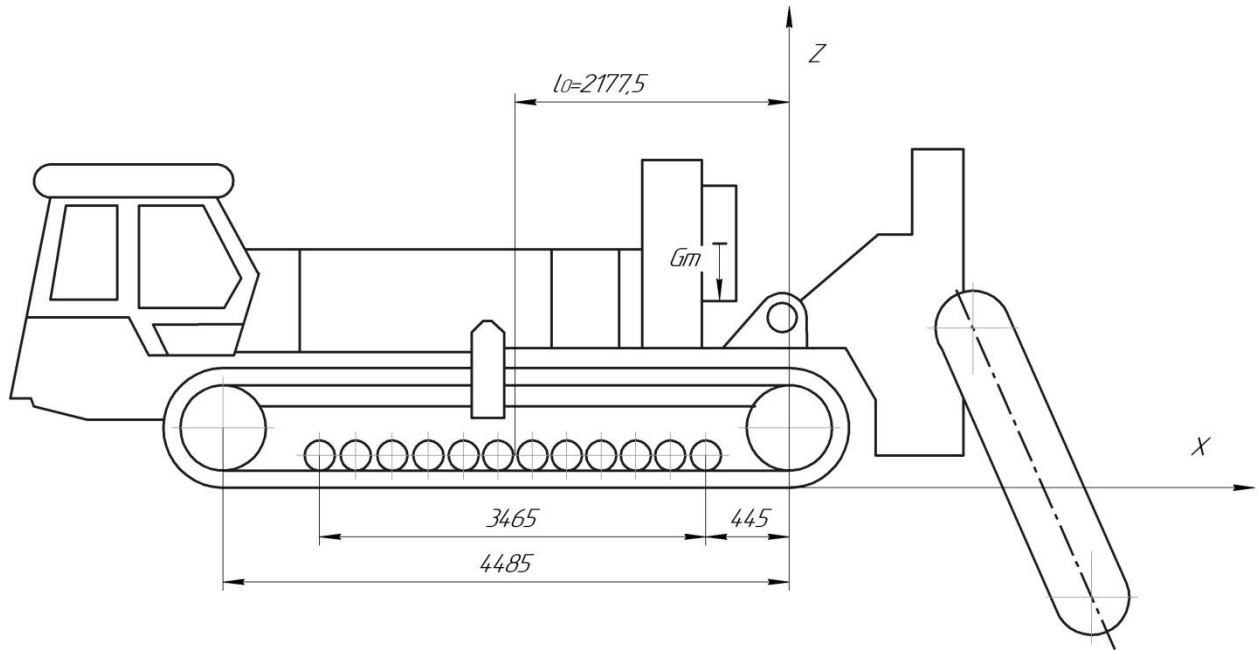


Рисунок 2.3 – Визначення навантажень на ходових катків

Навантаження на катки 1-12 розраховуються за формулою:

$$R^{1-12} = \frac{G_M}{2nk} + \frac{Ml_1}{4 \sum l_1^2} = \frac{361110}{2 \cdot 12} + \frac{231652 \cdot l_1}{28,378} = 15046 + 8163l_1, \quad (2.4)$$

де $n_k = 12$ – кількість опорних катків, L_1 - відстань 1-го катка до центра маси базової машини.

Номінальний режим роботи при копанні котлованів у немерзлих ґрунтах.

У номінальному режимі роботи в точках 22 та 23 на базовий тягач діють зусилля:

$$X_{22} = -259934 \text{ Н}, X_{23} = -79016 \text{ Н}, Z_{22} = -95092 \text{ Н}, Z_{23} = -177843 \text{ Н}.$$

Вага тягача без робочого обладнання:

$$G_T = -246030 \text{ Н}.$$

Таблиця 2.5 – Результати розрахунків

Номер катка	$L_1, \text{ м}$	$R_1, \text{ Н}$
1	1,7325	900
2	1,4175	3470
3	1,1025	8050
4	0,7875	8620
5	0,4725	11190
6	0,1575	13760
7	0,1575	16330
8	0,4725	18910
9	0,7875	21470
10	1,1025	24040
11	1,4175	26620
12	1,7325	29190

Координати центра мас базового тягача:

$$x_T = -3,211 \text{ м.}$$

Момент від зовнішніх сил відносно жорсткості катків:

$$M = G_M(l_0 - x) - (Z_{22} + Z_{23})l_0 + (X_{22} + X_{23}) \cdot 1,33 = 246030(3,211 - 2,1775) - \\ = (95092 + 177843)2,1775 = 110760 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Перекидання виникає щодо 1-го катка. Навантаження на ковзанки 1-12 розраховуємо за формулою:

$$R_1 = -\frac{G_T + Z_{22} + Z_{23}}{2nk} + \frac{Ml_1}{4\sum l_1^2} = \frac{361110 + (95092 + 177843)}{2 \cdot 12} + \frac{110760 \cdot l_1}{28,378} = \\ = 21624 + 3903l_1,$$

Результати обчислень навантажень на катки в номінальному режимі роботи наведено у таблиці 2.6.

Середній питомий тиск на ґрунт під гусеницями машини у транспортному положенні:

$$q = \frac{G_M}{2lb} = \frac{361110}{2 \cdot 700 \cdot 4485} = 0,058 \text{ Н/м}, \quad (2.5)$$

де $l = 4485$ мм – довжина опорної поверхні гусениці; $b = 700$ мм – ширина гусениці.

Таблиця 2.6 – Результати розрахунків

Номер катка	$L1$, м	$R1$, Н
1	1,7325	29300
2	1,4175	27150
3	1,1025	25930
4	0,7875	24700
5	0,4725	23470
6	0,1575	22240
7	0,1575	21010
8	0,4725	19780
9	0,7875	18550
10	1,1025	17320
11	1,4175	16090
12	1,7325	14860

2.1.2 Кінематичний розрахунок приводу ланцюгового робочого органу

Привід робочого органу та метальника. Кінематична схема приводу робочого устаткування зображено на рисунку 2.4.

Частота обертання вихідного валу двигуна А6VM500 у розрахунках прийнята рівною [10]: $n_e = 1800 \text{ хв}^{-1}$.

Загальне передатне відношення приводу ланцюгового робочого органу дорівнює:

$$u_{p.o.} = u_{k.p.} u_{p.p.} = 2,333 \cdot 8,538 = 19,92, \quad (2.6)$$

де $u_{k.p.} = 2,333$, $u_{p.p.} = 8,538$ – передаточне відношення розподільної коробки і розподільного редуктора.

Частота обертання ведучих зірок робочого органу:

$$n_{зв} = \frac{n_e}{u_{p.o.}} = \frac{1800}{19,92} = 90,36 \quad \text{хв}^{-1}. \quad (2.7)$$

Колова швидкість зірочок [11]:

$$V_з = \frac{\pi D_з n_з}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,3655 \cdot 90,36}{60} = 1,728 \quad \text{м/с}, \quad (2.8)$$

де $D_з = 0,3655$ м – діаметр зірочки.

Частота обертання метателя рівна:

при прямому обертанні:

$$n_m = \frac{n_e}{u_{k.p.}^m} = \frac{1800}{23,06} = 78,06 \quad \text{хв}^{-1}, \quad (2.9)$$

при зворотному обертанні:

$$n_m = \frac{n_e}{u_{k.p.}^{m1}} = \frac{1800}{23,10} = 77,92 \quad \text{хв}^{-1}. \quad (2.10)$$

де $u_{k.p.}^m = 23,06$, $u_{k.p.}^{m1} = 23,1$ – передавальні числа розподільної коробки.

Колова швидкість метателя:

при прямому обертанні:

$$V_m = \frac{\pi D_m n_m}{60} = \frac{3,14 \cdot 3 \cdot 78,06}{60} = 12,2 \quad \text{м/с}, \quad (2.11)$$

при обратному обертанні:

$$V_m = \frac{\pi D_m n_m}{60} = \frac{3,14 \cdot 3 \cdot 77,92}{60} = 12,2 \text{ м/с}, \quad (2.12)$$

де $D_i = 3,0 \text{ м}$ – діаметр метателя.

2.2 Розрахунок продуктивності машини з виносною можливістю ланцюгового робочого органу і метальника

Площа балки, якою переміщається ґрунт, двох робочих органів рівна

$$F = 2 \cdot 0,555 \cdot 0,18 = 0,1998 \text{ м}^2,$$

де $0,555 \text{ м}$ – довжина балки, $0,18 \text{ м}$ – ширина балки.

На рисунку 2.4 представлена кінематична схема приводу ланцюгового траншеєкопача.

Швидкість ланцюга при $n_e = 1800 \text{ хв}^{-1}$ рівна $U = 1,728 \text{ м/с}$.

Продуктивність робочого органу з здатністю, що виносить, при коефіцієнті розпушення $K_p = 1,25$ [1, 6]

$$P_{\Pi} = \frac{3600 U F K_H}{K_p} = \frac{3600 \cdot 1,728 \cdot 0,1998 \cdot 0,6}{1,25} = 596 \text{ м}^3/\text{Год}. \quad (2.13)$$

Визначимо виносну здатність метача. Частота обертання ротора метача $n = 77,92 \text{ хв}^{-1}$.

Об'єм ґрунту, що транспортується однією лопаткою:

$$g = 0,0174 \text{ м}^3,$$

Звідси продуктивність метала з виносною можливістю:

$$P_{\Pi} = \frac{60 g z_a n K_{\Pi}}{K_p} = \frac{60 \cdot 0,0174 \cdot 18 \cdot 77,92 \cdot 0,6}{1,25} = 700 \text{ м}^3/\text{Год},$$

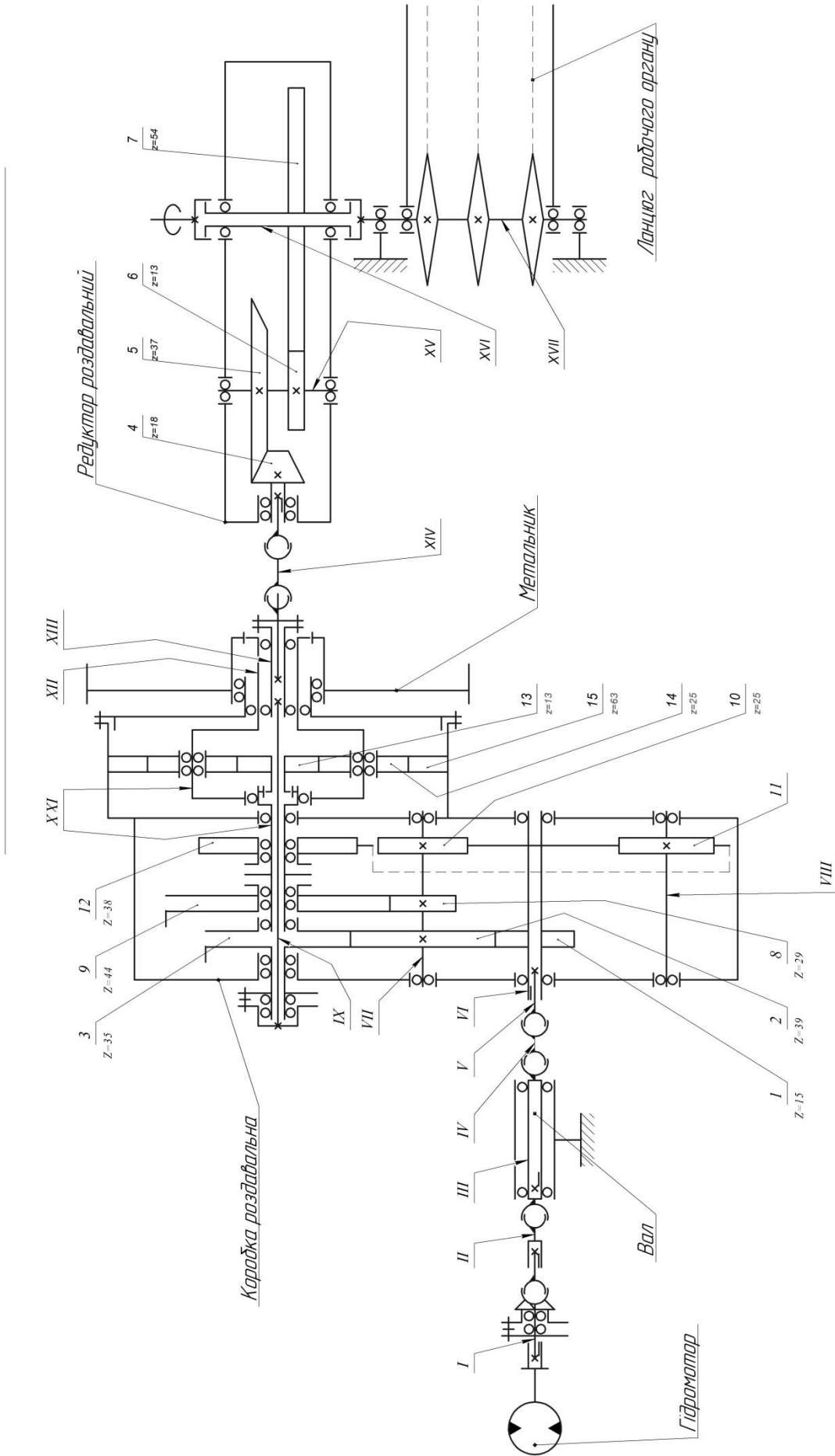


Рисунок 2.4 – Кінематична схема приводу ланцюгового траншекопача

де $z_a = 18$ – кількість лопаток, $K_{\Pi} = 0,6$ – коефіцієнт заповнення лопаток металника, $K_p = 1,25$ – коефіцієнт розпушення ґрунту.

Таким чином, здатність металника, що виносить, забезпечує транспортування ґрунту з вибою.

2.3 Тягово-енергетичний розрахунок

2.3.1. Тяговий розрахунок

Номінальне необхідне тягове зусилля визначасмо за результатами розрахунку [11]:

$$T_H = (X_{22} + X_{23} + X_{24} + X_{25}) = -259934 - 79016 + 208279 + 200279 = 77608 \text{ Н},$$

Максимальне тягове зусилля з 2-го випадку:

$$T_{\max} = -(X_{22} + X_{23} + X_{24} + X_{25}) = -209904 - 28985 + 217500 + 217500 = 196110 \text{ Н}.$$

Таким чином, машина має забезпечувати максимальне тягове зусилля $T = 196110 \text{ Н}$.

2.3.2. Розрахунок та побудова характеристик двигуна.

Для побудови тягово-енергетичної характеристики машини вибираємо систему координат, у лівому квадранті якої будуємо зовнішню характеристику основних параметрів двигуна функції крутного моменту. Найчастіше використовуються такі залежності параметрів двигуна [12]:

$$n_e = f(M_e), N_e = f(M_e), G_t = f(M_e), g_e = f(M_e). \quad (2.14)$$

Для розрахунку та побудови характеристик двигуна використовуються його дані щодо технічної характеристики на номінальному режимі та наступні емпіричні залежності:

-для дизелів на коректорній гілці характеристики:

Експлуатаційна потужність:

(Для прикладу вестимемо розрахунки на 1 передачі, для $n_e=900$ об/хв).

$$N_{ex} = N_n \left[a \frac{n_x}{n_n} + b \left(\frac{n_x}{n_n} \right)^2 - c \left(\frac{n_x}{n_n} \right)^3 \right] (\kappa Bm). \quad (2.14)$$

$$N_e = 250 \left[0,87 \frac{900}{1100} + 1,13 \left(\frac{900}{1100} \right)^2 - 1,00 \left(\frac{900}{1100} \right)^3 \right] = 238 (\kappa Bm).$$

Питома затрата палива:

$$g_{ex} = g_n \left[a_1 - b_1 \frac{n_x}{n_n} + c_1 \left(\frac{n_x}{n_n} \right)^2 \right] (г / \kappa Bm \cdot год). \quad (2.15)$$

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

– для дизелів на регуляторній гілці характеристики:

(Для прикладу виконуємо розрахунки на 1 передачі, для $n_e=1175$ об/хв).

Експлуатаційна потужність:

$$N_{ex} = 10 N_n \left(1,1 - \frac{n_x}{n_n} \right) (\kappa Bm). \quad (2.16)$$

$$N_e = 10 \cdot 238 \left(1,1 - \frac{1175}{1100} \right) = 141 (\kappa Bm).$$

Годинна витрата палива:

$$G_{ex} = 10(G_{mn} - G_{mxx}) \left(1,1 - \frac{n_x}{n_n} \right) (\text{кг} / \text{год}). \quad (2.17)$$

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

де N_n , n_n – відповідно потужність та частота обертання валу двигуна на номінальному режимі; g_{en} – питома ефективна витрата палива на номінальному режимі; N_{max} , n_N – максимальна потужність двигуна та частота обертання, що відповідає максимальній потужності; g_{eN} – питома витрата палива на режимі максимальної потужності; n_x – розрахункові частоти обертання двигуна; a , b , c , a_1 , b_1 , c_1 – коефіцієнти апроксимації; G_{mn} , G_{mxx} – годинна витрата палива на номіналі та холостому ходу.

Значення коефіцієнтів:

$$a=0,87, b=1,13, c=1,00, a_1=1,55, b_1=1,55, c_1=1,00.$$

Годинна витрата палива визначається за формулою:

$$G_t = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3} (\text{кг} / \text{год}). \quad (2.18)$$

$$G_t = 257,5 \cdot 238 \cdot 10^{-3} = 26,84 (\text{кг} / \text{год}).$$

Крутний момент двигуна [12]:

$$M_e = 9554 \frac{N_e}{n_e} (H \cdot \text{м}). \quad (2.19)$$

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

Часова витрата палива на режимі максимального холостого ходу знаходимо за графіками залежності годинної витрати палива двигуна на максимальному холостому ході від номінальної потужності двигуна.

Регуляторну характеристику двигунів будуюмо з огляду на нахил регуляторної гілки. Відповідно до технічних умов на двигуни нахил регуляторної гілки знаходиться в межах 6...10%; тому частоту обертання, яка відповідає максимальному холостому ходу n_{xx} , визначаємо з умови:

$$n_{xx} = 1,1 \cdot n_n = 1100 \cdot 1,1 = 1200 (\text{об/хв}). \quad (2.20)$$

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 об/хв до частот на 200..300 об/хв менше частоти обертання, що відповідає максимальному моменту, що крутить.

За регуляторною характеристикою частот обертання від n_n до n_{xx} через кожні 10...20 об/хв визначаємо аналогічно всі параметри, які заносимо в таблицю 2.7.

2.3.3 Розрахунок та побудова тягової характеристики машини для заданих умов експлуатації.

Для всіх швидкісних режимів роботи на кожній передачі розрахункового ряду послідовно розраховуємо [13]:

1). Рухаючу силу:

$$P_k = \frac{M_e \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_k} (\text{кН}). \quad (2.21)$$

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

де M_e – крутний момент двигуна даного швидкісного режиму, Н/м;

Таблиця 2.8 – Дані розрахунку для побудови тягової діаграми.

n , об/хв	M_e , Н·м	N_e , кВт	G_m , кг/год	P_{κ} , Н	V_m , м/с	V_d , м/с	N_m , кВт	g_m , г/кВт·год	$\eta_{тяг}$
<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	140,98	14,32	35699	3,93	3,91	38,82	368,94	0,30
1125	845,23	179,53	25,21	90551	3,76	3,70	92,99	271,10	0,72
1100	1118,69	238	30,65	119847	3,68	3,54	118,02	259,75	0,92
900	1258,66	198,57	26,84	134843	3,01	2,78	104,25	257,50	0,81
700	1324,67	147,06	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	140,98	14,32	30722	4,56	4,55	38,86	368,59	0,30
1125	845,23	179,53	25,21	77927	4,37	4,32	93,46	269,73	0,73
1100	1118,69	238	30,65	103139	4,27	4,17	119,61	256,29	0,93
900	1258,66	198,57	26,84	116044	3,50	3,39	109,43	245,30	0,85
700	1324,67	147,06	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	140,98	14,32	26560	5,28	5,27	38,89	368,30	0,30
1125	845,23	179,53	25,21	67370	5,06	5,00	93,65	269,19	0,73
1100	1118,69	238	30,65	89167	4,94	4,86	120,46	254,47	0,94
900	1258,66	198,57	26,84	100324	4,04	3,96	110,22	243,55	0,86
700	1324,67	147,06	22,37	105585	3,15	3,07	90,04	248,50	0,70

i_{mp} – загальне передатне число трансмісії на заданій передачі, η_{mp} – ккд трансмісії; r_k – радіус кочення колеса, або зірочки, м.

2). Теоретична швидкість руху:

$$V_m = \frac{0,377 \cdot r_k \cdot n_d}{i_{mp}} (\text{км} / \text{год}). \quad (2.22)$$

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

Для визначення дійсної швидкості будуюмо криву буксування в залежності від тягового зусилля щодо відносної сили тяги p , яка визначається за формулою:

$$p = \frac{P_{кр}}{\phi \cdot \lambda \cdot G}. \quad (2.23)$$

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

де $\phi=0,9$ – коефіцієнт зчеплення; $\lambda=1$ – коефіцієнт навантаження провідних частин;

$P_{кр}=P_k - P_f$ – зусилля на гаку машини; $G=176$ кН – вага машини.

Отримуємо:

Таблиця 2.8 – Коефіцієнт буксування

P_k, H	p	δ
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 за залежністю:

$$V_{\delta} = (1 - \delta) \cdot V_m (\text{км} / \text{год}). \quad (2.24)$$

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

3). Тягова потужність:

$$N_m = \frac{V_{\delta} \cdot P_{\kappa}}{3600} (\text{кВт}). \quad (2.25)$$

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

4). Питома витрата палива;

$$g_e = \frac{G_t \cdot 1000}{N_m} (\text{г} / \text{кВт} \cdot \text{год}). \quad (2.26)$$

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

5) Тяговий ККД:

$$\eta = \frac{N_m}{N}. \quad (2.27)$$

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

2.3.4 Тягово-енергетична характеристика.

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

За допомогою цих характеристик можна 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 навантаження без переходу на нижчу передачу, характер зміни максимальних значень тягової потужності та ін.

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

У правому нижньому квадранті будуюмо характеристику робочого середовища при постійному значенні питомого опору на робочому органі від сили тяги машини. При фіксованих значеннях питомого опору виходячи з залежності [14]:

$$P_k = F_{cm} \cdot K \quad \text{звідки} \quad F_{cm} = P_k / K \quad (2.28)$$

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

У нижньому лівому квадранті системи координат будуюмо номограму для визначення технічної продуктивності машини при різних робочих швидкостях. Для побудови цієї номограми використовуємо по осі ординат шкалу параметра для правого нижнього квадранту, а по осі абсцис – наносимо шкалу продуктивності вліво від початку координат. Для побудови використовуємо залежність:

$$\Pi_m = F \cdot V_p \quad (2.29)$$

де V_p – робоча швидкість.

Задаючись різними значеннями робочої швидкості з можливого діапазону, будуємо номограму аналогічно попередній. Вона має вигляд прямих пучків, які виходять із початку координат.

У тому ж квадранті вниз по осі ординат наносимо шкалу питомої витрати палива [13,14]:

$$g_{\Pi} = G_m / \Pi_m, \quad (2.30)$$

і координатах Π_m , g_{Π} будуємо криві теоретичної втрати палива на одиницю продуктивності машини залежно від годинної витрати палива G_m .

Для визначення експлуатаційної продуктивності, що визначається залежністю:

$$\Pi_e = \Pi_m \cdot K_v, \quad (2.31)$$

де K_v – коефіцієнт використання машини за часом, необхідно побудувати додаткову номограму в нижньому лівому квадранті за таким же способом.

Задаючись певним значенням технічної продуктивності Π_m , відкладаємо цю точку на шкалі Π_m .

Задаємо 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 цій прямій відкладаємо довільний відрізок, тоді отриману точку з'єднуємо прямою з точкою, яка відповідає технічній продуктивності на осі абсцис. Отриманий відрізок розбиваємо рівномірною шкалою від $K_v=1$ до 0,7, що відповідає вибраним мінімальним значенням. Після цього з'єднуємо точки шкали з новим початком координат і врешті-решт через роздільники шкали продуктивності проводимо прямі паралельні похилому відрізку.

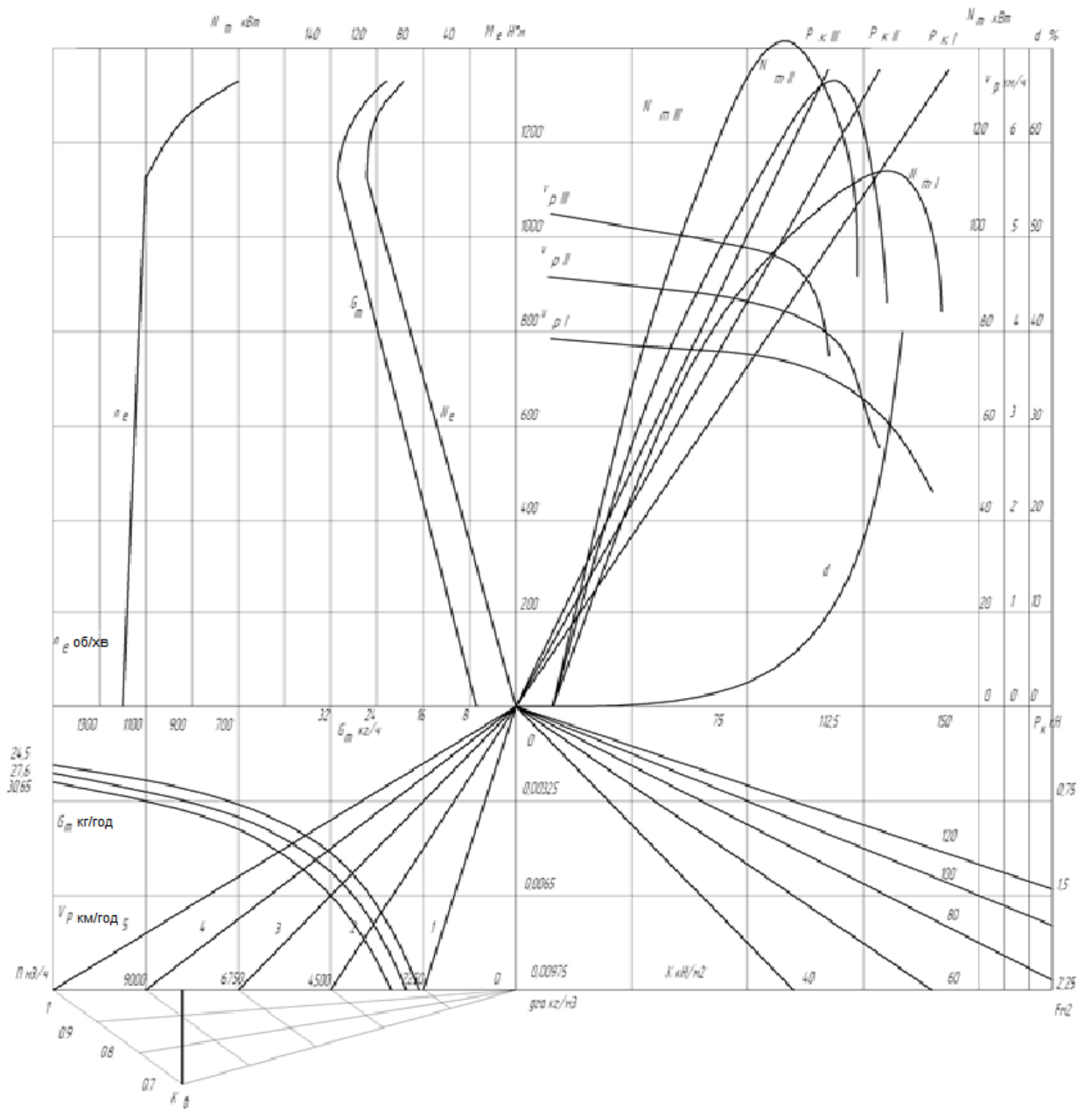


Рисунок 2.5 – Тягово-енергетична характеристика базової машини

3 РОЗРОБКА РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ З ТРАПЕЦЕСВИДНИМ СКРЕБКОВИМ ЕЛЕМЕНТОМ

Модернізований робочий орган, оснащений скребковими ґрунтовиносними елементами, навішується на базову машину як комплект спареного обладнання, до складу якого входить: механізми керування, привід та робоче обладнання (рисунок 3.1).

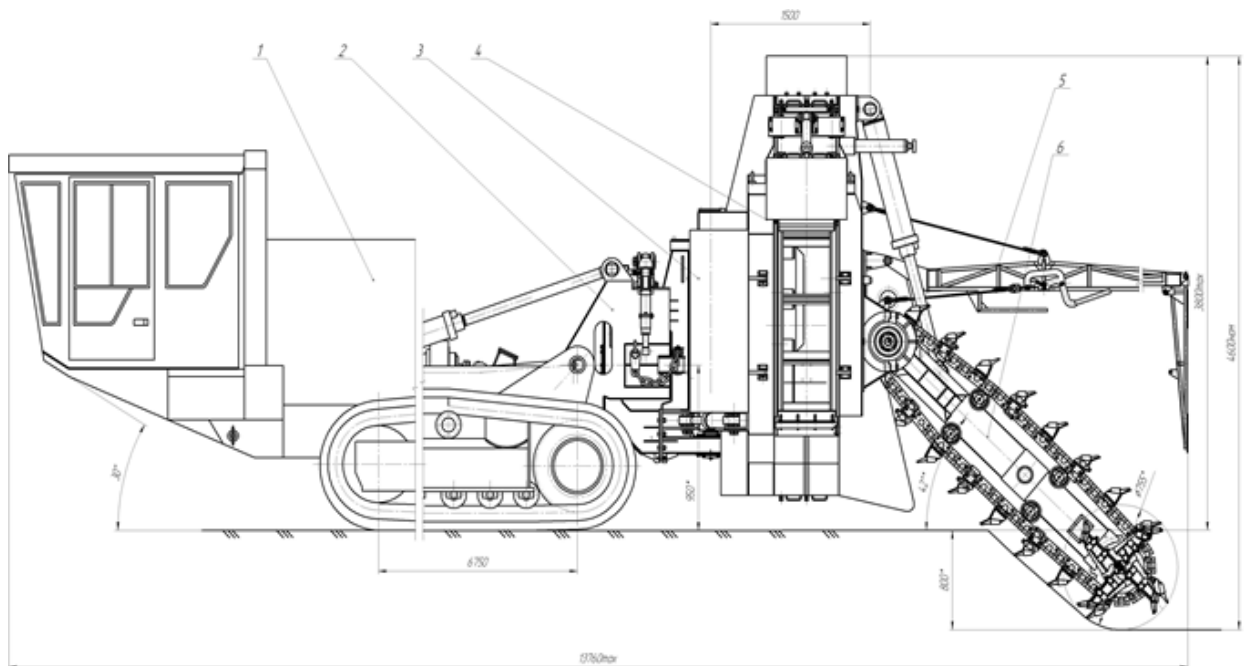


Рисунок 3.1 –Ланцюговий траншекопичувач з трапецієподібним скребковим елементом

Для затвердження правильного шляху модернізації зробимо розрахунок основних параметрів робочого органу та спроектуємо його, а також механізм його управління.

3.1 Силовий розрахунок ланцюгового робочого органу

Характеристики ґрунту: межа міцності при динамічному навантаженні $\sigma_{\partial} = 0,43$ МПа; динамічний модуль деформації $E_{\partial} = 4,3$ МПа; густина

$\rho = 1860 \text{ кг/м}^3$; коефіцієнт Пуансона $\mu = 0,25$. Кут внутрішнього тертя, зовнішнього тертя та природного укосу приймаються рівними між собою та дорівнюють 32° . Швидкість руху базової машини $V_n = 0,83 \text{ м/с}$ Глибина різання $= 0,8 \text{ м}$.

3.1.1 Розрахунок ланцюгового робочого органу

Сумарна швидкість: $V = 2,83 \text{ м/с}$.

Швидкість поширення у ґрунті хвиль деформацій [1]:

$$U = \sqrt{\frac{E_\delta(1-\mu)}{\rho(1-\mu-2\mu^2)}} = \sqrt{\frac{4,3 \times 10^6 \cdot (1-0,25)}{1860 \cdot (1-0,25-2 \cdot 0,25^2)}} = 52,7 \text{ м/с}; \quad (3.1)$$

Відносна динамічна деформація ґрунту [4]:

$$\varepsilon_\delta = \frac{\sigma_\delta}{E_\delta} = \frac{0,43}{4,3} = 0,1; \quad (3.2)$$

Питомий динамічний опір ґрунту руйнування:

$$K_\delta = \rho V^2 + \varepsilon_\delta \sigma_\delta = 1860 \cdot 2,83^2 + 0,1 \cdot 0,43 \times 10^6 = 85773,4 \text{ Па}. \quad (3.3)$$

Площа контакту ножа ланцюга об ґрунт:

$$S = K_h B h = 0,65 \cdot 0,15 \cdot 0,06 = 0,00585 \text{ м}^2, \quad (3.4)$$

де $K_h = 0,65$ – коефіцієнт, що враховує висоту контактної поверхні відвалу при куту різання 90° .

При одночасному контакті зубів ланцюга з ґрунтом отримуємо:

$$S = 0,2925 \text{ м}^2.$$

Сила опору ґрунту руйнуванню:

$$P = \frac{UK_{\alpha}S}{2VK_{\alpha}} = \frac{52,7 \cdot 85773,4 \cdot 0,2925}{2 \cdot 2,8 \cdot 1} = 236102,77 \text{ Н}, \quad (3.5)$$

де: $K_{\alpha} = 1$ – коефіцієнт, що враховує кут загострення робочого органу.

Енергоємність розробки ґрунту:

$$e = \frac{P_c}{F} = \frac{236102,77}{0,24} = 983761,54 \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3} = 0,136619 \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{м}^3}, \quad (3.6)$$

де: $F = \frac{0,5BH}{2} = \frac{0,5 \cdot 1,2 \cdot 0,8}{2} = 0,24 \text{ м}^2$ – площа розрізу контакту ґрунту з зубами.

Питома продуктивність розробки ґрунту ланцюговим робочим органом:

$$П = \frac{1}{e} = \frac{1}{0,136619} = 7,3196 \frac{\text{м}^3}{\text{кВт} \cdot \text{год}}. \quad (3.7)$$

3.1.2 Розрахунок сил різання бічною фрезою.

Розробка ґрунту робочим органом при копанні траншеї складається з різання, обвалення ґрунту з одночасною його екскавацією. Спочатку розраховуємо сили різання різальними елементами.

Визначаємо швидкість поширення поздовжніх хвиль деформацій [1]:

$$U = \sqrt{\frac{E(1-\mu)}{\rho(1+\mu)(1-2\mu)}}, \quad (3.8)$$

де E – динамічний модуль пружності; $E = 14,5 \text{ МПа}$;

μ – коефіцієнт Пуасона; $\mu = 0,28$;

ρ – щільність ґрунту; $\rho = 1590 \text{ кг/м}^3$;

$$U = \sqrt{\frac{E(1-\mu)}{\rho(1+\mu)(1-2\mu)}} = \sqrt{\frac{14,5 \cdot 10^6(1-0,28)}{1590(1+0,28)(1-2 \cdot 0,28)}} = 108 \left[\frac{\text{м}}{\text{с}} \right]$$

Визначаємо лінійну швидкість обертання робочого органу для різних діаметрів розташування кіл зубів:

$$V_{\text{окр}i} = \omega \cdot R_i, \quad (3.9)$$

де R_i – радіус відповідного кола розташування різальних елементів, вибираємо конструктивно, починаючи з найбільшого: $R_1 = 0,36\text{м}$; $R_2 = 0,29\text{м}$; $R_3 = 0,24\text{м}$; $R_4 = 0,2\text{м}$; $R_5 = 0,17\text{м}$;

$$V_{\text{окр}1} = \omega \cdot R_1 = 62,8 \cdot 0,36 = 22,6 \left[\frac{\text{м}}{\text{с}} \right];$$

$$V_{\text{окр}2} = \omega \cdot R_2 = 62,8 \cdot 0,29 = 18,2 \left[\frac{\text{м}}{\text{с}} \right];$$

$$V_{\text{окр}3} = \omega \cdot R_3 = 62,8 \cdot 0,24 = 15,1 \left[\frac{\text{м}}{\text{с}} \right];$$

$$V_{\text{окр}4} = \omega \cdot R_4 = 62,8 \cdot 0,2 = 12,56 \left[\frac{\text{м}}{\text{с}} \right];$$

$$V_{\text{окр}5} = \omega \cdot R_5 = 62,8 \cdot 0,17 = 10,7 \left[\frac{\text{м}}{\text{с}} \right].$$

Визначаємо питомий опір ґрунту динамічному руйнуванню; конструктивно приймаємо, що найбільше коло різання (рисунок 3.2) розташоване таким чином, що його зубці працюють тільки на відкидання розробленого ґрунту за межі траншеї:

$$K_{di} = \rho V_{\text{окр}i}^2 + \sigma \varepsilon \quad (3.10)$$

де $V_{окр}$ – лінійна швидкість обертання робочого органу, $V_{окр} = 17$ м/с;
 σ – межа міцності при динамічному навантаженні, $\sigma = 0,14$ МПа;
 ε – відносна динамічна деформація, $\varepsilon = 0,01$;

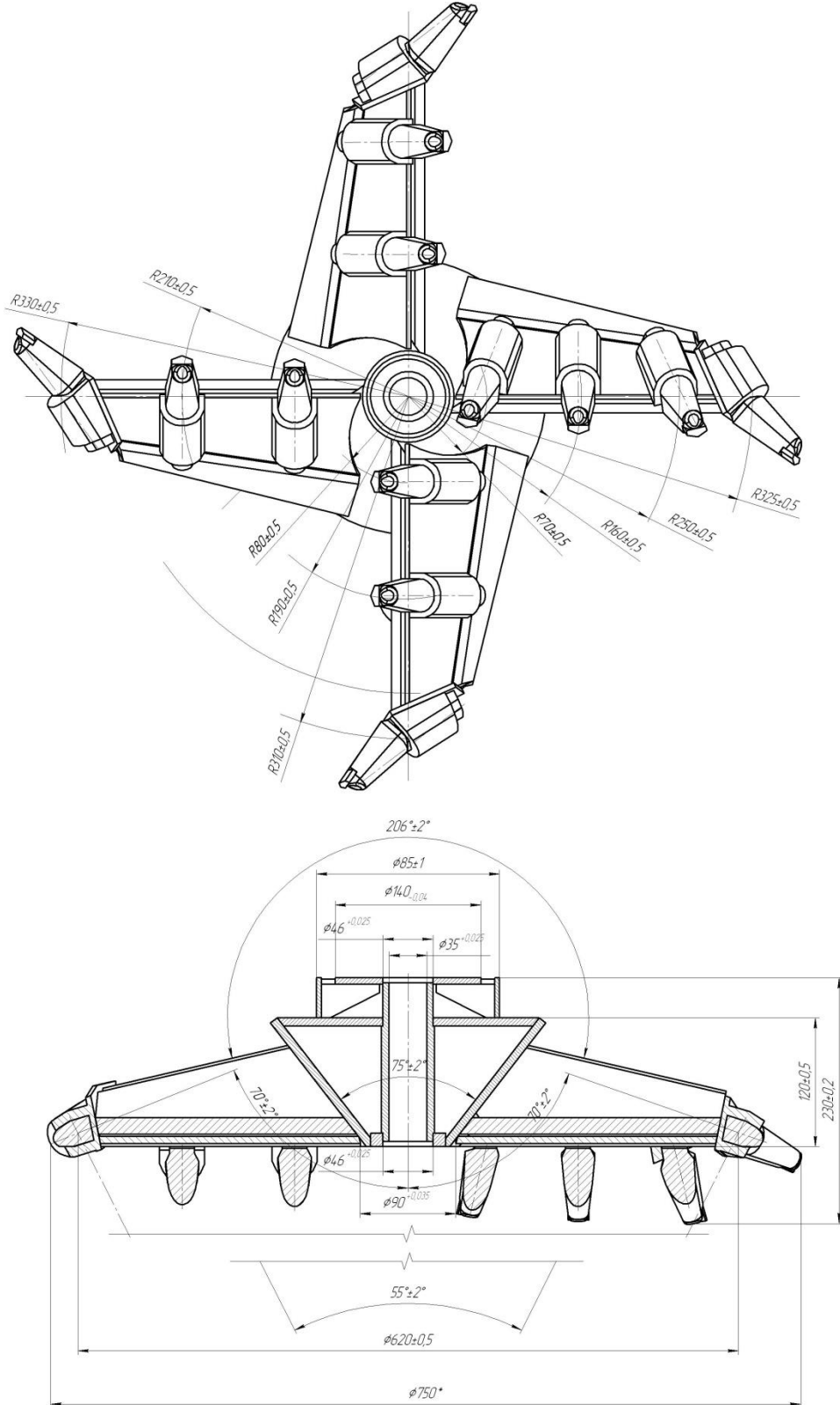


Рисунок 3.2 – Бокова фреза.

$$K_{d1} = \rho V_{окр1}^2 + \sigma \varepsilon = 1590 \cdot 22,6^2 + 0,14 \cdot 10^6 \cdot 0,01 = 813508,4 [Па];$$

$$K_{d2} = \rho V_{окр2}^2 + \sigma \varepsilon = 1590 \cdot 18,2^2 + 0,14 \cdot 10^6 \cdot 0,01 = 528071,6 [Па];$$

$$K_{d3} = \rho V_{окр3}^2 + \sigma \varepsilon = 1590 \cdot 15,1^2 + 0,14 \cdot 10^6 \cdot 0,01 = 363936 [Па];$$

$$K_{d4} = \rho V_{окр4}^2 + \sigma \varepsilon = 1590 \cdot 12,56^2 + 0,14 \cdot 10^6 \cdot 0,01 = 252228 [Па].$$

3.1.3 Розрахунок приведеної глибини різання

Для розрахунку приєденої глибини різання використовуємо спрощену методику розрахунку. У проектуваному робочому органі завдяки високій швидкості обертання, швидкістю переміщення, в розрахунках можна нехтувати, що значно спростить розрахунок.

Процес руйнування щільного середовища характеризується геометричними та кінематичними параметрами різання, а також фізико-механічними властивостями середовища. Максимальна глибина різання також визначається геометричними та кінематичними параметрами процесу.

Внаслідок того, що між силою різання P і площею контакту S існує лінійна залежність (а також враховуючи, що $V_{II} \ll \omega R$), приведену глибину різання на відповідному колі різання, при конкретних з'єднаннях всіх параметрів процесу визначимо з умови [5]:

$$h_{II} = \frac{\int_0^{l_p} h(l) dl}{l_p}, \quad (3.11)$$

де l_p – довжина дуги різання; l – текуче значення довжини дуги різання.

Враховуючи, що $l_p = \varphi_p R$, де R – відповідно радіус робочого органу і $V_{II} \ll \omega R$ можна записати:

$$h_{III} = \int_0^{\varphi_p R} \frac{V_{II} l \sin\left(\frac{1}{R} l\right)}{\varphi_p \omega R^2} dl, \quad (3.12)$$

де φ – текуче значення кута дуги різання; φ_p – кут дуги різання; h – текуче значення глибини на кругові різання; ω – кутова швидкість робочого органу; V_{II} – швидкість подачі;

або:

$$h_{III} = \frac{V_{II}}{\varphi_p \omega R^2} \int_0^{\varphi_p R} l \sin\left(\frac{1}{R} l\right) dl. \quad (3.13)$$

Проінтегрувавши отримуємо:

$$h_{III} = \frac{V_{II}}{\omega \varphi_p} (\sin \varphi_p - \varphi_p \cos \varphi_p), \quad (3.14)$$

Враховуючи, що кут $\varphi_p = 180^\circ$ і $\sin \varphi_p = 0$ а $\cos \varphi_p = -1$, а також з огляду на різні значення кутових швидкостей на різних колах різання, розрахункова формула набуде вигляду:)

$$h_{III} = \frac{V_{II}}{\omega \varphi_p} (0 - \varphi_p (-1)) = \frac{V_{II}}{\omega \varphi_p} \varphi_p = \frac{V_{II}}{\omega}, \quad (3.15)$$

де V_{II} – швидкість подачі (переміщення базового трактора); приймаємо з технічної характеристики $V_{II} = 0,7$ м/с .

$$h_{III} = \frac{V_{II}}{\omega} = \frac{0,7}{62,8} = 0,055 \left[\frac{\text{м}}{\text{с}} \right].$$

Визначаємо розрахункову глибину різання:

$$h_{pi} = k_{\varphi p} \cdot h_{\Pi Pi} \cdot \sin \xi \quad (3.16)$$

де $k_{\varphi p}$ – коефіцієнт залежності глибини різання від кута різання φ_p (а також кута ξ ; $k_{\varphi p} = 1,14 \dots 1,16$; приймаємо $k_{\varphi p} = 1,15$;

ξ – кут повороту різальних елементів у вибої, відраховуючи від нижньої точки; приймаємо конструктивно.

Отримуємо:

$$h_{p1} = 1,15 \cdot 0,01115 \cdot \sin 65^{\circ} = 0,0416 [м];$$

$$h_{p2} = 1,15 \cdot 0,01115 \cdot \sin 70^{\circ} = 0,042 [м];$$

$$h_{p3} = 1,15 \cdot 0,01115 \cdot \sin 75^{\circ} = 0,0424 [м];$$

$$h_{p4} = 1,15 \cdot 0,01115 \cdot \sin 78^{\circ} = 0,0425 [м].$$

Визначаємо середню площу контакту одного різального елемента з ґрунтом:

$$S_i = k_h \cdot \bar{h}_{pi} \cdot b, \quad (3.17)$$

де k_h – коефіцієнт глибини різання (відношення висоти контакту різального елемента з ґрунтом до глибини різання) $k_h = 0,38 \dots 0,69$; приймаємо $k_h = 0,47$;

b – ширина різальних елементів; приймаємо $b = 80 \text{ мм} = 0,08 \text{ м}$.

Підставивши, отримуємо:

$$S_1 = k_h \cdot h_{p1} \cdot b = 0,47 \cdot 0,0416 \cdot 0,08 = 15,64 \cdot 10^{-4} [м];$$

$$S_2 = k_h \cdot h_{p2} \cdot b = 0,47 \cdot 0,042 \cdot 0,08 = 15,79 \cdot 10^{-4} [м];$$

$$S_3 = k_h \cdot h_{p3} \cdot b = 0,47 \cdot 0,0424 \cdot 0,08 = 15,94 \cdot 10^{-4} [M];$$

$$S_4 = k_h \cdot h_{p4} \cdot b = 0,47 \cdot 0,0425 \cdot 0,08 = 15,98 \cdot 10^{-4} [M].$$

Визначаємо максимальну дотичну силу різання, що діє на один різальний елемент за формулою:

$$P_i = \frac{UK_d S_i}{2V_{окрi} K_\alpha}, \quad (3.18)$$

де K_α – коефіцієнт загострення різального елемента; приймаємо $K_\alpha = 1,76$.

Отримуємо:

$$P_1 = \frac{UK_d S_1}{2V_{окр1} K_\alpha} = \frac{108 \cdot 813508,4 \cdot 15,64 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 22,6 \cdot 1,76} = 481,53 [H];$$

$$P_2 = \frac{UK_d S_2}{2V_{окр2} K_\alpha} = \frac{108 \cdot 528071,6 \cdot 15,79 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 18,2 \cdot 1,76} = 401,5 [H];$$

$$P_3 = \frac{UK_d S_3}{2V_{окр3} K_\alpha} = \frac{108 \cdot 363936 \cdot 15,94 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 15,1 \cdot 1,76} = 345 [H];$$

$$P_4 = \frac{UK_d S_4}{2V_{окр4} K_\alpha} = \frac{108 \cdot 252228 \cdot 15,98 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 12,56 \cdot 1,76} = 289,2 [H].$$

3.1.4 Силовий розрахунок ланцюга

Визначення зовнішніх сил, які діють робоче устаткування. Визначаємо зусилля, які діють на ланцюговий робочий орган розробки траншей в номінальному режимі роботи.

Кут нахилу робочого органу до горизонту $\alpha=42$ [4].

Номінальний режим роботи відповідає розробці ґрунтів III-IV категорій за швидкості руху машини $V_M = 100$ м/год.

На 2-й вал зубчастого зачеплення роздаткового редуктора надходить момент $M_p = 4055$ Нм.

Номінальне дотичне зусилля в ланцюзі секції робочого органу [2]:

$$P = 0,5M_p \frac{Z_4}{Z_3} \eta_p \eta_{\text{ц}} \frac{1}{0,5 \cdot D} = 0,5 \cdot 4055 \frac{54}{13} 0,98 \cdot 0,85 \frac{1}{0,5 \cdot 0,3655} = 38390 \text{ Н}, \quad (3.19)$$

де z_4, z_3 – число зубів циліндричної передачі редуктора, $\eta_p = 0,98$
 $\eta_{\text{ц}} = 0,85$ – ККД циліндричного зубчастого зачеплення, $D=0,3655$ м – дільний діаметр привідної зірочки.

Нормальне зусилля в ланцюзі робочого органу:

$$P_n = 0,4P = 0,4 \cdot 38390 = 15355 \text{ Н}. \quad (3.20)$$

Максимальний режим роботи відповідає максимальному моменту, що крутить, на валі гідромотора:

$$M_{\text{max}} = 2385 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (3.21)$$

Максимальне дотичне зусилля, що виникає в ланцюзі секції робочого органу:

$$P_t = 0,5M_{\text{max}} \frac{Z_4}{Z_3} \eta_p \eta_{\text{ц}} \frac{1}{0,5 \cdot D} = 0,5 \cdot 10247 \frac{54}{13} 0,98 \cdot 0,385 \frac{1}{0,5 \cdot 0,3655} = 97010 \text{ Н},$$

де $M_{\text{max}} = 10247$ Н·м – момент на 2-му валу циліндричного зубчастого зачеплення роздаткового редуктора при максимальному режимі навантаження.

Нормальне зусилля в ланцюзі робочого органу [1]:

$$P_{n\max} = 0,4Pt = 0,4 \cdot 97010 = 38800 \text{ Н.} \quad (3.22)$$

На основі досвіду створення та експлуатації котлованих машин з ланцюговим робочим органом, що коливається, бічне зусилля на фрезах приймається постійним для всіх розрахункових випадків $P_y = 14715 \text{ Н}$.

Визначимо навантаження на секції робочого органу на початку заглиблення. Зусилля притискання кожної секції робочого органу визначаємо умови реалізації повної сили гідроциліндрів робочого органу діаметром 160 мм при максимальному тиску в гідросистемі 25 МПа.

$$Z_1 = \frac{2P_n 0,64 + 2G_{PO} 3,956 + G_M 2,094 + G_{PP} 0,654 + G_{PH} 0,362}{2 \cdot 5,22} =$$

$$= \frac{2 \cdot 477520 \cdot 0,64 + 2 \cdot 20010 \cdot 3,956 + 54350 \cdot 2,094 + 8340 \cdot 0,654 + 8440 \cdot 0,362}{2 \cdot 5,22} = 85446 \text{ Н,}$$

де $P_n = 477520 \text{ Н}$ – зусилля на штоку гідроциліндра діаметром 160 мм при тиску 25 МПа в поршневій порожнечі; $G_{PO} = 20010 \text{ Н}$ – сила ваги однієї секції робочого органу.

У таблиці 3.1 наведено назви та нумерація ланок робочого обладнання та маси та сили деяких ланок. Маса других ланок мала і входить у сили секцій робочого органу, корпусу метателя, рами підйому.

3.2 Розрахунок натяжного пристрою та фрез

Номінальний момент, що крутить, на виході з редуктора робочого органу [12]:

$$M_{\max} = M_{1\max} i \eta = 10247 \cdot 4,154 \cdot 0,98 = 41715 \text{ Нм,} \quad (3.23)$$

Таблиця 3.1 – Позначення робочого обладнання

Назва ланки	Номер ланки	Номер точки прикладання маси	m , кг	G , Н
Ліва секція робочого органу	1	5	2040	20010
Права секція робочого органу	3	6	2040	20010
Лева приводного валу	2	–	–	–
Правий приводний вал	4	–	–	–
Лівий гідроциліндр робочого органу	5	–	–	–
Правий гідроциліндр робочого органу	6	–	–	–
Корпус метателя	7	15	5540	54350
Проміжна рама	8	–	850	8340
Гідроциліндр перекоосу	9	–	–	–
Правий гідроциліндр качання	10	–	–	–
Лівий гідроциліндр качання	11	–	–	–
Рама підйому	12	20	860	8440
Лівий гідроциліндр складання	13	–	–	–
Правий гідроциліндр складання	14	–	–	–

де $M_{1\max} = 10247 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – максимальний крутний момент на 2- м валу розподільного редуктора, $\eta = 0,98$ – ККД циліндричної пари розподільного редуктора, $i = Z_4/Z_3 = 54/13 = 4,154$ – передатне відношення циліндричної пари розподільного редуктора.

Номінальний крутний момент на виході із розподільного редуктора:

$$Mn = M1_n i \eta = 4055 \cdot 4,154 \cdot 0,98 = 16508 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

де $M1_n = 4055 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – номінальний крутний момент на 2- м валу розподільного редуктора.

Частота обертання вихідного вала розподільного редуктора:

$$n_o = \frac{n}{i} = \frac{375}{4,154} = 90,3 \text{ хв}^{-1}. \quad (3.24)$$

Максимальний крутний момент на середній зірочці натяжного валу одної секції робочого органу:

$$M3_{\max} = M_{\max} i \eta = 41715 \cdot 1,333 \cdot 0,85 = 47265 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.25)$$

де $i = Z_2/Z_1 = 12/9 = 1,333$ і $\eta = 0,85$ – передатне відношення ланцюгової передачі і ККД ланцюга.

Максимальний крутний момент на фрезі рівний:

$$M\phi_{\max} = M3_{\max} = 47265 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.26)$$

Номінальний крутний момент на трьох зірочках натяжного валу (рисунок 3.3):

$$M3n = K_1 K_2 M n \eta_o = 0,5 \cdot 0,4 \cdot 16308 \cdot 1,333 \cdot 0,85 = 3741 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.27)$$

де $K_1 = 0,5$ – коефіцієнт розподілу навантаження між секціями робочого органу, $K_2 = 0,4$ – коефіцієнт, що враховує частину навантаження, що йде на зірочки при розподілі навантаження між зірочками та фрезею.

Номінальний момент, що крутить, на фрезі секції робочого органу:

$$M\phi n = K_1 K_3 M n i \eta \zeta = 0,5 \cdot 0,6 \cdot 16508 \cdot 1,333 \cdot 0,85 = 5611 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.28)$$

де $K_3 = 0,6$ – коефіцієнт, що враховує частину навантаження, яка іде на фрезу при розподіленні її між зірочками і фрезою.

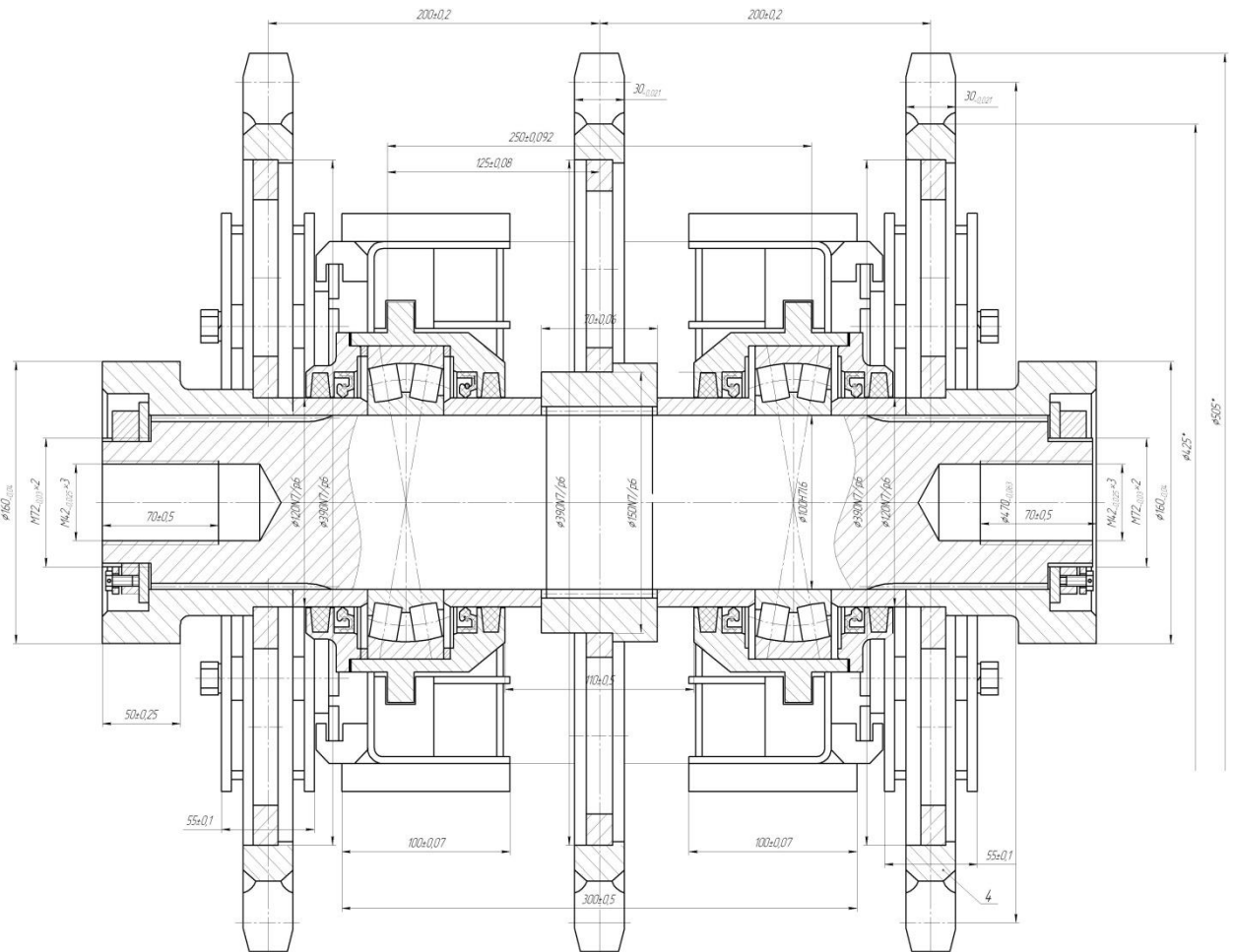


Рисунок 3.3 – Натяжний пристрій

Частота обертання натяжного вала і фрези [12]:

$$n_H = \frac{n_o}{i} = \frac{90,3}{1,333} = 67,7 \text{ хв}^{-1}. \quad (3.29)$$

Перший розрахунковий випадок

Номінальний момент розподілений порівну між трьома зірочками, на фрезі реалізується номінальний момент, що крутить.

Номінальне кругове зусилля на кожній із трьох зірочок дорівнює:

$$P = \frac{M}{3D} = \frac{2 \cdot 3741}{3 \cdot 0,483} = 5164 \text{ Н}, \quad (3.30)$$

де $D = 0,483$ м – діаметр ділового кола веденої зірочки.

Номінальне колове зусилля на фрезі:

$$P_{\phi} = \frac{2M_{\phi}}{D_{\phi}} = \frac{2 \cdot 5611}{0,94} = 11938 \text{ Н}, \quad (3.31)$$

$D_{\phi} = 0,94$ м – діаметр фрези.

Другий розрахунковий випадок

Середня зірочка навантажена максимальним моментом, що крутить, а фреза розвантажена. Максимальне кругове зусилля на середній зірочці дорівнює:

$$P_{3\max} = \frac{2M_{\phi\max}}{D} = \frac{2 \cdot 47265}{0,483} = 195710 \text{ Н}.$$

Третій випадок.

Фреза навантажена максимальним крутним моментом. Максимальне зусилля на фрезі:

$$P_{\phi} = \frac{2M_{\phi\max}}{D_{\phi}} = \frac{2 \cdot 47265}{0,94} = 100564 \text{ Н}.$$

Колова сила спрямована перпендикулярно до поздовжньої осі рами робочого органу, через це її вплив на величину бічної сили практично відсутнє. Попереднє натягування ланцюга:

$$S_0 = 1/3 K_f \cdot a \cdot q = 1/3 \cdot 4 \cdot 1177 \cdot 2,649 = 4158 \text{ Н},$$

де q – маса одиниці довжини ланцюга,

$$q = \frac{mg}{l} = \frac{810 \cdot 9,81}{6,75} = 1177 \text{ Н/м}, \quad (3.32)$$

$m = 810 \text{ кг}$ – маса ланцюга, $l = 6,75$ – довжина ланцюга, $K_f = 4$ – коефіцієнт провисання при розташуванні ланок від 40 до 60 градусів, $a = 2,649 \text{ м}$ – відстань між осями провідних та ведених зірочок.

Сумарні сили, що діють на кожен зірочку з урахуванням натягу ланцюга.

При максимальному режимі:

$$P_{z \max} = P_{3 \max} + S_0 = 195710 + 4158 = 199868 \text{ Н};$$

при номінальному режимі:

$$P_{zn} = P_{3n} + S_0 = 5164 + 4158 = 9322 \text{ Н}.$$

Проектуємо зусилля, які діють на провідну зірочку, у напрямку осі координат рами робочого органу.

При роботі у максимальному режимі зусилля на зірочках рівні:

$$X_{z \max} = P_{z \max} \cos 1^{\circ} 16' = 199868 \cdot 0,99975 = 199819 \text{ Н},$$

$$Z_{z \max} = P_{z \max} \sin 1^{\circ} 16' = 199868 \cdot 0,02218 = 4433 \text{ Н}.$$

Працюючи в номінальному режимі зусилля на зірочках рівні:

$$X_{zn} = P_{zn} \cos 1^{\circ} 16' = 9322 \cdot 0,99975 = 9320 \text{ Н},$$

$$Z_{zn} = P_{zn} \sin 1^{\circ} 16' = 9322 \cdot 0,02218 = 207 \text{ Н}.$$

Проекції зусилля натягу ланцюга рівні:

$$X_o = S_o \cos 1^{\circ}16' = 4158 \cdot 0,99975 = 4157 \text{ Н},$$

$$Z_o = S_o \sin 1^{\circ}16' = 4158 \cdot 0,02218 = 92 \text{ Н}.$$

На основі досвіду створення та експлуатації траншейних машин з робочим органом, що коливається, бічне зусилля на фрезах приймається постійним для всіх розрахункових випадків.

3.3 Розрахунок гідросистеми приводу робочого органу динамічної землерийної машини.

3.3.1 Розрахунок гідроциліндрів приводу

Для приводу гідроциліндрів робочого обладнання на машині встановлено гідронасос A11V060DRS/10L-NZC12N00, робочий об'єм якого дорівнює [15]:

$$q_H = 60 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Частота обігу вихідного валу насосу $n_H = 2680 \text{ хв}^{-1}$.

Подача робочої рідини від гідронасос до гідроциліндрів регулюється регулюванням секцій розподільника. Вона дорівнює:

- до двох гідроциліндрів робочого органу: $Q_H = 60 \text{ л / хв} = 1000 \text{ см}^3 / \text{с},$

- до двох гідроциліндрів укладання робочого органу:
 $Q_H = 125 \text{ л / хв} = 2080 \text{ см}^3 / \text{с},$

- до двох гідроциліндрів переміщення робочого органу:
 $Q_H = 80 \text{ л / хв} = 1330 \text{ см}^3 / \text{с}.$

Швидкості руху та втягування штоків гідроциліндрів робочого органу та гідроциліндрів складання робочого органу знаходимо за формулами [15]:

$$V = \frac{Q_H \eta_{га}}{a_{ц} F_{ц}}, \quad (3.33)$$

де $\eta_{га} = 0,92$ – об'ємний ККД гідроагрегатів, встановлених у магістралях,

$a_{ц} = 2$ – кількість паралельно працюючих гідроциліндрів,

$F_{ц}$ – площа поршневої порожнини гідроциліндра

Тривалість висування та втягування штоків [15]:

$$t = \frac{S_{ц}}{V}, \quad (3.34)$$

де $S_{ц}$ – повний хід гідроциліндрів.

Параметри гідроциліндрів наведено у таблиці 3.3, які кінематичні дані – в таблиці 3.4.

Таблиця 3.3 – Параметри гідроциліндрів

Найменування	Діаметр, м		Площа поршня, м ²		Хід, м
	циліндра	штока	безштокової порожнини	штокової порожнини	
Гідроциліндри робочого органа	0,16	0,09	0,0201	0,0137	0,9
Гідроциліндри складання	0,16	0,09	0,0201	0,0132	1,4

Таблиця 3.4 – Робочі параметри

Найменування	Швидкість, м/с		Тривалість, с	
	висування	втягування	висування	втягування
Гідроциліндри робочого органа	0,023	0,034	39	27
Гідроциліндри складання	0,048	0,07	29	20

Сумарна тривалість переведення робочого обладнання з транспортного положення до робочого:

$$t_{роб} = 39 + 29 = 68 \text{ с},$$

з робочого становища до транспортного:

$$t_{мп} = 27 + 20 = 47 \text{ с}.$$

Частота гойдання робочого органу виконується двома гідроциліндрами діаметром 100 мм із штоками діаметром 56 мм.

Площа поршневої та штокової порожнини поршня:

$$F_{п} = 0,00785 \text{ м}^2, F_{ш} = 0,00539 \text{ м}^2.$$

Хід штоків гідроциліндрів $S_{ц} = 0,25 \text{ м}$.

Середня швидкість висування та втягування штоків дорівнює:

$$V = \frac{Q_H \eta_{га}}{F_{п} + F_{ц}} = \frac{1330 \cdot 10^{-6} \cdot 0,92}{0,00785 + 0,00539} = 0,02 \text{ м/с}. \quad (3.35)$$

Тривалість повного хитання:

$$t = \frac{S_{ц}}{V} = \frac{0,25}{0,02} = 12,5 \text{ с}. \quad (3.36)$$

При вугіллі гойдання $\alpha = 37^\circ/0,646 \text{ рад}$ – частота гойдання становитиме:

$$\nu = \frac{\alpha}{t} = \frac{37^\circ}{12,5} = 3 \text{ град/с} = 0,05 \text{ рад/с}. \quad (3.37)$$

Визначення корисної потужності:

$$N_{\kappa} = N_{\text{д}} \eta_{\text{пр.р.с}} = 250 \cdot 0,53 = 132,5 \text{ кВт}, \quad (3.38)$$

де $N_{\text{д}} = 250$ кВт – потужність базового двигуна;

$\eta_{\text{пр.р.с}} = 0,45 \dots 0,57$ – ККД привода і робочого обладнання.

Корисну потужність розподіляють між окремими робочими органами, приймаючи при цьому такі припущення:

- механізми виконують головні технологічні операції, споживають 100% корисної потужності, якщо одночасно з ними не працюють інші механізми, 70% потужності, якщо одночасно з ними працюють механізми, які виконують допоміжні операції;

- механізми, що виконують допоміжні операції, споживають 30% корисної потужності незалежно від того, працюють вони одночасно з головним механізмом чи ні;

- якщо одночасно працюють кілька механізмів, які виконують допоміжні операції, то вони разом споживають 30% корисної потужності, яка рівномірно розподіляється на ці механізми;

- Потужність споживана будь-яким механізмом з гідроприводом прикладена безпосередньо до штоків гідроциліндрів або до валу гідромотора.

Таким чином, маємо наступний розподіл потужностей: 70% ($N_{\text{р.о}}=92,75$ кВт) потужності витрачається на привід ланцюгового робочого органу машини та 30% ($N = 39,75$ кВт) на переміщення машини та привід фрезерного робочого органу.

Визначення потужності N_H приводу насоса за максимальним значенням суми всіх потужностей гідродвигунів, що одночасно працюють, підключених за допомогою насоса:

$$N_H = \sum N_{\text{Ці}} / \eta_{\text{гм.н}} \eta_{\text{гм.ц}} + \sum N_{\text{Hi}} / \eta_{\text{гм.н}} \eta_{\text{гм.м}}, \quad (3.39)$$

де $N_{Ці}$, N_{Hi} – потужність одночасно працюючих гідроциліндрів і гідромоторів кВт; $\eta_{гм.н} = 0,90$; $\eta_{гм.м} = 0,93$; $\eta_{гм.ц} = 0,95$ відповідно ККД гідромеханічного насоса, гідромотора, гідроциліндра.

$$N_H = \sum N_{Ці} / \eta_{гм.н} \eta_{гм.ц} + \sum N_{Hi} / \eta_{гм.н} \eta_{гм.м} = \frac{92,75}{0,92 \cdot 0,95} + \frac{39,75}{0,93 \cdot 0,95} = 151,1 \text{ кВт.}$$

Так як у нас регульовані насоси, то нам потрібно зменшити потужність приводу на діапазон регулювання подачі насоса $n' = 1,8 \dots 2,4$.

$$N'_H = N_H / 1,8 = 151,1 / 1,8 = 83,94 \text{ кВт.} \quad (3.40)$$

За потужністю приводу вибираємо номінальний робочий тиск гідросистеми $P = 25$ МПа [15].

Необхідна подача насоса:

$$Q_H = 61,2 N_H / P_H = \frac{61,2 \cdot 83,94}{25} = 205,485 \text{ л/хв,} \quad (3.41)$$

де N_H – потужність приводу насоса, кВт, P_H – номінальний тиск у гідросистемі МПа.

За відомим значенням потужності N_H , робочого тиску P_H подачі Q_H вибираємо насос для гідроприводу машини. Насос 250А-20, $n_n = 960$ об/хв., $Q_H = 3,33$ л/с.

При виборі кількості та типу насосів враховувалися такі практичні рекомендації:

- у гідроприводі підйомно-транспортних будівельних та дорожніх машин часто використовують шестеренні та аксіально-поршневі насоси, гідромотори пластинчасті та радіально-поршневі насоси;

- у гідросистемах легкого та середнього режимів роботи доцільно застосовувати шестеренні насоси, а для важкого та дуже важкого режимів радіально-поршневі;

- радіально-поршневі насоси порівняно з шестеренними насосами мають більш високий об'ємний ККД за низьких температур і нижчий за високих;

- використання більше двох насосів, що живлять одну напірну гідролінію, не рекомендується.

Уточнення частоти обертання валу насоса, необхідну для забезпечення потрібної подачі об/хв.:

$$n_H = 10^3 Q_H / Z_H q_H \eta_{об.н} = \frac{10^3 \cdot 3,33 \cdot 60}{1 \cdot 250 \cdot 0,87} = 918,62 \text{ об / хв}, \quad (3.42)$$

де $Z = 2$ – кількість насосів даної гідролінії $q_H = 20$ – робочий об'єм насоса см³/об; $\eta_{об.н} = 0,94$ – об'ємний ККД насоса.

Визначення передавального відношення між валом відбору потужності базового двигуна та валом насоса:

$$i = \frac{n_{дв}}{n_H} = \frac{1500}{918,62} = 1,633. \quad (3.43)$$

3.3.2 Розрахунок трубопроводів гідроприводу

Важливим елементом гідроприводу є трубопроводи, призначені передачі енергії від насоса до гідродвигунів і з'єднання гідроагрегатів між собою. За призначенням трубопроводи поділяють на напірні, всмоктувальні, зливні та дренажні, за конструктивними ознаками - на жорсткі (металеві труби) і гнучкі (гумові, гумометалеві шланги) Жорсткі трубопроводи виготовляють із сталевих (сталь 10 або 20) безшовних гарячекатаних та холоднотягнутих (ГОСТ 8734-75) труб. Гнучкі (еластичні) трубопроводи

(рукави) використовують для передачі потоку рідини між ланками із взаємним переміщенням, а також для компенсації неточностей виготовлення та полегшення складання. У гідросистемах труби та рукави з'єднані між собою за допомогою уніфікованої приєднувальної арматур (штуцерів, трійників тощо).

Внутрішній діаметр труби, мм [15]:

$$d = 4,5\sqrt{Q_H / V} = 4,5\sqrt{\frac{205}{4,25}} = 31,25, \quad (3.44)$$

де Q_H – подача насосу, л/хв; V – швидкість потоку рідини, м/с.

Площин поперечного перерізу труби, см²:

$$f = \frac{Q_H}{6V} = \frac{205}{6 \cdot 4,25} = 8. \quad (3.45)$$

Швидкість потоку робочої рідини вибираємо в залежності від призначення трубопроводу, тиску в гідросистемі та умов, а також експлуатації.

Товщину стінки металевого трубопроводу визначаємо з умови стійкості, мм:

$$\delta = \frac{P_H d}{2[\sigma_p]} = \frac{25 \cdot 31,25}{2 \cdot 140} = 2,79, \quad (3.46)$$

де P_H – номінальний тиск МПа, $[\sigma_p] = 140$ МН/м² – допустима напруга розтягування сталі 20.

Уточнюємо згідно з ГОСТ 8734-75 діаметр та товщину стінок трубопроводів: вибираємо трубопровід з умовним проходом $D_y=32$ мм, $\delta=6$ мм.

Мінімальний діаметр дренажних ліній повинен бути 8...10 мм. Безкавітаційну роботу насосів можна забезпечити збільшенням діаметрів і зменшенням довжини всмоктуючого трубопроводу, розташуванням гідробака вище всмоктувальної лінії насоса, а також за допомогою інших засобів [15].

Розрахунок витрат тиску в гідросистемі необхідний визначення ККД гідроприводу, вибору геометричних розмірів, встановлення працездатності гідроприводу при низьких температурах. Гідросистема вважається оптимально спроектованою, якщо витрати не перевищують 6% від номінального тиску насосів.

Максимальна температура робочої рідини $t_{\max} = 20^{\circ}\text{C}$.

Загальні витрати тиску можуть бути визначені як сума витрат окремих елементів даної гідросистеми.

$$\sum \Delta P = \sum \Delta P_{\Pi} + \sum \Delta P_M + \sum \Delta P_{AG}, \quad (3.47)$$

де $\sum \Delta P_{\Pi}$ – сумарні дорожні витрати тиску на прямолінійних ділянках трубопроводів; $\sum \Delta P_M$ – сумарні місцеві витрати тиску в згинах трубопроводів, штуцерів, перехідниках, трійниках тощо; $\sum \Delta P_{AG}$ – сумарні витрати тиску в гідроагрегатах (розподільниках, клапанах, фільтрах тощо).

Витрати тиску розраховуємо у такій послідовності. Розділяємо гідросистему на ділянки, кожна з яких має однакові швидкості потоку рідини та діаметри трубопроводів. Визначаємо сумарні витрати тиску в гідролінії циліндра на лінії:

Всмоктування:

$$\sum \Delta P_B = \sum \Delta P_{\text{ш1}} + \sum \Delta P_{\text{MH}}, \quad (3.48)$$

Напірної:

$$\sum \Delta P_H = \Delta P_{ш2} + \Delta P_{ш3} + \Delta P_{ш4} + \Delta P_{M1} + \Delta P_{M2-8} + \Delta P_{P1} + \Delta P_{P2} + \Delta P_{P3} + \Delta P_{ЗК}, \quad (3.49)$$

Зливної:

$$\sum \Delta P_3 = \Delta P_{ш2} + \Delta P_{ш3} + \Delta P_{ш4} + \Delta P_{M1} + \Delta P_{M2-8} + \Delta P_{C1} + \Delta P_{P2} + \Delta P_{P3} + \Delta P_{ЗК}, \quad (3.50)$$

де $\Delta P_{ш}$, ΔP_M – дорожні та місцеві витрати тиску в різних ділянках гідросистеми, кПа; $\Delta P_P, \Delta P_\phi, \Delta P_{ЗК}$ – витрати тиску в розподільнику, розподільнику потоку, фільтрі та зворотному клапані, кПа.

Дорожні витрати тиску рідини, пов'язані з її тертям об стінки трубопроводів, кПа:

$$\Delta P = \frac{0,5\lambda\rho V^2}{10^3 d}, \quad (3.51)$$

де λ – гідравлічний коефіцієнт тертя, l і d – відповідно довжина та внутрішні діаметри трубопроводу на даній ділянці, м, ρ – густина рідини, кг/м³, V – швидкість потоку рідини, м/с.

Гідравлічний коефіцієнт тертя рідини залежить від числа Рейнольдса та при режимі:

$$\text{Ламінарному} - \quad \lambda = 75/Re \quad (3.52)$$

$$\text{Турбулентному} - \quad \lambda = 0,3146 Re^{-0,25} \quad (3.53)$$

Ламінарному режиму перебігу рідини в трубопроводах круглого поперечного перерізу відповідають числа Рейнольдса $Re \leq 2200 \dots 2300$ турбулентному режиму $Re > 2200 \dots 2300$.

Для трубопроводів круглого перерізу:

$$\text{Re} = \frac{Vd}{\nu}, \quad (3.54)$$

де V – швидкість потоку рідини, м/с, d – діаметр трубопровода, м,
 ν – кінематична в'язкість робочої рідини м²/с.

$$\text{Re} = \frac{4,25 \cdot 0,032}{300} = 226,67.$$

Режим течії рідини в трубопроводах – ламінарний.

Гідравлічний коефіцієнт тертя рідини:

$$\lambda = \frac{75}{226,67} = 0,3309.$$

Дорожні втрати тиску рідини:

$$\Delta P_{ш1} = \frac{0,5\lambda l \rho V^2}{10^3 d} = \frac{0,5 \cdot 0,3309 \cdot 0,5 \cdot 886 \cdot 4,25^2}{10^3 \cdot 0,032} = 82,738,$$

$$\Delta P_{ш2} = \frac{0,5 \cdot 0,3309 \cdot 1 \cdot 886 \cdot 4,25^2}{10^3 \cdot 0,032} = 165,476,$$

$$\Delta P_{ш3} = \frac{0,5 \cdot 0,3309 \cdot 1 \cdot 886 \cdot 4,25^2}{10^3 \cdot 0,032} = 165,476,$$

$$\Delta P_{ш4} = \frac{0,5 \cdot 0,3309 \cdot 1 \cdot 886 \cdot 4,25^2}{10^3 \cdot 0,032} = 165,476.$$

Місцеві затрати тиску в гідросистемі, кПа

$$\Delta P_M = \frac{0,5 \xi \rho V^2}{10^3}, \quad (3.55)$$

де ξ – коефіцієнт місцевих опорів.

$$\Delta P_{MH} = 2,447575,$$

$$\Delta P_{M1} = \frac{0,5 \cdot 1 \cdot 886 \cdot 4,25^2}{10^3} = 8,0016875,$$

$$\Delta P_{M2-8} = 7 \cdot \frac{0,5 \cdot 1,4 \cdot 886 \cdot 4,25^2}{10^3} = 56,0118125.$$

$$\Delta P_{P1/C} = 60 \text{ Па}, \Delta P_{P2} = 60 \text{ кПа}, \Delta P_{P1} = 30 \text{ кПа}, \Delta P_{3K} = 20 \text{ кПа}.$$

Сумарні затрати тиску в гідролінії циліндра на лінії, кПа:

Всмоктувальні:

$$\sum \Delta P_B = 82,738 + 2,447575 = 85,185575,$$

Напірної:

$$\begin{aligned} \sum \Delta P_H &= 165,476 + 165,476 + 165,476 + 8,0016875 + 56,0118125 + 60,0 + 60,0 + 30,0 + 20,0 = \\ &= 730,44149875, \end{aligned}$$

зливної:

$$\begin{aligned} \sum \Delta P_H &= 165,476 + 165,476 + 165,476 + 8,0016875 + 56,0118125 + 60,0 + 60,0 + 30,0 + 20,0 = \\ &= 730,44149875. \end{aligned}$$

3.3.3 Визначення ККД гідравлічного приводу робочого органу.

Наступним етапом розрахунку і проектування гідроприводу є визначення його ККД. Для оптимально розробленої гідросистеми повний (загальний) ККД визначається в межах $\eta_{заг} = 0,6...0,7$ як добуток гідравлічного, механічного та об'ємного ККД [15].

$$\eta_{заг} = \eta_z \eta_{мех} \eta_{об}, \quad (3.56)$$

Гідравлічний ККД розраховуємо за сумарними витратами тиску в гідроприводі [15]:

$$\eta_z = (P_n - \sum \Delta P) / P_n, \quad (3.57)$$

де P_n – номінальний тиск в гідросистемі, МПа, $\sum \Delta P$ – сумарні затрати тиску, МПа.

$$\eta_z = (25 - 1,55) / 25 = 0,938.$$

Механічний ККД знаходимо як добуток механічних ККД всього послідовно з'єднаного гідрообладнання, в якому відбуваються витрати енергії та тертя:

$$\eta_{мех} = \eta_{мех.н} \eta_{мех.р} \eta_{мех.зд} \quad (3.58)$$

де $\eta_{мех.н} = 0,84...0,98$ – механічний ККД насосу, $\eta_{мех.р} = 0,9...0,95$ – механічний ККД розподільника; $\eta_{мех.зд}$ – механічний ККД гідродвигуна – для гідромоторів $\eta = 0,85...0,94$ і для гідроциліндрів; $\eta = 0,92...0,98$.

$$\eta_{мех} = \eta_{мех.н} \eta_{мех.р} \eta_{мех.зд} = 0,96 \cdot 0,9 \cdot 0,9 \cdot 0,94 = 0,730944.$$

Об'ємний ККД гідропривода:

$$\eta_{об} = \eta_{об.н} \eta_{об.р} \eta_{об.зд} \quad (3.59)$$

де $\eta_{об.н} = 0,84...0,98$ об'ємний ККД насосу, $\eta_{об.р} = 0,92...0,96$ – об'ємний ККД розподільника; $\eta_{об.зд}$ – об'ємний ККД гідродвигуна, який рівняється $0,84...0,98$ для гідромоторов і приймається за одиницю для гідроциліндрів.

$$\eta_{об} = \eta_{об.н} \eta_{об.р} \eta_{об.зд} = 0,94 \cdot 0,96^2 \cdot 0,96 = 0,83165184.$$

Загальний ККД:

$$\eta_{заг} = \eta_z \eta_{мех} \eta_{об} = 0,938 \cdot 0,730944 \cdot 0,83165184 = 0,57.$$

За результатами розрахунку приймаємо гідравлічну схему, що представлена на рисунку 3.4.

3.4 Результати розрахунків та визначення раціональних параметрів робочого органу траншеєкопача на підставі теоретичних та розрахункових даних.

Основні параметри будівельних екскаваторів регламентовано ГОСТ 17383-83. Схематичне позначення розмірів робочого устаткування представлено на рисунку 3.5. Отримані розміри були зіставлені із сучасними зразками робочих органів траншейних екскаваторів, а також з розмірами, зазначеними в стандарті.

З геометричних співвідношень ширина зуба

$$b' = \frac{b}{(2,2...2,25) m - (1,2...1,25)}. \quad (3.60)$$

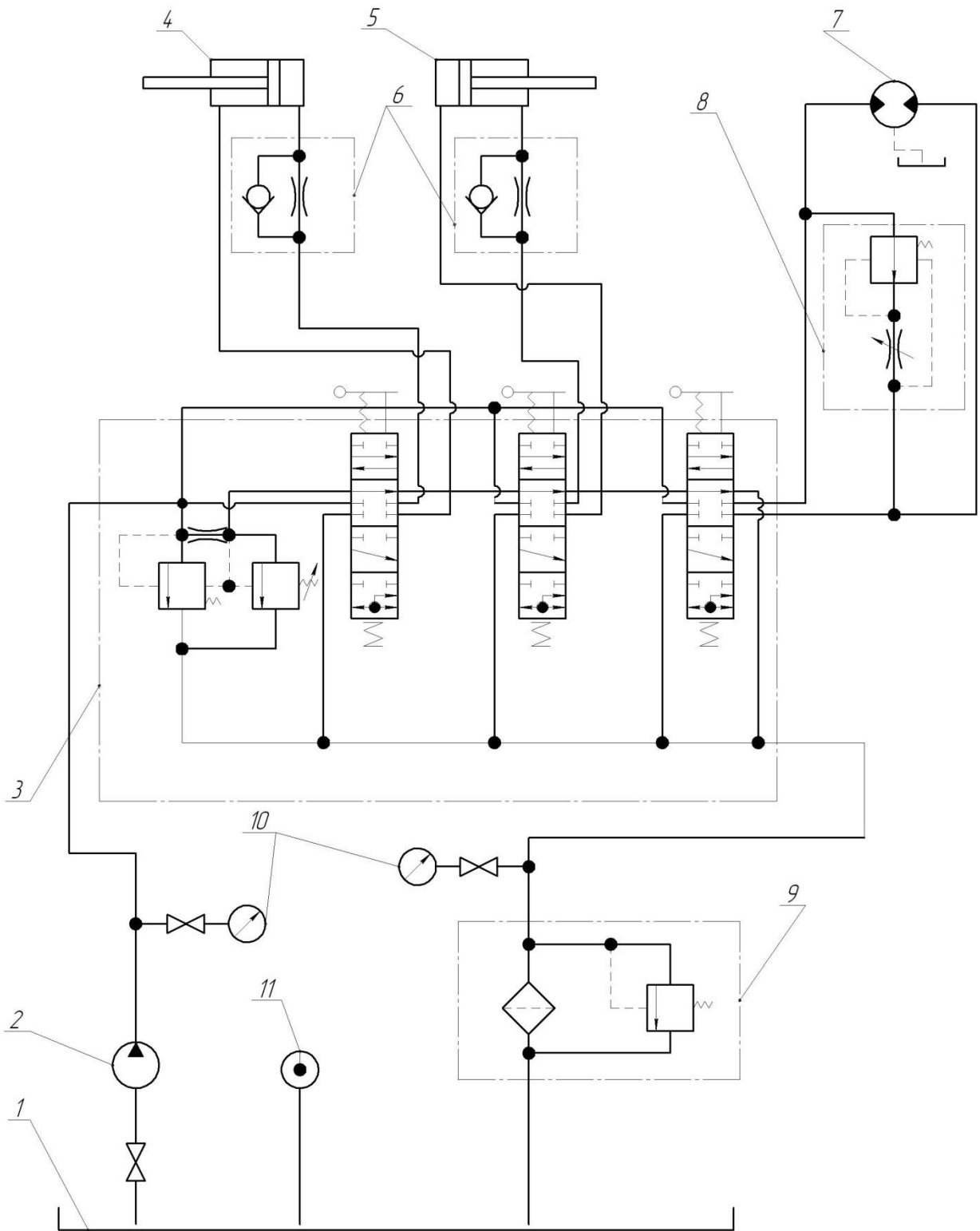


Рисунок 3.4 – Гідросхема приводу робочого органу

Довжина зуба до кромки ковша:

$$l_z = (0,4 \dots 0,5) \frac{q}{b H_n K_p \sin(\vartheta/2 + \theta)}$$

(3.61)

тут δ – кут загострення зуба, $\delta = 20...25^\circ$; θ – задній кут різання, $\theta = 7... 10^\circ$.

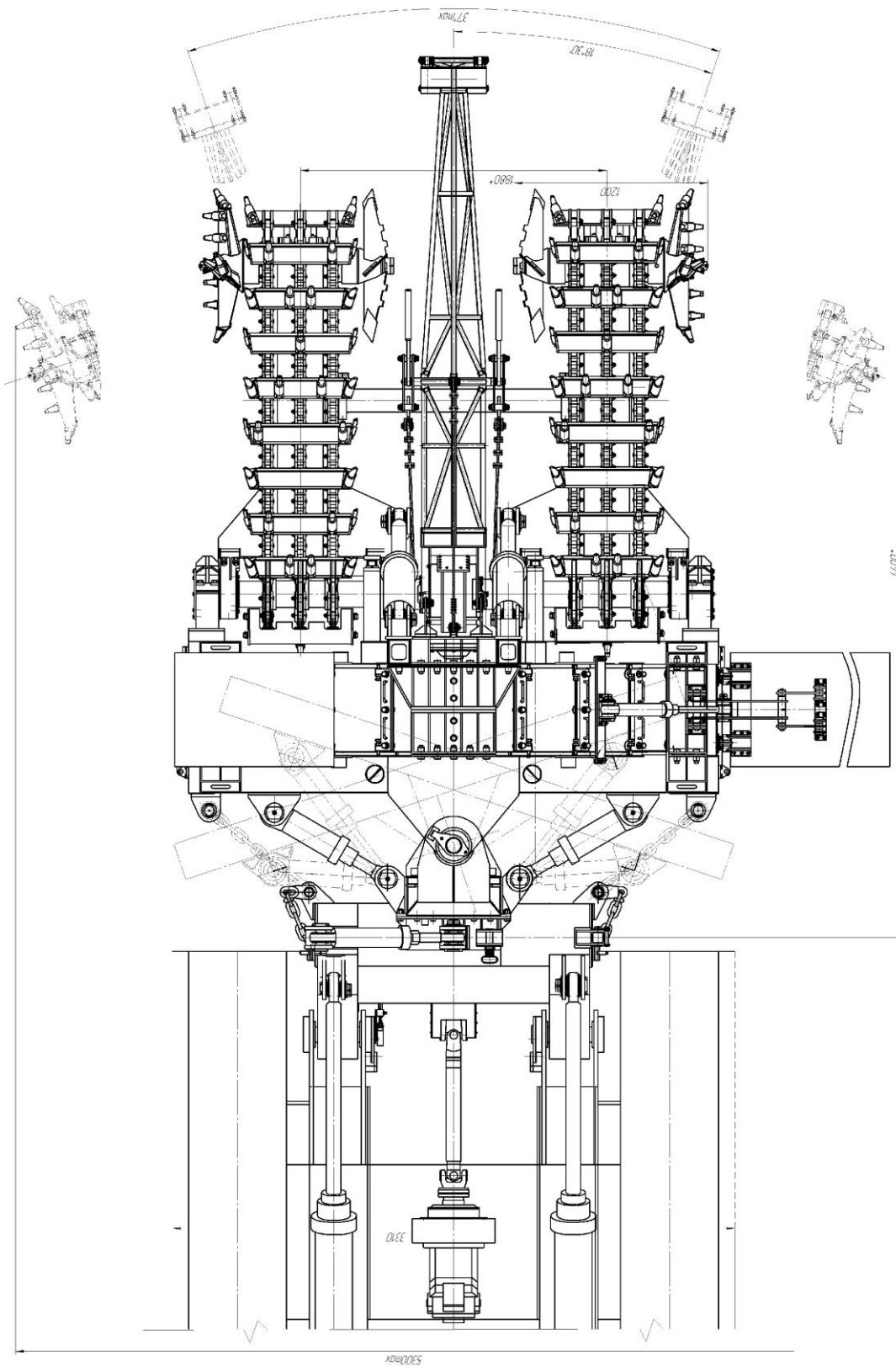


Рисунок 3.5 – Робоче обладнання із модернізованим робочим органом

Кут різання. Грунтуючись на теоретичних даних, прийнемо, для зменшення сил опору копанню кут різання $\alpha_p = 42^\circ$.

Таблиця 3.5 – Параметри модернізованого робочого органу (РО)

1	Ширина РО, мм	930
2	Висота РО, мм.	870
3	Довжина РО, мм.	3000
4	Кут різання, град.	42

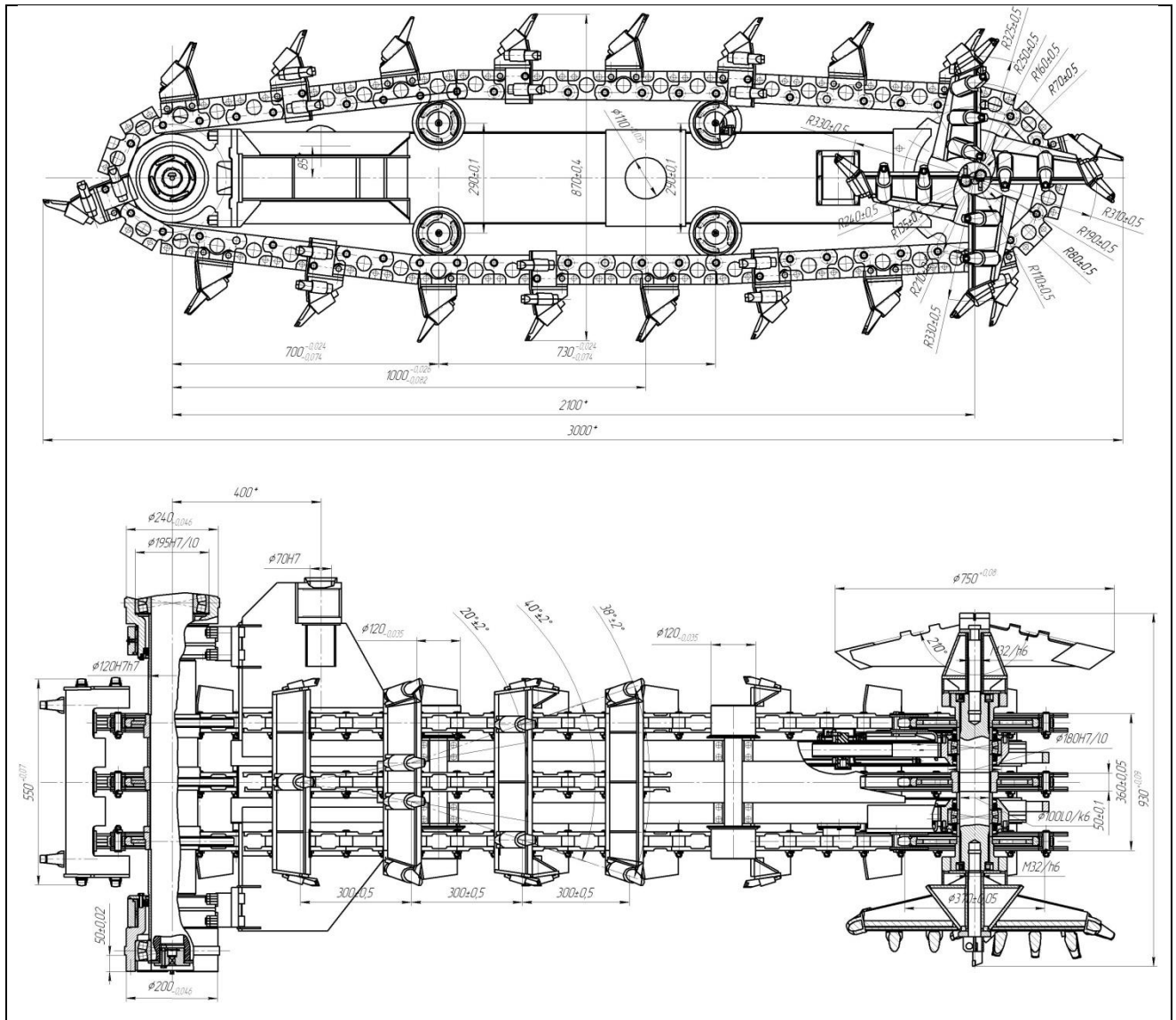


Рисунок 3.6 – Модернізована конструкція робочого органу

Визначення раціональних параметрів скребкового елемента робочого органу

Теоретичний аналіз взаємодії РО екскаватора дозволив визначити, що при розробці ґрунту, на поверхні, що розробляється, утворюється трапецієподібний проріз, який сприяє зменшенню тертя бічної поверхні ножа, за рахунок чого зменшується горизонтальна складова опору ґрунту копанню.

Однак значним недоліком її є втрата ґрунту в бічні розширення прорізу та витрата при цьому зусилля на відділення ґрунту від масиву, що суттєво відбивається на загальній масі розробленого ґрунту та енергоємності процесу.

Аналізуючи вище сказане, було прийнято рішення про надання скребковому елементу трапецієподібної форми із зубами, що дозволить уникнути втрат ґрунту в бічні розширення прорізу та збільшити масу призми волочіння та одночасно зменшити горизонтальний опір ґрунту копанню.

Також при блокованому різанні ґрунту в процесі його розробки, скребковий елемент виконує роль ґрунтовиносного елемента. Для забезпечення виконання роботи копання ґрунту було прийнято рішення про встановлення зубів на скребковий елемент трапецієподібної форми, що дозволить збільшити експлуатаційну продуктивність ланцюгового екскаватора та дозволити знизити зусилля копання і відповідно енергоємність процесу розробки ґрунту екскаваторним РО та підвищити обсяг ґрунту, що розробляється.

Конструкція ґрунтовиносного елемента

Ґрунтовиносний елемент виконаний з листової сталі 09Г2С у вигляді коробчастої форми з переважанням трапеції в нижньому поясі конструкції.

Ширина смуги захоплення була прийнята з урахуванням забезпечення приросту обсягу ґрунту, що виносить, в середньому на 15%, а також попереднього міцнісного розрахунку.

Конструктивні параметри підбираємо шляхом проведення графо-аналітичного методу, що базується на побудові конструкції та знаходженні її параметрів під час викреслення наявних параметрів конструкції (рисунок 3.7).

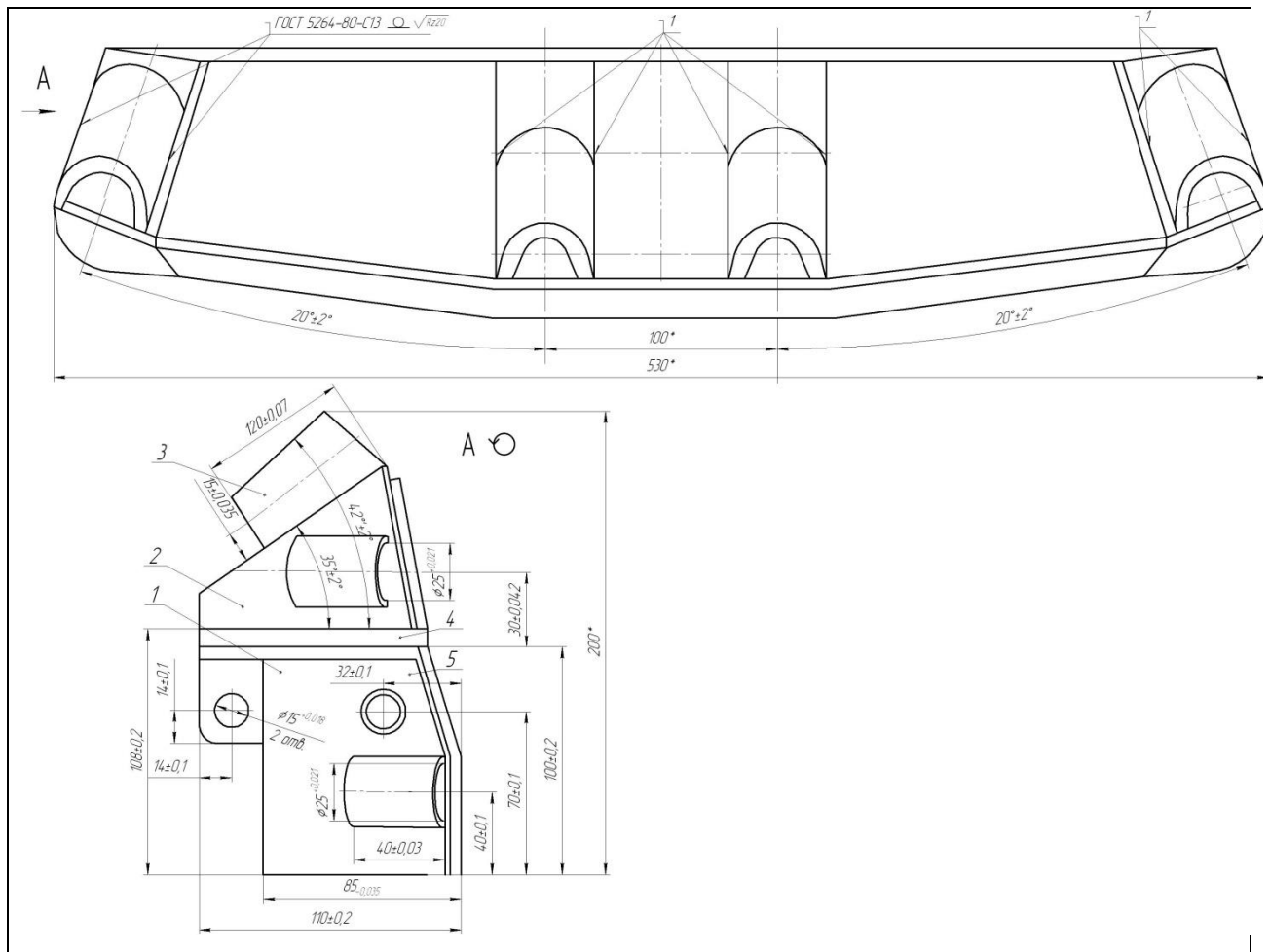


Рисунок 3.7 – Трапецієвидний скребковий елемент

4 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

4.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки

Метою проведення комерційного та технологічного аудиту є оцінка доцільності розробки робочого органу ланцюгового траншеєкопача з покращеними техніко-економічними показниками.

Для проведення технологічного аудиту було залучено 3-х незалежних експертів Вінницького національного технічного університету кафедри галузевого машинобудування: к.т.н., доц. Слабкий А. В., д.т.н., доц. Сивак Р. І., к.т.н., доц. Бакалець Д.В..

Для проведення технологічного аудиту було використано таблицю 4.1 [16] в якій за п'ятибальною шкалою використовуючи 12 критеріїв здійснено оцінку комерційного потенціалу.

Таблиця 4.1 – Рекомендовані критерії оцінювання комерційного потенціалу розробки та їх можлива бальна оцінка

Критерії оцінювання та бали (за 5-ти бальною шкалою)					
	0	1	2	3	4
Технічна здійсненність концепції:					
1	Достовірність концепції не підтверджена	Концепція підтверджена експертними висновками	Концепція підтверджена розрахунками	Концепція перевірена на практиці	Перевірено роботоздатність продукту в реальних умовах
Ринкові переваги (недоліки):					
2	Багато аналогів на малому ринку	Мало аналогів на малому ринку	Кілька аналогів на великому ринку	Один аналог на великому ринку	Продукт не має аналогів на великому ринку
3	Ціна продукту значно вища за ціни аналогів	Ціна продукту дещо вища за ціни аналогів	Ціна продукту приблизно дорівнює цінам аналогів	Ціна продукту дещо нижче за ціни аналогів	Ціна продукту значно нижче за ціни аналогів
4	Технічні та споживчі властивості продукту значно гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту на рівні аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи кращі, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту значно кращі, ніж в аналогів

Продовження табл. 4.1

5	Експлуатаційні витрати значно вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати дещо вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати на рівні експлуатаційних витрат аналогів	Експлуатаційні витрати трохи нижчі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати значно нижчі, ніж в аналогів
Ринкові перспективи					
6	Ринок малий і не має позитивної динаміки	Ринок малий, але має позитивну динаміку	Середній ринок з позитивною динамікою	Великий стабільний ринок	Великий ринок з позитивною динамікою
7	Активна конкуренція великих компаній на ринку	Активна конкуренція	Помірна конкуренція	Незначна конкуренція	Конкурентів немає
Практична здійсненність					
8	Відсутні фахівці як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї	Необхідно наймати фахівців або витратити значні кошти та час на навчання наявних фахівців	Необхідне незначне навчання фахівців та збільшення їх штату	Необхідне незначне навчання фахівців	Є фахівці з питань як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї
9	Потрібні значні фінансові ресурси, які відсутні. Джерела фінансування ідеї відсутні	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування відсутні	Потрібні значні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Не потребує додаткового фінансування
10	Необхідна розробка нових матеріалів	Потрібні матеріали, що використовуються у військово-промисловому комплексі	Потрібні дорогі матеріали	Потрібні досяжні та дешеві матеріали	Всі матеріали для реалізації ідеї відомі та давно використовуються у виробництві
11	Термін реалізації ідеї більший за 10 років	Термін реалізації ідеї більший за 5 років. Термін окупності інвестицій більше 10-ти років	Термін реалізації ідеї від 3-х до 5-ти років. Термін окупності інвестицій більше 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій від 3-х до 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій менше 3-х років
12	Необхідна розробка регламентних документів та отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту	Необхідно отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту, що вимагає значних коштів та часу	Процедура отримання дозвільних документів для виробництва та реалізації продукту вимагає незначних коштів та часу	Необхідно тільки пові-домлення відповідним органам про виробництво та реалізацію продукту	Відсутні будь-які регламентні обмеження на виробництво та реалізацію продукту

Таблиця 4.2 – Рівні комерційного потенціалу розробки

Середньоарифметична сума балів СБ, розрахована на основі висновків експертів	Рівень комерційного потенціалу розробки
0-10	Низький
11-20	Нижче середнього
21-30	Середній
31-40	Вище середнього
41-48	Високий

В таблиці 4.3 наведено результати оцінювання експертами комерційного потенціалу розробки.

Таблиця 4.4 – Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки

Критерії	Прізвище, ініціали, посада експерта		
	Слабкий А.В.	Сивак Р. І.	Бакалець Д.В.
	Бали, виставлені експертами		
1	2	4	3
2	3	3	4
3	4	4	4
4	3	3	3
5	3	3	4
6	3	3	3
7	3	4	3
8	3	3	3
9	4	4	3
10	3	3	4
11	4	3	3
12	3	4	3
Сума балів	СБ ₁ =38	СБ ₂ =41	СБ ₃ =40
Середньоарифметична сума балів $\overline{СБ}$	$\overline{СБ} = \frac{\sum_1^3 СБ_i}{3} = \frac{38 + 41 + 40}{3} = 40$		

Середньоарифметична оцінка, отримана на основі експертних висновків, становить 40 балів, і згідно з таблицею 4.3, це вказує на вище

середнього рівень комерційного потенціалу результатів проведених досліджень.

Результатом магістерської роботи є розробити робочого органу ланцюгового траншеєкопача з покращеними техніко-економічними показниками. Розробка, яка розробляється в магістерській роботі буде цікава підприємствам, які використовують екскаватор призначений для виконання земляних робіт великого обсягу у дорожньому, цивільному, промисловому, гідротехнічному та інших видах будівництва.

Проведемо оцінку якості і конкурентоспроможності нової розробки порівняно з аналогом.

В таблиці 4.5 наведені основні техніко-економічні показники аналога і нової розробки.

Проведемо оцінку якості продукції, яка є найефективнішим засобом забезпечення вимог споживачів та порівняємо її з аналогом.

Таблиця 4.5 – Основні параметри нової розробки та товару-конкурента

Показник	Варіанти		Відносний показник якості	Коефіцієнт вагомості параметра
	Базовий (товар-конкурент)	Новий (інноваційне рішення)		
1	2	3	4	5
Маса машини, т	36,75	36,81	1	15
Потужність ДВЗ, кВт	250	250	1	30
Експлуатаційна годинна продуктивність, м ³ /год	596	700	1,17	30
Напрацювання на відмову, год	4000	4500	1,13	25

Визначимо відносні одиничні показники якості по кожному параметру за формулами (4.1) та (4.2) і занесемо їх у відповідну колонку табл. 4.6.

$$q_i = \frac{P_{Hi}}{P_{Bi}} \quad (4.1)$$

або

$$q_i = \frac{P_{Bi}}{P_{Hi}} \quad (4.2)$$

де P_{Hi} , P_{Bi} – числові значення i -го параметру відповідно нового і базового виробів.

$$q_1 = \frac{36,81}{36,75} = 1;$$

$$q_2 = \frac{250}{250} = 1;$$

$$q_3 = \frac{700}{596} = 1,17;$$

$$q_4 = \frac{4500}{4000} = 1,13.$$

Відносний рівень якості нової розробки визначаємо за формулою:

$$K_{\text{я.в.}} = \sum_{i=1}^n q_i \cdot \alpha_i, \quad (4.3)$$

$$K_{\text{я.в.}} = 1 \cdot 0,15 + 1 \cdot 0,3 + 1,17 \cdot 0,3 + 1,13 \cdot 0,25 = 1,08$$

Відносний коефіцієнт показника якості нової розробки більший одиниці, отже нова розробка якісніший базового товару-конкурента.

Наступним кроком є визначення конкурентоспроможності товару. Конкурентоспроможність товару є головною умовою конкурентоспроможності підприємства на ринку і важливою основою прибутковості його діяльності.

Однією із умов вибору товару споживачем є збіг основних ринкових характеристик виробу з умовними характеристиками конкретної потреби покупця. Такими характеристиками найчастіше вважають нормативні та технічні параметри, а також ціну придбання та вартість споживання товару.

В табл. 4.6 наведено технічні та економічні показники для розрахунку конкурентоспроможності нової розробки відносно товару-аналога, технічні дані взяті з попередніх розрахунків.

Таблиця 4.6 – Нормативні, технічні та економічні параметри нової розробки і товару-виробника

Показники	Варіанти	
	Базовий (товар- конкурент)	Новий (інноваційне рішення)
1	2	3
1. Нормативно-технічні показники		
Маса машини, т	36,75	36,81
Потужність ДВЗ, кВт	250	250
Експлуатаційна годинна продуктивність, м ³ /год	596	700
Напрацювання на відмову, год	4000	4500
2. Економічні показники		
Ціна придбання, грн.	250000	200000

Загальний показник конкурентоспроможності інноваційного рішення (К) з урахуванням вищезазначених груп показників можна визначити за формулою:

$$K = \frac{I_{m.n.}}{I_{e.n.}}, \quad (4.4)$$

де $I_{m.n.}$ – індекс технічних параметрів; $I_{e.n.}$ – індекс економічних параметрів.

Індекс технічних параметрів є відносним рівнем якості інноваційного рішення. Індекс економічних параметрів визначається за формулою (4.5)

$$I_{e.n.} = \frac{\sum_{i=1}^n P_{Hei}}{\sum_{i=1}^n P_{Bei}}, \quad (4.5)$$

де P_{Hei} , P_{Bei} – економічні параметри (ціна придбання та споживання товару) відповідно нового та базового товарів.

$$I_{e.п.} = \frac{200000}{250000} = 0,8;$$

$$K = \frac{1,08}{0,8} = 1,35.$$

Зважаючи на розрахунки, можна зробити висновок, що нова розробка буде конкурентоспроможніше, ніж конкурентний товар.

4.2 Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної роботи

Витрати, пов'язані з проведенням науково-дослідної роботи групуються за такими статтями: витрати на оплату праці, витрати на соціальні заходи, матеріали, паливо та енергія для науково-виробничих цілей, витрати на службові відрядження, програмне забезпечення для наукових робіт, інші витрати, накладні витрати.

1. Основна заробітна плата кожного із дослідників Z_0 , якщо вони працюють в наукових установах бюджетної сфери визначається за формулою:

$$Z_0 = \frac{M}{T_p} * t \text{ (грн)} \quad (4.6)$$

де M – місячний посадовий оклад конкретного розробника (інженера, дослідника, науковця тощо), грн.;

T_p – число робочих днів в місяці; приблизно $T_p \approx 21...23$ дні;

t – число робочих днів роботи дослідника.

Для розробки робочого органу ланцюгового траншеєкопача необхідно залучити інженера з посадовим окладом 9000 грн. Кількість робочих днів у місяці складає 21, а кількість робочих днів інженера складає 30. Зведемо сумарні розрахунки до таблиця 4.7.

Таблиця 4.7 – Заробітна плата дослідника в науковій установі бюджетної сфери

Найменування посади	Місячний посадовий оклад, грн.	Оплата за робочий день, грн.	Число днів роботи	Витрати на заробітну плату грн.
Керівник	13000	590,9	5	2955
Інженер	9000	409,1	30	12273
Всього				15227

2. Витрати на основну заробітну плату робітників (Z_p) за відповідними найменуваннями робіт розраховують за формулою:

$$Z_p = \sum_{i=1}^n C_i \cdot t_i, \quad (4.7)$$

де C_i – погодинна тарифна ставка робітника відповідного розряду, за виконану відповідну роботу, грн/год;

t_i – час роботи робітника на виконання певної роботи, год.

Погодинну тарифну ставку робітника відповідного розряду C_i можна визначити за формулою:

$$C_i = \frac{M_M \cdot K_i \cdot K_c}{T_p \cdot t_{зм}}, \quad (4.8)$$

де M_M – розмір прожиткового мінімуму працездатної особи або мінімальної місячної заробітної плати (залежно від діючого законодавства), грн;

K_i – коефіцієнт міжкваліфікаційного співвідношення для встановлення тарифної ставки робітнику відповідного розряду;

K_c – мінімальний коефіцієнт співвідношень місячних тарифних ставок робітників першого розряду з нормальними умовами праці виробничих об'єднань і підприємств до законодавчо встановленого розміру мінімальної заробітної плати.

T_p – середня кількість робочих днів в місяці, приблизно $T_p = 21...23$ дні;

$t_{зм}$ – тривалість зміни, год.

Таблиця 4.8 – Величина витрат на основну заробітну плату робітників

Найменування робіт	Тривалість роботи, год	Розряд роботи	Погодинна тарифна ставка, грн	Величина оплати на робітника, грн
Заготівельні	2	2	41,9	83,8
Механічні	30	3	51,4	1541,8
Складальні	20	4	57,1	1142,0
Налагоджувальні	2	4	57,1	114,2
Всього				2881,8

3. Розрахунок додаткової заробітної плати робітників

Додаткова заробітна плата Z_d всіх розробників та робітників, які приймали участь в розробці нового технічного рішення розраховується як 10 - 12 % від основної заробітної плати робітників.

На даному підприємстві додаткова заробітна плата начисляється в розмірі 11% від основної заробітної плати.

$$Z_d = (Z_o + Z_p) * \frac{H_{дод}}{100\%} \quad (4.9)$$

$$Z_d = 0,11 * (15227 + 2881,8) = 1991,99 \text{ (грн)}$$

4. Нарахування на заробітну плату $H_{зп}$ дослідників та робітників, які брали участь у виконанні даного етапу роботи, розраховуються за формулою (4.10):

$$H_{зп} = (Z_o + Z_p + Z_d) * \frac{\beta}{100} \text{ (грн)} \quad (4.10)$$

де Z_o – основна заробітна плата розробників, грн.;

Z_d – додаткова заробітна плата всіх розробників та робітників, грн.;

Z_p – основну заробітну плату робітників, грн.;

β – ставка єдиного внеску на загальнообов’язкове державне соціальне страхування, % .

Дана діяльність відноситься до бюджетної сфери, тому ставка єдиного внеску на загальнообов’язкове державне соціальне страхування буде складати 22%, тоді:

$$N_{зп} = (15227 + 2881,8 + 1991,99) * \frac{22}{100} = 4422,23 \text{ (грн)}$$

5. Сировина та матеріали.

До статті «Сировина та матеріали» належать витрати на сировину, основні та допоміжні матеріали, інструменти, пристрої та інші засоби й предмети праці, які придбані у сторонніх підприємств, установ і організацій та витрачені на проведення досліджень за прямим призначенням згідно з нормами їх витрачання, а також витрачені придбані напівфабрикати, що підлягають монтажу або виготовленню й додатковій обробці в цій організації, чи дослідні зразки, що виготовляються виробниками за документацією наукової організації.

Витрати на матеріали (М) у вартісному вираженні розраховуються окремо для кожного виду матеріалів за формулою:

$$M = \sum_{i=1}^n H_j \cdot C_j \cdot K_j - \sum_{i=1}^n B_j \cdot C_{вj}, \quad (4.11)$$

де H_j – норма витрат матеріалу j -го найменування, кг;

n – кількість видів матеріалів;

C_j – вартість матеріалу j -го найменування, грн/кг;

K_j – коефіцієнт транспортних витрат, ($K_j = 1,1 \dots 1,15$);

B_j – маса відходів j -го найменування, кг;

$C_{вj}$ – вартість відходів j -го найменування, грн/кг.

Проведені розрахунки зведені в таблицю 4.9.

Таблиця 4.9 – Витрати на матеріали

Найменування матеріалу, марка, тип, сорт	Ціна за 1 кг, грн	Норма витрат, кг	Вартість витраченого матеріалу, грн
Сталь 45	45,4	50	2270
Метизи	600	1	600
Всього			2870
З врахуванням коефіцієнта транспортування			3157

6. Витрати комплектуючі K , що були використані під час виконання даного етапу роботи, розраховуються по кожному виду матеріалів за формулою:

$$K = \sum_{i=1}^n N_i \cdot C_i \cdot K_i, \quad (4.12)$$

де N_i – кількість комплектуючих i -го виду, шт.;

C_i – покупна ціна комплектуючих i -го найменування, грн.;

K_i – коефіцієнт транспортних витрат (1,1...1,15).

Таблиця 4.10 – Комплектуючі, щовикористані на розробку

Найменування	Ціна за одиницю, грн.	Витрачено	Вартість витраченого матеріалу, грн.
Двигун МТН411-8	46100	1	46100
Гідронасос 310.112.03.06	13700	1	13700
З врахуванням коефіцієнта транспортування			65780,00

7. Амортизація обладнання, комп'ютерів та приміщень, які використовувались під час виконання даного етапу роботи

Дані відрахування розраховують по кожному виду обладнання, приміщенням тощо.

$$A = \frac{Ц \cdot T}{T_{кор} \cdot 12} \text{ [грн]}, \quad (4.13)$$

де Ц – балансова вартість даного виду обладнання (приміщень), грн.;

$T_{кор}$ – час користування;

T – термін використання обладнання (приміщень), цілі місяці.

Згідно пункту 137.3.3 Податкового кодекса амортизація нараховується на основні засоби вартістю понад 2500 грн. В нашому випадку для написання магістерської роботи використовувався персональний комп'ютер вартістю 49000 грн.

$$A = \frac{49000 \cdot 1}{2 \cdot 12} = 2041,67$$

8. Програмне забезпечення для наукових (експериментальних) робіт

До статті «Програмне забезпечення для наукових (експериментальних) робіт» належать витрати на розробку та придбання спеціальних програмних засобів і програмного забезпечення, (програм, алгоритмів, баз даних) необхідних для проведення досліджень, також витрати на їх проектування, формування та встановлення.

Балансову вартість програмного забезпечення розраховують за формулою:

$$B_{прог} = \sum_{i=1}^k Ц_{прог} \cdot C_{прог.i} \cdot K_i, \quad (4.14)$$

де $Ц_{прог}$ – ціна придбання одиниці програмного засобу даного виду, грн;

$C_{прог.i}$ – кількість одиниць програмного забезпечення відповідного найменування, які придбані для проведення досліджень, шт.;

K_i – коефіцієнт, що враховує інсталяцію, налагодження програмного засобу тощо, ($K_i = 1, 10 \dots 1, 12$);

k – кількість найменувань програмних засобів.

$$V_{\text{прг}} = 2000 \cdot 1,1 \cdot 1 = 2200 \text{ грн.}$$

До статті «Паливо та енергія для науково-виробничих цілей» відносяться витрати на всі види палива й енергії, що безпосередньо використовуються з технологічною метою на проведення досліджень.

$$V_e = \sum_{i=1}^n \frac{W_{yt} \cdot t_i \cdot C_e \cdot K_{\text{впі}}}{\eta_i} \quad (4.15)$$

де W_{yt} – встановлена потужність обладнання на певному етапі розробки, кВт;

t_i – тривалість роботи обладнання на етапі дослідження, год;

C_e – вартість 1 кВт-години електроенергії, грн;

$K_{\text{впі}}$ – коефіцієнт, що враховує використання потужності, $K_{\text{впі}} < 1$;

η_i – коефіцієнт корисної дії обладнання, $\eta_i < 1$.

Для написання магістерської роботи використовується персональний комп'ютер для якого розрахуємо витрати на електроенергію.

$$V_e = \frac{0,25 \cdot 270 \cdot 7,5 \cdot 0,5}{0,8} = 316,41$$

9. Службові відрядження.

Витрати за статтею «Службові відрядження» розраховуються як 20...25% від суми основної заробітної плати дослідників та робітників за формулою:

$$V_{\text{св}} = (Z_o + Z_p) * \frac{H_{\text{св}}}{100\%}, \quad (4.16)$$

де $H_{\text{св}}$ – норма нарахування за статтею «Службові відрядження».

$$V_{\text{св}} = 0,2 * (15227 + 2881,8) = 3621,81$$

10. Накладні (загальновиробничі) витрати $V_{\text{нзв}}$ охоплюють: витрати на управління організацією, оплата службових відряджень, витрати на утримання, ремонт та експлуатацію основних засобів, витрати на опалення,

освітлення, водопостачання, охорону праці тощо. Накладні (загальновиробничі) витрати $V_{\text{нзв}}$ можна прийняти як $(100\dots150)\%$ від суми основної заробітної плати розробників та робітників, які виконували дану МКНР, тобто:

$$V_{\text{нзв}} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{H_{\text{нзв}}}{100\%}, \quad (4.17)$$

де $H_{\text{нзв}}$ – норма нарахування за статтею «Інші витрати».

$$V_{\text{нзв}} = (15227 + 2881,8) \cdot \frac{200}{100\%} = 36218,07 \text{ грн}$$

Сума всіх попередніх статей витрат дає витрати, які безпосередньо стосуються даного розділу МКНР

$$V = 15227 + 2881,8 + 1991,99 + 4422,23 + 3157 + 65780 + 2041,67 + 2200 + 316,41 + 3621,81 + 36218,07 = 137858,2 \text{ грн}$$

Прогнозування загальних втрат ZB на виконання та впровадження результатів виконаної МКНР здійснюється за формулою:

$$ZB = \frac{V}{\eta}, \quad (4.18)$$

де η – коефіцієнт, який характеризує стадію виконання даної НДР.

Оскільки, робота знаходиться на стадії науково-дослідних робіт, то коефіцієнт $\beta = 0,3$.

Звідси:

$$ZB = \frac{137858,2}{0,3} = 459527,34 \text{ грн.}$$

4.3 Розрахунок економічної ефективності науково-технічної розробки

У даному підрозділі кількісно спрогнозуємо, яку вигоду, зиск можна отримати у майбутньому від впровадження результатів виконаної наукової

роботи. Розрахуємо збільшення чистого прибутку підприємства $\Delta\Pi_i$, для кожного із років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від впровадження розробки, за формулою

$$\Delta\Pi_i = \sum_1^n (\Delta C_o \cdot N + C_o \cdot \Delta N)_i \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \left(1 - \frac{\nu}{100}\right) \quad (4.19)$$

де ΔC_o – покращення основного оціночного показника від впровадження результатів розробки у даному році.

N – основний кількісний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році до впровадження результатів наукової розробки;

ΔN – покращення основного кількісного показника діяльності підприємства від впровадження результатів розробки:

C_o – основний оціночний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році після впровадження результатів наукової розробки;

n – кількість років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від впровадження розробки:

λ – коефіцієнт, який враховує сплату податку на додану вартість. Ставка податку на додану вартість дорівнює 20%, а коефіцієнт $\lambda = 0,8333$.

ρ – коефіцієнт, який враховує рентабельність продукту. $\rho = 0,25$;

x – ставка податку на прибуток. У 2023 році – 18%.

Припустимо, що при впровадженні результатів наукової розробки покращується робочий орган ланцюгового траншеєкопача. Припустимо, що ціна від зросте на 5000 грн. Кількість одиниць реалізованої продукції також збільшиться: протягом першого року на 100 шт., протягом другого року – на 60 шт., протягом третього року на 40 шт. Реалізація продукції до впровадження розробки складала 1 шт., а її ціна до 200000 грн. Розрахуємо прибуток, яке отримає підприємство протягом трьох років.

$$\begin{aligned}\Delta\Pi_1 &= [5000 \cdot 1 + (200000 + 5000) \cdot 100] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) \\ &= 3502797,4 \text{ грн.}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta\Pi_2 &= [5000 \cdot 1 + (200000 + 5000) \cdot (100 + 60)] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) \\ &= 5608109,2 \text{ грн.}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta\Pi_3 &= [5000 \cdot 1 + (200000 + 5000) \cdot (100 + 60 + 40)] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \\ &\cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) = 7008886,5 \text{ грн.}\end{aligned}$$

4.4 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності

Розрахуємо основні показники, які визначають доцільність фінансування наукової розробки певним інвестором, є абсолютна і відносна ефективність вкладених інвестицій та термін їх окупності.

Розрахуємо величину початкових інвестицій PV , які потенційний інвестор має вкласти для впровадження і комерціалізації науково-технічної розробки.

$$PV = k_{\text{інв}} \cdot 3B, \quad (4.20)$$

$k_{\text{інв}}$ – коефіцієнт, що враховує витрати інвестора на впровадження науково-технічної розробки та її комерціалізацію. Це можуть бути витрати на підготовку приміщень, розробку технологій, навчання персоналу, маркетингові заходи тощо ($k_{\text{інв}} = 2 \dots 5$).

$$PV = 3 \cdot 459527,34 = 1378582,02$$

Розрахуємо абсолютну ефективність вкладених інвестицій $E_{\text{абс}}$ згідно наступної формули:

$$E_{\text{абс}} = (III - PV) \quad (4.21)$$

де ПП – приведена вартість всіх чистих прибутків, що їх отримає підприємство від реалізації результатів наукової розробки, грн.;

$$ПП = \sum_1^T \frac{\Delta\Pi_i}{(1+\tau)^t}, \quad (4.22)$$

де $\Delta\Pi_i$ – збільшення чистого прибутку у кожному із років, протягом яких виявляються результати виконаної та впровадженої НДЦКР, грн.;

T – період часу, протягом якого виявляються результати впровадженої НДДКР, роки;

τ – ставка дисконтування, за яку можна взяти щорічний прогнозований рівень інфляції в країні; для України цей показник знаходиться на рівні 0,2;

t – період часу (в роках).

$$ПП = \frac{3502797,4}{(1+0,2)^1} + \frac{5608109,2}{(1+0,2)^2} + \frac{7008886,5}{(1+0,2)^3} = 10888452,11 \text{ грн.}$$

$$E_{abc} = (10888452,11 - 1378582,02) = 9509870,09 \text{ грн.}$$

Оскільки $E_{abc} > 0$ то вкладання коштів на виконання та впровадження результатів НДДКР може бути доцільним.

Розрахуємо відносну (щорічну) ефективність вкладених в наукову розробку інвестицій E_e . Для цього користуються формулою:

$$E_e = \sqrt[T_{ж}] \left(1 + \frac{E_{abc}}{PV} \right) - 1, \quad (4.23)$$

$T_{ж}$ – життєвий цикл наукової розробки, роки.

$$E_B = \sqrt[3] \left(1 + \frac{9509870,09}{1378582,02} \right) - 1 = 1,79 = 179\%$$

Визначимо мінімальну ставку дисконтування, яка у загальному вигляді визначається за формулою:

$$\tau = d + f, \quad (4.24)$$

де d – середньозважена ставка за депозитними операціями в комерційних банках; в 2022 році в Україні $d = (0,14 \dots 0,2)$;

f – показник, що характеризує ризикованість вкладень; зазвичай, величина $f = (0,05 \dots 0,1)$.

$$\tau_{\min} = 0,18 + 0,05 = 0,23$$

Так як $E_e > \tau_{\min}$ то інвестор може бути зацікавлений у фінансуванні даної наукової розробки.

Розрахуємо термін окупності вкладених у реалізацію наукового проекту інвестицій за формулою:

$$T_{ок} = \frac{1}{E_e} \quad (4.25)$$

$$T_{ок} = \frac{1}{1,79} = 0,6 \text{ роки}$$

Так як $T_{ок} \leq 3 \dots 5$ -ти років, то фінансування даної наукової розробки в принципі є доцільним.

Висновки до економічного розділу

Результати здійсненого технологічного аудиту вказують на вище середнього рівень комерційного потенціалу робочого органу ланцюгового траншеєкопача. У порівнянні з аналогічним виробом виявлено, що нова розробка вищої якості і більш конкурентоспроможна, як з технічних, так і економічних позначень.

Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної роботи по кожній з статей витрат складе 1367858,2 грн. Загальна ж величина витрат на виконання та впровадження результатів даної НДР буде складати 459527,34 грн.

Вкладені інвестиції в даний проект окупляться через 3 місяці при прогнозованому прибутку 10888452,11 грн. за три роки.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

У приміщенні, де відбувалася розробка робочого органу ланцюгового траншеєкопача присутні такі шкідливі та небезпечні фактори [17]:

- підвищена чи понижена температура повітря робочої зони;
- недостатнє освітлення робочої зони;
- недостатність природного освітлення;
- підвищений рівень шуму на робочому місці;
- відсутність чи нестача природного світла;
- фізичні перевантаження (статичні);
- нервово – психічні перевантаження (перенапруга аналізаторів, емоційні навантаження).

Відповідно до визначених факторів формуємо рекомендації щодо безпечних умов праці під час виконання роботи.

5.1 Технічні рішення щодо безпечного виконання роботи

Широке промислове та побутове використання ПК актуалізувало питання охорони праці його користувачів. Дотримання вимог цих правил може значно знизити наслідки несприятливої дії на працівників шкідливих та небезпечних факторів, які супроводжують роботу з ПК, зокрема можливість зорових, нервово-емоційних переживань, серцево-судинних захворювань.

Виходячи з цього, роботодавець повинен забезпечити гігієнічні й ергономічні вимоги щодо організації робочих приміщень для експлуатації ПК, робочого середовища, робочих місць з ПК, режиму праці і відпочинку при роботі з ПК тощо, які викладені у Правилах.

Основні вимоги до виробничого приміщення для експлуатації ПК:

- приміщення не може бути розміщено у підвалах та цокольних поверхах;
- площа на одне робоче місце в такому приміщенні повинна становити не менше $6,0\text{ м}^2$, а об'єм не менше $20,0\text{ м}^3$;

– приміщення повинно мати природне та штучне освітлення відповідно до ДБН В.2.5-28-2018 [22];

– необхідно щоденно проводити вологе прибирання;

– поруч з приміщенням для роботи з ПК мають бути обладнані: побутова кімната для відпочинку під час роботи; кімната психологічного розвантаження.

Організація робочого місця користувача комп'ютера повинна забезпечувати відповідність усіх елементів робочого місця та їх взаємного розташування ергономічним вимогам. Виконуючи практичні завдання щодо використання робочої пози, потрібно:

– зменшувати величину статичних напружень;

– розподіляти статичні напруження;

– передбачати можливість змін пози під час роботи.

Для роботи операторів ПК у положенні сидячи рекомендовані такі параметри робочого простору: ширина - не менше 700 мм, глибина - не менше 400 мм, висота робочої поверхні над підлогою – 700 ...750 мм. Під робочою поверхнею необхідно передбачити простір для ніг: висота - менше 600 мм, ширина - не менше 500 мм, глибина - не менше 400 мм. За необхідності огляду робочого місця його висота не повинна перевищувати 1200 мм

Під час роботи сидячи нижня частина корпусу розслаблена, а основне статичне навантаження припадає на м'язи ший, спини, таза, стегон. Неправильна сидяча поза може викликати застій крові в ногах, а якщо виконується великий обсяг роботи для пальців рук – запалення суглобів.

При проектуванні письмового столу варто враховувати наступне:

– висота столу повинна бути обрана з урахуванням можливості сидіти вільно, у зручній позі, при необхідності спираючи на підлокітники;

– нижня частина столу повинна бути сконструйована так, щоб оператор міг зручно сидіти, не був змушений підбирати ноги;

– поверхня столу повинна мати властивості, що виключають появу відблисків у поле зору оператора;

– конструкція столу повинна передбачати наявність висувних шухляд (не менш 3-х для збереження документації, канцелярського приладдя, особистих речей).

На робочому місці розробника робочого органу ланцюгового траншеєкопача існує небезпека поразки електричним струмом. Електричний струм, впливаючи на тіло людини, може заподіяти йому явні чи приховані пошкодження, в тому числі опіки всього тіла або окремих його ділянок; електричні удари характерні внутрішніми ушкодженнями тощо.

Приміщення, де виконується робота, згідно ПУЕ «Правила влаштування електроустановок» класифікується як приміщення без підвищеної небезпеки [24].

Безпечна експлуатація електроустановок здійснюється у відповідності з вимогами ПУЕ [29] та «Правила безпечної експлуатації електроустановок» [27] і передбачає такі заходи та засоби:

– недоступність струмоведучих частин, прокладання електрокабелів під підлогою, в спеціальних каналах, скрите виконання освітлювальної проводки, ізоляцію струмо-провідних елементів ($R_{i3} \geq 0.5 \text{ МОм}$);

– захисне заземлення всіх металевих струмопровідних частин електроустановок та ПК ($R_{з \text{ доп}} \leq 4 \text{ Ом}$);

– використання пониженої напруги 36 В (для аварійного освітлення щита) в операторському пункті та виробничому приміщенні;

– застосування попереджувальної сигналізації, написів, плакатів при проведенні планово-попереджувальних ремонтів і профілактичних випробувань електрообладнання;

– проведення організаційних заходів (спеціальне навчання, атестація та переатестація осіб електротехнічного персоналу, інструктажі тощо).

5.2 Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії

5.2.1 Мікроклімат

Температура, відносна вологість, швидкість руху повітря біля тіла людини, а також температура стін і навколишніх предметів утворюють мікроклімат на робочому місці. Температуру, відносну вологість і швидкість руху повітря вимірюють на висоті 1,0 м від підлоги або робочої площадки при роботах, що виконуються сидячи, і на висоті 1,5 м – при роботах, що виконуються стоячи, і не ближче 1 м від нагрівальних приладів і зовнішніх стін.

Робота, яка виконується розробником робочого органу ланцюгового траншеєкопача згідно за енерговитратами відноситься до категорії I а (енерговитрати до 139Дж/с) [23]. Допустимі параметри мікроклімату для цієї категорії наведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Параметри мікроклімату

Період року	Допустимі		
	t, °C	W, %	V, м/с
Теплий	22-28	55	0,1-0,2
Холодний	21-25	75	0,1

Для забезпечення комфортних умов використовуються як організаційні методи (раціональна організація проведення робіт залежно від пори року і доби, чергування праці і відпочинку), так і технічні засоби (вентиляція, кондиціонування повітря, опалювальна система).

5.2.2. Склад повітря робочої зони

Забруднення повітря робочої зони регламентується граничнодопустимими концентраціями (ГДК) в мг/м³ згідно ДСН 3.3.6.042-99 [20]. Джерелами запиленості повітря в приміщенні є одяг людей і пил, що проникає з вулиці. У приміщенні немає значного виділення шкідливих газів. ГДК шкідливих речовин, які знаходяться в досліджуваному приміщенні, наведені в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – ГДК шкідливих речовин у повітрі

Назва речовини	ГДК, мг/м ³		Клас небезпечності
	Максимально разова	Середньо добова	
Пил нетоксичний	0,5	0,15	4
Озон	0,16	0,03	4

Параметри іонного складу повітря на робочому місці, що обладнане ПК, повинні відповідати допустимим нормам (таблиці 2.3).

Таблиця 2.3 – Рівні іонізації повітря приміщень при роботі на ПК

Рівні	Кількість іонів в 1 см ³	
	n+	n-
Мінімально необхідні	400	600
Оптимальні	1500-3000	3000-5000
Максимально необхідні	50000	50000

Забезпечення складу повітря робочої зони здійснюється за допомогою системи припливно-витяжної вентиляції, регулярного провітрювання, та вологого прибирання.

5.2.3 Виробниче освітлення

Правильно спроектоване освітлення, яке відповідає вимогам санітарних норм здійснює позитивний психологічний вплив на працівника, знижує втому, створює оптимальні умови для роботи органів зору, і тим самим підвищує безпеку праці і знижує травматизм.

Освітлення створюється природним сонячним світлом (природне) і світлом від електричних ламп (штучне). Природне освітлення є найсприятливішим для людини, так як сонячне світло має оптимальний спектр, в ньому наявна достатня кількість ультрафіолетових променів.

Штучне освітлення передбачається у приміщеннях, де недостатньо природного світла, і для освітлення у вечірні та нічні години.

Норми освітленості при штучному освітленні та КПО (для III пояса світлового клімату) при природному та сумісному освітленні, які необхідно забезпечити під час виконання роботи зазначені у таблиці 2.4 (за ДБН В.2.5-28-2018 Природне і штучне освітлення [22]):

Таблиця 2.4 - Норми освітленості в приміщенні

Характеристика зорової роботи	Найменший розмір об'єкта розрізнення	Розряд зорової роботи	Підрозряд зорової роботи	Контраст об'єкта розрізнення з фоном	Характеристика фона	Освітленість, лк		КПО, e_n , %			
						Штучне освітлення		Природне освітлення		Сумісне освітлення	
						Комбіноване	Загальне	Верхнє або верхнє і бокове	Бокове	Верхнє або верхнє і бокове	Бокове
Високої точності	0,3 – 0,5	III	г	великий	світлий	700	300	5	2	3	1,2

Для забезпечення достатнього освітлення передбачені такі заходи:

- 1) Максимальне використання бічного природного освітлення.
- 2) Систематичне очищення скла від бруду.
- 3) Використання жалюзі на вікнах для регулювання кількості природного світла у приміщенні.
- 4) Загальне штучне освітлення створюється за допомогою люмінесцентних ламп.

5.2.4 Виробничий шум

Шум визначають як сукупність аперіодических звуків різної інтенсивності та частоти. Шум заважає роботі, знижує працездатність і продуктивність праці, при тривалій і інтенсивній дії викликає захворювання організму.

У закритих приміщеннях шум, багаторазово відбиваючись від стін та стелі, посилюється. Тому рекомендується проводити їх акустичну обробку за допомогою звукопоглинальних облицювань з пористих матеріалів, які мають великий коефіцієнт звукопоглинання.

Нормативним документом, який регламентує рівні шуму для різних категорій робочих місць службових приміщень, є ДСН 3.3.6.037-99 [19].

Таблиця 5.2.5 - Рівень звукового тиску

Характер робіт	Допустимі рівні звукового тиску (дБ) в стандартизованих октавних смугах зі середньгеометричними частинами (Гц)									Допустимий рівень звуку, дБА
	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Виробничі приміщення	86	71	61	54	49	45	42	40	38	50

Для зменшення шуму здійснюють своєчасний ремонт та профілактику обладнання.

5.2.5. Виробничі випромінювання

На робочому місці розробника робочого органу ланцюгового траншеєкопача у зв'язку із експлуатацією електричної апаратури, існує ризик виникнення підвищеного рівня електромагнітного випромінювання.

Ступінь біологічного впливу електромагнітних полів на організм людини залежить від частоти коливань, напруженості та інтенсивності поля, тривалості його впливу.

Підвищений рівень електромагнітних випромінювань шкодить здоров'ю людини. Від цього страждає передусім нервова і серцево-судинна системи, виникають головний біль і перевтома, знижується точність робочих рухів, порушується сон. Електромагнітне випромінювання викликає зміни тиску крові, гіпотонію або гіпертонію.

Рівні електромагнітних випромінювань моніторів, які вважаються безпечними для здоров'я користувачів, регламентуються нормами MPR II

1990:10 Шведського національного комітету з вимірювань та досліджень (табл.2.6) [21].

Таблиця 5.6 – Допустимі рівні випромінювань моніторів ПК

Вид поля	ТСО	MPR II
Змінне електричне поле	10 В/м	2,5 В/м
5 Гц – 2 кГц	1 В/м на відстані 0,3 м	2,5 В/м на відстані 0,5 м
2 кГц – 400 кГц	від центра екрана і 0,5 м навколо монітора	навколо монітора
Змінне магнітне поле	250 нТл 200 мА/м	250 нТл 200 мА/м
5 Гц – 2 кГц	25 нТл 20 мА/м на	25 нТл 20 мА/м на
2 кГц – 400 кГц	відстані 0,3 м від центра екрана і 0,5 м навколо монітора	відстані 0,5 м навколо монітора

Для захисту людини від дії електромагнітних випромінювань використовують обмеження часу перебування персоналу в робочій зоні та встановлюють раціональні режими експлуатації ПК і роботи працюючого персоналу.

ВИСНОВКИ

З основ створення динамічних машин можна дійти висновку, що основним завданням є створення машини, яка виконувала операції швидко і якісно. Під час копання траншей існує проблема неоднорідності ґрунтового масиву, зміна його фізико-механічних властивостей у часі та просторі негативно впливають на технологічність процесу розробки котлованів у ґрунтах. Напрямок розвитку динамічних землерийних машин є створення універсальної машини, яка б поєднувала рухи різного роду та характеру, і зокрема технологічних процесів.

Аналіз патентних даних показав, що альтернативною розробкою ґрунту є модульна технологія. Причому використовуються робочі органи різного призначення та функціонального виконання.

Очевидним є те, що конструкція ланцюгового траншеєкопача з двома рухомими ланцюгами є найбільш доцільною. З цією метою нами запропонована конструкція ланцюгового робочого органу траншеєкопачу зі скребковими ґрунтовиносними елементами, завдяки чому в робочому органі поєднується руйнування ґрунту та його винос із вибоєм та подачу його на металник.

Під час виконання МКР було прийнято рішення про надання скребковому елементу трапецієподібної форми із зубами, що дозволить уникнути втрат ґрунту в бічні розширення прорізу та збільшити масу призми волочіння та одночасно зменшити горизонтальний опір ґрунту копанню. Також при блокованому різанні ґрунту в процесі його розробки, скребковий елемент виконує роль ґрунтовиносного елемента. Для забезпечення виконання роботи копання ґрунту було прийнято рішення про встановлення зубів на скребковий елемент трапецієподібної форми, що дозволить збільшити експлуатаційну продуктивність ланцюгового екскаватора та дозволити знизити зусилля копання і відповідно енергоємність процесу розробки ґрунту екскаваторним робочим органом та підвищити обсяг ґрунту, що розробляється.

Виконанні проєктно-перевірочні розрахунки засвідчили достатній запас міцності елементів розробленої конструкції.

Виконані економічні дослідження підтверджують перспективність розробки, та високу рентабельність на вітчизняному ринку.

В розділі охорона праці запропоновані заходи з безпечної для працівника експлуатації та мінімізації шкідливих чинників в процесі експлуатації.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Машина для земляних робіт: Навчальний посібник / Хмара Л.А, Кравець С.В., Нічке В.В., Назаров Л.В., Скоблюк М.П., Нікітін В.Г. Під загальною редакцією проф. Хмари Л.А. та проф. Кравця С.В. Рівне – Дніпропетровськ – Харків. – 2010.
2. Панченко В. О. Технологія і механізація будівельних процесів : навч. посібник / В. О. Панченко, М. Г. Костюк, А. О. Качура ; Харьк. нац. акад. гор. хоз-ва. – Харків: ХНАМГ, 2005. – 242 с.
3. Лівінський О. М. Будівельні машини та обладнання: підручник / О. М. Лівінський, О. М. Пшінько, М. В. Савицький та ін. – Київ : Українська академія наук; «МП Леся», 2015. – 612 с.
4. Будівельна техніка : підручник / за ред. В. О. Онищенка та С. Л. Литвиненка. – 2-ге вид., перероб. і доп. Гриф МОН. Київ: КондорВидавництво, 2017. – 424 с.
5. Здобицький А.Я Одноківшеві екскаватори: навчальний посібник / А.Я. Здобицький, З.З. Вантух, Д.В. Кузенко – Львів ЛЦ ПТО ДСЗ, 2017 – 147 с.
6. Баладінський В.Л., Гаркавенко О.П., Кравець С.В. та ін. Машина для земляних робіт: Підручник. – Рівне: РДГУ, 1999. – 288 с.
7. Робочі процеси землерийно-транспортних машин і їх інтенсифікація: Учбовий посібник. / В.В. Нічке, М.А. Антонов, О.А. Єрмакова. – Харків: УСДО, 1995. – 184 с.
8. Пат. 118424U, Україна, E02F 3/08, РОБОЧИЙ ОРГАН ЗЕМЛЕРИЙНОЇ МАШИНИ / Дмитриченко М.Ф., Білякович М.О., Мусійко В.Д., Коваль А.Б., Гончар М.О., Лазарук Ю.В (Україна) – № u 2018 01527 Заявл. 16.02.2018; – Опубл. 10.01.2019, Бюл. №1 / 2018, 10.01.2019р.
9. Пат. 29821U, Україна, E02F 3/08, ЛАНЦЮГ ЗЕМЛЕРИЙНОЇ МАШИНИ / Саковський В.В. (Україна) – № u 2007 11430 Заявл. 15.10.2007; – Опубл. 25.01.2008, Бюл. №1 / 2008, 25.01.2008р
10. Мархель І. І. Деталі машин : навчальний посібник / І. І. Мархель – К. : Алерта, 2017. – 368 с.

11. Рудь Ю.С. Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2-е вид., переробл. - Кривий Ріг: Видавець ФО-П Чернявський Д.О., 2015. – 492 с.; з іл. ISBN 978-617-7250-29-5
12. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин / В. Т. Павлице – Львів : Афіша, 2004. – 578 с.
13. Тягово-динамічний та паливо-економічний розрахунок автомобіля. Методичні вказівки для виконання розрахункових, курсових та дипломних робіт кваліфікаційного рівня бакалавр та магістр для студентів спеціалізації 274.01 «Автомобілі та автомобільне господарство» денної форми навчання / Уклад. : А. Г. Мамонтов, В. М. Шевцов. – Харків : НТУ «ХП», 2021. – 100 с.
14. Методичні вказівки до виконання курсової роботи з дисципліни «Експлуатаційні властивості автомобіля». Тягово-швидкісні і паливно-економічні властивості автомобіля. Для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» («Колісні та гусеничні транспортні засоби») усіх форм навчання. /Укл.: О.С. Слюсаров. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2017. - 50 с.
15. Гідравліка: Навчально-методичний комплекс. Навчально-методичний посібник. / В.І.Дуганець, І.М.Бендера, В.А. Дідур та ін. За ред. В.І. Дуганця, І.М.Бендери, В.А. Дідура. – Кам'янець-Подільський: ФОП Сисин О.В. 2013. – 566 с. ISBN 978-617-539-131-0.
16. Методичні вказівки до виконання економічної частини магістерських кваліфікаційних робіт / Уклад. : В. О. Козловський, О. Й. Лесько, В. В. Кавецький. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 42 с.
17. ДСТУ OHSAS 18002:2015. Системи управління гігієною та безпекою праці. Основні принципи виконання вимог OHSAS 18001:2007 (OHSAS 18002:2008, IDT). К. : ГП «УкрНИУЦ», 2016. 21 с
18. ДСТУ ISO 45001:2019 Системи управління охороною здоров'я та безпекою праці. Вимоги та настанови щодо застосування (ISO 45001:2018, IDT). URL: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=88004.

19. НПАОП 0.00-4.12-05. Типове положення про порядок проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці. URL: <http://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0231-05>
20. ДСТУ 8829:2019 Пожежовибухонебезпечність речовин і матеріалів. Номенклатура показників і методи їхнього визначення. Класифікація. URL: <https://www.alutal.com.ua/wp-content/uploads/2021/02/dstu-8829-2019-1.pdf>
21. ДСТУ 8828:2019 Пожежна безпека. Загальні положення. URL: <https://dwg.ru/dnl/15125>
22. ДБН В.2.5-28-2018 Природне і штучне освітлення - [Електронний ресурс] - Режим доступу: <http://document.ua/prirodne-i-shtuchne-osvitlennja-nor8425.html>
23. НАПБА.01.001-14. Правила пожежної безпеки в Україні. К. : МВС України, 2014. 47 с
24. ДБНВ.2.5-27-2006. Захисні заходи електробезпеки в електроустановках будинків і споруд. К. : Мінбуд України, 2006. 154 с
25. ДСН 3.3.6.037-99 Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. - [Електронний ресурс] - Режим доступу: <http://document.ua/sanitarni-normi-virobnichogo-shumu-ultrazvuku-ta-infrazvuku-nor4878.html>
26. ДСН 3.3.6.042-99 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. - [Електронний ресурс] - Режим доступу: <http://mozdocs.kiev.ua/view.php?id=1972>
27. Охорона праці та промислова безпека: навч. посіб. [К.Н.Ткачук, В.В.Зацарний, Р.Н.Сабарно та ін.]; за ред. К.Н.Ткачука, В.В.Зацарного. – К.: Основа. – 2009. – 454 с.
28. Правила улаштування електроустановок. URL: <http://www.energiy.com.ua/PUE.html>
29. НПАОП 0.00-7.15-18 Вимоги щодо безпеки та захисту здоров'я працівників під час роботи з екранними пристроями. URL: http://sop.zp.ua/norm_npaop_0_00-7_15-18_01_ua.php

ДОДАТОК А

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ГМ

д. т. н., професор Леонід ПОЛІЩУК,

(підпис)

« _____ » _____ 2023

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

На розробку робочого органу ланцюгового траншеєкопача

Розробив студент

Спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»

Ігор МОГИЛА

« _____ » _____ 2023

Керівник: к.т.н., доцент

Андрій СЛАБКИЙ

1 Найменування і область застосування

Найменування – робочий орган ланцюгового траншеєкопача.

2 Підстава для виконання роботи

Підставою для розробки даного дипломного проекту є індивідуальне завдання на магістерську кваліфікаційну роботу та наказ ректора по ВНТУ про закріплення тем.

3 Мета і призначення дослідження

Мета розробка робочого органу ланцюгового траншеєкопача, з покращеними техніко-економічними показниками.

Призначення розробки – виконання ґрунтових споруджень.

4 Джерела розробки

Список використаних джерел розробки

4.1 Машини для земляних робіт: Навчальний посібник / Хмара Л.А., Кравець С.В., Нічке В.В., Назаров Л.В., Скоблюк М.П., Нікітін В.Г. Під загальною редакцією проф. Хмари Л.А. та проф. Кравця С.В. Рівне – Дніпропетровськ – Харків. – 2010.

4.2 Панченко В. О. Технологія і механізація будівельних процесів : навч. посібник / В. О. Панченко, М. Г. Костюк, А. О. Качура ; Харьк. нац. акад. гор. хоз-ва. – Харків: ХНАМГ, 2005. – 242 с.

4.3 Лівінський О. М. Будівельні машини та обладнання: підручник / О. М. Лівінський, О. М. Пшінько, М. В. Савицький та ін. – Київ : Українська академія наук; «МП Леся», 2015. – 612 с.

4.4 Будівельна техніка : підручник / за ред. В. О. Онищенко та С. Л. Литвиненка. – 2-ге вид., перероб. і доп. Гриф МОН. Київ: КондорВидавництво, 2017. – 424 с.

4.5 Здобицький А.Я Одноківшеві екскаватори: навчальний посібник / А.Я. Здобицький, З.З. Вантух, Д.В. Кузенко – Львів ЛЦ ДСЗ, 2017 – 147 с.

4.6 Баладінський В.Л., Гаркавенко О.П., Кравець С.В. та ін. Машини для земляних робіт: Підручник. – Рівне: РДТУ, 1999. – 288 с.

4.7 Робочі процеси землерийно-транспортних машин і їх інтенсифікація: Учбовий посібник. / В.В. Нічке, М.А. Антонов, О.А. Єрмакова. – Харків: УСДО, 1995. – 184 с.

5 Вихідні дані для розробки робочого органу:

1	Потужність базової машини, кВт	250
2	Тип приводу керування	гідравлічний
3	Максимальне зусилля на робочому органі, кН	217,5
4	Тип приводу робочого органу	гідравлічний
5	Маса навісного обладнання, кг	11730

5.1 Технічні вимоги

- регулювання органів управління – безступінчасте;
- вимоги монтажно-придатності до продукції – поставка в зібраному вигляді;
- маса продукції – до 10000кг;
- захист від вологи, шкідливих випаровувань та корозії, здійснюється за рахунок герметичності та покриттів;
- складові частини конструкції робочого органу ланцюгового траншеєкопача взаємозамінні;
- деталі, вузли робочого органу ланцюгового траншеєкопача, повинні виготовлятися з матеріалів стійких до дії миючих засобів, мастила, цементу;
- система керування – логістичний контролер чи механічна система.

5.2 Вимоги до надійності:

довговічність – не менше 6 тис. год; безвідмовність – напрацювання на відмову – 1 тис. год; збереженість – повинна забезпечуватися працездатність робочого органу ланцюгового траншеєкопача в режимі очікування, роботи, консервації; ремонтпридатність – компоновочне рішення повинно бути

таким, що забезпечує легкодоступність до деталей, які вірогідно можуть мати найменший термін служби та відносно простий їх ремонт.

5.3 Вимоги до технологічності розробки, виробництва і експлуатації – конструкція робочого органу ланцюгового траншеєкопача повинна бути такою, щоб забезпечувати їх виготовлення без застосування спеціального обладнання і устаткування.

5.4 Вимоги до рівня уніфікації і стандартизації, вимоги до використання стандартних, уніфікованих і запозичених складальних одиниць і деталей при розробці, показники рівня уніфікації – по можливості під час розробки робочого органу ланцюгового траншеєкопача використовувати уніфіковані деталі і стандартні вироби.

5.5 Вимоги безпеки життєдіяльності – забезпечується безпека під час монтажу, і ремонті. Допустимі рівні вібраційних і шумових навантажень, допустимі випаровування робочої рідини у відповідності з санітарними нормами. Повинні бути розроблені заходи, що забезпечують технічну безпеку під час монтажу, експлуатації і ремонті пристрою.

5.6 Конструкція повинна відповідати естетичним і ергономічним вимогам, повинна бути зручною в обслуговуванні та управлінні.

5.7 Матеріали, що використовуються для деталей слід вибирати відповідно до рекомендацій.

5.8 Умови експлуатації, вимоги до технічного обслуговуванню і ремонту:

- умови експлуатації, при яких повинно забезпечуватися використання продукції з заданими технічними показниками – продукція призначена для використання у середньоширотних кліматичних умовах;

- час підготовки продукції до використання після транспортування і зберігання – 1 год;

- вид обслуговування періодичний;

- періодичність і орієнтовна трудомісткість технічного обслуговування і ремонту – 2 дні (один раз в три місяці);

5.9 Вимоги по транспортуванню і збереженню

- можливість транспортування на будь – якому виді транспортних засобів
- захист від ударів під час завантаження і розвантаження
- зберігання на складі готової продукції
- зберігання у законсервованому вигляді
- складування на стелажах.

6 Економічні показники:

- орієнтований термін окупності витрат на розробку – 0,5 роки,
- освоєння виробництва продукції,
- економічна перевага розробленої продукції у порівнянні з кращими зразками.

7 Виконавці НДР: студент спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» Ігор МОГИЛА

8 Етапи НДР і терміни їх виконання:

- Дослідження тенденцій розвитку і модернізації траншеєкопачів, шляхом інформаційного огляду доступних джерел та проведення патентного пошуку;
- розробка нової конструкції робочого органу ланцюгового траншеєкопача;
- проектні та перевірочні розрахунки елементів обладнання;
- техніко-економічне обґрунтування МКР;
- охорона праці;
- висновки.
- оформлення текстових документацій та ілюстративних матеріалів для захисту МКР.

9 Порядок контролю і прийомки

- попередній захист проекту
- захист проекту перед МКР

Додаток Б (обов'язковий)

ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

РОЗРОБКА РОБОЧОГО ОРГАНУ ЛАНЦЮГОВОГО ТРАНШЕСКОПАЧА

Огляд конструкції робочих органів траншеєкопачів



Рисунок 1 – Vermeer T658 $H_k=180\text{мм}$, $b=48\text{мм}$



Рисунок 4 – Case 860 Turbo $H_k=120-150\text{мм}$, $b=20\text{мм}$



Рисунок 2 – Vermeer T455 $H_k=120\text{мм}$, $b=40\text{мм}$



Рисунок 5 – Dynapac Hoes 685 Gigant $H_k=180\text{мм}$, $b=40\text{мм}$



Рисунок 6 – Ditch Witch 6510
 $H_k=120\text{мм}$, $b=25\text{мм}$



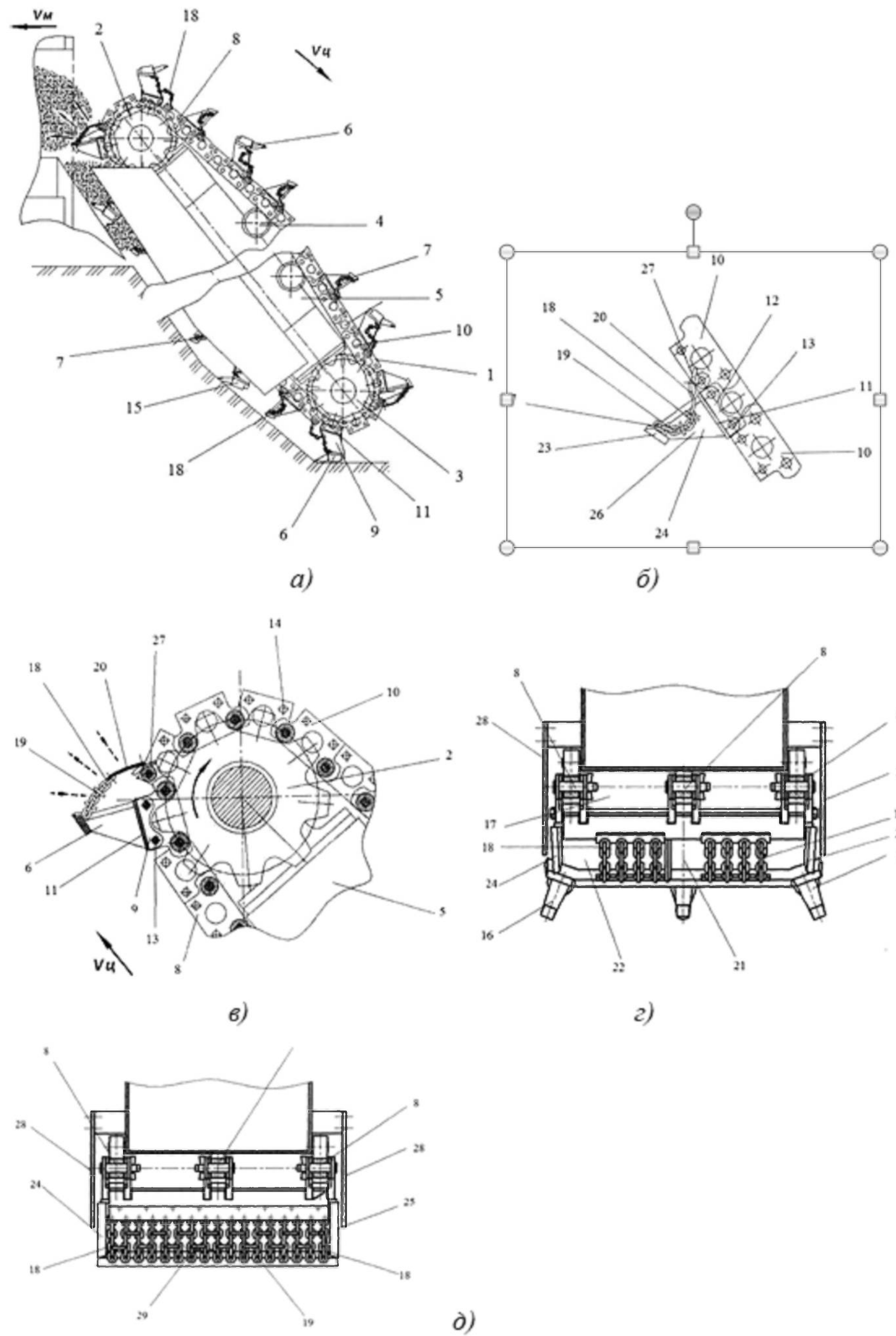
Рисунок 3 – Vermeer T600 $H_k=80\text{мм}$, $b=10\text{мм}$



Рисунок 7 – Case 360 $H_k=120\text{мм}$, $b=20\text{мм}$



Патентно-інформаційний огляд



- а) варіант конструктивного виконання ланцюгового робочого органу землерийної машини, вигляд збоку;
- б) транспортуючий елемент;
- в) розкриття транспортуючого елемента в зоні огинання привідної зірочки тяговим ланцюгом одностороннього згину в момент розвантаження ґрунту;
- г) різально-транспортуючий елемент, вигляд зверху;
- д) транспортуючий елемент або різучо-транспортуючий елемент, більше пристосований для транспортування розробленого ґрунту, вигляд зверху.

Рисунок 1 – Конструктивна схема робочого органу землерийної машини згід патенту України №118424

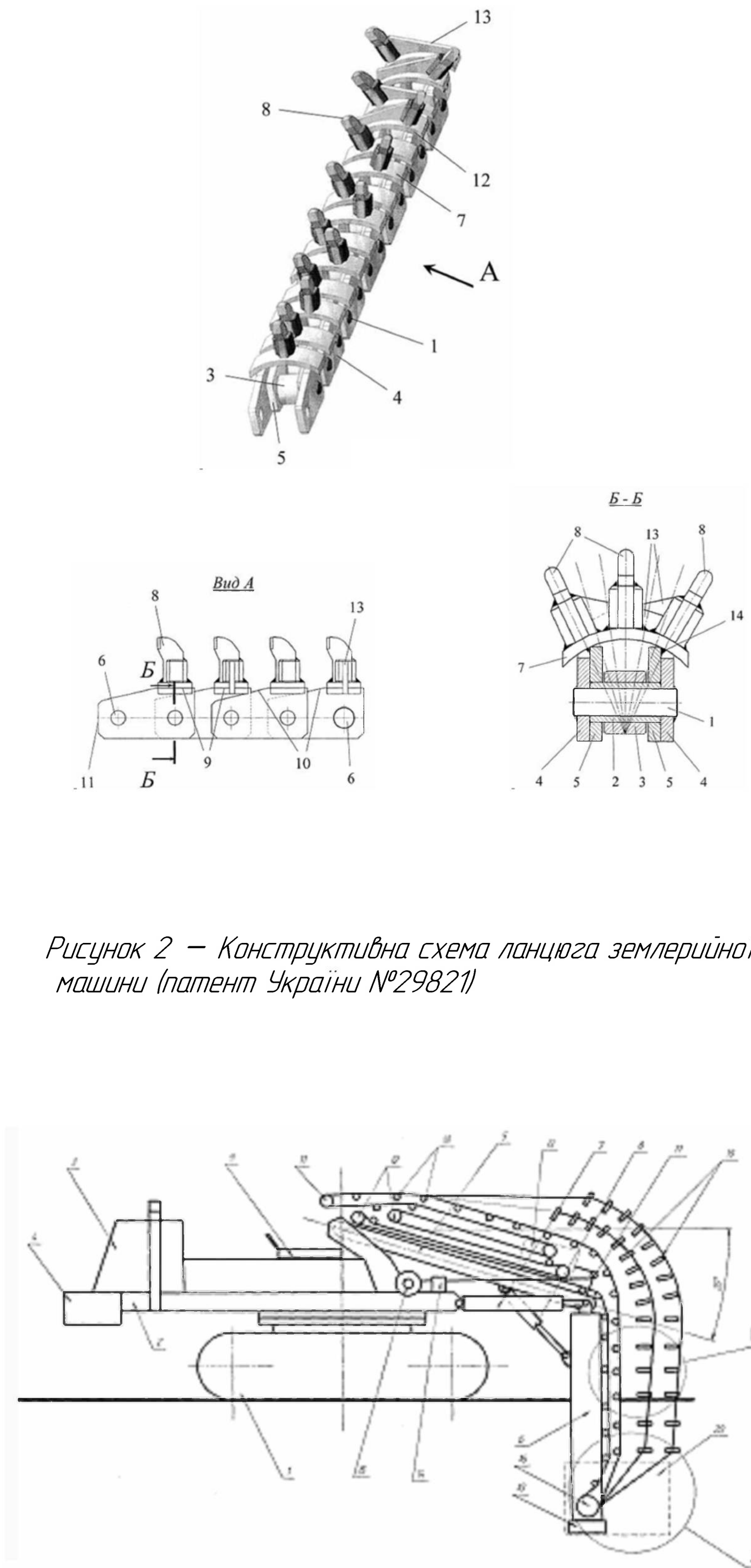


Рисунок 2 – Конструктивна схема ланцюга землерийної машини (патент України №29821)

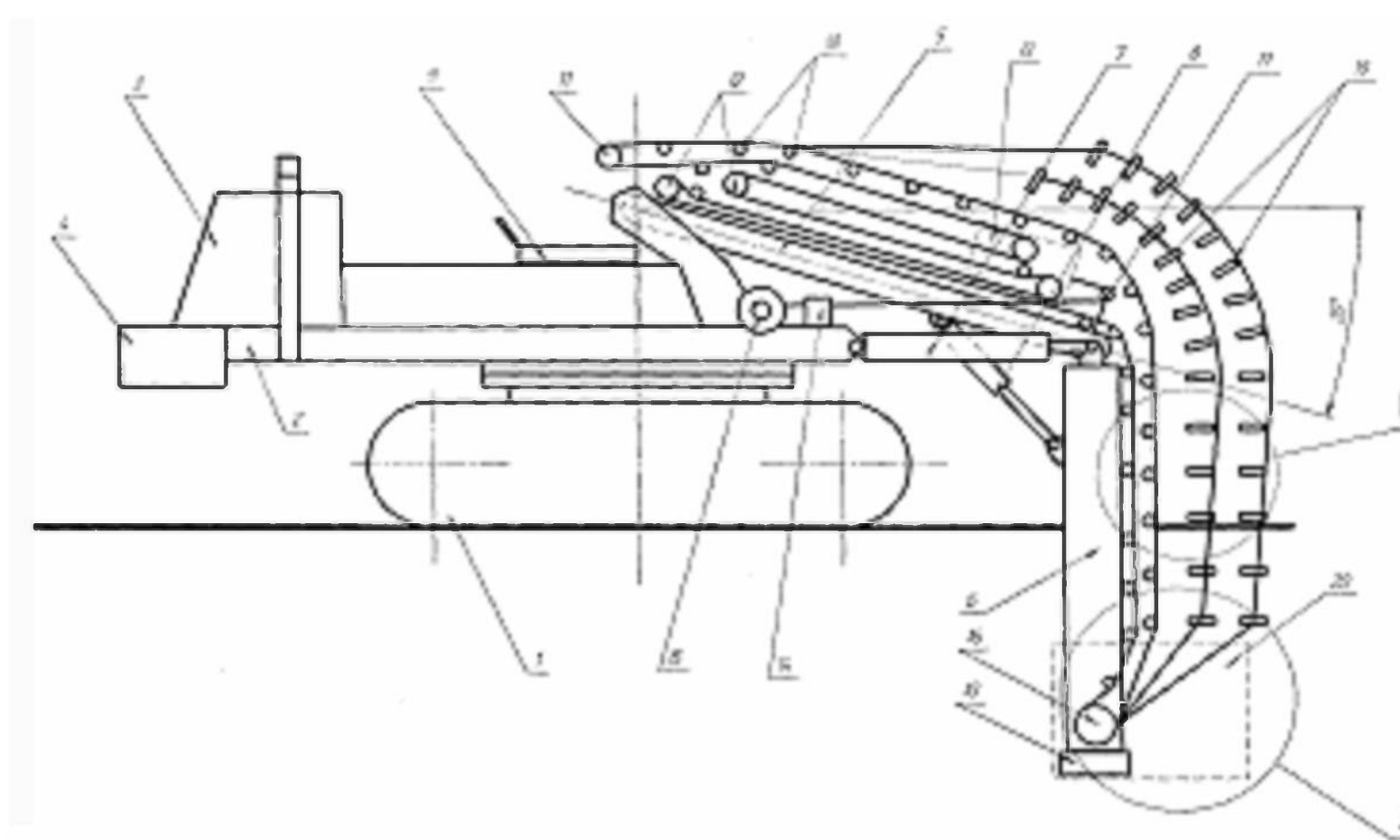
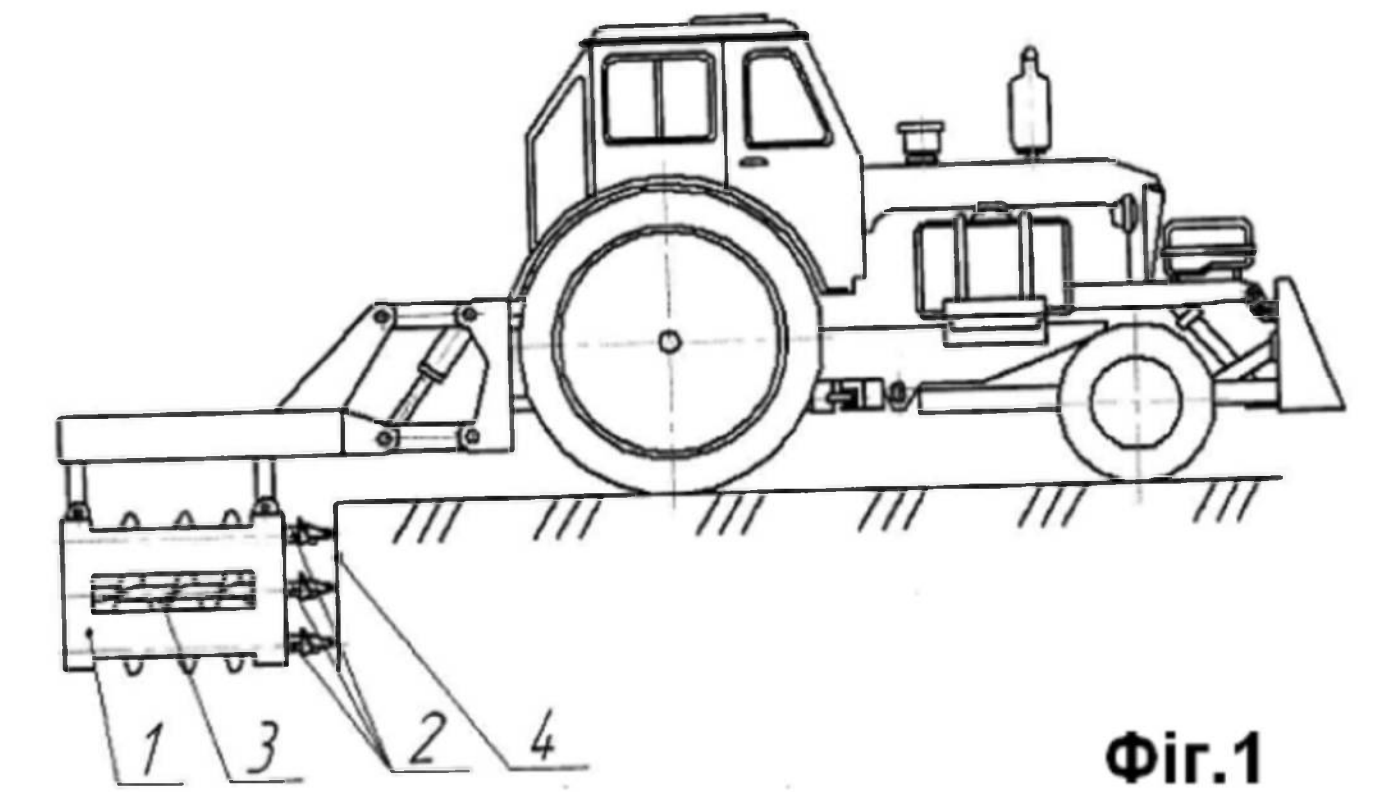
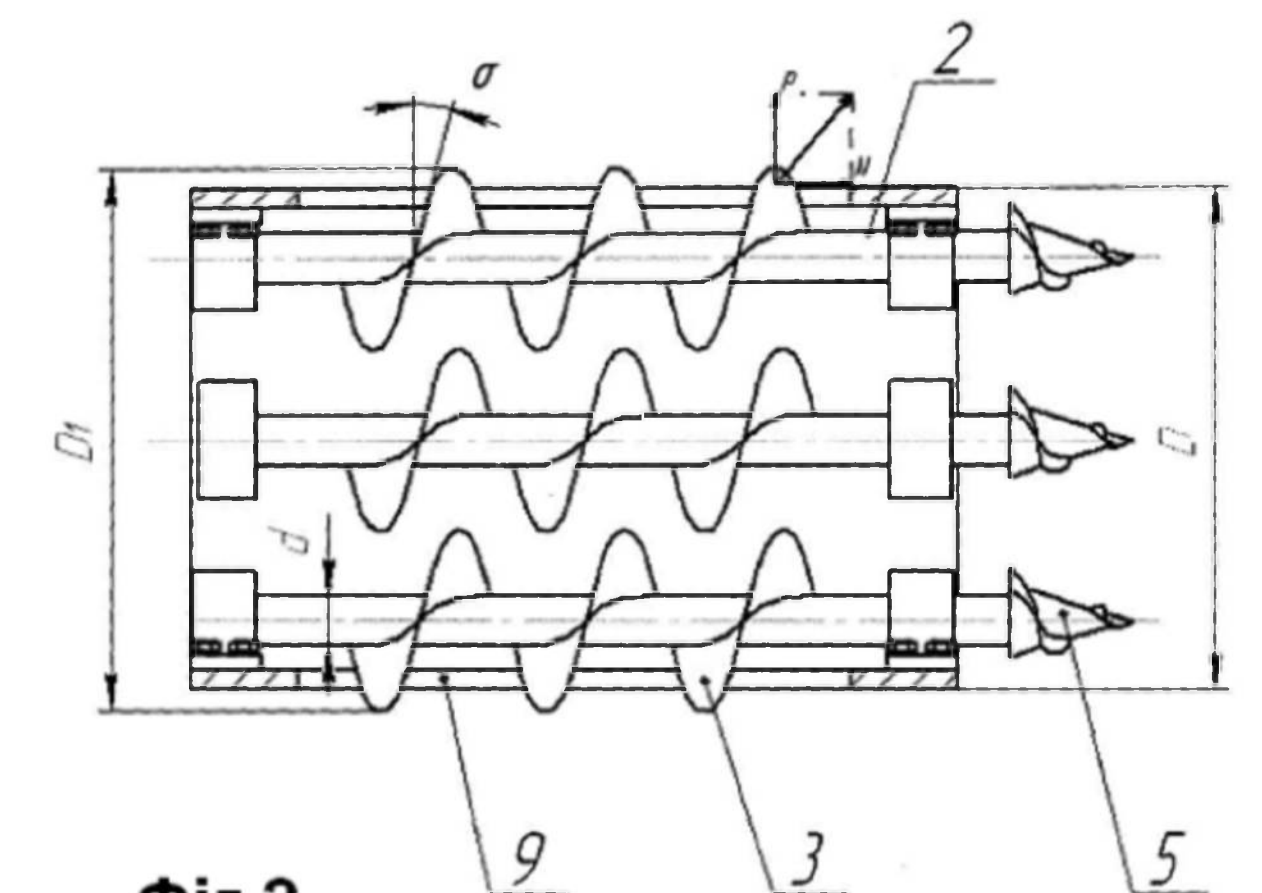


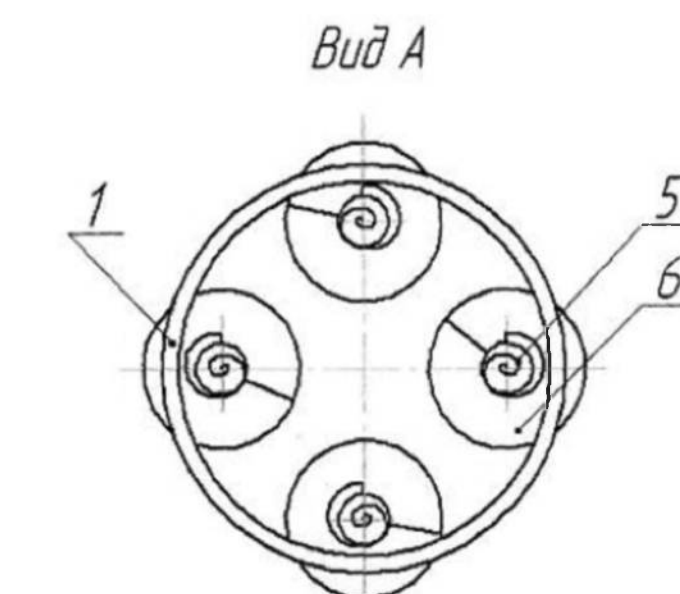
Рисунок 3 – Землерийна машина з трубчастим конвеєром (патент України №79948)



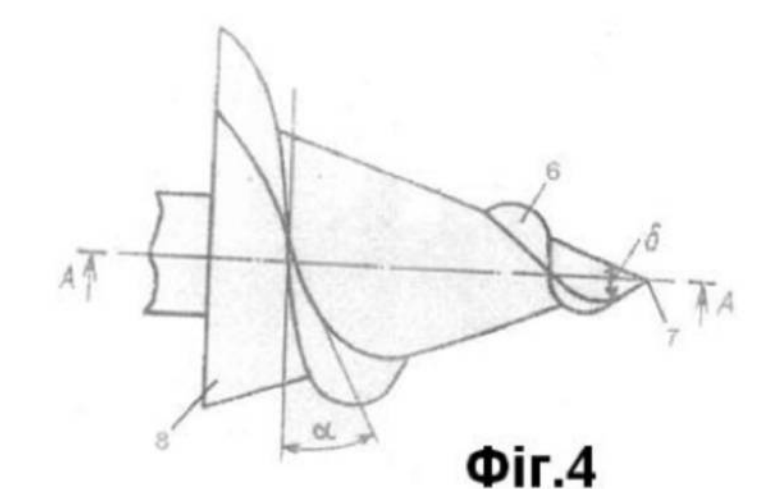
Фиг.1



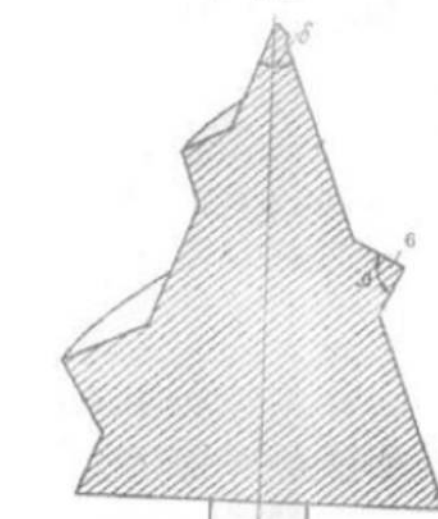
Фиг.2



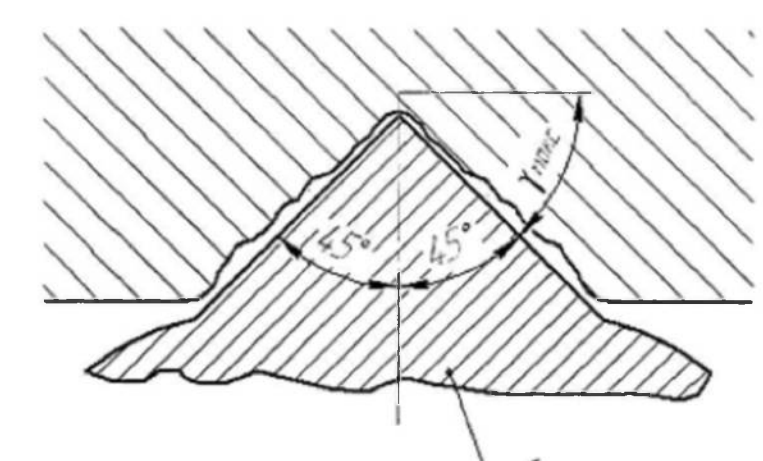
Фиг.3



Фиг.4

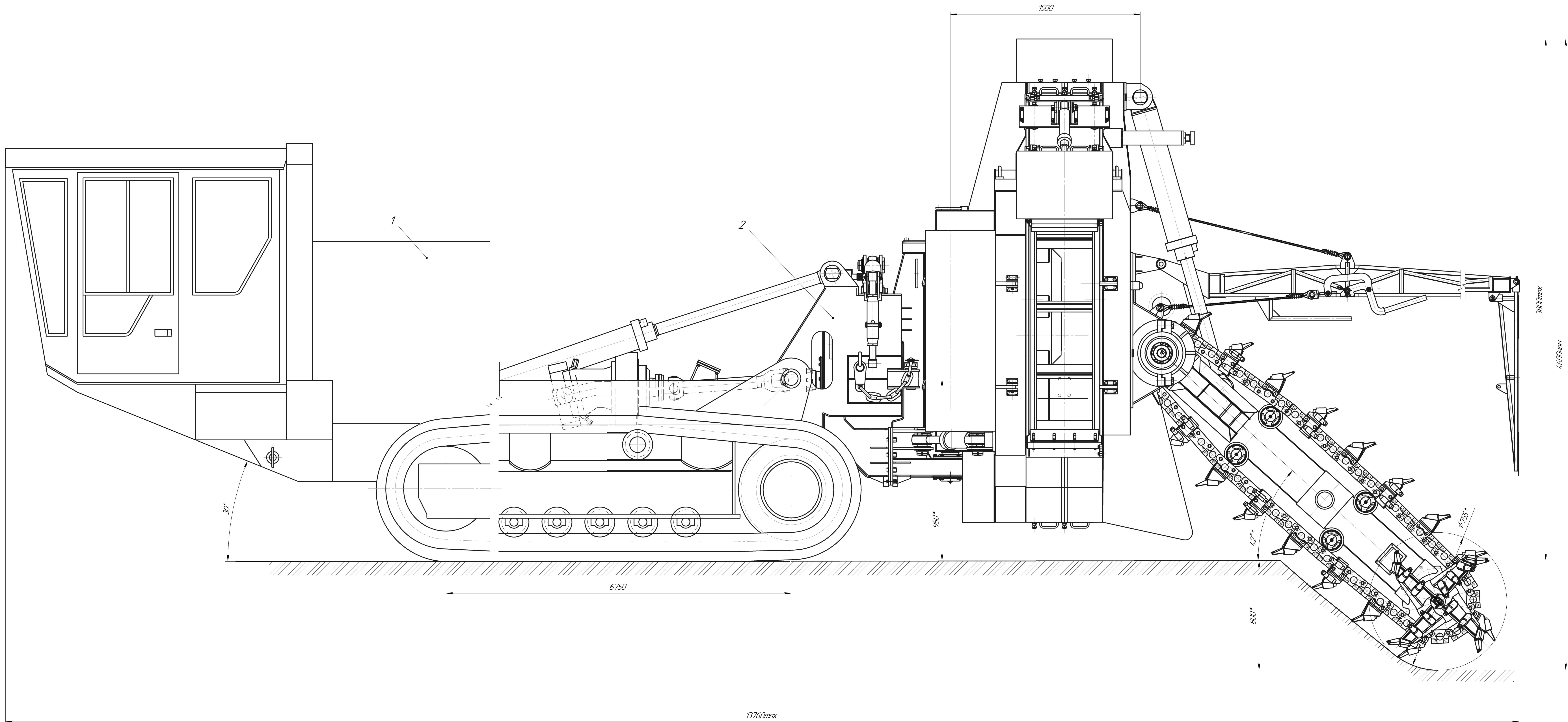


Фиг.5



Фиг.6

Рисунок 4 – Робочий орган траншеєкопача (патент України №64547)



Технічна характеристика

Базовий трактор	
потужність, кВт	250
керування	гідролічне
маса, кг	25000
Робоче обладнання	
кількість робочих органів, шт	2
максимальне зусилля на робочому органі, кН, не більше	217,5
тип привода	гідролічний
маса набівного обладнання, кг	11730

- Зазор R1 визначити шляхом вимірювання відстані між опорними поверхнями рами підйому і кронштейнів шасі базового в положенні, коли штаки гідролічного підйому втягнуті і пардині відкриваються в кришці і збільшити отримані розміри на 3 мм шляхом установки необхідної кількості прокладок.
- Регулювання симетричності розташування ферми відносно поздовжньої осі металевої виконувати набором шайб регульовальних. Товщина набору шайб регульовальних повинна бути рівна зазору R, замряного під час збирання і заокругленому в сторону зменшення до цілої кількості прокладок. Несиметричність розташування ферми поздовжньої осі металевої не більше 2 мм.
- Регулювання зазору між привідними валомі робочих органів і кришками металевої виконати набором прокладок. Товщина набору прокладок повинна бути рівна зазору R2, замряного під час збирання з двох сторін кришки і заокругленому в сторону зменшення до цілого числа прокладок.
- Регулювання симетричності установки рамки відносно ферми виконувати набором шайб регульовальних. Товщина набору регульовальних шайб повинна бути рівна зазору R3, вимряного під час збирання і заокругленому в сторону зменшення до цілого числа шайб регульовальних. Несиметричність розташування рамки відносно ферми не більше 2 мм.
- Регулювання зазору поздовжнього переміщення шайди виконати набором прокладок. Товщина набору прокладок повинна бути рівна зазору R4, вимряного під час збирання між рамою праміжною задньої і підшипником та збільшеного до цілої кількості прокладок.

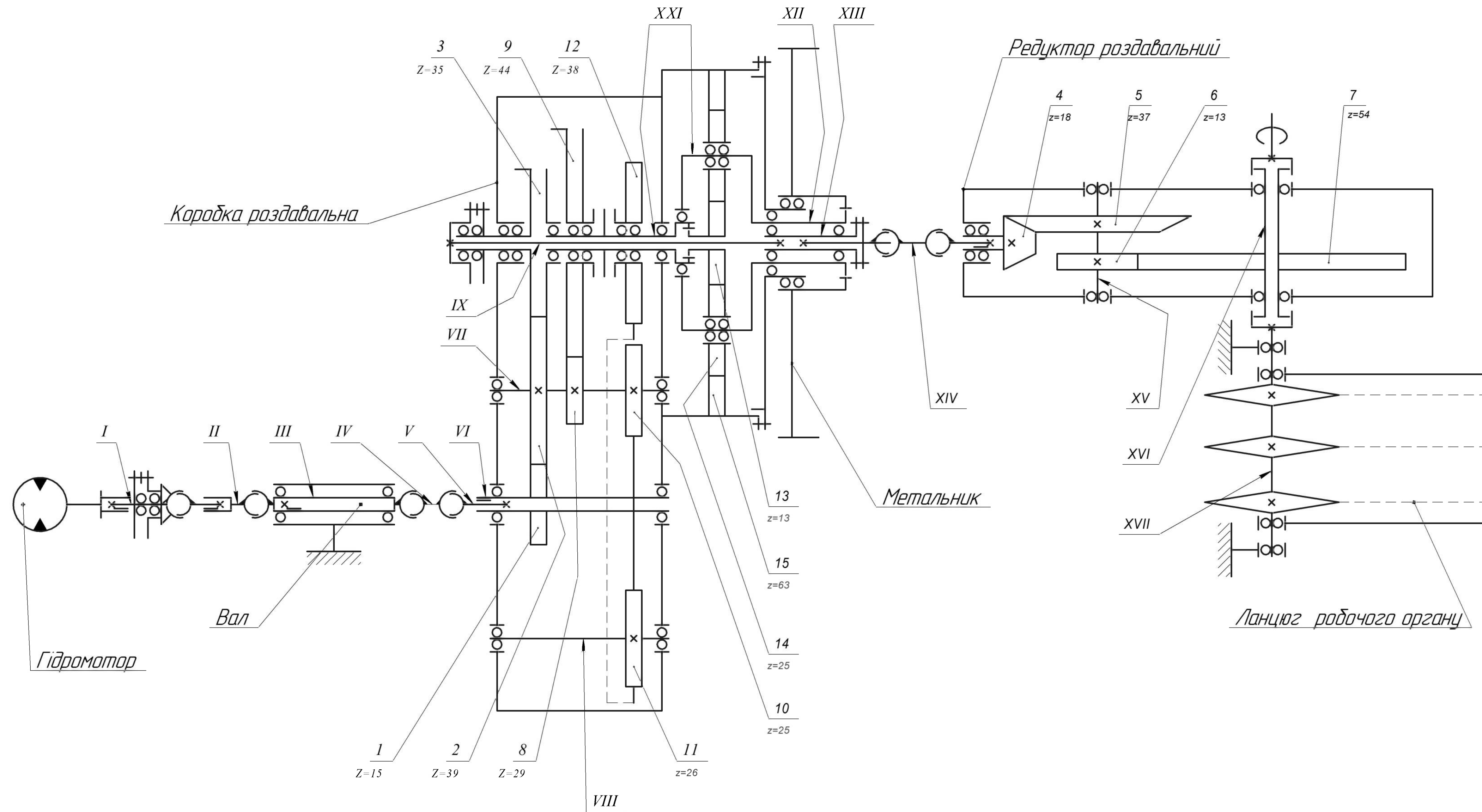
Технічні вимоги

- * Розміри для довідки
- Дріт Св-08Г2С ГОСТ 2246-70.
- Покриття всіх поверхонь – по V, 41, поверхневий, які недоступні для огляду і поверхні робочих органів – по VI.
- У1 згідно технічних умов креслень і кольорографічного рішення – емаль АУ-199, чорна, по зразку RAL 9005, – налісці, попереджувальні смуги, смуги на докобинах капота двигуна, фрезі, ланцюгові і натяжні вали робочих органів, ротор металевої, – емаль АУ-199, сіра, по зразку RAL 7001, – смуги на докобинах капота двигуна, – емаль АУ-199, кукурудзяно-жовта, по зразку RAL 1006, – всі інші поверхні.
- Емалі аліаїно-поліуританові АУ-199 ТУУ02071180-99.
- Привідні вали правий і лівий установити таким чином, щоб їх масляникі стійпали з мітками на кришках.
- Всі різьбові з'єднання повинні бути затягнуті крупними моментами згідно ТУ.

08-62МР.09.00.00.00.00.В3			Лист	Масштаб	Місця
Ланцюговий траншеєкопач			1/10		
Лист			Листів	7	
ВНУст. зр. 11М-22м			Формат А0		

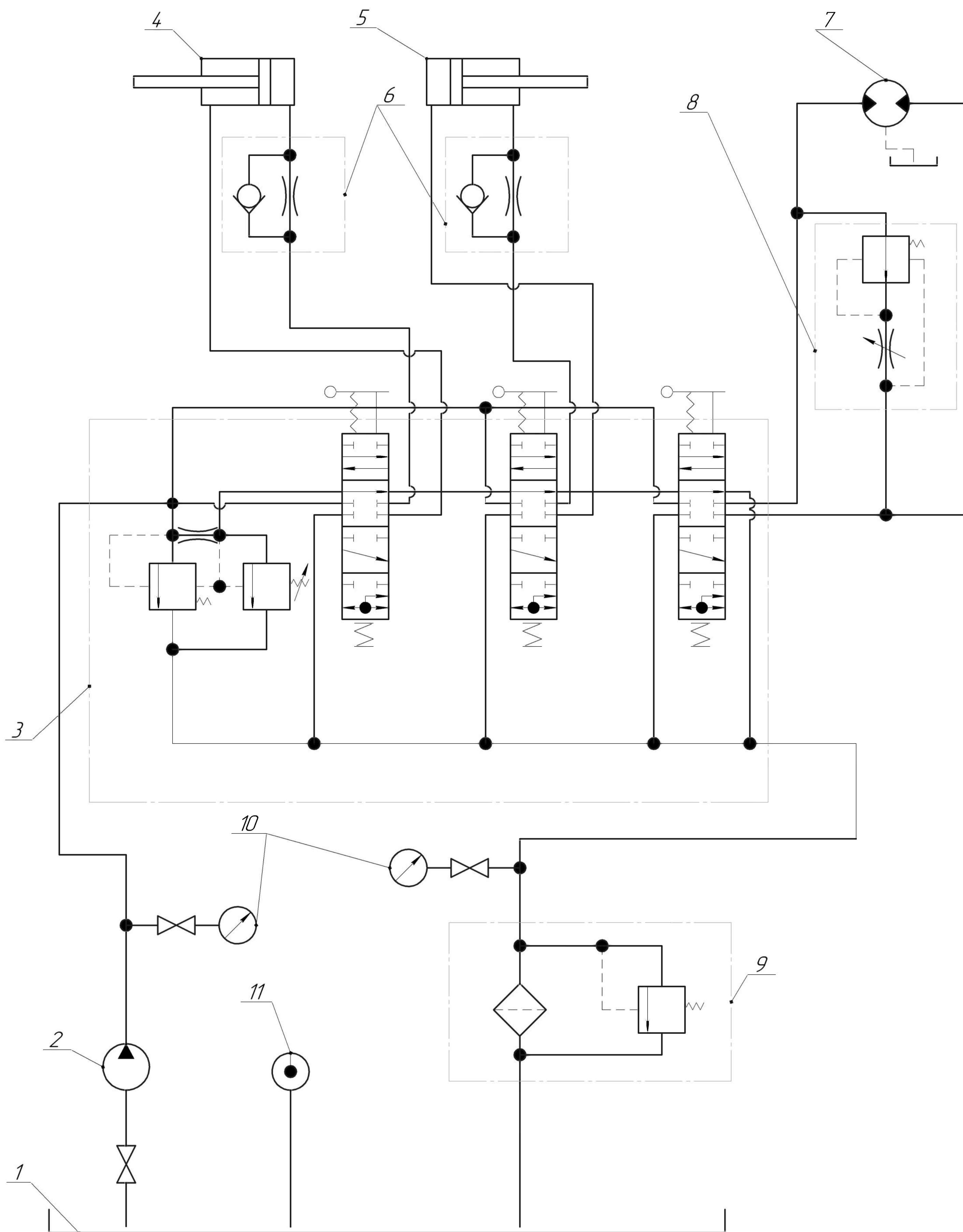
Таблиця кінематична даних

Привод	Передаточне число			При частоті обертання валу гідромотора 1500 об ⁻¹	
	Коробка роздавальної	Редуктор роздавальний	Загальне	Частота обертання виконавчого органу, об ⁻¹	Швидкість виконавчого органу, м/сек
Привод робочого органу	2,333	8,538	19,92	90,36	1,72
Привод металея	Вліво	-	23,1	77,92	12,19
	Вправо	23,06	23,06	78,22	12,24



08-62.MKP.09.00.000.K3			
Кінематична СХЕМА			
Лист	Масса	Масштаб	
Лист	Листов	1	
ВНТУ, см. зр. 1ГМ-22М			

Лист № 1
Лист № 2
Лист № 3
Лист № 4
Лист № 5
Лист № 6
Лист № 7
Лист № 8
Лист № 9
Лист № 10
Лист № 11
Лист № 12
Лист № 13
Лист № 14
Лист № 15
Лист № 16
Лист № 17
Лист № 18
Лист № 19
Лист № 20
Лист № 21
Лист № 22
Лист № 23
Лист № 24
Лист № 25
Лист № 26
Лист № 27
Лист № 28
Лист № 29
Лист № 30
Лист № 31
Лист № 32
Лист № 33
Лист № 34
Лист № 35
Лист № 36
Лист № 37
Лист № 38
Лист № 39
Лист № 40
Лист № 41
Лист № 42
Лист № 43
Лист № 44
Лист № 45
Лист № 46
Лист № 47
Лист № 48
Лист № 49
Лист № 50



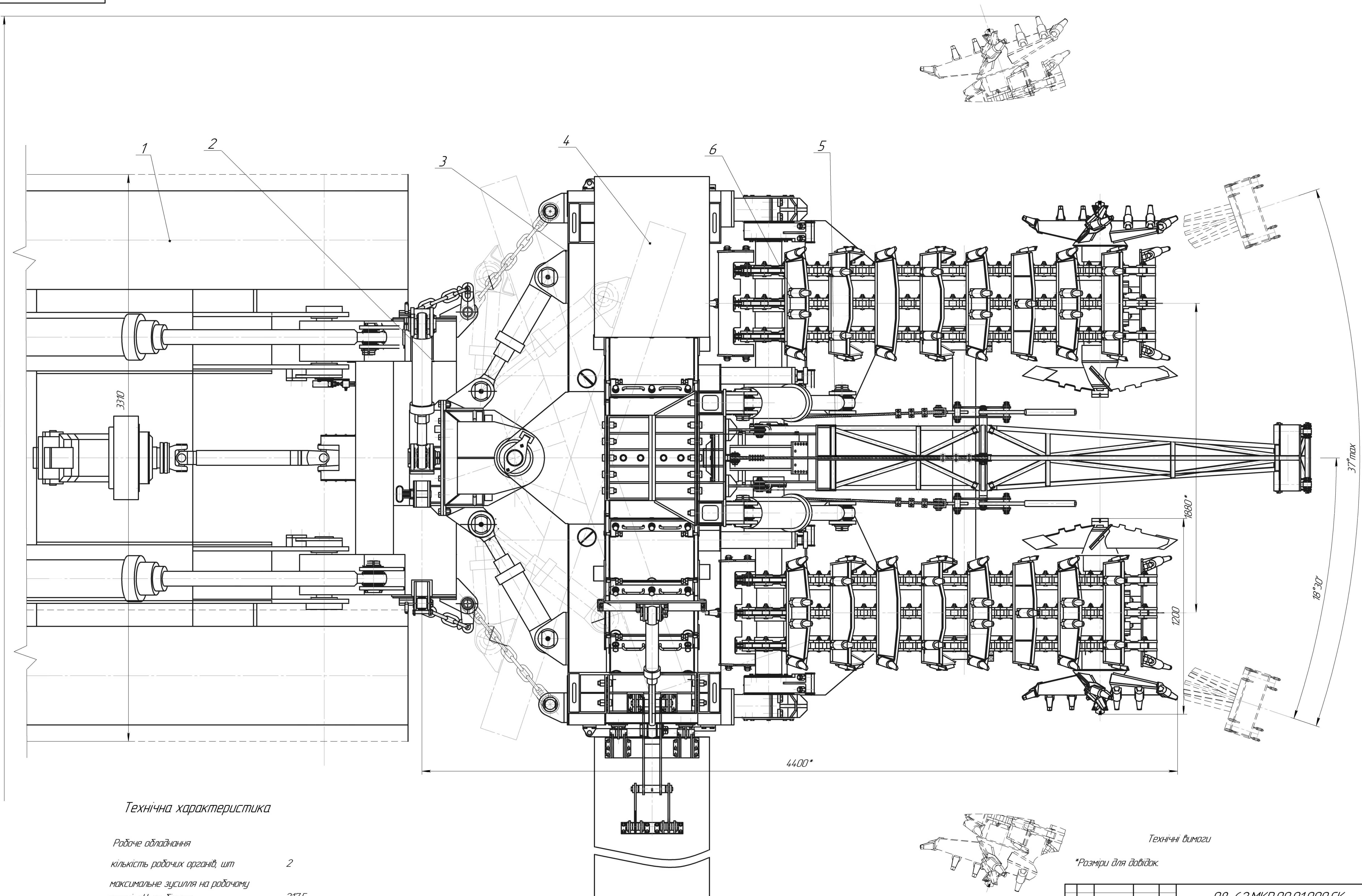
Технічні вимоги

1. * Розміри для довідок.
2. Труби знуті і кріплені по місту при контрольній зборці. Радіус згинки труб не менше чотирьох зовнішніх діаметрів труби
3. Розведення трубопроводів виконати у відповідності з схемою принципіальною гідравлічною

Лист № докум.	Лист 1
Сторінка №	1
Лист № докум.	Лист 1
Взам. инв. №	Инв. № 0001
Лист № докум.	Лист 1
Лист № докум.	Лист 1

08-62.МКР.09.00.0001.Г3			Лист	Масштаб
Гідравлічна схема			1/10	
Лист	Листов	1	ВНТУ, см. зр. 1ГМ-22М	
Исполн.	Складчик АВ	Провер.	Формат А1	

5300max



Технічна характеристика

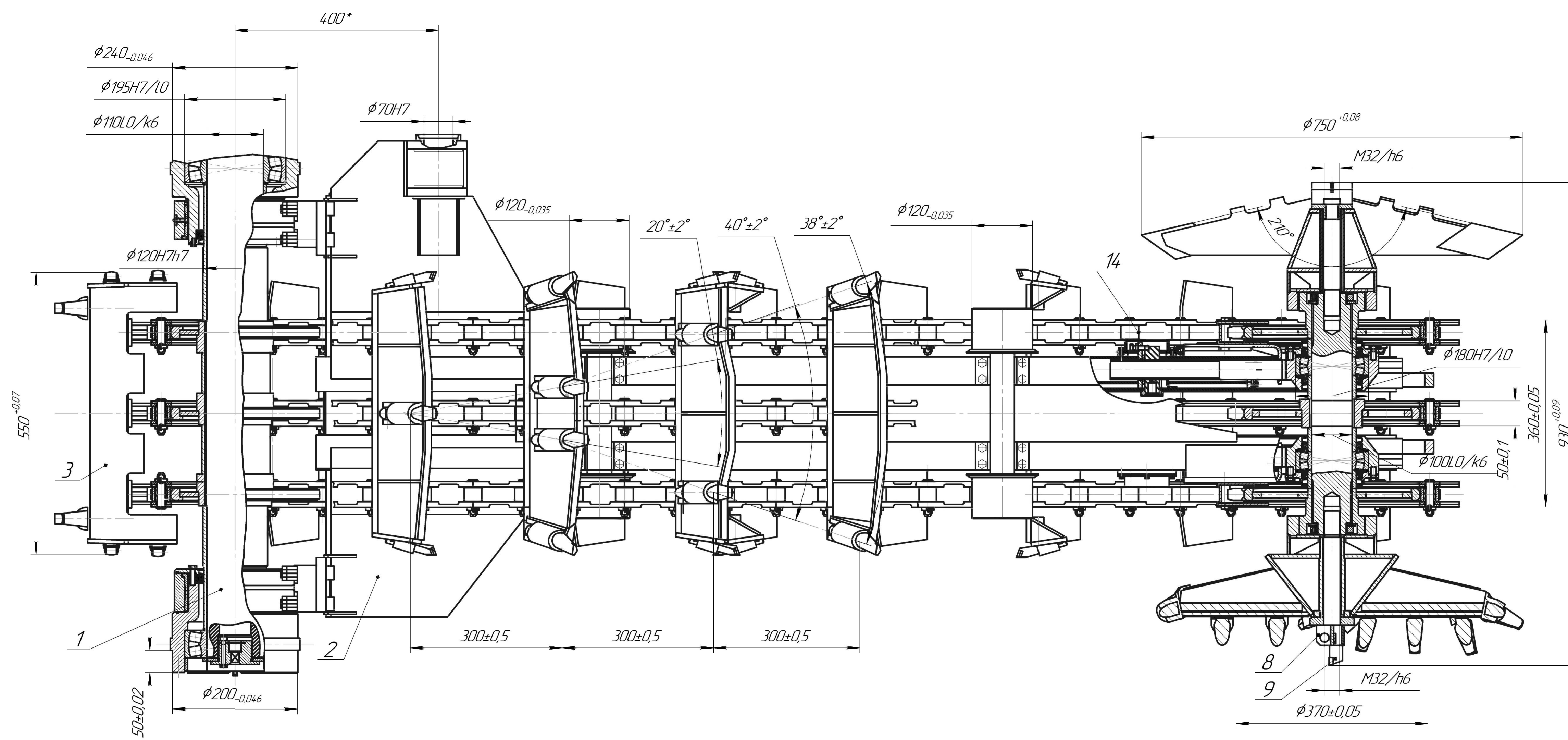
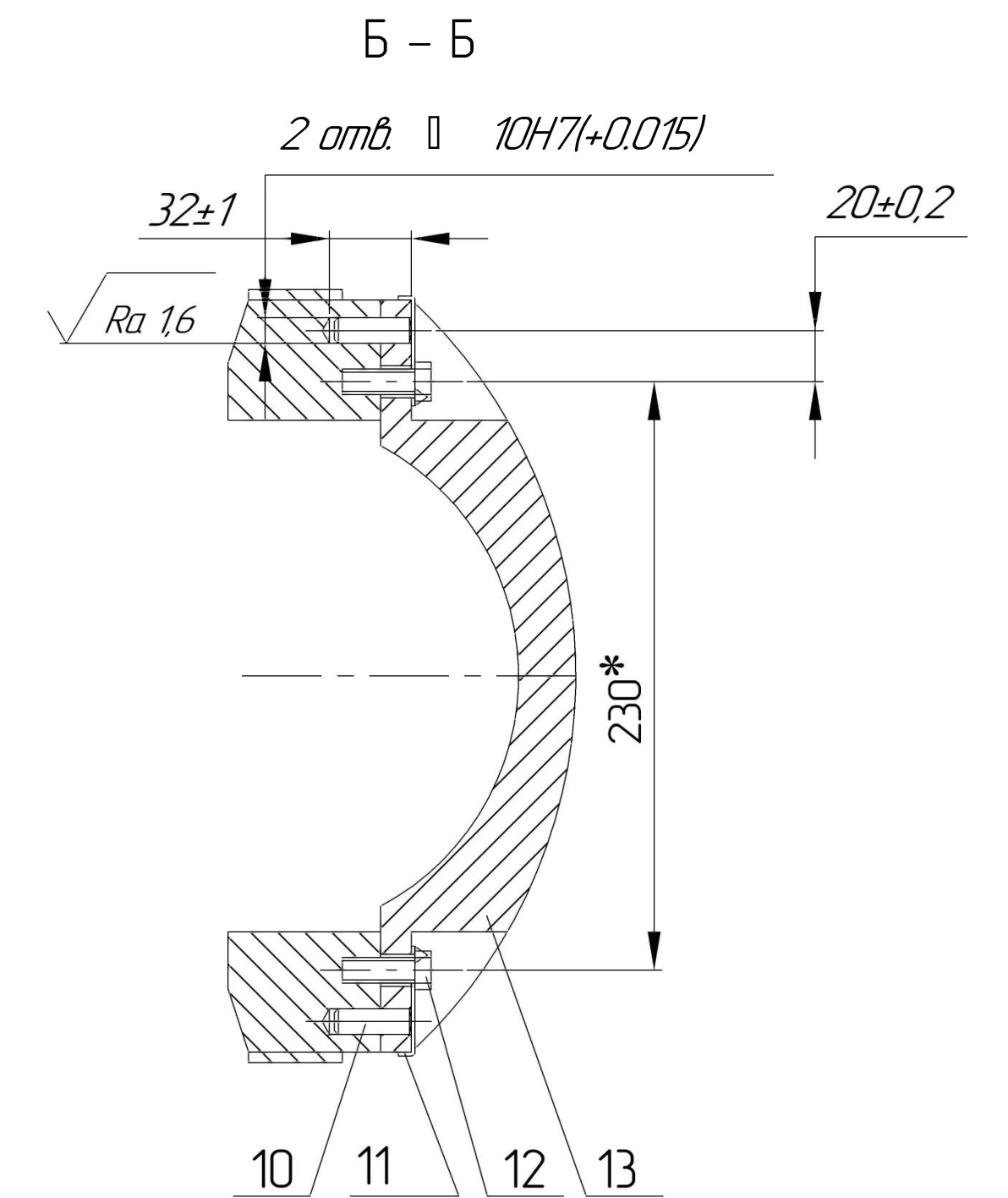
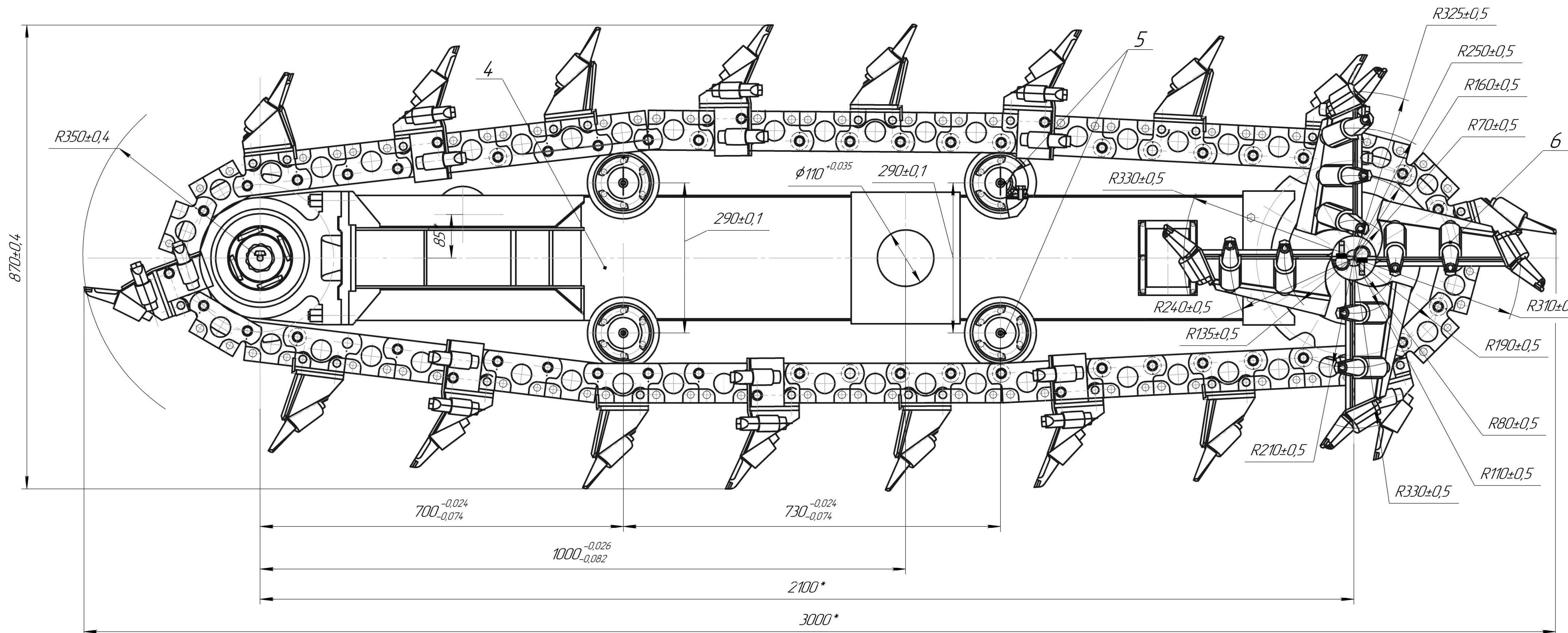
<i>Робоче обладнання</i>	
<i>кількість робочих органів, шт</i>	2
<i>максимальне зусилля на робочому органі, кН, не більше</i>	217,5
<i>тип привода</i>	<i>гідравлічний</i>
<i>маса навісного обладнання, кг</i>	11730

Технічні вимоги

*Розміри для довідок.

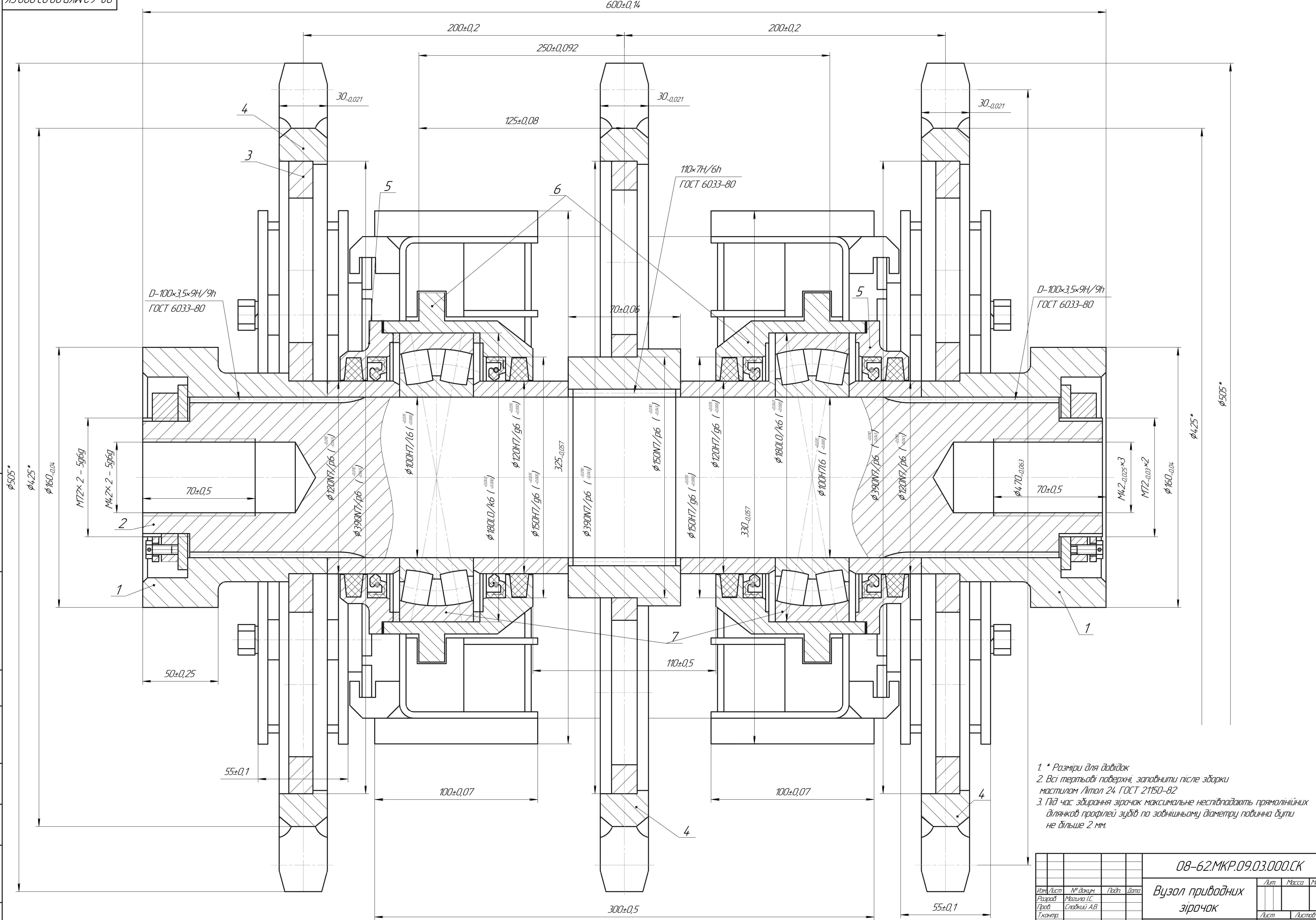
				08-62.МКР.09.01.000.СК		
				Робоче обладнання (складальний кресланник)		
Лист	Маса	Масштаб				
		1:10				
Лист	Листів	1				
ВНТУ, см. зр. 1ГМ-22М						

Лист № 1
Всього листів № 1
Лист № 1
Лист № 1
Лист № 1



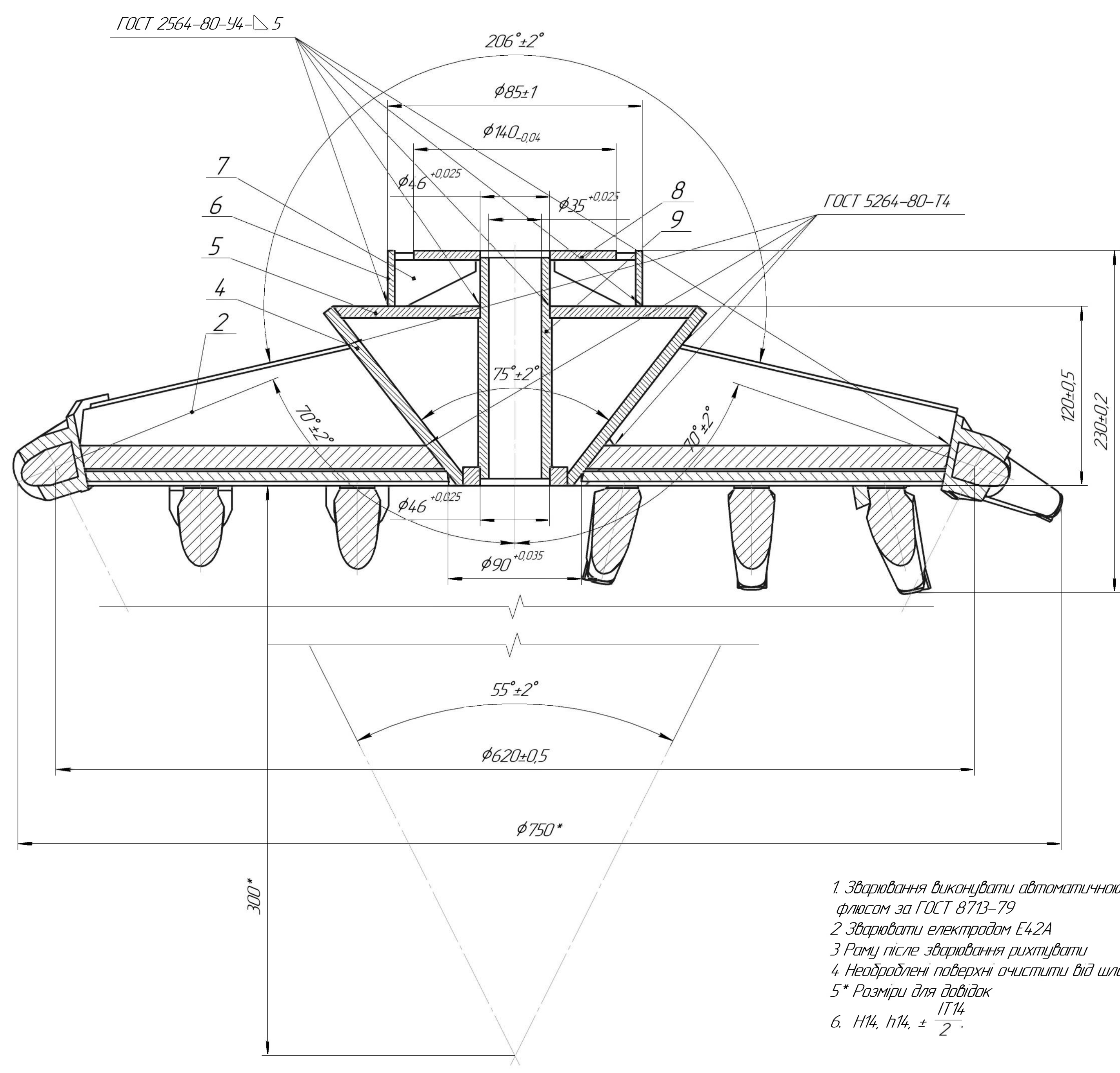
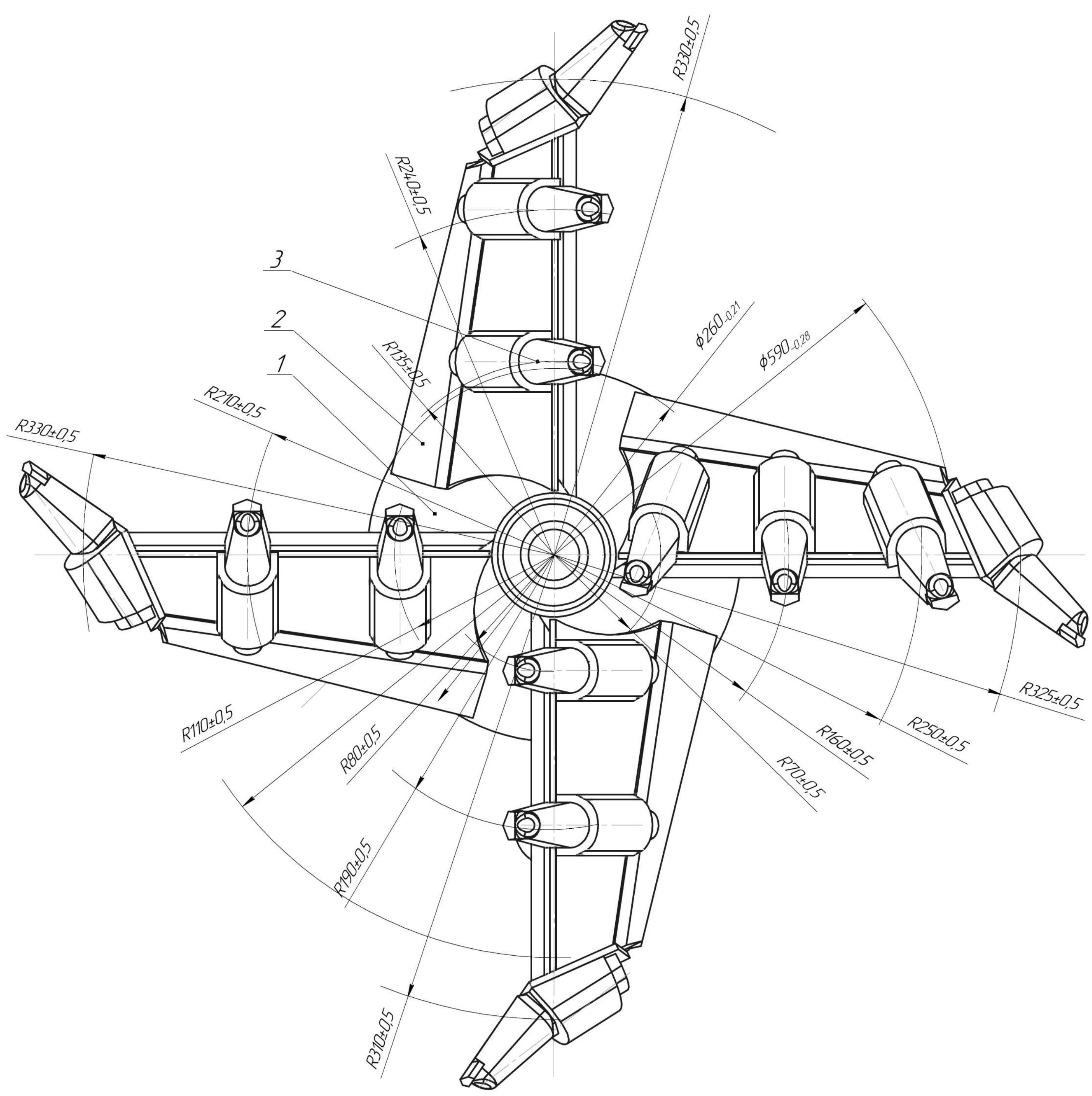
- 1 *Разміри для довідок.
- 2 Натяг ланцюгів робочого органа повиний бути рівномірним. Для унеможливлення перекосу натяжного вала натягу обох сторін робити поперемінно за допомогою гайок, установити зазор між пластинами ланцюгів роликами, рівний 50±10мм, після чого гвинтами зафіксувати положення. Різниця на правій і лівій шкалі натяжного вала повинна бути не більше 2-х розподілень (10 мм)
- 3 Зайдання в шарнірах ланцюгів і надійання ланок на зубів зірочок не допускається.
- 4 Болти встановлювати на герметик згідно ТУ.
- 5 Маркувати і клеїти по ТУ.

08-62.MKP.09.02.00.000.CK				Лит	Масса	Масштаб
Изм./Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Ланцюговий робочий орган (складальний креслення)		
Разраб.	Магилу ІС					
Проб.	Слодій АВ					
Т.контр.						
Исполн.	Слодій АВ			Лист	Листов	1
Утв.	Полещук ЛК			ВНТУ, см. зр. 1ГМ-22М		



- 1. * Розміри для довідок
- 2. Всі третєві поверхні, заповнити після збірки мастилом Литол 24 ГОСТ 21150-82
- 3. Під час збирання зрізочок максимальне неспівпадіння прямолінійних ділянок профілей зубів по зовнішньому діаметру повинна бути не більше 2 мм.

08-62.МКР.09.03.000.СК			
Вузол приводних зрізочок			Лист
Изм. Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.	Мозило І.С.		
Проб.	Слодій А.В.		
Технпр.			
Нач. МКР.			
Слодій А.В.			
Лещук Л.К.			
Вузол приводних зрізочок			Лист
ВНТУ, см. зр. 1ГМ-22М			Листов
1			1



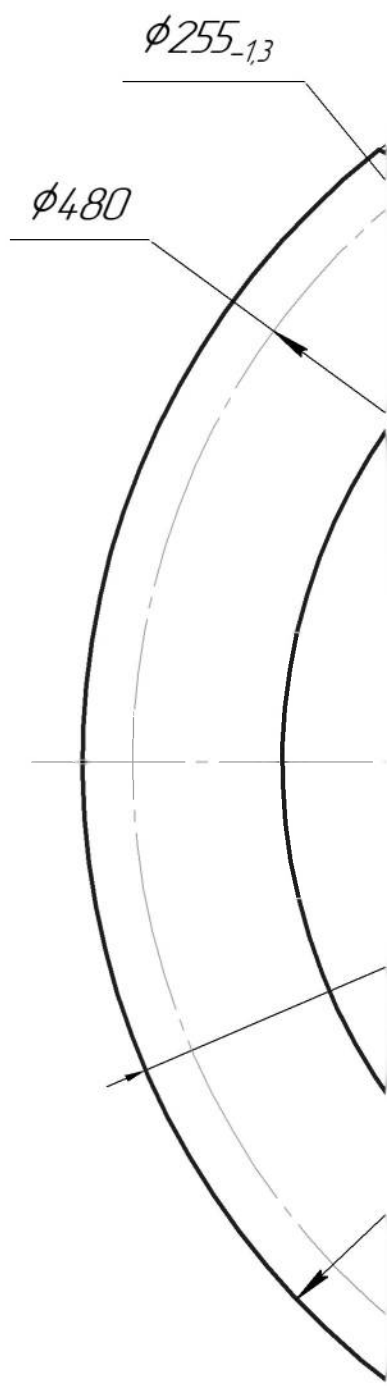
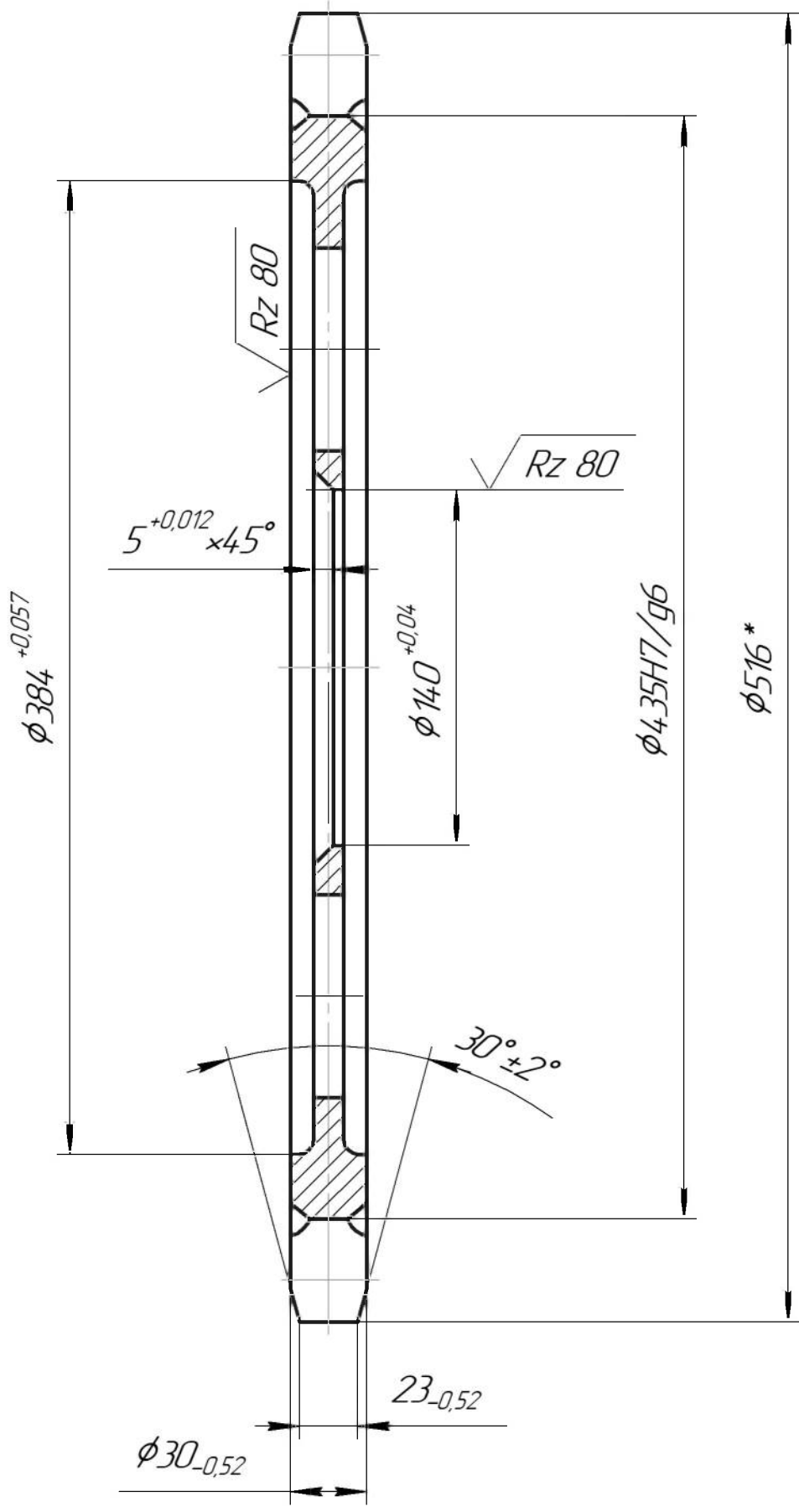
- 1 Зварювання виконувати автоматичною електродуговим зварюванням під флюсом за ГОСТ 8713-79
- 2 Зварювати електродами Е42А
- 3 Раму після зварювання рихтувати
- 4 Необроблені поверхні очистити від шлаку і бризг металу
- 5* Розміри для довідок
6. Н14, н14, ± $\frac{IT14}{2}$.

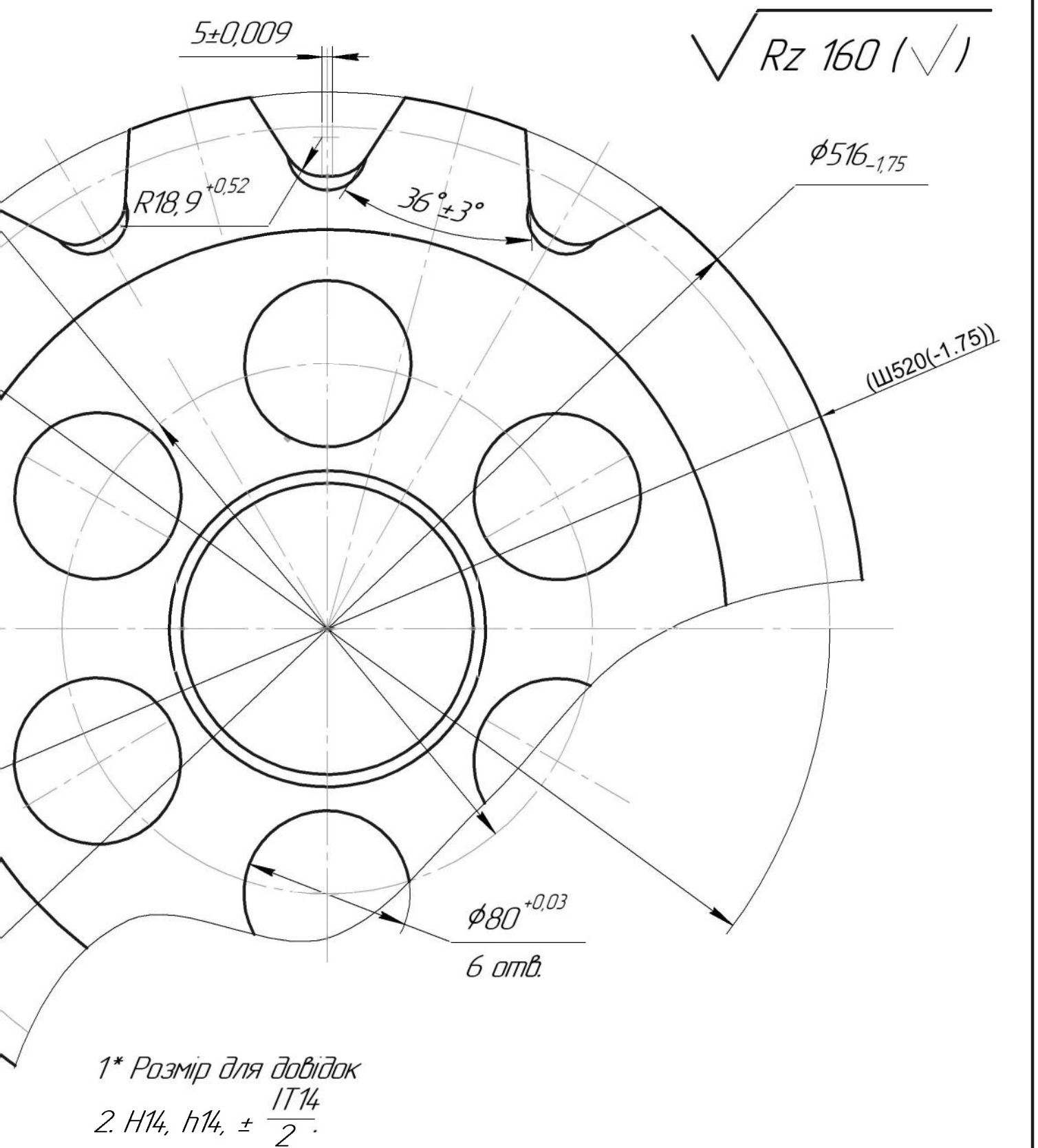
Лист	Лист	Лист	Лист	Лист	Лист	Лист	Лист	Лист	Лист
№	№	№	№	№	№	№	№	№	№

08-62.MKP.09.04.000.CK				Лист	Масса	Максималь
Изм/Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Бокова фреза		
Разработ	Мезенко ЛС			Лист	Листов	1
Пров	Сладкий АВ			ВНТУ, см. зр. 1ГМ-22М		
Т.контр.						
Исполн.	Сладкий АВ					
Чит	Павлицык ЛС					

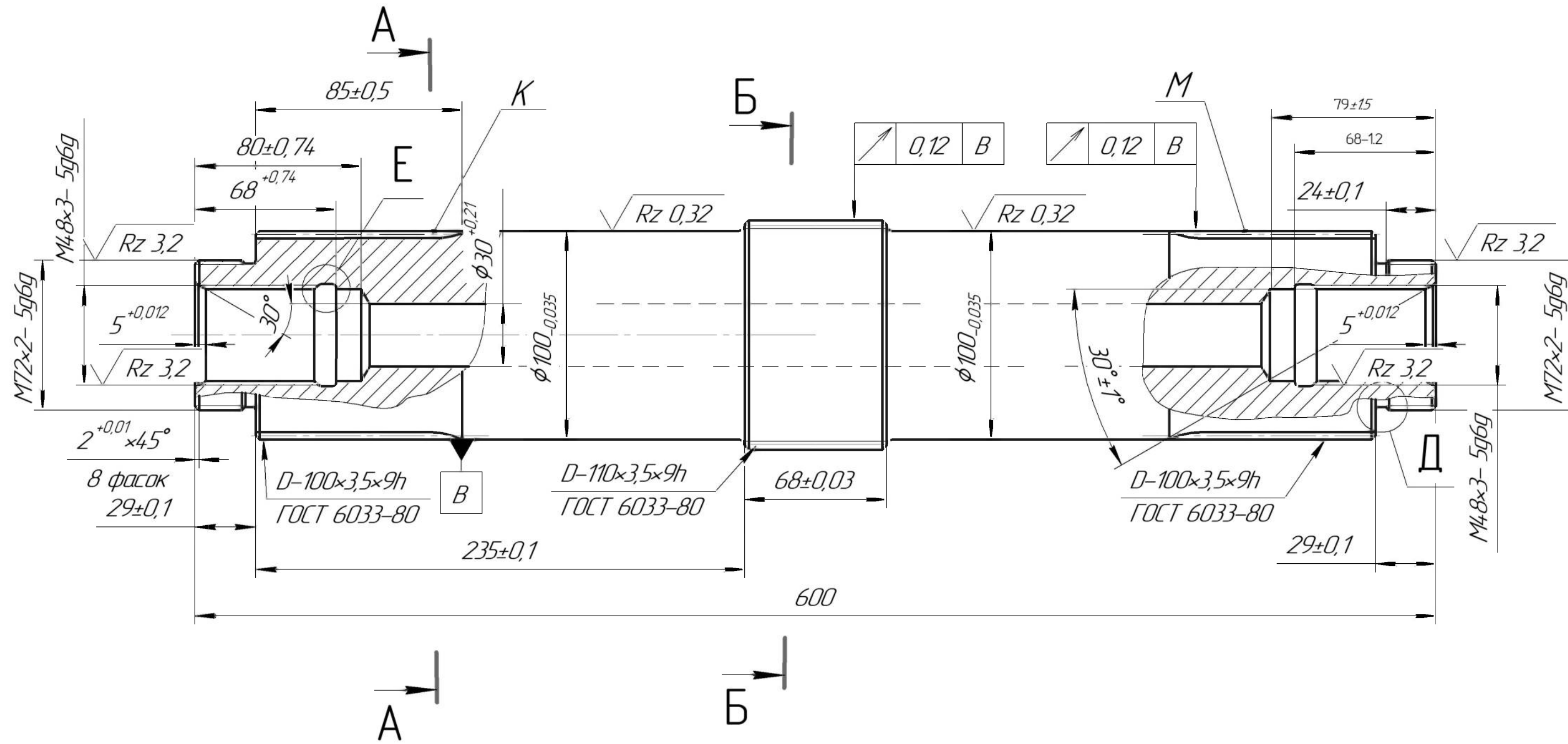
Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № д/р/л	Подп. и дата	Справ. №	Перв. примен.

08-62.МКР.09.03.004

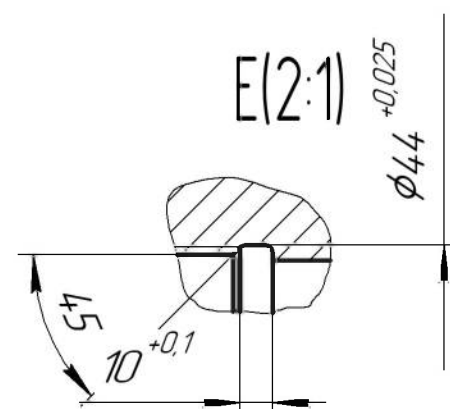
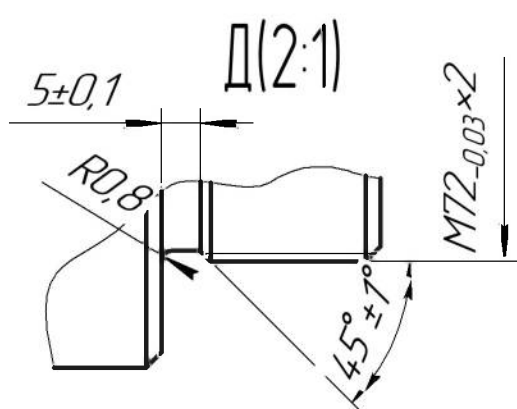
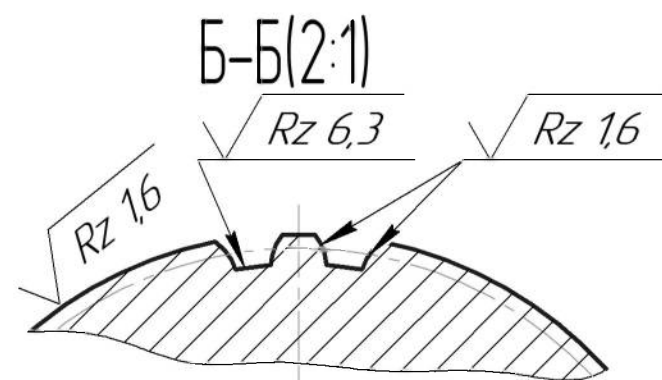
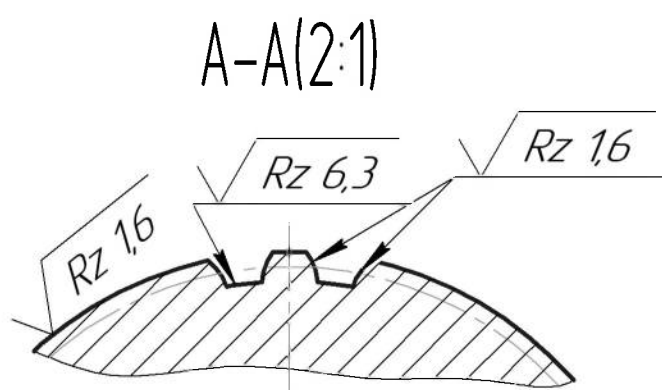
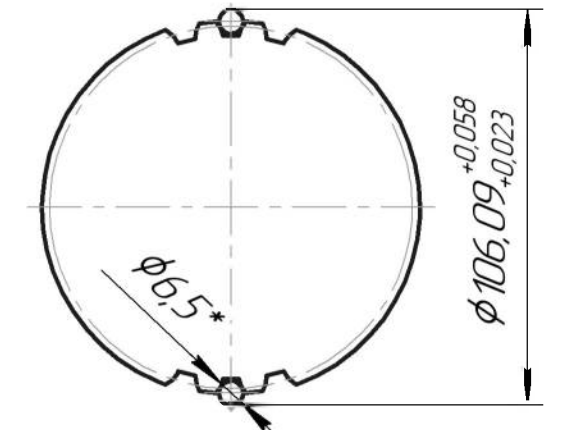




					08-62.MKP.09.03.004			
Изм.	Лист	№ док-м.	Подп.	Дата	Зірочка ланцюгова	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.	Могила І.С.					у		1:2,5
Пров.	Слабкий А.В.					Лист	Листов	1
Т.контр.								
Н.контр.	Слабкий А.В.				Сталь 40X ГОСТ 4543-71			
Утв.	Поліщук Л.К.				ВНТУ, см. зр. 1ГМ-22М			



Контрольний розмір по роликam шліців K, M



- 1* Розміри для довідок
- 2. H14, h14, ± $\frac{IT14}{2}$
- 3. 45...50 HRC

				08-62.MKP.09.03.002		
				Вал		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лист	Масса
Разраб.	Могила І.С.					1,2
Проб.	Сладкий А.В.				Лист	Листов
Т.контр.						1
Н.контр.	Сладкий А.В.				Сталь 40X ГОСТ 4543-71	
Утв.	Полещук Л.К.				ВНТУ, см. зр. 1ГМ-22М	

Перв. примен.

Справа №

Подп. и дата

И.И.В. № д.д.д.д.

Взам. инв. №

Подп. и дата

И.И.В. № подл.

08-62.МКР.09.03.001

$\sqrt{Rz\ 40\ (\checkmark)}$

70*

40±0,1

$\sqrt{Rz\ 3,2}$

$\sqrt{Rz\ 3,2}$

D-110×3,5×9H
ГОСТ 6033-80

φ150_{-0,04}

φ160*

2,5×45°

4 фаски

2,5×45°

2 фаски

2,5×45°

2 фаски

1* Розміри для довідок
2. Н14, н14, ± $\frac{IT14}{2}$.

08-62.МКР.09.03.001

Втулка

Сталь 40Х ГОСТ 4543-71

Лист	Масса	Масштаб
		1:1
Лист	Листов	1

ВНТУ, ст. гр. 1ГМ-22М

Перв. примен.

Стр. №

Подп. и дата

Инв. № д/д

Взам. инв. №

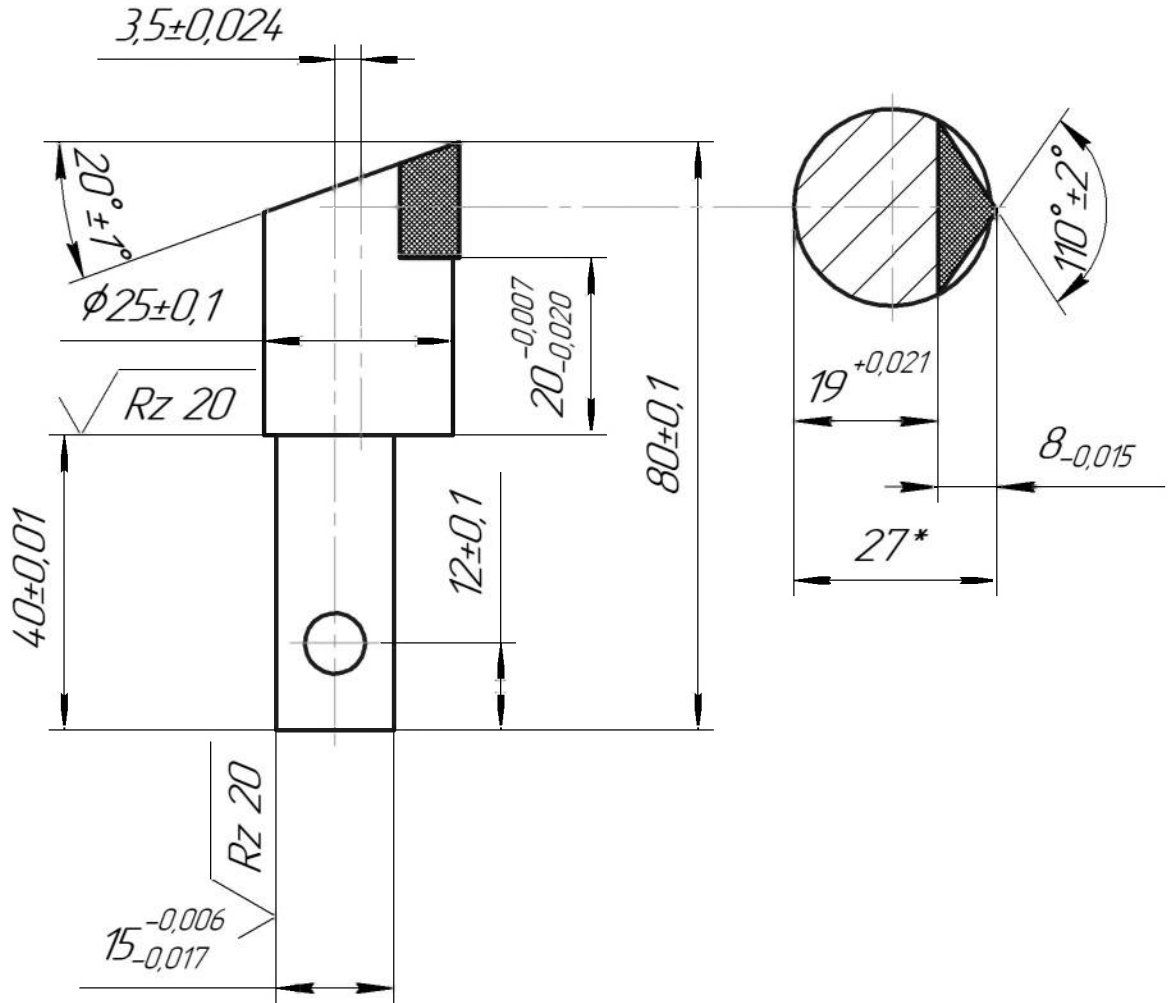
Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Магилу І.С.		
Пров.		Сладкий А.В.		
Т.контр.				
Н.контр.		Сладкий А.В.		
Утв.		Поліщук Л.К.		

08-62.МКР.09.03.003

$\sqrt{Rz\ 40\ (\checkmark)}$



1* Розміри для довідок
2. H14, h14, $\pm \frac{IT14}{2}$.

Перв. примен.					08-62.МКР.09.03.003																																
Стр. №																																					
Подп. и дата					08-62.МКР.09.03.003																																
Инв. № д/кл.					<table border="1"> <tr> <td>Изм.</td> <td>Лист</td> <td>№ докум.</td> <td>Подп.</td> <td>Дата</td> </tr> <tr> <td>Разраб.</td> <td></td> <td>Магила І.С.</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Пров.</td> <td></td> <td>Сладкий А.В.</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Т.контр.</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>И.контр.</td> <td></td> <td>Сладкий А.В.</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Утв.</td> <td></td> <td>Поліщук Л.К.</td> <td></td> <td></td> </tr> </table>			Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Разраб.		Магила І.С.			Пров.		Сладкий А.В.			Т.контр.					И.контр.		Сладкий А.В.			Утв.		Поліщук Л.К.		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата																																	
Разраб.		Магила І.С.																																			
Пров.		Сладкий А.В.																																			
Т.контр.																																					
И.контр.		Сладкий А.В.																																			
Утв.		Поліщук Л.К.																																			
Взам. инв. №					<table border="1"> <tr> <td>Лит.</td> <td>Масса</td> <td>Масштаб</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td>1:1</td> </tr> <tr> <td colspan="2">Лист</td> <td>Листов 1</td> </tr> </table>			Лит.	Масса	Масштаб			1:1	Лист		Листов 1																					
Лит.	Масса	Масштаб																																			
		1:1																																			
Лист		Листов 1																																			
Подп. и дата					110Г13Л ГОСТ 978-88																																
Инв. № подл.					ВНТУ, ст. зр. 1ГМ-22М																																
					Копировал																																
					Формат А4																																

Додаток В

СПЕЦИФІКАЦІЇ

РОЗРОБКА РОБОЧОГО ОРГАНУ ЛАНЦЮГОВОГО ТРАНШЕСКОПАЧА

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол. на			Примечание			
Перв. примен.				<i>Документація</i>							
					A1	08-62.МКР.09.00.00.000.ВЗ	Вид загальний				
							<i>Складальні одиниці</i>				
						1	08-62.МКР.09.01.00.000.СК	Базова машина	1		
					A1	2	08-62.МКР.09.02.00.000.СК	Робоче обладнання	1		
								<i>Деталі</i>			
Справ. №											
						3	08-62.МКР.09.00.00.001	Корпус метателя			
						4	08-62.МКР.09.00.00.002	Захисний кожух			
						5	08-62.МКР.09.00.00.003	Консоль			
						6	08-62.МКР.09.00.00.004	Рама робочого органа			
Підп. і дата											
Інв. № дієл.											
Взам. інв. №											
Підп. і дата											
Інв. № подл.					<i>08-62.МКР.09.00.00.000.</i>						
					Изм.	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата		
					Разраб.		Могила І.С.				
					Пров.		Слабкий А.В.				
					Н.контр.		Слабкий А.В.				
					Утв.		Поліщук Л.К.				
<i>Ланцюговий траншеєкопач</i>					Лит.	Лист	Листов				
							1				
					<i>ВНТУ, 1ГМ-22М</i>						

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол. на			Примечание
Перв. примен.				<u>Документація</u>				
	A1		08-62.МКР.09.02.00.000.СК	Складальне креслення				
Справ. №				<u>Складальні одиниці</u>				
		1	08-62.МКР.09.02.01.000.СК	Рама	1			
		2	08-62.МКР.09.02.02.000.СК	Вал приводний	1			
		3	08-62.МКР.09.02.03.000.СК	Ланцюг	1			
	A1	4	08-62.МКР.09.02.04.000.СК	Вузол приводних зірок	1			
		5	08-62.МКР.09.02.05.000.СК	Опорний каток	4			
	A1	6	08-62.МКР.09.02.06.000.СК	Бакова фреза	1			
	A2	7	08-62.МКР.09.02.07.000.СК	Трапецеєвидний скребковий елемент	18			
	A3	8	08-62.МКР.09.02.08.000.СК	Гвинт зовнішній	34			
	A3	9	08-62.МКР.09.02.09.000.СК	Гвинт внутрішній	34			
		11	08-62.МКР.09.02.10.000.СК	Кутник	1			
		13	08-62.МКР.09.02.11.000.СК	Кришка	1			
		14	08-62.МКР.09.02.12.000.СК	Ланцюг	2			
	Підп. и дата				<u>Стандартні вироби</u>			
		10		Шпилька М12 х 45 ГОСТ 22035-76	24			
		12		Болт М16 х 65 ГОСТ 15589-70	24			
Взам. инв. №								
Підп. и дата								
Инв. № подл.								
08-62.МКР.09.02.000.								
	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
	Разраб.		Могила І.С.					
	Пров.		Слабкий А.В.					
	Н.контр.		Слабкий А.В.					
	Утв.		Поліщук Л.К.					
Ланцюговий робочий орган						Лит.	Лист	Листов
ВНТУ, 1ГМ-22М								1

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол. на			Примечание		
				<u>Документація</u>						
A1			08-62.МКР.09.00.000.ГЗ							
				<u>Складальні одиниці</u>						
		1	08-62.МКР.09.01.000.СК	Бак	1					
		2	08-62.МКР.09.02.000.СК	Насос	1					
		3	08-62.МКР.09.03.000.СК	Розподільник	1					
		4	08-62.МКР.09.04.000.СК	Гідроциліндр робочого органу	1					
		5	08-62.МКР.09.05.000.СК	Гідроциліндр рами	1					
		6	08-62.МКР.09.06.000.СК	Дросель	2					
		7	08-62.МКР.09.07.000.СК	Гідромотор	1					
		8	08-62.МКР.09.08.000.СК	Дросель	1					
		9	08-62.МКР.09.09.000.СК	Фільтр з клапаном	1					
		10	08-62.МКР.09.10.000.СК	Манометр	2					
		11	08-62.МКР.09.11.000.СК	Термометр	1					
08-62.МКР.09.00.000.ГЗ										
Изм.	Лист	№ док-м.	Подп.	Дата						
Разраб.		Могила І.С.			Гідравлічна схема			Лит.	Лист	Листов
Проб.		Слабкий А.В.								
Н.контр.		Слабкий А.В.						ВНТУ, 1ГМ-22М		
Утв.		Поліщук Л.К.								

Додаток В

ПРОТОКОЛ
ПЕРЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА НАЯВНІСТЬ
ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ
РОЗРОБКА РОБОЧОГО ОРГАНУ ЛАНЦЮГОВОГО ТРАНШЕСКОПАЧА

ПРОТОКОЛ
ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

Назва роботи: «Розробка робочого органу ланцюгового траншеєкопача»

Тип роботи: магістерська кваліфікаційна робота
(БДР, МКР)

Підрозділ Кафедра «Галузевого машинобудування», ФМТ.
(кафедра, факультет)

Показники звіту подібності Unichesk

Оригінальність 89,8% Схожість 10,2%

Аналіз звіту подібності (відмітити потрібне):

✓ 1. Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак плагіату.

2. Виявлені у роботі запозичення не мають ознак плагіату, але їх надмірна кількість викликає сумніви щодо цінності роботи і відсутності самостійності її автора. Роботу направити на доопрацювання.

3. Виявлені у роботі запозичення є недобросовісними і мають ознаки плагіату та/або в ній містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень.

Особа, відповідальна за перевірку _____ Шенфельд В. Й.
(підпис) (прізвище, ініціали)

Ознайомлені з повним звітом подібності, який був згенерований системою Unichesk щодо роботи.

Автор роботи _____ Могила І.С.
(підпис) (прізвище, ініціали)

Керівник роботи _____ Слабкий А.В.
(підпис) (прізвище, ініціали)