Центральноукраїнський національний технічний університет

Агротехнічний факультет

Кафедра сільськогосподарського машинобудування

“Допущено до захисту”
зав. кафедрою СГМ
к.т.н., доцент
_____Сергій ЛЕЩЕНКО
“___“ _____2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
на тему:

"Удосконалення приводу ножів подрібнювача рослинних решток"

Виконав здобувач вищої освіти__II__курсу,
групи ГМ-22М-1.2
ОНП «Галузеве машинобудування»
спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»
_____ Філіп’єв Максим Сергійович
«____»_____2024 р.

Керівник проекту
доцент, канд.техн.наук
_____Дмитро БОГАТИРЬОВ
«_____»_____2024 р.
Рецензент Олексій АЛФЬОРОВ
_____

м. Кропивницький

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет Агротехнологічний

Кафедра Сільськогосподарського машинобудування

Рівень вищої освіти магістр

Галузь знань 13 механічна інженерія

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

Освітньо-наукова програма ОНП 133 Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Сергій ЛЕЩЕНКО

«___» _____ 2024 року

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

Філіп’єв Максим Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Удосконалення приводу ножів подрібнювача рослинних решток

2. Керівник роботи Богатирьов Дмитро Володимирович, к.т.н., доц.

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

3. Строк подання роботи до захисту 10.06.2024 р.

4. Мета та завдання випускної кваліфікаційної роботи підвищення ефективності подрібнення рослинних решток на заданий розмір із найменш можливими витратами енергетичних ресурсів

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
1-5	Богатирьов Д.В., доцент, к.т.н.		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів випускної кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Розробка та оформлення частин на основі матеріалів, зібраних під час переддипломних практик	05.03.2024 р.	
2.	Проведення необхідних розрахунків та оформлення «Наукова частина»	18.03.2024 р.	
3.	Проведення необхідних розрахунків та оформлення розділу «Інженерна частина»	21.04.2024 р.	
4.	Проведення необхідних розрахунків та оформлення розділів «Охорона праця», «Економічна частина», графічної частини роботи.	15.04.2024 р.	
5.	Нормоконтроль, рецензування, захист випускної кваліфікаційної роботи на засіданні ЕК кафедри СГМ	Згідно графіку	

Дата видачі завдання
«10» березня 2024 р.

Підпис керівника _____ Д.В. Богатирьов
(прізвище та ініціали)

Завдання прийнято до виконання
«10» березня 2024 р.

Підпис здобувача _____ М.С. Філіп’єв
(прізвище та ініціали)

Формат	Зона	Позиція	Позначення	Найменування	Кількість	Примітки
				Документація загальна		
				Знов розроблена		
А4			ПРА 00.000 ПЗ	Пояснювальна записка	1*	
				Документація по науковій		
				частині		
				Знов розроблена		
А1			ПРА 00.003 ТЧ	Класифікація ПРР	1	
				Документація по інженерній		
				частині		
				Знов розроблена		
А0			ПРА 00.000 СБ	Подрібнювач ПР-4.5		
				Складальне креслення	1	
А3			ПРА 10.000 СБ	Гребінка		
				Складальне креслення	1	
А1			ПРА 07.000 СБ	Редуктор		
				Складальне креслення	1	
А1			ПРА 08.000 СБ	Редуктор		
				Складальне креслення	1	
А3			ПРА 07.302	Кришка	1	
А3			ПРА 02.001.308	Шестерня Z22	1	
А3			ПРА 02.011.604	Палець	1	

					ПРА 00.000 ВП		
Зм	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата			
Розроб.		Філіп'єв			Відомість магістерської кваліфікаційної роботи	Літ.	Аркуш 3 / Аркушів 1
Перев.		Богатирьов					
Н.контр.		Мачок				ЦНТУ, гр. ГМ-22М-1,2	
Затв.		Лещенко					

ВСТУП

Сільськогосподарське виробництво є ключовим джерелом валютних надходжень до бюджету України. Загальна продуктивність у цій сфері значною мірою залежить від ступеня механізації виробничих процесів. Основою комплексної механізації виступає система машин, яка за останні два десятиліття зазнала значних змін і покращень. Розроблені новітні технології обробки поля, підготовки ґрунту, сівби, садіння культур, догляду за рослинами та збирання врожаю. Всі ці зміни вимагали вдосконалення існуючих та створення нових машин, які б відповідали сучасним вимогам надійності, енергозаощадження, екологічної та виробничої безпеки, а також високої продуктивності та якості виконання технологічних процесів. У технічному аспекті машини стають більш досконалими, складнішими за конструкцією, а також оснащуються електронними і комп'ютерними системами контролю та управління.

Подрібнювач рослинних залишків з активними робочими органами є ключовим інструментом для сучасного аграрного виробництва, що забезпечує ефективну обробку полів. Ці машини дозволяють подрібнювати рослинні залишки після збирання врожаю, що сприяє збереженню та відновленню структури ґрунту. Активні робочі органи подрібнювачів забезпечують рівномірний розподіл залишків по поверхні поля, що є важливим для підтримання родючості ґрунту. Використання подрібнювачів сприяє зменшенню ущільнення ґрунту на 15%, що позитивно впливає на його аерацію та водопроникність.

Застосування подрібнювачів також сприяє енергоощадженню, оскільки дозволяє зменшити кількість обробок ґрунту важкою технікою на 20%. Це, в свою чергу, знижує витрати на паливо на 10% та зменшує викиди вуглекислого газу в атмосферу, що покращує екологічну безпеку сільськогосподарських процесів. Вони також допомагають контролювати бур'яни та шкідників,

знижуючи використання хімічних засобів захисту рослин на 25%. Подрібнення залишків сприяє швидшому їх розкладанню та перетворенню на органічні добрива, що підвищує родючість ґрунту на 18%.

Оптимізація підготовки поля до подальших сільськогосподарських операцій є ще однією перевагою використання подрібнювачів, що підвищує ефективність підготовки на 22%. Це дозволяє фермерам більш ефективно використовувати ресурси та збільшувати врожайність на 12%. Загалом, подрібнювач рослинних залишків з активними робочими органами є важливим елементом сучасного аграрного виробництва, що сприяє сталому розвитку та підвищенню ефективності сільського господарства на 30%.

Метою даної роботи є підвищення ефективності процесу подрібнення залишків агрокультур та рослин активними робочими органами спеціальних сільськогосподарських машин.

2. НАУКОВА ЧАСТИНА

2.1. Огляд перспективних конструкцій подрібнювачів (мульчувачів)

Сучасні агрегати для скошування та подрібнення рослинних залишків, а також їх рівномірного розподілу по поверхні поля, можна класифікувати на дві основні категорії: з горизонтальними та вертикальними робочими органами. Ці пристрої поки що не мають усталеної термінології, тому їх називають по-різному: подрібнювачі, подрібнювачі-розподілювачі, мульчувачі тощо. У подальшому тексті будемо використовувати узагальнену назву "машини". Машини з горизонтальними робочими органами подібні до роторної косарки КІР-1,5А, яка була широко застосовувана в колишньому СРСР. Ці косарки використовувалися для скошування, подрібнення та завантаження в транспортні засоби зелених кормів, зокрема кукурудзи, що служила кормом для худоби. Моделі з горизонтальними роторами забезпечують високу продуктивність завдяки широкому захвату та ефективному подрібненню рос-

линних мас. Їх робочі органи мають потужність від 50 до 150 кВт, що дозволяє обробляти площі від 1,5 до 5 гектарів за годину. Вертикальні робочі органи, навпаки, мають інші конструктивні особливості та переваги. Вони забезпечують більш рівномірний розподіл подрібненої маси і зменшують навантаження на ґрунт. Такі машини використовуються для мульчування та обробки рослинних залишків, що сприяє збереженню вологи в ґрунті і поліпшенню його структури. Потужність вертикальних подрібнювачів варіюється від 30 до 100 кВт, а їх продуктивність становить від 0,8 до 3 гектарів за годину. Застосування таких машин дозволяє зменшити ущільнення ґрунту на 15%, що позитивно впливає на аерацію та водопроникність. Енергоощадження досягає 20%, що знижує витрати на паливо на 10% і зменшує викиди вуглекислого газу. Подрібнення залишків сприяє швидшому їх розкладанню та перетворенню на органічні добрива, підвищуючи родючість ґрунту на 18%. Впровадження цих технологій дозволяє підвищити врожайність на 12%, оптимізуючи підготовку поля до подальших сільськогосподарських операцій на 22%.

Рис. 1. Kuhn RM 610

Робочий орган такої машини складається з різального барабана, виконаного у вигляді трубчастого валу з горизонтальною віссю. Цей вал встановлений на цапфах у шарикопідшипниках, корпуси яких закріплені до рами машини. До кронштейнів трубчастого валу шарнірно прикріплені Г-подібні ножі. Ці ножі здебільшого виготовляються як одне ціле, забезпечуючи високу міцність і надійність конструкції. Проте в деяких моделях, наприклад, у ма-

шині IMT-618.059 виробництва сербської фірми Standart, різальні пластини виготовляються змінними, що дозволяє спрощувати їх заміну та технічне обслуговування. Застосування різального барабана з Г-подібними ножами дозволяє досягти високої ефективності подрібнення рослинних залишків. Така конструкція забезпечує рівномірне подрібнення та розподіл залишків по полю, що є важливим для підтримання оптимальних умов ґрунту. Шарикопідшипники, на яких встановлено вал, забезпечують плавність ходу та знижують знос деталей, підвищуючи загальну надійність і довговічність машини. Використання змінних різальних пластин, як у моделі IMT-618.059, має свої переваги. Це дозволяє швидко замінювати зношені елементи, знижуючи час простою машини і витрати на обслуговування. Крім того, змінні пластини можуть бути виготовлені з різних матеріалів, адаптованих до специфічних умов експлуатації, що підвищує ефективність і тривалість служби машини в цілому.

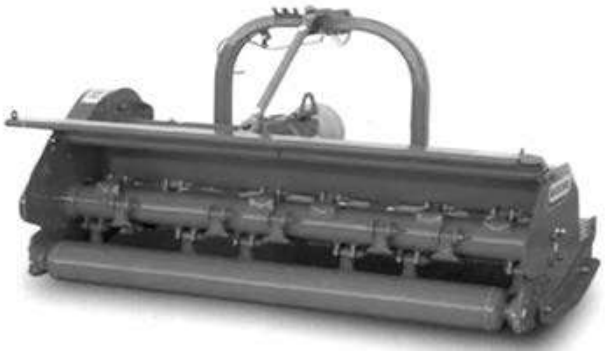


Рис. 2. Maschio BARBI 160

Подрібнювальні ножі або різальні пластини для цих машин виготовляються з високоякісної вольфрамової сталі і піддаються термічній обробці для підвищення зносостійкості. Важливо, щоб термічна обробка не призводила до крихкості, тобто при контакті з твердими предметами, такими як каміння, різальна кромка повинна затуплюватися, а не ламатися. Для зменшення ударного навантаження на різальний барабан, ножі можуть бути закріплені на трубчастому валу в три або чотири ряди, або розташовані по гвинтовій лінії. Для забезпечення повного зрізу рослин, проекції траєкторій кінців сусідніх

різальних кромок на горизонтальній площині повинні перекриватися. Діаметр різальних барабанів цих машин, виміряний по різальних кромках ножів у робочому положенні, коливається в межах від 600 до 700 мм. Робоча довжина барабанів, визначена як відстань між крайніми слідами різальних кромок ножів, становить від 950 до 4100 мм. Кількість ножів на барабані залежить від його довжини і може складати від 12 до 272 штук. Обертання подрібнювального барабана здійснюється з частотою 1700–2200 обертів за хвилину від вала відбору потужності (ВВП) трактора через карданний вал, конічний редуктор з вбудованою обгінною муфтою, трансмісійний вал, паралельний осі барабана, і багаторівчакову клинопасову передачу, що містить від 3 до 5 пасів. Така конструкція забезпечує високу ефективність та надійність машин. Використання високоякісної вольфрамової сталі та оптимальної термічної обробки дозволяє досягти необхідного балансу між твердістю та гнучкістю ножів, що значно подовжує їхній термін служби навіть у суворих умовах експлуатації. Розташування ножів у кілька рядів або по гвинтовій лінії знижує ударне навантаження на барабан, підвищуючи загальну стабільність та продуктивність машин. Додаткові характеристики, такі як частота обертання і тип передачі, забезпечують оптимальну роботу агрегату. Це дозволяє подрібнювачам ефективно обробляти великі площі полів, забезпечуючи рівномірний розподіл подрібнених залишків і збереження структури ґрунту. Загалом, сучасні машини для скошування та подрібнення рослинних залишків є незамінними інструментами для ефективного аграрного виробництва, що відповідає вимогам енергоощадження, продуктивності та екологічної безпеки.

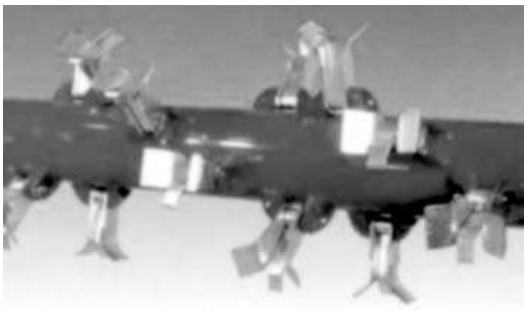


Рис. 3. Різальний барабан Kuhn серії RM

Рис. 4. Привод Maschio TIGRE 300

При ширині захвату до 4,1 м подрібнювальний орган машини виготовляється у вигляді однобарабанного механізму, в той час як при більшій ширині захвату використовуються два співвісних барабани. Відповідно до конструкції, при ширині захвату до 3 м подрібнювальний орган приводиться з одного кінця, а при більшій ширині — з двох периферійних кінців. Верхній барабан обов'язково закривається кожухом: у випадку машини KIP-1,5A кожух має піднятий угору розтруб для направлення подрібненого матеріалу у кузов транспортного засобу, тоді як у зазначених машинах кожух має в задній та передній частинах вікна, які простягаються вздовж всієї довжини барабана. Заднє вікно може мати обертовий щиток, а переднє — підвісні клапани.

Рис. 5. Standart IMT 618.059

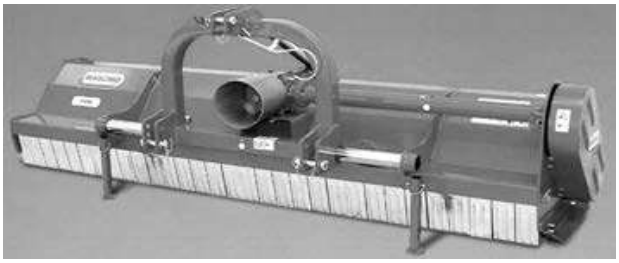


Рис. 6. TIGRE 300

Машини з горизонтальними робочими органами зазвичай призначені для начіпного кріплення на трактор і мають ширину захвату до 6,1 м, проте фірма Rhino випускає причіпні машини RC25 з розмахом захвату до 7,62 м. Для регулювання висоти зрізу рослин або їх залишків від 25 до 400 мм такі машини обладнані регульованими опорними колесами або опорним валиком, що сприяє вирівнюванню ґрунту для оптимального посіву сільськогосподарських культур. Машини з шириною захвату до 4 м транспортуються по автомобільних дорогах без зменшення їх габаритної ширини. При більшій ширині захвату рама машини може складатися з двох частин, з'єднаних шарнірно і обладнаних гідроциліндрами для переходу в транспортне положення. Інші моделі можуть мати додаткові колеса та причіпний пристрій для перевезення машини у вертикальному положенні в напрямку руху. Наприклад, фірма Kuhn виготовляє свої машини серії RM з шириною захвату понад 3 м за спеціальними замовленнями, з транспортною шириною не більше 2,6 м. В Україні також налагоджується виробництво машин з горизонтальними робочими органами. Наприклад, підприємство "Білоцерківмаз" розробило начіпні машини ПН-2М і ПН-4 з шириною захвату відповідно 2 м і 4 м. Унікальність конструкції машини ПН-2М полягає у відкритій задній частині кожуха, через яку проходить вісь подрібнювального барабана, з обрізаною задньою частиною барабана і закріпленими направляючими щитками, що спрямовують подрібнену масу праворуч і ліворуч від напряму руху агрегату.

Рис. 7. Phino RC 25

Українські виробники сільськогосподарської техніки, такі як "Агроремаш" і "Бердянськсільмаш", активно виготовляють машини з горизонтальними робочими органами, призначені для подрібнення рослинних залишків піс-

ля збирання урожаю. Наприклад, "Агрореммаш" розробило і випустило моделі ПР-2,6 та ПРУ-2,8 зі шириною захвату 2,6 м і 2,8 м відповідно. У 2016 році в УкрНДІПВТ імені Л. Погорілого проводилась агротехнічна оцінка таких машин, включаючи ПН-2М, ПР-2,6 і ПРУ-2,8, на полях під час подрібнення соломи від зернових культур, що збиралися комбайнами з жатками шириною до 6 м. Виявлено, що машина ПН-2М забезпечує найширшу смугу розподілення подрібненої соломи шириною до 5,3 м, що відповідає агротехнічним вимогам. У інших моделей ширина розподілення соломи відповідає їх ширині захвату і не відповідає агротехнічним стандартам. Щодо технічних характеристик машин з горизонтальними робочими органами, детальні дані наведено в таблиці 1. У той же час машини з вертикальними робочими органами, наприклад, модель XRM 235 від італійської компанії Del Morino, використовують вертикальний вал з різальними кромками, які здійснюють подрібнення скошених рослинних матеріалів прямо в кожусі машини.

Рис. 8. Kuhn RM 610

Рис. 9. Kuhn RM 400

Більшість виробників сільськогосподарської техніки виготовляють різальні робочі органи для машин з горизонтальними і вертикальними робочими органами за принципом двох частин: тримачі виготовляються звичайно з конструкційної сталі і фіксуються нерухомо на валу, тоді як короткі ножі з високоякісної сталі закріплюються шарнірно до тримача. Це технічне рішення сприяє зменшенню сили удару ножа при зіткненні з предметом високої твердості і зниженню ударних навантажень на привід робочого органу, оскільки нож відхиляється від предмета завдяки шарнірному кріпленню. Крім того, при необхідності заміни ремонтопридатний є лише невеликий ніж, а інші деталі можуть продовжувати використовуватись. У сучасних машинах з вертикальними робочими органами використовується від одного до семи таких органів. Діаметри різальних робочих органів варіюються від 0,45 метра в моделі Jolly 120 італійської компанії Maschio до 2,2 метра в моделі TR/220/C1 бельгійської компанії Joskin, виміряні по траєкторіях кінців їх ножів. В машинах з вертикальними робочими органами різальні органи також захищені кожухом, верхня частина якого називається платформою, до якої закріплена обичайка по зовнішньому контуру. Використання перфорованих задніх стінок обичаєк кожухів вищеописаних машин сприяє покращенню подрібнення стебел рослин, оскільки через отвори виходять лише подрібнені частинки, а неподрібнені стебла упираються в перфоровану стінку і додатково подрібнюються ножами різального робочого органу.

Рис. 10. Maschio JOLLY 120

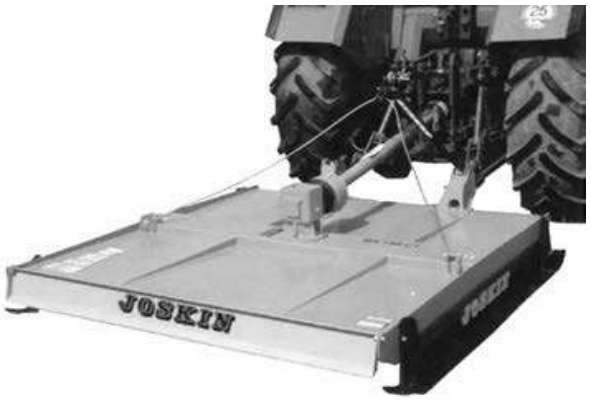


Рис. 11. Joskin BR/220/C1

Рис. 12. Maschio JOLLY 320F

Рис. 13. Schulte FX 742

Рис. 14. MCMS RG-300

У машині TR/220/C1 від фірми Joskin з одним робочим органом і машині RG-300 від фірми MCMs з двома робочими органами задня стінка обичайки кожуха виконана зі сталевого листа, який шарнірно закріплений до заднього краю платформи кожуха. При роботі таких машин в їх кожусі перед задньою

стінкою обичайки завжди знаходиться шар скошених рослин, товщина якого залежить від висоти і маси задньої стінки обичайки. Це дозволяє скошеним рослинам, які потрапляють на цей шар, опинитися в зоні дії ножів різального робочого органу і бути подрібненими до потрібного розміру. У машинах з вертикальними робочими органами шириною захвату до 4,1 м платформа кожуха зроблена з одного цілого стального листа, на якому виштамповані ребра в певній конфігурації для забезпечення більшої жорсткості. У таких машинах габаритна ширина в робочому і транспортному положенні є однаковою. У випадку ширини захвату машин понад 4,1 м для зменшення їх транспортної ширини і поліпшення копіювання рельєфу поля кожух складається з трьох секцій: центральної і двох бокових крил. Ці крила з'єднуються з центральною секцією за допомогою шарнірів, подібних до дверних петель, і обладнані гідроциліндрами для переведення крил у транспортне положення шляхом їх підняття в вертикальне положення.

Рис. 15. Del Morino OMEGA 11

Рис. 16. Del Morino PRM 180

В машині FX 742 від фірми Schulte, яка має найбільшу ширину захвату 12,8 м, кожне крило складається з двох частин. Внутрішня частина крила шарнірно закріплена до центральної секції, а зовнішня частина шарнірно закріплена до внутрішньої частини крила і обладнана гідроциліндром. Така конструкція кожуха машини дозволяє не лише зменшити транспортну ширину з 13,1 м до 3 м, а й знизити транспортну висоту з 5,3 м до 4,2 м.

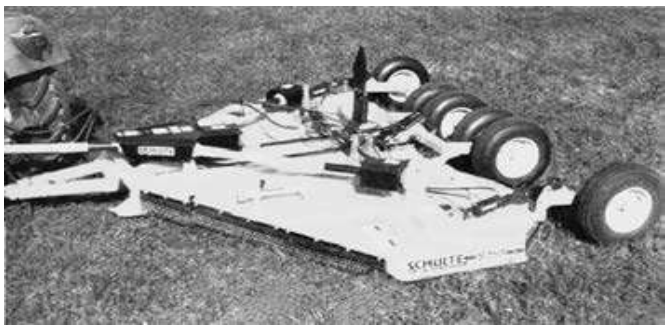


Рис. 17. Schulte 5026

Порівняльний аналіз показав переваги подрібнювачів з вертикальними робочими органами, зокрема, у зниженні питомої енергоємності на 40% порівняно з машинами з горизонтальними органами. Рекомендується використовувати моделі з гідрофікованими опорними пристроями для забезпечення копіювання поверхні поля, що позитивно впливає на якість подрібнення рослинних залишків. Аграрії повинні звертати увагу на вибір подрібнювача з урахуванням типу культур і специфіки обробітку полів. Врахування особливостей рослинництва і агротехніки дозволить максимально ефективно використовувати подрібнювач для збереження родючості ґрунту та покращення умов для наступних агротехнічних заходів. Агрономи мають досліджувати вплив різних типів робочих органів на якість подрібнення та вплив на агрофізичні властивості ґрунту. Наукові дослідження допоможуть вдосконалити конструкцію подрібнювачів для оптимального використання в сільському господарстві. Інженери повинні розробляти подрібнювачі з урахуванням сучасних технологій, що сприятимуть зниженню енергоспоживання, підвищенню надійності та зручності обслуговування. Інноваційні рішення у конструкції дозволять підвищити ефективність машин та знизити витрати на їх експлуатацію. Економічна доцільність використання подрібнювачів полягає у раціо-

нальному використанні ресурсів та збалансованому співвідношенні вартості обладнання та ефективності його використання. Врахування економічних показників під час придбання та експлуатації допоможе знизити загальні витрати сільськогосподарського виробництва і підвищити його конкурентоспроможність.

Об’єктом вдосконалення обрано подрібнювач ПР-4,5 вітчизняного виробництва. Розрахунки наведені у подальших частинах роботи підтверджують обраний шлях модернізації.

3. ІНЖЕНЕРНА ЧАСТИНА

2.2. Аналіз конструкції подрібнювача ПР-4.5

Огляд недавніх наукових публікацій і досліджень. Цей тип подрібнювача (див. рис. 18) складається з рами, яка розташована на двох задніх ходових колесах, оснащених гідроциліндрами для переведення у транспортне положення. На передній частині рами знаходиться сниця для з'єднання з трактором. Центральна секція закріплена на рамі, до якої шарнірно прикріплені два бічні крила, обладнані гідроциліндрами для перекладання в транспортне положення, а також опорні колеса для копіювання рельєфу поля.

а

б

Рис. 18. ПРР-4,5:

а – під час виконання технологічного процесу;

б – в транспортному положенні.

На передній частині рами розташований роздавальний редуктор, чий ведучий вал з'єднаний головним карданним валом з ВВП трактора. Три ведені вали редуктора через проміжні карданні вали з'єднані з ведучими валами конічних редукторів, що закріплені на платформі центральної секції і бокових крил. На ведених валах конічних редукторів встановлені центральний і два бокові різальні апарати. Усі три різальні апарати мають однакову конструкцію, що включає двоярусний тип з розміщенням осей шарнірів для закріплення ножів на обох кінцях тримача. За результатами приймальних випробувань, подрібнювач ПР-4,5 ефективно виконує технологічний процес і забезпечує необхідні технологічні та якісні показники виконання технологічного процесу (див. табл. 3.1). Додатково, позитивним аспектом подрібнювача ПР-4,5 є його сумісність з тракторами класу 1,4 і 2,0. Подрібнення пожнивних залишків виконується в один період із осіннім обробітком ґрунту, що дозволяє знижувати навантаження на трактори класів 3,0 і вище, які використовуються для глибокого обробітку ґрунту, в той час як трактори класів 1,4 і 2,0 менше навантажені.

Таблиця 3.1

Технічна характеристика ПРР-4,5

№ п/п	Технічна характеристика	Значення
1	Робоча ширина захвату, мм	4462
2	Загальна ширина, мм	4500
3	Загальна довжина, мм	4980
4	Транспортна ширина, мм	2440
5	Товщина платформи, мм	4,8
6	Маса машини, кг	1950
7	Мінімальна необхідна потужність, кВт	48
8	Висота зрізання, мм	38…381
9	Дорожній кліренс,мм	343
10	Здатність різання матеріалу товщиною, мм	50
11	Перекриття ножами, мм	152
12	Коробка передач, кВт	118
13	Редуктор крил, кВт	81
14	Швидкість обертання 540 об/хв	
	- центральна секція, об/хв	810
	- крило, об/хв	940
15	Швидкість обертання	
	- центральна секція, об/хв	800
	- крило, об/хв	954
16	Діапазон нахилу крил	24˚вниз…85˚верх

При експлуатації серійних подрібнювачів ПР-4,5 у сільськогосподарських господарствах, не зважаючи на їх загальні переваги, виявлено декілька значних недоліків.

Основним недоліком цього подрібнювача є обмежена робоча ширина розподілення подрібнених частинок рослинних решток, яка дорівнює ширині скошування рослин, а саме 4,5 м. Це обмеження ускладнює ефективне використання подрібнювача при обробці валків соломи, утворених зернозбиральними комбайнами з шириною захвату жниварки до 6 м. В результаті між оброблюваними смугами утворюються чисті смуги, що не забезпечують необхідне подрібнення соломи, що є недопустимим з точки зору агротехнічних вимог. Іншим значущим недоліком подрібнювача ПР-4,5 є високі навантаження на різальний апарат, особливо при подрібненні стерні кукурудзи, яка відома своєю високою енергоефективністю. Проблема полягає в тому, що у двоярусному різальному апараті осі шарнірів, які закріплені на обох кінцях тримача ножів, розміщені співвісно. Це призводить до одночасного початку різання стебла практично на обох рівнях, збільшуючи ударні навантаження вдвічі. Це призводить до скорочення терміну служби підшипників різального апарату і карданних валів, а також викликає вібрацію конічних редукторів, що може призвести до ослаблення болтів їх кріплення до платформи і появи тріщин у платформі. Крім того, при подрібненні стерні кукурудзи одночасна дія двох ножів на залишок стебла викликає відхилення стерні у напрямку кутової швидкості ножів. Це призводить до перерізання стебла нижнім ножем швидше, ніж верхнім, що знижує зв'язок вирізаного куска з його залишком. Як результат, вищезгаданий кусок починає рухатись разом із верхнім ножем, що веде до забивання різального апарату і зниження ефективності подрібнювача. В таких випадках оператор змушений зупиняти роботу, щоб очистити ножі від нерозрізаних залишків стебла, що впливає на продуктивність подрібнювача. ПР-4,5 має ще один важливий недолік - недостатній строк служби ножів перед їх перезаточуванням. Наприклад, при подрібненні стерні кукурудзи на площі 24 га заточені леза ножів швидко затуплюються, і вони потребують перезаточування. Це означає, що заточені ножі забезпечують ефективну роботу лише наполовину зміни. Таким чином, для кожної зміни доводиться

зупиняти подрібнювач, демонтувати ножі і проводити процедуру їх перезаточування, що значно знижує продуктивність цього агрегату.

3.2. Пропозиції щодо модернізації

Аналіз робочого процесу подрібнювача ПР-4,5 показав, що вищезазначені недоліки можна вирішити шляхом незначної модернізації конструкції. Для досягнення більшої ширини смуги розподілення подрібненої соломи по поверхні поля запропоновано зробити зміни в конструкції кожуха подрібнювача. Кожен боковий щиток кожуха розділяється на дві частини: передня частина залишається незмінною і приварена до платформи, а задня частина є поворотною. Вона кріпиться до передньої частини вертикальним шарніром, а її вільний кінець має горизонтальну накладку у вигляді сектора круга, яка розміщена під платформою. На цій накладці просвердлені два отвори на однаковій відстані від осі шарніра, а в платформі біля краю і на такій же відстані від осі шарніра також просвердлений отвір. Ця конструкція дозволяє заднім поворотним частинам бокових щитків кріпитися до платформи в двох положеннях за допомогою болтів.

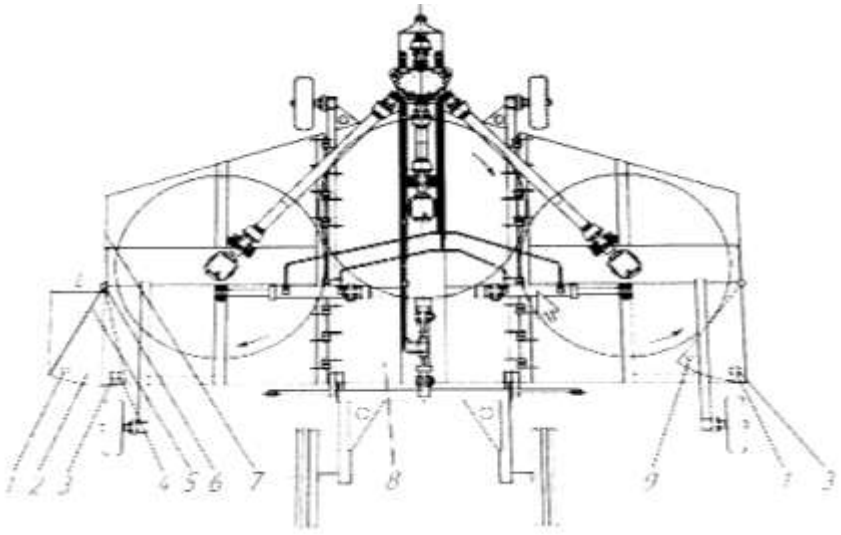


Рис. 19. Конструкційна схема модернізованого подрібнювача рослинних решток ПР-4,5М: 1,9 – отвори у накладці; 2 – накладка; 3 – отвір у платформі; 4 – болт; 5 – задня поворотна частина щитка; 6 – вертикальний шарнір; 7 – передня частина щитка; 8 – платформа.

Під час подрібнення стерні, стебел рослин-сидератів, бур'янів та валків соломи, що обмолочені комбайном з захватом до 4,5 м, модернізований подрібнювач ПР-4,5М використовує механізм закріплення задньої поворотної частини 5 бокового щитка через болт 4, що проходить через отвори 1 у накладці 2 і 3 у платформі 8. Це розв'язання дозволяє забезпечити передню 7 і поворотну задню 5 частини бокового щитка у одній площині (див. правий бік рис. 2), зберігаючи ширину смуги розподілення подрібнених стебел на поверхні поля на рівні 4,5 м, аналогічно до оригінального ПР-4,5. При подрібненні валків соломи після комбайна з захватом жниварки шириною понад 4,5 м, накладка 5 закріплюється до платформи 8 також за допомогою болта 4, через отвори 9 у накладці 5 і 3 у платформі 8. В цьому випадку задній кінець поворотної частини 5 щитка відхиляється від кожуха подрібнювача на величину L (див. лівий бік рис. 2), створюючи вікно для викидання подрібнених частинок через задню перфоровану частину обичайки. Під час роботи подрібнювача частинки подрібненої соломи викидаються через задню перфоровану частину обичайки і розподіляються по поверхні поля смугою шириною 4,5 м. Крім того, через вікна між задніми кінцями поворотних частин 5 бокових щитків і задньою частиною обичайки додатково вилітають подрібнені частинки соломи і розподіляються по поверхні поля двома додатковими смугами шириною по 0,75 м. Все це забезпечує загальну ширину смуги розподілення частинок по поверхні поля на рівні 6 м, що дозволяє використовувати подрібнювач для валків соломи після роботи комбайна з захватом жниварки до 6 м. Для зниження ударних навантажень на різальний апарат під час роботи подрібнювача і уникнення забивання ножів верхнього ярусу скошеними кусками стерні кукурудзи використовується нова конструкція різального апарата. Осі шарнірів закріплення ножів верхнього і нижнього ярусів на одному кінці тримача не співвісні між собою, а зміщені вперед за напрямом колової швидкості ножів на відстань t, що перевищує максимально можливий діаметр стебла. Ця нова конструкція тримача забезпечує ефективне різання стебел і підвищує надійність різального апарата.

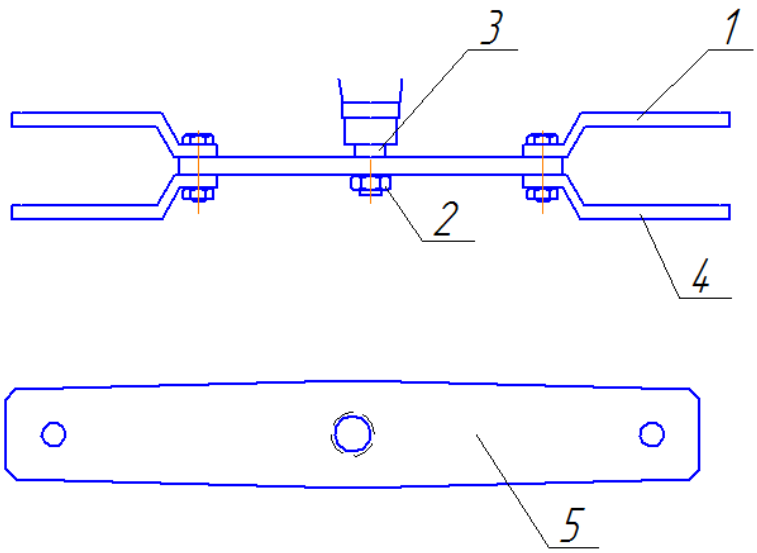


Рис. 20. Двоярусний різальний апарат з послідовною роботою ножів: 1 – ніж верхній; 2 притискна гайка; 3 – приводний вал; 4 – ніж нижній; 5 – ротор.

При функціонуванні даного різального апарата ножі верхнього ярусу здійснюють рух вперед сусідніх з ним ножів 8 нижнього ярусу. Таким чином, спочатку ніж 7 верхнього ярусу здійснює зрізання верхньої частини стебла, а потім відповідною нижньою частиною - ніж 8 нижнього ярусу. Використання такого різального апарата для обробки стерні кукурудзи виключає можливість забивання ножів верхнього ярусу кусками стернин. Це досягається завдяки послідовному робочому процесу, де верхній ніж утримує верхню частину стернини, що ще не зрізана нижнім ножем, забезпечуючи її стабільність. Лише після завершення зрізування верхньої частини стернини, нож 8 нижнього ярусу проводить зрізування її нижньої частини, також утримуючи її від зсуву кореневою частиною. Це конструктивне рішення сприяє зниженню простоїв подрібнювача для очищення ножів верхнього ярусу і відповідно збільшує його ефективність. Крім того, завдяки послідовному функціонуванню ножів верхнього і нижнього ярусів, ударні навантаження на різальний апарат і механізм його приводу зменшуються вдвічі, а також вібрація, що передається на конічні редуктори та кожух подрібнювача, що веде до збільшення строку експлуатації подрібнювачів на сільськогосподарських підприємствах. Збільшення строку служби ножів

різального апарата до необхідності їх заточування досягається завдяки розробці нових конструкцій ножів. Для використання на ґрунтах з низькою концентрацією чужорідних твердих предметів (камінців, металевих об'єктів тощо), створено ніж з двома отворами для кріплення до шарніра тримача та двома різальними кромками, загостреними на всій довжині. Для роботи на ґрунтах з високою концентрацією чужорідних твердих предметів, де ризик пошкодження ножа з одним отвором на вільному кінці є значним, розроблено ніж з одним отвором для кріплення до тримача, але з двома різальними кромками, аналогічними тим, що використовуються на ножі подрібнювача ПР-4,5. Використання ножів з одним отвором і двома різальними кромками дозволяє швидко відновлювати ніж, якщо одна з різальних кромок затупіє або пошкодиться при зіткненні з чужорідними твердими предметами. Ніж можна легко демонтувати з подрібнювача, повернути його на 180 градусів навколо осі і знову встановити на місце, процес, що займає не більше 5 хвилин. При використанні ножів з двома отворами, після зносу різальних кромок на одному кінці ножа, другий отвір використовується для кріплення ножа до тримача. Таким чином, завдяки впровадженню нових конструкцій ножів, строк експлуатації подрібнювача до необхідності їх заточування збільшується вдвічі.

3.3. Кінематичний розрахунок.

Для розрахунку редуктора на крилі з обчисленням передачі на контактну витривалість, приймаємо форму зубів типу 1, де зуби пропорційно знижуються. Початковий діаметр шестірні по більшому торцю обчислюється:

$$d_{\omega 1} = \sqrt[3]{\frac{4{,}5 \times T_{H1} \times K_{H\alpha} \times K_{H\beta} \times K_{H\nu} \times (Z_H \times Z_M \times Z_\varepsilon)^2}{(1-\psi_K) \times \psi_K \times u \times [\sigma_H]^2}}$$

$$d_{\omega 1} = \sqrt[3]{\frac{4{,}5 \times 5730 \times 1 \times 0{,}85 \times 1{,}138 \times (1{,}34 \times 275 \times 0{,}86)^2}{(1-0{,}25) \times 0{,}25 \times 1 \times 417^2}} = 192 \text{ мм}$$

Орієнтовна швидкість зубчастих коліс:

$$v = 0{,}0125 \times \sqrt[3]{N \times n^2} = 0{,}0125 \times \sqrt[3]{60 \times 560^2} = 3{,}3 \text{ м/с}$$

При даній швидкості необхідний ступінь точності передачі 8-я Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами для косозубих передач $K_{Ha} = 1$. Коефіцієнт ширини вінця $\psi_K = 0{,}25$. Для поліпшення умов роботи зачеплення і зменшенням довжини редуктора конічну шестерню встановлюємо між опорами (схему 2).

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця, при відношенні: Коефіцієнт динамічного навантаження для ступеня точності зубчастих коліс на одиницю грубіше встановленої, тобто для 8-го ступеня точності $K_{Hv} = 1{,}138$. Коефіцієнт, що враховує форму сполучених поверхонь $Z_H = 1{,}34$. Коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів пов'язаних коліс $Z_M = 275$ МПа.

За табл. 3.11 вибираємо число зубів шестерні $Z_1 = 22$ і коефіцієнт торцевого перекриття $\varepsilon_a = 1{,}2$. Коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_a}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1{,}2}{3}} = 0{,}86$$

Зовнішній окружний модуль:

$$m_{te} = \frac{a_{\omega 1}}{z_1} = \frac{192}{22} = 8{,}7 \text{ мм}$$

Отриманий модуль округляємо за стандартом $m_{te} = 8{,}5$ мм. Перераховуємо початковий діаметр $d_{\omega 1} = m_{te} \times Z_1 = 10 \times 22 = 220$ мм.

Число зубів плоского колеса:

$$Z_C = \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = \sqrt{22^2 + 44^2} = 49$$

де $Z_2 = Z_1 \times u = 22 \times 2 = 44$

Зовнішнє конусний відстань:

$$R_e = 0{,}5 \times m_{te} \times Z_C = -0{,}5 \times 8{,}5 \times 49 = 208 \text{ мм}$$

Робоча ширина зубчастого вінця при

$$\psi_К = \frac{b_\omega}{R_e}; b_\omega = \psi_К \times R_e = 0{,}25 \times 208 = 52 \text{ мм}$$

Перевіряємо умову

$$b_\omega \leqslant 10 \times m_{te}, \text{тобто } b_\omega = 52 < 10 \times m_{te} = 10 \times 8{,}5 = 85 \text{ мм}$$

отже, умова задовольняється.

Перевірочний розрахунок зубів на контактну витривалість. Обчислюємо середній нормальний модуль зачеплення.

$$m_n = m_{te} \times \left(1 - 0{,}5 \times \frac{b_\omega}{R_e}\right) \times \cos\beta_m = 8{,}5 \times \left(1 - 0{,}5 \times \frac{52}{208}\right) \times 0{,}76 = 5{,}5 \text{ мм}$$

Середній початковий діаметр шестірні

$$d_{\omega m1} = \frac{m_n \times Z_1}{\cos\beta_m} = \frac{5{,}5 \times 22}{0{,}76} = 159 \text{ мм}$$

Визначаємо розрахункову окружну швидкість на середньому початковому діаметрі шестірні

$$v = \frac{\pi \times d_{\omega m1} \times n}{60000} = \frac{3{,}14 \times 159 \times 560}{60000} = 7{,}5 \text{ м/с}$$

При даній швидкості по табл. 3.33 необхідний ступінь точності передачі 8-я, що збігається з раніше прийнятою ступенем точності. Коефіцієнт, що враховує окружну швидкість передачі $Z'_v = 1{,}01$. Уточнюємо коефіцієнт динамічного навантаження $K'_{Hv} = 1{,}16$.

Початковий діаметр шестерні по більшому торцю

$$d_{\omega 1} = d_{\omega 1} \times \sqrt[3]{\frac{K'_{Hv} \times (Z'_v)^2}{K_{Hv} \times Z_v^2}} = 187 \times \sqrt[3]{\frac{1{,}16 \times (1{,}01)^2}{1{,}138 \times 1^2}} = 190 \text{ мм}$$

де$Z_v = 1$

Знову визначаємо окружний модуль

$$m_{te} = \frac{d_{\omega 1}}{Z_1} = \frac{190}{22} = 8{,}6 \text{ мм}$$

Отриманий модуль округляємо за стандартом $m_{te} = 8{,}5$ мм. Діаметр початкового кола по більшому торцю, відповідний стандартному модулю

$$d_{\omega 1} = m_{te} \times Z_1 = 8{,}5 \times 22 = 187 \text{ мм}$$

Перевірочний розрахунок передачі на контактну міцність при дії максимального навантаження. Фактичне напруження при розрахунку на контактну витривалість

$$\sigma_H = Z_Y \times Z_M \times Z_\varepsilon \times \sqrt{\frac{4{,}5 \times T_{H1} \times K_{H\alpha} \times K_{H\beta} \times K_{Hv}}{(1-\psi_K) \times \psi_K \times d_{\omega 1}^3 \times u}} =$$

$$= 1{,}34 \times 275 \times 0{,}9 \times \sqrt{\frac{4{,}5 \times 955000 \times 1 \times 1{,}14 \times 1.38}{(1-0{,}25) \times 0{,}25 \times 176^3 \times 2}} =$$

$=580$ МПа $>$ 427 Мпа

Відхилення діючих контактних напружень від допустимих становить менш 3% що допустимо.

Розрахункове напруження від максимального навантаження

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \times \sqrt{\frac{T_M}{T_1}} = 580 \times \sqrt{2} = 820 \text{ МПа} < [\sigma_{HM}] = 1624 \text{ МПа}$$

де відношення $\frac{T_M}{T_1} = 2$ задано у вихідних даних розрахунку.

3.2.1.4. Перевірочний розрахунок зубів на витривалість по напруженням вигину. Згинальне напруження для зуба шестерні.

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \times Y_\beta \times \frac{W_{Ft}}{0{,}85 \times m_n} = 4{,}2 \times 1 \times \frac{300}{0{,}85 \times 5{,}5} = 280 \leqslant [\sigma_{F1}] = 617 \text{ МПа}.$$

Попередньо визначаємо величини, необхідні для розрахунку. Знаходимо еквівалентне число зубів для шестерні і колеса

$$Z_{э1} = \frac{Z_1}{cos\delta_1} = \frac{22}{0{,}89} = 24{,}7$$

$$Z_{э2} = \frac{Z_2}{cos\delta_2} = \frac{44}{0{,}44} = 100$$

Тут $tg\delta_1 = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{22}{44} = 0{,}5$ $\delta_1 = 26{,}5^\circ$.

Відповідно $\delta_2 = (90^\circ - \delta_1) = (90^\circ - 26{,}5^\circ) = 63{,}5^\circ$

Визначаємо коефіцієнт, що враховують форму зуба: $Y_{F1} = 4{,}1, Y_{F2} = 4{,}1$. Коефіцієнт, що враховує вплив нахилу зуба на його напружений стан, для косозубих коліс $Y_\beta = 1$. Розрахункова питома навантаження

$$W_{Ft} = \frac{2 \times T_{F1}}{d_{\omega m1} \times b_{\omega}} \times K_{H\alpha} \times K_{H\beta} \times K_{H\nu} = \frac{2 \times 95500}{159 \times 52} \times 1 \times 1{,}14 \times 1{,}138 = 300\ \text{Н/м}$$

.

де $T_{F1} = 955000\ \text{Н} \times \text{м}$; $d_{\omega m1} = 159$ мм; $b_{\omega} = 52$ мм; коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами. Коефіцієнт, враховує динамічне навантаження при швидкості $\nu = 7{,}5\text{м/с}$, $K_{H\nu} = 1{,}138$.

Середній нормальний модуль $m_n = 5{,}5$ мм.

напруження вигину для зуба колеса

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \times \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 342 \times \frac{4{,}2}{4{,}46} = 238\ \text{МПа} \leqslant [\sigma_{F2}] = 248\ \text{МПа}$$

Перевірочний розрахунок зубів при згині максимальним навантаженням. Розрахункове напруження від максимального навантаження

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \times \frac{T_M}{T_1} = 342 \times 2 = 684\ \text{МПа} \leqslant [\sigma_{FM}] = 685\ \text{МПа}.$$

відповідно розрахункове напруження для зуба шестерні

$$\sigma_{FM1} = \sigma_{F1} \times 2 = 280 \times 2 = 560\ \text{МПа} < 685\ \text{МПа};$$

для зуба колеса

$$\sigma_{FM2} = \sigma_{F2} \times 2 = 238 \times 2 = 476\ \text{МПа} < 661\ \text{МПа}.$$

Остаточно приймаємо параметри передачі:

Число зубів плоского колеса $Z_C = \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = \sqrt{22^2 + 44^2} = 49$

Ширина зубчасті вінця $b \leqslant 10 \times m_{te} = 52 \leqslant 10 \times 8{,}5 = 85$ мм

Зовнішнє конусний відстань

$$R'_e = 0{,}5 \times m_{te} \times Z_C = 0{,}5 \times 8{,}5 \times 49 = 208\ \text{мм}$$

Середнє конусний відстань

$$R_m = R'_e - 0{,}5 \times b = 208 - 0{,}5 \times 52 = 182\ \text{мм}$$

Діаметр зовнішньої ділильної окружності:

колеса $d_{e2} = d_{\omega 2} = m_{te} \times Z_2 = 8{,}5 \times 44 = 374\ \text{мм}$

шестерні $d_{e1} = d_{\omega 1} = m_{te} \times Z_1 = 8{,}5 \times 22 = 187\ \text{мм}$

Середній ділильний діаметр:

шестерні $d_{m1} = m_n \times Z_1/\cos\beta_m = 5{,}5 \times 22/0{,}76 = 159$ мм

колеса $d_{m2} = m_n \times Z_2/\cos\beta_m = 5{,}5 \times 44/0{,}76 = 318$ мм

Глибина заходу $h_{ze} = 2 \times m_{te} \times \cos\beta_m = 2 \times 8{,}5 \times 0{,}76 = 13$ мм

Радіальний зазор $C = 0{,}2 \times m_{te} = 0{,}2 \times 8{,}5 = 1{,}7$ мм

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \times Y_\beta \times \frac{W_{Ft}}{0{,}85 \times m_n} = 4{,}2 \times 1 \times \frac{300}{0{,}85 \times 5{,}5} = 280 \leqslant [\sigma_{F1}] = 617 \text{ МПа}.$$

Попередньо визначаємо величини, необхідні для розрахунку. Знаходимо еквівалентне число зубів для шестерні і колеса

$$Z_{э1} = \frac{Z_1}{cos\delta_1} = \frac{22}{0{,}89} = 24{,}7$$

$$Z_{э2} = \frac{Z_2}{cos\delta_2} = \frac{44}{0{,}44} = 100$$

Тут $tg\delta_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{22}{44} = 0{,}5$ $\delta_1 = 26{,}5^\circ$.

Відповідно $\delta_2 = (90^\circ - \delta_1) = (90^\circ - 26{,}5^\circ) = 63{,}5^\circ$

Визначаємо коефіцієнт, що враховують форму зуба: $Y_{F1} = 4{,}1, Y_{F2} = 4{,}1$. Коефіцієнт, що враховує вплив нахилу зуба на його напружений стан, для косозубих коліс $Y_\beta = 1$. Розрахункова питома навантаження

$$W_{Ft} = \frac{2 \times T_{F1}}{d_{\omega m1} \times b_\omega} \times K_{H\alpha} \times K_{H\beta} \times K_{H\nu} = \frac{2 \times 95500}{159 \times 52} \times 1 \times 1{,}14 \times 1{,}138 = 300 \text{ Н/м}$$

.

де $T_{F1} = 955000$ Н × м; $d_{\omega m1} = 159$ мм; $b_\omega = 52$ мм; коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами. Коефіцієнт, враховує динамічне навантаження при швидкості $\nu = 7{,}5$м/с , $K_{H\nu} = 1{,}138$.

Середній нормальний модуль $m_n = 5{,}5$ мм.

напруження вигину для зуба колеса

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \times \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 342 \times \frac{4{,}2}{4{,}46} = 238 \text{ МПа} \leqslant [\sigma_{F2}] = 248 \text{ МПа}$$

Перевірочний розрахунок зубів при згині максимальним навантаженням. Розрахункове напруження від максимального навантаження

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \times \frac{T_M}{T_1} = 342 \times 2 = 684 \text{ МПа} \leqslant [\sigma_{FM}] = 685 \text{ МПа}.$$

відповідно розрахункове напруження для зуба шестерні

$$\sigma_{FM1} = \sigma_{F1} \times 2 = 280 \times 2 = 560 \text{ МПа} < 685 \text{ МПа};$$

для зуба колеса

$$\sigma_{FM2} = \sigma_{F2} \times 2 = 238 \times 2 = 476\ \text{МПа} < 661\ \text{МПа}.$$

3.2.1.7. Остаточно приймаємо параметри передачі:

Число зубів плоского колеса $Z_C = \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = \sqrt{22^2 + 44^2} = 49$

Ширина зубчасті вінця $b \leqslant 10 \times m_{te} = 52 \leqslant 10 \times 8{,}5 = 85$ мм

Зовнішнє конусний відстань

$$R'_e = 0{,}5 \times m_{te} \times Z_C = 0{,}5 \times 8{,}5 \times 49 = 208\ \text{мм}$$

Середнє конусний відстань

$$R_m = R'_e - 0{,}5 \times b = 208 - 0{,}5 \times 52 = 182\ \text{мм}$$

Діаметр зовнішньої ділильної окружності:

колеса $d_{e2} = d_{\omega 2} = m_{te} \times Z_2 = 8{,}5 \times 44 = 374$ мм

шестерні $d_{e1} = d_{\omega 1} = m_{te} \times Z_1 = 8{,}5 \times 22 = 187$ мм

Середній ділильний діаметр:

шестерні $d_{m1} = m_n \times Z_1/\cos\beta_m$ =5,5× 22/0,76=159 мм

колеса $d_{m2} = m_n \times Z_2/\cos\beta_m$ =5,5× 44/0,76=318 мм

Глибина заходу $h_{3e} = 2 \times m_{te} \times \cos\beta_m = 2 \times 8{,}5 \times 0{,}76 = 13$ мм

Радіальний зазор $C = 0{,}2 \times m_{te} = 0{,}2 \times 8{,}5 = 1{,}7$ мм

Висота зуба у торця $h_e = h_{3e} + c = 13 + 1{,}7 = 14{,}7$ мм

Висота головки зуба у торця:

шестерні

$$h_{ae1} = m_{te} \times (1 + x_1 \times \cos\beta_m) = 8{,}5 \times (1 + 0{,}3 \times 0{,}76) = 10{,}4\ \text{мм}$$

колеса $h_{ae2} = h_з - h_{ae1} = 13 - 10{,}4 = 2{,}6$ мм

Висота ніжки зуба у торця:

шестерні $h_{fe1} = h_e - h_{ae1} = 14{,}7 - 10{,}4 = 4{,}3$ мм

колеса $h_{fe2} = h_e - h_{ae2} = 14{,}7 - 2{,}6 = 12{,}1$ мм

Кут ділильного конуса:

шестерні $\text{tg}\delta_1 = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{22}{44} = 0{,}5 = 26{,}5^\circ$ колеса

$$\delta_2 = (90^\circ - \delta_1) = (90^\circ - 26{,}5^\circ) = 63{,}5^\circ$$

Кут ніжки зуба:

шестерні $tg\theta_{f1} = h_{fe1}/ R'_e = 4{,}3/208=1{,}1^\circ$

колеса $tg\theta_{f2} = h_{fe2}/ R'_e = 12{,}1/208=3{,}3^\circ$

Кут конуса вершин:

шестерні $\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{f2} = 26{,}5 + 3{,}3 = 29{,}8^\circ$

колеса $\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{f1} = 63{,}5 + 1{,}1 = 64{,}6^\circ$

Кут конуса западин:

шестерні $\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} = 26{,}5 - 1{,}1 = 25{,}4^\circ$

колеса $\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} = 63{,}5 - 3{,}3 = 60{,}2^\circ$

Зовнішній діаметр вершин:

шестерні

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \times h_{ae1} \times \cos\delta_1 = 187 + 2 \times 10{,}4 \times 0{,}89 = 205{,}5 \text{ мм}$$

колеса$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \times h_{ae2} \times \cos\delta_2 = 374 + 2 \times 2{,}6 \times 0{,}44 = 376{,}2$ мм

Товщина зуба по зовнішньої ділильної окружності:

шестерні $S_{e1} = (1{,}571 + 0{,}728 \times x_1 + x_\tau) \times m_{te} =$

колеса $S_{e2} = (1{,}571 + 0{,}728 \times x_2 + x_\tau) \times m_{te} =$

Відстань від вершини до площини зовнішньої окружності вершин зубів:

шестерні

$$B_1 = R_e \times \cos\delta_1 - h_{ae1} \times \sin\delta_1 = 208 \times 0{,}89 - 10{,}4 \times 0{,}44 = 180 \text{ мм}.$$

колеса

$$B_2 = R_e \times \cos\delta_2 - h_{ae2} \times \sin\delta_2 = 208 \times 0{,}44 - 2{,}6 \times 0{,}89 = 89{,}2 \text{ мм}.$$

Розрахунок редуктора що знаходиться на центральній секції.

Розрахунок передачі на контактну витривалість. Згідно рекомендацій приймаємо пропорційно знижуються зуби (форма 1). Обчислюємо початковий діаметр шестірні по більшому торцю:

$$d_{\omega 1} = \sqrt[3]{\frac{4{,}5 \times T_{H1} \times K_{H\alpha} \times K_{H\beta} \times K_{Hv} \times (Z_H \times Z_M \times Z_\varepsilon)^2}{(1 - \psi_K) \times \psi_K \times u \times [\sigma_H]^2}}$$

$$d_{\omega 1} = \sqrt[3]{\frac{4{,}5 \times 573000 \times 1 \times 0{,}85 \times 1{,}138 \times (1{,}34 \times 275 \times 0{,}9)^2}{(1 - 0{,}25) \times 0{,}25 \times 1 \times 417^2}} = 228 \text{ мм}$$

Орієнтовна швидкість зубчастих коліс:

$$v = 0{,}0125 \times \sqrt[3]{N \times n^2} = 0{,}0125 \times \sqrt[3]{60 \times 1000^2} = 4{,}8 \text{ м/с}$$

При даній швидкості необхідний ступінь точності передачі 8-я Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами для косозубих передач $K_{Ha} = 1$. Коефіцієнт ширини вінця $\psi_K = 0{,}25$. Для поліпшення умов роботи зачеплення і зменшенням довжини редуктора конічну шестерню встановлюємо між опорами (схему 2).

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця, при відношенні:

Коефіцієнт динамічного навантаження для ступеня точності зубчастих коліс на одиницю грубіше встановленої, тобто для 8-го ступеня точності $K_{Hv} = 1{,}138$. Коефіцієнт, що враховує форму сполучених поверхонь $Z_H = 1{,}34$. Коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів пов'язаних коліс $Z_M = 275$ МПа.

За табл. 3.11 вибираємо число зубів шестерні $Z_1 = 22$ і коефіцієнт торцевого перекриття $\varepsilon_a = 1{,}2$. Коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_a}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1{,}2}{3}} = 0{,}96$$

Зовнішній окружний модуль:

$$m_{te} = \frac{a_{\omega 1}}{z_1} = \frac{228}{22} = 10{,}3 \text{ мм}$$

Отриманий модуль округляємо за стандартом $m_{te} = 10$ мм. Перераховуємо початковий діаметр $d_{\omega 1} = m_{te} \times Z_1 = 10 \times 22 = 220$ мм.

Число зубів плоского колеса:

$$Z_C = \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = \sqrt{22^2 + 22^2} = 31$$

де $Z_2 = Z_1 \times u = 22 \times 1 = 22$

Зовнішнє конусний відстань:

$$R_e = 0{,}5 \times m_{te} \times Z_C = -0{,}5 \times 10 \times 31 = 155 \text{ мм}$$

Робоча ширина зубчастого вінця при

$$\psi_К = \frac{b_\omega}{R_e}; b_\omega = \psi_К \times R_e = 0{,}25 \times 155 \text{ мм}$$

Перевіряємо умову

$b_\omega \leqslant 10 \times m_{te}$, тобто $b_\omega = 38 < 10 \times m_{te} = 10 \times 10 = 100$ мм

отже, умова задовольняється.

Перевірочний розрахунок зубів на контактну витривалість. Обчислюємо середній нормальний модуль зачеплення.

$$m_n = m_{te} \times \left(1 - 0{,}5 \times \frac{b_\omega}{R_e}\right) \times \cos\beta_m = 10 \times \left(1 - 0{,}5 \times \frac{38}{155}\right) \times 0{,}76 = 6{,}6 \text{ мм}$$

Середній початковий діаметр шестірні

$$d_{\omega m1} = \frac{m_n \times Z_1}{\cos\beta_m} = \frac{6{,}5 \times 22}{0{,}76} = 191 \text{ мм}$$

Визначаємо розрахункову окружну швидкість на середньому початковому діаметрі шестірні

$$v = \frac{\pi \times d_{\omega m1} \times n}{60000} = \frac{3{,}14 \times 191 \times 1000}{60000} = 9{,}9 \text{ м/с}$$

При даній швидкості по табл. 3.33 необхідний ступінь точності передачі 8-я, що збігається з раніше прийнятою ступенем точності. Коефіцієнт, що враховує окружну швидкість передачі $Z'_v = 1{,}06$. Уточнюємо коефіцієнт динамічного навантаження $K'_{Hv} = 1{,}25$.

Початковий діаметр шестерні по більшому торцю

$$d_{\omega 1} = d_{\omega 1} \times \sqrt[3]{\frac{K'_{Hv} \times (Z'_v)^2}{K_{Hv} \times Z_v^2}} = 220 \times \sqrt[3]{\frac{1{,}25 \times (1{,}06)^2}{1{,}138 \times 1^2}} = 235{,}4 \text{ мм}$$

де$Z_v = 1$

Знову визначаємо окружний модуль

$$m_{te} = \frac{d_{\omega 1}}{Z_1} = \frac{235{,}4}{22} = 10{,}6 \text{ мм}$$

Отриманий модуль округляємо за стандартом $m_{te} = 10$ мм. Діаметр початкового кола по більшому торцю, відповідний стандартному модулю,

$$d_{\omega 1} = m_{te} \times Z_1 = 10{,}5 \times 22 = 231 \text{ мм}$$

Перевірочний розрахунок передачі на контактну міцність при дії максимального навантаження. Фактична напруження при розрахунку на контактну витривалість

$$\sigma_H = Z_Y \times Z_M \times Z_\varepsilon \times \sqrt{\frac{4{,}5 \times T_{H1} \times K_{H\alpha} \times K_{H\beta} \times K_{Hv}}{(1-\psi_K) \times \psi_K \times d_{\omega 1}^3 \times u}} =$$

$$= 1{,}34 \times 275 \times 0{,}9 \times \sqrt{\frac{4{,}5 \times 573000 \times 1 \times 1{,}14 \times 1.38}{(1-0{,}25) \times 0{,}25 \times 231^3 \times 1}} =$$

$=431$ МПа > 417 Мпа

Відхилення діючих контактних напружень від допустимих становить менш 3% що допустимо.

Розрахункове напруження від максимального навантаження

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \times \sqrt{\frac{T_M}{T_1}} = 431 \times \sqrt{2} = 609 \text{ МПа} < [\sigma_{HM}] = 1680 \text{ МПа}$$

де відношення $\frac{T_M}{T_1} = 2$ задано у вихідних даних розрахунку.

Перевірочний розрахунок зубів на витривалість по напруженням вигину. Згинальна напруження для зуба шестерні.

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \times Y_\beta \times \frac{W_{Ft}}{0{,}85 \times m_n} = 4{,}1 \times 1 \times \frac{204}{0{,}85 \times 6{,}5} = 152 \leqslant [\sigma_{F1}] = 342 \text{ МПа}.$$

Попередньо визначаємо величини, необхідні для розрахунку. Знаходимо еквівалентне число зубів для шестерні і колеса

$$Z_{э1} = \frac{Z_1}{cos\delta_1} = \frac{22}{0{,}7} = 31{,}4$$

$$Z_{э2} = \frac{Z_2}{cos\delta_2} = \frac{22}{0{,}7} = 31{,}4$$

Тут $tg\delta_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{22}{22} = 1\ \delta_1 = 45^\circ$.

Відповідно $\delta_2 = (90^\circ - \delta_1) = (90^\circ - 45^\circ) = 45^\circ$

Визначаємо коефіцієнт, що враховують форму зуба: $Y_{F1} = 4{,}1$, $Y_{F2} = 4{,}1$. Коефіцієнт, що враховує вплив нахилу зуба на його напружений стан, для косозубих коліс $Y_\beta = 1$. Розрахункова питома навантаження

$$W_{Ft} = \frac{2 \times T_{F1}}{d_{\omega m1} \times b_\omega} \times K_{H\alpha} \times K_{H\beta} \times K_{H\nu} = \frac{2 \times 57300}{191 \times 38} \times 1 \times 1{,}14 \times 1{,}138 = 204\ Н/м$$

.

де $T_{F1} = 573000\ Н \times м$; $d_{\omega m1} = 191$ мм; $b_\omega = 38$ мм; коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами. Коефіцієнт, враховує динамічне навантаження при швидкості $\nu = 9{,}9 м/с$, $K_{H\nu} = 1{,}138$.

Середній нормальний модуль $m_n = 6{,}5$ мм.

напруження вигину для зуба колеса

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \times \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 342 \times \frac{4{,}1}{4{,}1} = 342\ МПа \leqslant [\sigma_{F2}] = 342\ МПа$$

Перевірочний розрахунок зубів при згині максимальним навантаженням. Розрахункове напруження від максимального навантаження

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \times \frac{T_M}{T_1} = 342 \times 2 = 684\ МПа \leqslant [\sigma_{FM}] = 685\ МПа.$$

відповідно розрахункове напруження для зуба шестерні

$$\sigma_{FM1} = \sigma_{F1} \times 2 = 152 \times 2 = 304\ МПа < 685\ МПа;$$

для зуба колеса

$$\sigma_{FM2} = \sigma_{F2} \times 2 = 152 \times 2 = 304\ МПа < 685\ МПа.$$

Остаточно приймаємо параметри передачі:

Число зубів плоского колеса $Z_C = \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = \sqrt{22^2 + 22^2} = 31$

Ширина зубчасті вінця $b \leqslant 10 \times m_{te} = 38 \leqslant 10 \times 10 = 100$ мм

Зовнішнє конусний відстань

$$R'_e = 0{,}5 \times m_{te} \times Z_C = 0{,}5 \times 10 \times 31 = 155\ мм$$

Середнє конусний відстань

$$R_m = R'_e - 0{,}5 \times b = 155 - 0{,}5 \times 90 = 110\ мм$$

Діаметр зовнішньої ділильної окружності:

колеса $d_{e2} = d_{\omega 2} = m_{te} \times Z_2 = 10 \times 22 = 220$ мм

шестерні $d_{e1} = d_{\omega 1} = m_{te} \times Z_1 = 10 \times 22 = 220$ мм

Середній ділильний діаметр:

шестерні $d_{m1} = m_n \times Z_1/\cos\beta_m = 6{,}5 \times 22/0{,}76 = 190$ мм

колеса $d_{m2} = m_n \times Z_2/\cos\beta_m = 6{,}5 \times 22/0{,}76 = 190$ мм

Глибина заходу $h_{3e} = 2 \times m_{te} \times \cos\beta_m = 2 \times 10 \times 0{,}76 = 15{,}2$ мм

Радіальний зазор $C = 0{,}2 \times m_{te} = 0{,}2 \times 10 = 2$ мм

Висота зуба у торця $h_e = h_{3e} + c = 15{,}2 + 2 = 17{,}2$ мм

Висота головки зуба у торця:

шестерні

$h_{ae1} = m_{te} \times (1 + x_1 \times \cos\beta_m) = 10 \times (1 + 0{,}3 \times 0{,}76) = 12{,}2$ мм

колеса $h_{ae2} = h_3 - h_{ae1} = 15{,}2 - 12{,}2 = 3$ мм

Висота ніжки зуба у торця:

шестерні $h_{fe1} = h_e - h_{ae1} = 17{,}2 - 12{,}2 = 5$ мм

колеса $h_{fe2} = h_e - h_{ae2} = 17{,}2 - 12{,}2 = 5$ мм

Кут ділильного конуса:

шестерні $tg\delta_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{22}{22} = 1 = 45^\circ$

колеса $\delta_2 = (90^\circ - \delta_1) = (90^\circ - 45^\circ) = 45^\circ$

Кут ніжки зуба:

шестерні $tg\theta_{f1} = h_{fe1} / R'_e = 5/155 = 1{,}7^\circ$

колеса $tg\theta_{f2} = h_{fe2} / R'_e = 5/155 = 1{,}7^\circ$

Кут конуса вершин:

шестерні $\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{f2} = 45 + 1{,}7 = 46{,}7^\circ$

колеса $\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{f1} = 45 + 1{,}7 = 46{,}7^\circ$

Кут конуса западин:

шестерні $\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} = 45 - 1{,}7 = 43{,}3^\circ$

колеса $\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} = 45 - 1{,}7 = 43{,}3^\circ$

Зовнішній діаметр вершин:

шестерні

$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \times h_{ae1} \times \cos\delta_1 = 220 + 2 \times 12{,}2 \times 0{,}70 = 244{,}1$ мм

колеса $d_{ae2} = d_{e2} + 2 \times h_{ae2} \times \cos\delta_2 = 220 + 2 \times 3 \times 0{,}70 = 225$ мм

Товщина зуба по зовнішньої ділильної окружності:

шестерні $S_{e1} = (1{,}571 + 0{,}728 \times x_1 + x_\tau) \times m_{te} =$

колеса $S_{e2} = (1{,}571 + 0{,}728 \times x_2 + x_\tau) \times m_{te} =$

Відстань від вершини до площини зовнішньої окружності вершин зубів:

шестерні

$$B_1 = R_e \times \cos\delta_1 - h_{ae1} \times \sin\delta_1 = 150 \times 0{,}70 - 12{,}2 \times 0{,}70 = 100 \text{ мм}$$

колеса

$$B_2 = R_e \times \cos\delta_2 - h_{ae2} \times \sin\delta_2 = 150 \times 0{,}70 - 3 \times 0{,}70 = 106 \text{ мм}$$

Силовий аналіз механізмів машини.

Розрахунок редуктора що знаходиться на крилі.

Вихідні дані:

Потужність двигуна N=60 кВт; частота обертання n=500 хв^{-1}; передаточне число u=2.

За табл.312 визначаємо матеріал для шестерні і колеса сталь 40 ХН (поковка) термообробка покращена.

$\sigma_{B1} = 850$ МПа; $\sigma_{T1} = 600$ МПа; $HB_1 = 250$; шестення

$\sigma_{B2} = 800$ МПа; $\sigma_{T2} = 580$ МПа; $HB_2 = 241$; колесо

Визначаємо допустиме напруження згину для шестірні:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim1}}{S_F} \times Y_s \times Y_R = \frac{1080}{1.75} \times 1 \times 1 = 6{,}17 \text{ МПа}$$

Попередньо знаходимо межу витривалості зубів при згині, відповідний еквівалентному числу циклів зміни напружень:

$$\sigma_{Flim1} = \sigma_{Flim\ b1} \times K_{FC} \times K_{FL1} = 1080 \times 1 \times 1 = 1080 \text{ МПа}$$

де межа витривалості при вигині, відповідний базовому числу циклів зміни напружень:

$$\sigma_{Flim\ b1} = 1{,}8 \times HB_1 = 1{,}8 \times 600 = 1080 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт, що враховує вплив двостороннього програми навантаження, при одностороннім додатку навантаження $K_{FC} = 1{,}0$ коефіцієнт довговічності:

$$K_{FL1} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE1}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \times 10^6}{6 \times 10^8}} = 1$$

При НВ<350; $m_n = 6$; базове число циклів зміни напружень.

$$N_{FO} = 4 \times 10^6$$

еквівалентну число циклів зміни напружень:

$$N_{FE1} = N_{\Sigma 1} = 60 \times n \times t_ч = 6 \times 1000 \times 10000 = 6 \times 10^8$$

але так як $N_{FE1} = 6 \times 10^8 > N_{FO} = 4 \times 10^6$ приймаємо$K_{FL1} = 1$.

Коефіцієнт безпеки:

$$S_F = S'_F \times S''_F = 1{,}75 \times 1{,}0 = 1{,}75$$

Де $S'_F = 1{,}75, S''_F = 1{,}0$.

Коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу до концентрації напружень $Y_S = 1{,}0$. Коефіцієнт, що враховує шорсткість перехідної поверхні зуба $Y_R = 1{,}0$

Допустиме напруження згину для зубів шестерні:

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{Flim1}}{S_F} \times Y_S \times Y_R = \frac{1080}{1{,}75} \times 1 \times 1 = 617 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження згину для зубів колеса:

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{Flim2}}{S_F} \times Y_S \times Y_R = \frac{434}{1{,}75} \times 1 \times 1 = 248 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт безпеки:

$$S_F = 1{,}75$$

Попередньо знаходимо межу витривалості зубів при згині, відповідний еквівалентному числу циклів зміни напружень:

$$\sigma_{Flim2} = \overset{\circ}{\sigma}_{Flimb2} \times K_{FC} \times K_{FL2} = 434 \times 1 \times 1 = 434 \text{ МПа}$$

де межа витривалості при вигині, відповідний базовому числу циклів зміни напружень:

$$\overset{\circ}{\sigma}_{Flimb2} = 1{,}8 \times HB_2 = 1{,}8 \times 241 = 434 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт, що враховує вплив двостороннього програми навантаження $K_{FC} = 1$; коефіцієнт довговічності:

$$K_{FL2} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE2}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \times 10^6}{6 \times 10^8}} = 1$$

При НВ<350; $m_n = 6$;базове число циклів зміни напружень

$$N_{FO} = 4 \times 10^6$$

еквівалентну число циклів зміни напружень:

$$N_{FE2} = N_{\Sigma 2} = 60 \times n \times t_ч = 6 \times 1000 \times 10000 = 6 \times 10^8$$

але так як $N_{FE1} = 6 \times 10^8 > N_{FO} = 4 \times 10^6$ приймаємо$K_{FL2} = 1$.

Допустима напружень вигині при розрахунку на дію максимального навантаження для шестерні:

$$[\sigma_{FM1}] = \frac{\sigma_{FlimM1}}{S_{FM1}} \times Y_S = \frac{1200}{1,75} \times 1 = 685 \text{ МПа}$$

Попередньо знаходимо максимальне напруження, що не викликає залишкових деформацій або крихкого зламу зуба:

$$\sigma_{FlimM1} = 4,8 \times HB_1 = 4,8 \times 250 = 1200 \text{ МПа}$$

коефіцієнт безпеки:

$$S_{FM1} = S'_{FM1} \times S''_{FM1} = 1,75 \times 1 = 1,75$$

тут: $S'_{FM1} = 1,75; S''_{FM1} = S''_{F1} = 1$.

Коефіцієнт враховує чутливість матеріалу до концентрації напружень

$Y_S = 1$.

Допустима напружень вигину при дії максимального навантаження для колеса $[\sigma_{FM2}] = \frac{\sigma_{FlimM2}}{S_{FM2}} \times Y_S = \frac{1157}{1,75} \times 1 = 661 \text{ МПа}$

де максимальне напруження, що не викликає залишкових деформацій або крихкого зламу зуба

$$\sigma_{FlimM2} = 4,8 \times HB_2 = 4,8 \times 241 = 1157 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт безпеки тут

$$S_{FM2} = S'_{FM2} \times S''_{FM2} = 1{,}75 \times 1 = 1{,}75$$

тут: $S'_{FM1} = 1{,}75; S''_{FM1} = S''_{F1} = 1.$

Коефіцієнт враховує чутливість матеріалу до концентрації напружень

$$Y_S = 1.$$

Допустима контактне напруження для шестерні:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_{H1}} \times Z_R \times Z_v = \frac{513}{1{,}06} \times 0{,}95 \times 1 = 459\ МПа$$

Попередньо знаходимо межу контактної витривалості поверхонь зубів, відповідний еквівалентному числу циклів зміни напружень:

$$\sigma_{Hlim1} = \sigma_{Hlimb1} \times K_{HL1} = 570 \times 0{,}9 = 513\ МПа$$

тут межа контактної витривалості, відповідний базовому числу циклів зміни напружень:

$$\sigma_{Hlimb1} = 2 \times HB_1 + 70 = 2 \times 250 + 70 = 570\ МПа$$

Коефіцієнт довговічності:

$$K_{HL1} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{HO1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[24]{\frac{1{,}8 \times 10^7}{6 \times 10^8}} = 0{,}9$$

де базове число зміни напружень:

$$N_{HO} = 1{,}8 \times 10^7$$

еквівалентне число циклів зміни напружень:

$$N_{HE1} = N_{\Sigma 1} = 60 \times n \times t_ч = 6 \times 1000 \times 10000 = 6 \times 10^8$$

Ставлення $\frac{N_{HE1}}{N_{HO1}} = \frac{6 \times 10^8}{1{,}8 \times 10^7} > 1$ тому коефіцієнт довговічності визначаємо:

$$K_{HL1} = 0{,}9$$

Коефіцієнт безпеки для зубів з однорідною структурою матеріалу: $S_{H1} = 1{,}06$.

Коефіцієнт, що враховує шорсткість сполучених поверхонь: $Z_R = 0{,}95$.

Коефіцієнт враховує окружну швидкість: $Z_v = 1$.

3.5. Енергетичний розрахунок.

Для встановлення перспективних шляхів удосконалення конструкції даних машин необхідно мати інформацію про основні особливості і закономірності протікання процесу подрібнення. До групи даних факторів, на наш погляд, можна віднести:

- орієнтацію в просторі стеблостою, що підлягає подрібненню;
- поступальна швидкість агрегату;
- використання додаткових робочих органів.

Для перевірки процесу роботи подрібнювана при наявності впливу фактору розташування стебел соняшнику були вибрані і попередньо очищені від зайвих решток рядки. Стебла соняшнику штучно були орієнтовані в просторі під різними кутами нахилу до горизонту як за (+30°, +60°), так і проти напрямку руху агрегату (-30°, -60°), а також враховувався з прямостоячими стеблами - (90°) та самий негативний випадок - лежачі стебла (0°). За показник якості був прийнятий відсотковий вміст в загальнім об’ємі подрібнених стебел рослинних решток розмірами < 100 мм. Попередньо була визначена маса стебла та підраховано кількість стебел соняшнику у рядку. При визначенні маси стебел враховувалась їх вологість, розміри.

Вплив взаємного розташування ножів роторів і стебел в момент їх контакту на якість подрібнення перевірявся по двох варіантах: при співпадінні осі ротора з віссю рядка та розташуванні осі ротора по середині міжряддя. Аналіз результатів свідчить про те, що різниця між значеннями якісних показників при різному взаємному розташуванні ножів роторів і рядків стебел в момент їх контакту незначна і знаходиться в межах статистичної похибки. Отже приділяти особливу увагу узгодженню положення і кількості робочих

органів відносно поздовжньої осі рядків не варто. Для котка-подрібнювача цей фактор не є впливовим із-за того, що подрібнення відбувається в результаті перебивання решток ножами після притискання їх до ґрунту.

А от орієнтація стебел в просторі має досить стабільний і вагомий вплив на якість подрібнення. Причому зі збільшенням кута нахилу стебел за напрямом руху агрегату показник якості зростає на 7-8%. Причиною цього може бути попередній жорсткий контакт стебел об рамну конструкцію подрібнювана, зламування їх і відкидання на поверхню поля в зону недосяжності ножів. В даному випадку стебла просто не потрапляють в умовну камеру подрібнення [7] або під барабани з ножами котка-подрібнювача [8].

Використання додаткових робочих органів – граблин при всіх варіантах розташування стебел в просторі забезпечує незначне, але стабільне підвищення показника подрібнення (2-3%). Більш вагомий ефект від їх використання (до 5%) спостерігається при подрібненні лежачих стебел. При цьому показник подрібнення значно менше залежить від поступальної швидкості агрегату. За таких умов робоча швидкість може бути збільшена майже на 1 м/с, що є вагомим фактором для підвищення загальної продуктивності машини [7].

Згідно з вимогами до виконання технологічного процесу подрібнення, запропонованими ННЦ "ІМЕСГ" УААН, розміри рослинних решток не повинні перевищувати 200 мм. За даним показником майже 100% подрібнених рослинних решток не перевищують заданого граничного значення завдяки використання граблин.

На підставі проведених досліджень наукових праць можна зробити висновок, що за якісним показником виконання технологічного процесу запропоновані зміни до конструкцій подрібнювачів є цілком працездатні і придатні до широкого використання за певних ґрунтових та кліматичних умов. Одним із шляхів покращення показника подрібнення рослинних решток може бути введення до відомої конструкції машини додаткових робочих органів. Разом з тим забезпечення високої ефективності їх роботи потребує теоретич-

ного обґрунтування їх раціональних конструктивних та технологічних параметрів.

3.6. Розрахунок деталей та вузлів на міцність.

3.6.1.Вибір муфти

Знаходимо розрахунковий крутний момент:

$$T_р = К_к \times T_{ном} \leqslant T = 1.35 \times 573000 = 773550\ Н \cdot_м \leqslant 955000\ Н \cdot_м$$

3.6.2.Розрахунок валу на скручування

1.Визначаємо діаметр вала:

$$d = \sqrt{G \times \frac{П}{4 \times \Sigma T}} = \sqrt{1000 \times 10^3 \times \frac{3,14}{4(955 + 573)}} = 22мм$$

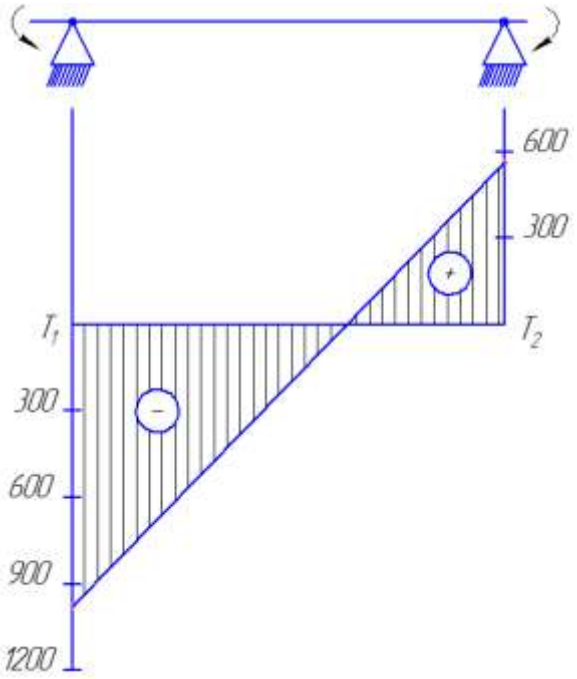
$$G_T = \frac{4 \times \Sigma T}{П \times d^2} = \frac{4 \times (955 + 573)}{3,14 \times 22^2} =$$

Визначаємо осьовий і полярний момент опору перетину вала:

$$W_o = \frac{П \times d^2}{4} = \frac{3,14 \times 22^2}{4} = 379,94\ мм^3$$

Визначаємо номінальний напруження згину:

$$G_a = \frac{\Sigma T}{W_o} = \frac{955 + 573}{897} = 1,7\ МПа$$



Розрахунок шліцьового з'єднання виконується зазвичай як перевірочний по напруженням зминання :

$$\sigma_{см} = \frac{2 \times T}{d_c \times z \times h \times l \times \psi} \leqslant [\sigma_{см}]$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \times 573000}{50 \times 6 \times 6 \times 82 \times 0.75} = 10{,}3 \leqslant 150 \text{ МПа}$$

Де Т – розрахунковий крутний момент, Н · мм;

d_c – середній діаметр шліцевого з'єднання, мм;

Z – число шліців;

h – висота поверхні контакту, мм;

l –довжина;

ψ – коефіцієнт, враховуючий нерівномірність розподілу навантаження між шліцами: ψ =07…08;

Висновки по інженерній частині

1. Представлена модифікація подрібнювача ПР-4,5, за допомогою малих змін у його конструкції і збереження його маси, забезпечує зростання ширини зони розподілу викруженого соломи з валка з 4,5 до 6,0 метрів, підвищення надійності його операційного процесу та терміну служби, а також зниження ударних навантажень на різальний механізм вдвічі завдяки послідовній роботі ножів верхнього і нижнього ярусів, а також подвоєння терміну безперервної роботи подрібнювача до необхідності заточення ножів.

2. Проведені заходи з модернізації подрібнювача ПР-4,5 дозволять підвищити швидкість агрегату з 9,2 до 15,6 кілометрів на годину.

3. Економічна доцільність проведених заходів щодо модернізації ПР-4,5 підтверджена відповідними розрахунками у розділі 5.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Характеристика і аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які можуть виникнути під час експлуатації подрібнювача рослинних решток ПР-4,5.

Рухомі машини й механізми, зокрема самого агрегату з подрібнювачем та механізму приводу подрібнювача, відповідно до вимог ДБН В.2.2-12:2017 "Безпека праці на виробництві. Обладнання для рослинництва та агропромислового комплексу".

Запиленість та загазованість повітря робочої зони, що може досягати високих рівнів під час роботи, у відповідності з ДСТУ 4122:2002 "Захист повітря від забруднення на виробництві".

Зміна температурних режимів: підвищення чи зниження температури обладнання та повітря в робочій зоні, відповідно до вимог СНиП 2.09.03-85 "Зовнішній мікроклімат промислових приміщень".

Шумове навантаження: підвищений рівень шуму, що є характерним для робочого місця з подрібнювачем, у відповідності з ДСТУ 4730:2007 "Оцінка шуму на робочих місцях. Вимоги до вимірювань".

Вібрація: підвищений рівень вібрації, яка може впливати на оператора та механізаторів, з урахуванням вимог ДБН В.2.6-22:2019 "Вібрація. Загальні вимоги до охорони праці".

Вологість та рухомість повітря, які можуть змінюватись в залежності від умов роботи, відповідно до СНиП 23-01-99 "Внутрішній клімат будівель та приміщень".

Електричні небезпечні та шкідливі фактори:

Підвищене значення напруги в електричному ланцюгу, що може створювати ризик замикання через тіло людини, відповідно до ДБН В.2.5-28:2015 "Електробезпека. Загальні вимоги".

Хімічні небезпечні та шкідливі фактори:

Вплив хімічних речовин, таких як пестициди, агрохімікати, відпрацьовані гази двигуна трактора, пил з вмістом SiO_2 та інші шкідливі

речовини, що можуть впливати на здоров'я людини, відповідно до ДСТУ 4161:2003 "Безпека хімічних речовин на виробництві. Загальні вимоги".

Психофізіологічні небезпечні та шкідливі фактори:

Фізичні та нервово-психічні перевантаження, що можуть виникати через статичні та динамічні навантаження, а також монотонність праці, з урахуванням вимог ДСТУ 5037:2007 "Оцінка робочого навантаження. Загальні вимоги".

Джерелами цих факторів можуть бути зовнішні метеорологічні умови, транспорт, пестициди та агрохімікати, обертові частини агрегату та трактора, а також відсутність необхідних заходів з безпеки, інструкцій з охорони праці та технічних описів, відповідно до вимог ДБН В.2.0-31-2019 "Безпека праці на виробництві. Загальні вимоги".

.5. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

Під час удосконалення ПР-4.5 були внесені значні зміни до конструкції ножів та механізму їх приводу. Ці зміни призначені для покращення функціональних характеристик агрегату. Зокрема, вони спрямовані на підвищення робочої швидкості агрегату з 9,2 до 15,6 км/год. Крім того, завдяки внесеним модифікаціям час, витрачений на технічне обслуговування, скоротився на 7 хвилин, а час, потрібний на усунення поламок і дефектів, зменшився на 10 хвилин за кожну зміну. Оцінка техніко-економічного рівня модернізованої машини ПР-4.5 включає аналіз не лише покращених характеристик та функціональних можливостей, а й визначення ефективності витрат на модернізацію в порівнянні з очікуваними експлуатаційними перевагами.

Таблиця 5.1.

Вихідні дані до розрахунку

Показники	Один. виміру	Машина	
		Базова	Модернізованна
1	2	3	4
1. Тип машини		Причипна	
2.Агрегатування (марка трактора)		МТЗ-82	
3.Кількість машин в агрегаті	шт	1	1
4. Оптова ціна: машини -трактора	грн	255000 600000	263000 600000
5.Собівартість виготовлення машини	грн	191000	196088
6.Вартість покупних виробів у собівартості сівалки	грн	24360	25200
7.Маса машини	кг	1900	1950
8.Маса покупних виробів в собівартості машини	кг	174	180
9.Робоча ширина захвату сівалки	м	4,5	4,5
10.Робоча швидкість агрегату	км/год	9.2	15.6
11.Коефіцієнт використання часу зміни : -робочого -експлуатаційного		0,85 0,8	0,86 0.82
12.Кількість обслуговуючого персоналу	чол.	1	1
13.Середньочасова заробітна плата: -тракториста конструктора, технолога	грн	23.5 28.5	23.5 28.5
14.Кількість найменувань оригінальних деталей, які розроблені в процесі модернізації	шт.		8
15.кількість деталей в машині	шт.	428	435
16.Кількість найменувань деталі в машині всього у тому числі: -оригінальних -стандартних	шт.	108 62 36	117 67 38
17.Середньорічна програма випуску машин	шт.		520

Як видно із розрахунків (див. Додаток А), як виробник, так і споживач модернізованої машини можуть отримати значний позитивний економічний ефект. Виробник може збільшити свій дохід на 41204 грн, а споживач очікує вигоди у розмірі 721088 грн. Це свідчить про ефективність конструкторських розробок, що були проведені в рамках даної роботи. Тому рекомендується

впровадження цих розробок у виробництво з метою отримання значних економічних переваг.

ВИСНОВКИ

1. Запропонована модернізація подрібнювача ПР-4,5, за умови незначного удосконалення його конструкції та збереження маси, сприяє збільшенню ширини смуги розподілення подрібненої соломи з валка з 4,5 до 6,0 метра. Також передбачено підвищення надійності робочого процесу і строку експлуатації, а також зниження ударних навантажень на різальний апарат удвічі, завдяки послідовній роботі ножів верхнього і нижнього ярусів. Досягнуто також збільшення удвічі строку безперервної роботи подрібнювача до перезаточення ножів.

2. Конструктивне виконання подрібнювача та його функціональне призначення відповідають вимогам технічних регламентів ДСТУ 2189-93, ураховуючи загальні вимоги безпеки згідно з ГОСТ 12.2.003, НПАОП 01.41-1.01-01; пожежної безпеки відповідно до ДСТУ ISO 6309:2007, ДСТУ IEC 80416-1:2005, ДСТУ ISO 3864-1:2005 та "Загальними правилами пожежної безпеки для об’єктів сільськогосподарського виробництва".

3. Як вказують розрахунки, виробник (41204 грн) і споживач (721088 грн) модернізованої машини можуть очікувати значного позитивного економічного ефекту. Це свідчить про ефективність конструкторських розробок, які були виконані у цій роботі. Рекомендується впровадження цих розробок у виробництво з метою отримання значних економічних переваг.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Сало В.М. Машини для обробітку ґрунту та внесення добрив Навчальний посібник для студентів агротехнічних спеціальностей / Сало В.М., Лешенко С.М., Мачок Ю.В., Богатирьов Д.В. – Х.: Мачулів, 2016. – 244с.

2. Богатирьов Д.В. Обґрунтування перспективних напрямів конструкцій подрібнювачів рослинних решток. / Д.В. Богатирьов, В.М. Сало, В.І. Носуленко, Д.В. Мартиненко // [Електронний ресурс] Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Зб. наук. праць. – Кіровоград: КНТУ, 2012. – Вип. 42. – С. 39-44. (Режим доступу: http://www.kntu.kr.ua/doc/zb_42_1/)

3. Сало В.М. Технічне забезпечення процесів подрібнення рослинних решток / [Електронний ресурс] В.М. Сало, Д.В. Богатирьов // Журнал «Пропозиція» – 2015. – №9 С.42-47. (Режим доступу: http://www.propozitsiya.com/?page=149&itemid=5026&number=171)

4. Сало В.М. Вітчизняне технічне забезпечення сучасних процесів у рослинництві / [Текст] В.М. Сало, Д.В. Богатирьов, С.М. Лещенко, М.І. Савицький // Техніка і технології АПК – Дослідницьке: УКРНДІПВТ ім. Л. Погорілого, 2014 – № 10 (61) – С. 16-19.

5. Богатирьов Д.В. Експериментальні дослідження впливу швидкості руху котка-подрібнювача на якість подрібнення рослинних решток кукурудзи / Д.В. Богатирьов, В.М. Сало, С.М. Лещенко, Ю.В. Мачок // [Електронний ресурс] Сільськогосподарські машини. – Луцьк, 2015. – вип.31.– С. 10-17. (Режим доступу: http://agrmash.info/zb/31/4.pdf).

6. Богатирьов Д.В. Технічне забезпечення сучасних процесів подрібнення рослинних решток / Д.В. Богатирьов, В.М. Сало // [Текст] Перспективні напрями наукових досліджень – 2015: матеріали міжнародної науково-практичної конференції. – В 2 т. – Т.2. – К.: Вид-во «Центр навчальної літератури», 2015. – С.131-133.

7. Богатырев Д.В. Современные сельскохозяйственные орудия для измель-

чения растительных остатков / Д.В. Богатырев, В.М. Сало // [Текст] Simpozionului Ştiinţifico-Practic Internaţional „Realizări şi perspective în inginerie agrară şi transport auto” dedicat aniversării a 65 ani de la fondarea Facultăţii de Inginerie Agrară şi Transport Auto – 2015 – vol.45 – Chişinău:Universitatea agrară de stat din Moldova. – С.33-36.

8. Подрібнювач рослинних решток КП-4.5 [Електронний ресурс].- Режим доступу: http://www.savitskiy.com.ua/.

9. Ashford D.L. Use of a mechanical roller-crimper as an alternative kill method for cover crop / [Текст] D.L. Ashford, D.W. Reeves. // American Journal of Alternative Agriculture – 2003. – 18(1) – P.37-45.

10. Korniecki T.S. Perfomance of Different Roller Designs in terminating rye cover crop and reducing vibration / [Текст] T.S. Korniecki, A.J. Price // Aplied Eng. Agric – Alabama, USA – 22(5) – P.633-641.

11. Тагаев Х. Формула Тагаева по определению гидродинамического сопротивления воды / Х. Тагаев [Текст] // Technical science – Dubai, UAE – 2015 – С.32-37.

12. Білокопитов О.В. Обгрунтування раціональних параметрів голчастих робочих органів для суцільного обробітку грунту в умовах півдня України. Автореф. дис. канд. техн. наук.,Мелітополь, 1998 ,21 с

13. Бойко А.І., Балабуха А.В. Аналіз розподіл зусиль на ріжучій частині ґрунтообробного робочого органа // Вісник Тернопільського державного технічного університету. Том 5, №4. – Тернопіль: ТДТУ. – 2000. с. 78-82.

14. Каплін І.М., Романенко М.П., Нагорний М.Н., Бабій О.П. Комплексна механізація виробництва зерна. – К.: Урожай, 1985. – 160 с.

15. ДСТУ 2189-93 ССБП. Машини сільськогосподарські навісні та причіпні. Загальні вимоги безпеки [Текст].– К: Держспоживстандарт України, 1993.– 21 с.

16. Цілинский В.П. Охорона праці в рослівництві [Текст] / В.П. Цілинский.– К.: «Урожай», 1991.– 136 с.

Зміст

стор.

1. Вступ
2. Наукова частина
3. Інженерна частина
4. Охорона праці
5. Економічна частина
6. Висновки
7. Список використаної літератури
8. Додатки

Додатки

ДОДАТКИ

Додаток А

1.1. Визначається коефіцієнт уніфікації конструкції:

$$К_{у} = \frac{Д_{з} - Д_{ор}}{Д_{з}},$$

$$К_{уб} = \frac{108 - 62}{108} = 0{,}43$$

$$К_{ум} = \frac{117 - 67}{117} = 0{,}43$$

де $Д_{з}$ – загальна кількість найменувань деталей у машині за винятком метизів, шт;

$Д_{ор}$ – кількість найменувань оригінальних деталей, шт.

1.2.Відносний показник рівня уніфікації конструкції:

$$В_{ку} = К_{ум}/К_{уб},$$

$$В_{ку} = \frac{0{,}43}{0{,}43} = 1{,}0$$

де $К_{ум}$ та $К_{уб}$ – величини коефіцієнтів уніфікації конструкції модернізованої та базової машини.

1.3. Коефіцієнт стандартизації конструкції:

$$К_{ст} = Д_{ст}/Д_{з},$$

$$К_{стб} = \frac{36}{108} = 0{,}33$$

$$К_{стм} = \frac{38}{117} = 0{,}32$$

де $Д_{ст}$ – кількість найменувань стандартних деталей в машині, шт.

1.4 Відносний показник рівня стандартизації конструкції:

$$В_{ст} = К_{стм}/К_{стб},$$

$$В_{ст} = \frac{0{,}32}{0{,}33} = 0{,}97$$

де: $К_{стм}$ та $К_{стб}$ – величини коефіцієнтів стандартизації конструкції модернізованої та базової машини

1.5.Коефіцієнт конструктивної повторюваності:

$$К_{кп} = Н_з / Д_з$$

$$К_{кпб} = 428/108 = 3,9$$

$$К_{кпм} = 435/117 = 3,7$$

де: $Н_з$ – загальна кількість деталей в машині, шт

1.6 Відносний показник рівня конструктивної повторюваності:

$$В_{кп} = К_{кпм}/К_{кпб},$$

$$B_{кп} = 3,7/3,9 = 0,94$$

де $К_{кпм}$ та $К_{кпб}$ – величини коефіцієнтів конструктивної повторюваності модернізованої та базової машини.

1.7.Собівартість модернізованої машини:

$$С_м = \frac{С_б - Ц_{пб}}{М_б - М_{пб}} \cdot (М_м - М_{пм}) + Ц_{пм},$$

$$С_м = \frac{191000-24360}{1900-174} \times (1950 - 180) + 25200 = 196088 \text{ грн}$$

де $С_б$ – собівартість виготовлення базової машини, грн.;

$Ц_{пб}$ – ціна (вартість) покупних виробів у собівартості базової та модернізованої машини, грн.;

$М_б$ *та* $М_м$ – маса базової та модернізованої машини, кг;

$М_{пб}$ *та* $М_{мп}$ – маса покупних виробів базової

1.8.Продуктивність машини за 1 годину експлуатаційного та змінного часу:

$$П_{ек} = П_о \cdot К_{ек},$$

$$П_{зм} = П_о \cdot К_{вр},$$

$$П_о = 0,1 \times V_с \times В$$

$$П_{об} = 0,1 \times 9,2 \times 4,5 = 4,1 \text{ га/год}$$

$$П_{ом} = 0,1 \times 15,6 \times 4,5 = 7,0 \text{ га/год}$$

$$П_{екб} = 4{,}1 \times 0{,}8 = 3{,}28 \text{ га/год}$$

$$П_{екм} = 7 \times 0{,}86 = 6 \text{ га/год}$$

$$П_{змб} = 4{,}1 \times 0{,}82 = 3{,}36 \text{ га/год}$$

$$П_{змм} = 7 \times 0{,}86 = 6 \text{ га/год}$$

де $П_о$ – продуктивність машини за 1 годину основного (чистого) часу у відповідних одиницях (гектарах, тонах тощо).

$К_{ек}$ *та* $К_{вр}$ – коефіцієнти використання експлуатаційного та робочого часу зміни.

V_C – середня робоча швидкість

В – робоча ширина захвату машини

$$К_{екм} = \frac{Т_{екб} + \frac{Т_{то} + Т_{лп}}{60}}{Т_{зм}}$$

$$К_{екм} = \frac{8 + \frac{7 + 10}{60}}{10} = 0{,}82$$

$$Т_{екб} = Т_{змб} \times К_{екб}$$

$$Т_{екб} = 10 \times 0{,}8 = 8$$

*д*е $Т_{екб}$ – кількість годин експлуатаційного часу базової машини у зміну, $Т_{екб}$=8год;

$$К_{врм} = \frac{Т_{врб} + \frac{Т_{то}}{60}}{Т_{зм}}$$

$$К_{врм} = \frac{8{,}5 + \frac{7}{60}}{10} = 0{,}86$$

$$Т_{врб} = Т_{змб} \times К_{врб}$$

$$Т_{врб} = 10 \times 0{,}85 = 8{,}5$$

$Т_{зм}$ – тривалість робочої зміни, $Т_{зм}$=10 год;

$T_{лп}$ та $T_{то}$ – кількість хвилин у робочу зміну, на яку скорочуються витрати часу відповідно, на ліквідування поламок та деформацій та на технічне обслуговування в результаті модернізації базової машини $T_{лп}$=10 хв, $T_{то}$=7 хв.

1.9.Питома собівартість машини:

$$С_{п} = С / П_{ек},$$

$$С_{пб} = 191000/3,28 = 58231,70 \ гр/га/год$$

$$С_{пм} = 196088/6 = 32681,33 \ гр/га/год$$

де С – собівартість машини, грн.

1.10. Відносний показник рівня питомої собівартості:

$$В_{сп} = С_{пб} / С_{пм},$$

$$В_{сп} = 58231,70/32681,33 = 1,78$$

де $С_{пб}$ та $С_{пм}$ – питома собівартість базової та модернізованої машини

1.11. Питома матеріаломісткість машини:

$$М_{п} = М / П_{ек},$$

$$М_{пб} = 1900/3,28 = 579,26$$

$$М_{пм} = 1950/6 = 325$$

де М – маса «сухої», тобто не завантаженої машини, кг

1.12. Відносний показник рівня питомої матеріаломісткості:

$$В_{мп} = \frac{М_{пб}}{М_{пм}},$$

$$В_{мп} = \frac{579,26}{325} = 1,7$$

де $М_{пб}$ та $М_{пм}$ – питома матеріаломісткість базової та модернізованої машини.

1.13. Узагальнений показник техніко-економічного рівня модернізованої машини:

$$У_{тр} = \sum_{i}^{м} a_i \cdot В_{ді},$$

$$У_{тр} = 0,15 \times 1 + 0,05 \times 0,97 + 0,05 \times 0,94 + 0,45 \times 1,78 + 0,30 \times 1,7 = 1,56$$

де $В_{ді}$ – величина і-го відносного показника техніко-економічного рівня;

м – кількість відносних показників, прийнятих до розрахунків;

a_i – коефіцієнт вагомості і-го відносного показника техніко-економічного рівня.

Висновок: Якщо величина узагальненого показника більше одиниці, це свідчить про те, що внесені конструктивні зміни підвищують техніко-економічний рівень базової машини та її конкурентоспроможності

Необхідно взяти до уваги, що сума коефіцієнтів вагомості повинна дорівнювати 1. При розрахунках можна прийняти такі величини коефіцієнтів вагомості відносних показників:

уніфікації конструкції –	0,15
стандартизації конструкції –	0,05
конструктивної повторюваності –	0,05
питомої собівартості –	0,45
питомої матеріаломісткості –	0,30

1.14. Висновок: оскільки узагальнений показник більше одиниці можна зробити висновок, що модернізована машина має вищий технічний рівень.

1.15. Визначення витрат на проектування та освоєння виробництва модернізованої машини:

1.16. Витрати на проектування конструкції:

$$В_п = Н_{ор} \cdot Т_{кон} \cdot З_{сг} \cdot (1 + \frac{В_с}{100}) \cdot (1 + \frac{П_{св}}{100}),$$

$$В_п = 8 \times 100 \times 28{,}5 \left(1 + \frac{22}{100}\right) \times \left(1 + \frac{200}{100}\right) = 83448 \text{ грн}$$

де $Н_{ор}$ – кількість найменувань оригінальних деталей, які розроблюються в процесі модернізації, $Н_{ор}$=8шт;

$Т_{кон}$ – сумарна трудомісткість розробки конструкторської документації, яка припадає на одне найменування оригінальної деталі (90-140 годин, в залежності від конструктивної складності машини), $Т_{кон}$=100год;

$З_{ст}$ – середньогодинна заробітна плата конструкторів, $З_{ст}$=28,5 грн.;

$В_с$ – відрахування на соціальне страхування та в спеціальні фонди, $В_с$ =22%;

$П_{св}$ – процент посередніх витрат (200-300 %), $П_{св}$ =200%.

1.17.Витрати на розробку технології виготовлення модернізованої ма

$$В_т = Н_{ор} \cdot Т_т \cdot З_{сг} \cdot (1 + \frac{В_с}{100}) \cdot (1 + \frac{П_{св}}{100}),$$

$$В_т = 8 \times 60 \times 28{,}5 \times \left(1 + \frac{22}{100}\right) \times \left(1 + \frac{200}{100}\right) = 50068{,}8 \text{ грн}$$

де $Т_т$ – сумарна трудомісткість розробки технологічної документації, яка припадає на одне найменування оригінальної деталі, (60-80 годин).

1.18.Витрати на виготовлення технологічного оснащення, необхідного для виробництва модернізованої машини:

$$В_{осн} = Н_{ор} \cdot \sum_{-1}^{к} К_{тос}(i) \cdot К_{ком}(i) \cdot Ц_{ос}(i),$$

$$В_{осн} = 12[(8000 \times 2 \times 0{,}3) + (3500 \times 3 \times 0{,}2) + (500 \times 3 \times 0{,}3) + (300 \times 3 \times 0{,}2)] = 60240 \text{ грн}$$

де к – кількість груп оснащення (штампи, пристосування, різальний, вимірювальний та допоміжний інструмент);

$К_{тос}(i)$ – коефіцієнт технологічного оснащення по і-ій групі оснащення;

$К_{ком}(i)$ — кількість комплектів і-ої групи оснащення, шт;

$Ц_{ос}(i)$ – ціна одиниці оснащення і-ої групи, грн.

Таблиця 6.2

Орієнтовні значення коефіцієнта технологічної оснащеності ($К_{тос}$) і комплектності ($К_{ком}$)

Групи оснащення	$К_{тос}$	$К_{ком}$
Штампи	0,2-0,5	2-3
Пристосування	0,1-0,3	2-3
Вимірювальний інструмент	0,2-0,4	3-4
Різальний інструмент	0,1-0,3	3-5
Допоміжний інструмент	0,1-0,3	3-4

1.19.Витрати на виготовлення дослідного зразка:

$$В_{дз} = (1{,}2 \div 1{,}3) \cdot С_м,$$

$$В_{дз} = 1,2 \times 196088 = 235305,6 \text{ грн}$$

1.20.Витрати на виготовлення дослідної партії:

$$В_{дп} = (1,1 + 1,2) \cdot С_{м} \cdot Н_{м},$$

$$В_{дп} = 1,1 \times 196088 \times 2 = 431393,6 \text{ грн}$$

де $Н_{м}$ – кількість машин у дослідній партії, шт (2-8 шт) $Н_{м}$ =2шт.

1.21.Інші витрати на проектування та освоєння виробництва модернізованої машини:

$$і_{нв} = \frac{К_{ін}}{100} \cdot \sum_{1}^{5} В(1),$$

$$І_{нв} = 0,15 \times (83448 + 50068,8 + 60210 + 235305,6 + 431393,6) = 129063,9 \text{ грн.}$$

де $К_{ін}$ – % на інші витрати на освоєння виробництва до суми п'яти попередніх статей витрат (15-20%).

1.22.Сума витрат на проектування та освоєння виробництва модернізованої машини:

$$В_{осв} = В_{п} + В_{т} + В_{осн} + В_{дз} + В_{дп} + І_{нв},$$

$$В_{осв} = 83448 + 50068,8 + 60210 + 235305,6 + 431393,6 + 129063,9 = 989489,9 \text{ грн.}$$

1.23.Питомі витрати на проектування та освоєння виробництва модернізованої машини:

$$В_{пос} = \frac{В_{осв}}{Н_{ср}},$$

де $Н_{ср}$ – середньорічна програма випуску модернізованої машини, $Н_{ср}$=520шт.

$$В_{пос} = \frac{989489,9}{520} = 1902,87 \text{ грн.}$$

1.24.Рентабельність виробництва базової машини:

$$Р_б = \frac{Ц_б - С_б}{С_б} \times 100 = \frac{255000 - 191000}{191000} \times 100 = 33{,}5\%$$

$$Ц_{опм} = С_м \times \left(1 + \frac{Р_б}{100}\right) \times \frac{П_{екм}}{П_{екб}} \times К_р = 196088 \times \left(1 + \frac{33{,}5}{100}\right) \times \frac{6}{3{,}28} \times 0{,}56 = \\ = 263000 \text{ грн}$$

2.Обґрунтування оптової ціни модернізованої машини.

2.1.По наведених вище розрахунках собівартість модернізованої машини зменшується відносно собівартості базової машини не більше, як на 20 відсотків, а продуктивність машини за годину експлуатаційного часу залишається такою ж, як у базової машини, то в подальших розрахунках можна приймаємо оптову ціну модернізованої машини рівною оптовій ціні базової машини.

2.2.Річний економічний ефект завода-виробника від впровадження модернізованої машини у виробництво

$$Е_{гв} = (Ц_{опм} - С_м) - (Ц_{опб} - С_б) - В_{пос} \cdot Е_н,$$

$$Е_{гв} = (263000 - 196088) - (255000 - 191000) - 1902{,}87 \times 0{,}16 = 2607{,}54 \text{ грн.}$$

де $Е_н$ – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних витрат

2.3.Визначення річного економічного ефекту споживача модернізованої машини.

2.4.Визначення експлуатаційних витрат, які припадають на одиницю вироблюваної продукції або роботи по порівнюваним машинам:

2.5.Заробітна плата обслуговуючого персоналу:

$$З_п = \frac{\sum_{1}^{к} Роб(i) \cdot Гтс(i)}{Пз},$$

$$З_{пб} = \frac{1 \times 23{,}5}{3{,}36} = 7{,}1 \text{ грн/га}$$

$$З_{пм} = \frac{1 \times 23{,}5}{6} = 3{,}9 \text{ грн/га}$$

де Роб(i) – кількість робітників, виконуючих роботу і-го розряду, Роб(i) =1 чол;

Гтс(і) – годинна тарифна ставка і-го розряду роботи, Гтс(і) =23,5 грн.;

к – кількість розрядів робіт, які виконують робітники при обслуговуванні машини.

2.6. Амортизація машини та витрати на ремонт:

$$В_{ам} = \frac{К_п \times Ц_{оп} \times Н_а \times К_м}{100 \times П_{ек} \times Р_з}$$

$$В_{амб} = \frac{1{,}3 \times 255000 \times (14{,}9 + 9)}{100 \times 3{,}28 \times 300} = 80{,}5 \text{ грн/га}$$

$$В_{амм} = \frac{1{,}3 \times 263000 \times (14{,}9 + 9)}{100 \times 6 \times 300} = 45{,}3 \text{ грн/га}$$

де $К_п$ – коефіцієнт переводу оптової ціни у балансову вартість (1,3-1,5);

$Н_а$ – норма щорічних амортизаційних відрахувань на реновацію машини, % (для 1-ої групи – 5 %, для 2-ої – 25%, для 3-ої – робочі машини та обладнання – 15%);

$Р_з$ – нормативне або розрахункове річне завантаження машини,

$К_м$ – кількість машин, які входять до складу одного агрегату,

$Í_{âäi}$ - витрати на ремонт,

2.7.Амортизація трактора та витрати на ремонт .

$$В_{ам} = \frac{К_п \times Ц_{оп} \times Н_а \times К_м}{100 \times П_{ек} \times Р_з}$$

$$В_{амтб} = \frac{1{,}3 \times 600000 \times (14{,}9 + 14{,}9)}{100 \times 3{,}28 \times 1350} = 52{,}49 \text{ грн/га}$$

$$В_{амтм} = \frac{1{,}3 \times 600000 \times (14{,}9 + 14{,}9)}{100 \times 6 \times 1350} = 28{,}69 \text{ грн/га}$$

2.8.Витрати на пальне для трактора, автомобіля, самохідної або стаціонарної машини, яка має двигун внутрішнього згорання:

$$В_п = \frac{П_д \cdot П_в \cdot Ц_п \cdot К_в}{П_{зм}},$$

$$В_{пб} = \frac{60 \times 0,18 \times 26 \times 0,8}{3,28} = 68,4 \text{ грн/га}$$

$$В_{пм} = \frac{60 \times 0,18 \times 26 \times 0,8}{6} = 37,4 \text{ грн/га}$$

де $П_д$ – номінальна потужність двигуна, $П_д$=60 к. с;

$П_в$ – питомі витрати пального, кг/1 к. с. – год.;

($П_в = 0,18 – 0,2$ кг/к. с. – год.)

$Ц_п$ – ціна 1 кг пального, $Ц_п$=26 грн.;

$К_в$ – середній коефіцієнт використання потужності двигуна (на роботах у полі – 0,8, на транспортних операціях – 0,5);

$П_{зм}$ – продуктивність машини за 1 годину змінного часу.

2.9.Витрати на збереження машин, які входять до складу агрегату

$$В_з = \frac{\sum Н_з(i)}{П_{ек}},$$

$$В_{зм} = \frac{0,3+0,6}{3,28} = 0,27 \text{ грн/га}$$

$$В_{зм} = \frac{0,3 + 0,6}{6} = 0,15 \text{ грн/га}$$

де $Н_з(i)$ – норматив витрат, які припадають на 1 годину зберігання машин, які входять до складу агрегату, грн.

2.10.Визначаються суми експлуатаційних витрат, які припадають на одиницю вироблюваної продукції або роботи по зрівнюваних машинах ($Е_{вб}$ та $Е_{вм}$).

$$Е_в = З_{пб} + В_{амб} + В_{пб} + В_{зб}$$

$$Е_{вб} = 7,1 + 80,5 + 68,4 + 0,27 = 156,27 \text{ грн}$$

$$Е_{вб} = 3,9 + 45,3 + 37,4 + 0,15 = 86,75 \text{ грн}$$

2.11.Визначаються питомі капітальні витрати на одиницю вироблюваної продукції або роботи по зрівнюваних машинах:

$$П_{кв} = \frac{1}{П_{ек}} \times \left(\frac{Б_{зм}}{Р_{зм}} + \frac{Б_{вт}}{Р_{зт}}\right)$$

$$П_{квб} = \frac{1}{3,28} \times \left(\frac{331500}{300} + \frac{780000}{1350}\right) = 504 \text{ грн}$$

$$П_{квм} = \frac{1}{6} \times \left(\frac{341900}{300} + \frac{780000}{1350}\right) = 275 \text{ грн}$$

де $Б_{вм}$, $Б_{вт}$ – балансова вартість машини (базової або модернізованої), трактора, інших машин, які входять до складу агрегати, грн.;

$Р_{зм}$, $Р_{зт}$ – нормативне річне завантаження машини, трактора, інших машин, які входять до складу агрегату, год.

Балансова вартість машини; трактора тощо визначається таким чином:

$$Б_{в} = К_{п} \cdot Ц_{оп},$$

$$Б_{вт} = 1,3 \times 600000 = 780000 \text{ грн}$$

$$Б_{вб} = 1,3 \times 255000 = 331500 \text{ грн}$$

$$Б_{вм} = 1,3 \times 263000 = 341900 \text{ грн}$$

де $К_{п}$, $Ц_{оп}$ – відповідають позначенням у формулі.

2.12.Річний економічний ефект споживача модернізованої машини:

$$Е_{рсп} = [(Е_{вб} + Е_{н} \cdot П_{квб}) - (Е_{вм} + Е_{н} \cdot П_{квм})] \cdot П_{екм} \cdot Р_{зм}$$

$$Е_{рсп} = [(156,27 + 0,16 \times 504) - (86,75 + 0,16 \times 275)] \times 6 \times 300 = 191088 \text{ грн}$$

Як видно із розрахунків і виробник і споживач модернізованої машини можуть отримати значний позитивний економічний ефект (виробник –12607 грн споживач-191088 грн), що свідчить про ефективність конструкторських розробок, які виконані в дипломному проекті. Тому ці розробки доцільно рекомендувати до впровадження у виробництво.

Допущено до захисту

Зав. кафедрою СГМ

_____ Сергій ЛЕЩЕНКО

«____» _____ 2024 р.

Графічна частина

кваліфікаційної роботи за другим (магістерським) рівнем вищої освіти здобувача вищої освіти

на тему «Удосконалення приводу ножів подрібнювача рослинних решток»

на ___5____ аркушах формату А1 (змаштабованих на аркушах формату А4)

Виконав здобувач вищої освіти__ІІ___курсу,

групи ГМ-22М-2 ОНП «Галузеве машинобудування»

спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»

_____ М.С. Філіп'єв

Керівник _____ Д.В. Богатирьов

Нормоконтроль _____ Ю.В. Мачок

Кропивницький 2024

Формат	Зона	Позиція	Позначення	Найменування	Кількість	Примітки
				Документація загальна		
А1			ПРА 08.000 СБ	Редуктор		
				Складальне креслення	1	
				Деталі		
		1	ПРА 02.001.401	Корпус	1	
		2	ПРА 02.001.602	Вал вхідний	1	
		3	ПРА 02.001.603	Вихідний вал	1	
		4	ПРА 02.001.304	Ковпачок	1	
		5	ПРА 02.001.305	Пробка	1	
А3		6	ПРА 02.001.406	Кришка	1	
		7	ПРА 02.001.807	Шліцева маточина	1	
А3		8	ПРА 02.001.308	Шестерня Z22	1	
		9	ПРА 02.001.309	Шестерня Z44	1	
				Стандарті вироби		
		10		56Підшипник 80212	1	
				ГОСТ 7242-81		
		11		40Підшипник 80108	1	
				ГОСТ 7242-81		
		12		36Підшипник 80107	2	
				ГОСТ 7242-81		
		13		Гайка М30-7Н.019	1	
				ГОСТ 5916-70		
		14		Гайка М24-7Н.019	1	

				ПРА 08.000 СБ	
Зм	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата	
Розроб.		Філіп'єв			Літ. / Аркуш 1 / Аркушів 2
Перев.		Богатирьов			
Н. контр.		Мачок			Редуктор
Затв.		Лещенко			ЦНТУ гр. ГМ-22М-1,2

Формат	Зона	Позиція	Позначення	Найменування	Кількість	Примітки
				ГОСТ5919-73		
		15		Болт М8Ч16	1	
				ГОСТ7805-70		
		16		Шайба 36.Г.019	1	
				ГОСТ 11371-78		
		17		Шайба 68.Г.019	1	
				ГОСТ 3057-90		
		18		Прокладка 7544044	1	
				ГОСТ 12815-80		
		19		Манжета 35480410	2	
				ГОСТ 8752-79		
		20		Манжета 35480410	1	
				ГОСТ 8752-79		
		21		Шплінт 4х45.019	1	
				ГОСТ 397-79		
		22		Кільце А56	1	
				ГОСТ 13942-68		

					ПРА 08.000 СБ	Аркуш
						2
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Формат	Зона	Позиція	Позначення	Найменування	Кількість	Примітки
				Документація загальна		
А3			ПРА 10.000СБ	Гребінка центральна		
				Складальне креслення	1	
				Деталі		
		1	ПРА 10.601	Сектор центральний	1	
		2	ПРА 10.602	Накладка центральна	2	
		3	ПРА 10.803	Зуб	3	

Зм	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата	ПРА 10.000 СБ		
Розроб.		Філіп'єв			Гребінка	Літ.	Аркуш 1 / Аркушів 1
Перев.		Богатирьов					
Н. контр.		Мачок				ЦНТУ, гр. ГМ-22М-1,2	
Затв.		Лещенко					

Формат	Зона	Позиція	Позначення	Найменування	Кількість	Примітки
				Документація загальна		
A1			ПРА 00.000ВО	Складальне креслення	1	
				Складальні одиниці		
		1	ПРА 01.000 СБ	Рама	1	
		2	ПРА 02.000 СБ	Крило праве в зборі	1	
		3	ПРА 03.000 СБ	Крило ліве в зборі	1	
		4	ПРА 04.000 СБ	Опорне колесо праве	1	
		5	ПРА 05.000 СБ	Опорне колесо ліве	1	
		6	ПРА 06.000 СБ	Опорне колесо заднє	4	
		7	ПРА 07.000 СБ	Редуктор	1	
		8	ПРА 08.000 СБ	Редуктор	3	
		9	ПРА 09.000 СБ	Вал приводний	2	
		10	ПРА 10.000 СБ	Гребінка	1	
		11	ПРА 11.000 СБ	Ніж в зборі	3	

Зм	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата	ПРА 00.000ВО			
Розроб.		Філіп'єв			Подрібнювач ПР-4.5	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перев.		Богатирьов						1
Н. контр.		Мачок				ЦНТУ, гр. ГМ-22М-1,2		
Затв.		Лещенко						

Формат	Зона	Позиція	Позначення	Найменування	Кількість	Примітки
				Документація загальна		
А1			ПРА 07.000 СБ	Редуктор		
				Складальне креслення	1	
				Деталі		
	1		ПРА 07.301	Корпус	1	
	2		ПРА 07.302	Кришка	4	
	3		ПРА 07.303	Шестерня	3	
	4		ПРА 07.604	Вхідний вал	1	
	5		ПРА 07.605	Вихідний вал	2	
	6		ПРА 07.406	Пробка	1	
	7		ПРА 07.307	Кришка корпусу	1	
	8		ПРА 07.808	Втулка	2	
	9		ПРА 07.809	Втулка	1	
	10		ПРА 07.8010	Втулка	1	
				Стандарті вироби		
	11			Підшипник 80212	4	
				ГОСТ 7242-81		
	12			Підшипник 80108	2	
				ГОСТ 7242-81		
	13			Манжета 1-54х80-1/5	4	
				ГОСТ 8752-79		

					ПРА 07.000 СБ
Зм.	Арк..	№ докум.	Підп.	Дата	
Розроб.		Філіп'єв			Редуктор
Перев.		Богатирьов			
Н. контр.		Мачок			
Затв.		Лещенко			

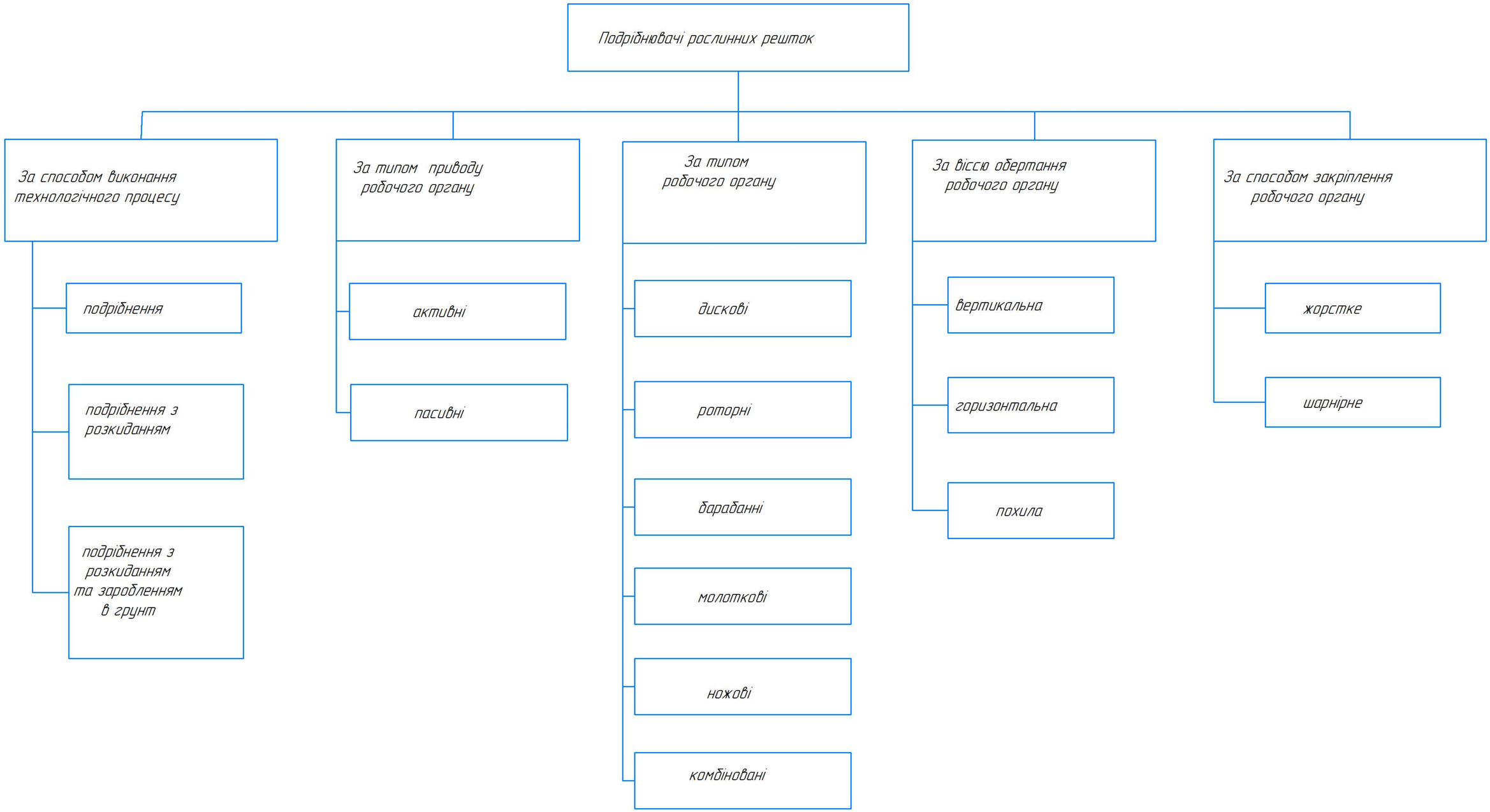
Літ.	Аркуш	Аркушів
	1	

ЦНТУ,
гр. ГМ-22М-1,2

Формат	Зона	Позиція	Позначення	Найменування	Кількість	Примітки
		14		Стопорне кільце А25	4	
				ГОСТ 13941-68		
		15		Стопорне кільце	2	
				ГОСТ 13941-68		
		16		Стопорне кільце	1	
				ГОСТ 13941-68		
		17		Болт М8х25	8	
				ГОСТ 7805-70		
		18		Болт М8х50	10	
				ГОСТ 7805-70		
		19		Болт М8х30	2	
				ГОСТ 7805-70		
		20		Шайба 10	10	
				ГОСТ 9649-78		
		21		Шайба 8	2	
				ГОСТ 9649-78		
		22		Гайка М8-6дх16.66.019	12	
				ГОСТ 5915-70		

					ПРА 07.000 СБ	Аркуш
						2
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

ПРА 00.003 НЧ



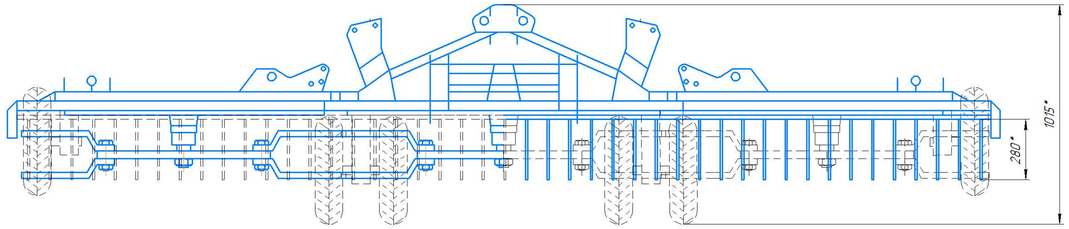
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ПРА 00.003 НЧ	
Разраб.		Філіп'єв			Класифікація подрібнювачів рослинних решток	Лит. / Масса / Масштаб: – / –
Пров.		Богатирьов				Лист / Листов: 1
Т.контр.					–	ЦНТУ, гр. ГМ-22М-1,2
Н.контр.		Мачок				
Утв.		Лещенко				

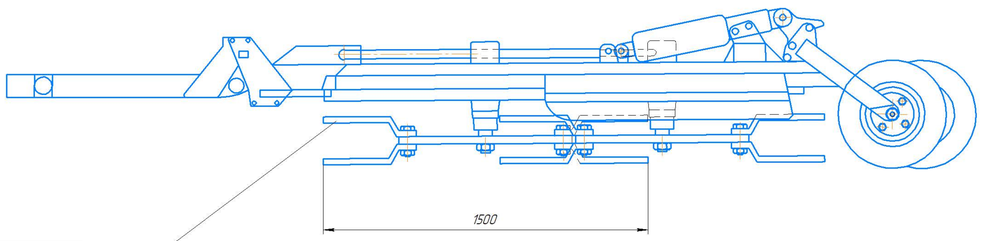
Перед. примен. | Справ. № | Подп. и дата | Инв. № дубл. | Взам. инв. № | Подп. и дата | Инв. № подл.

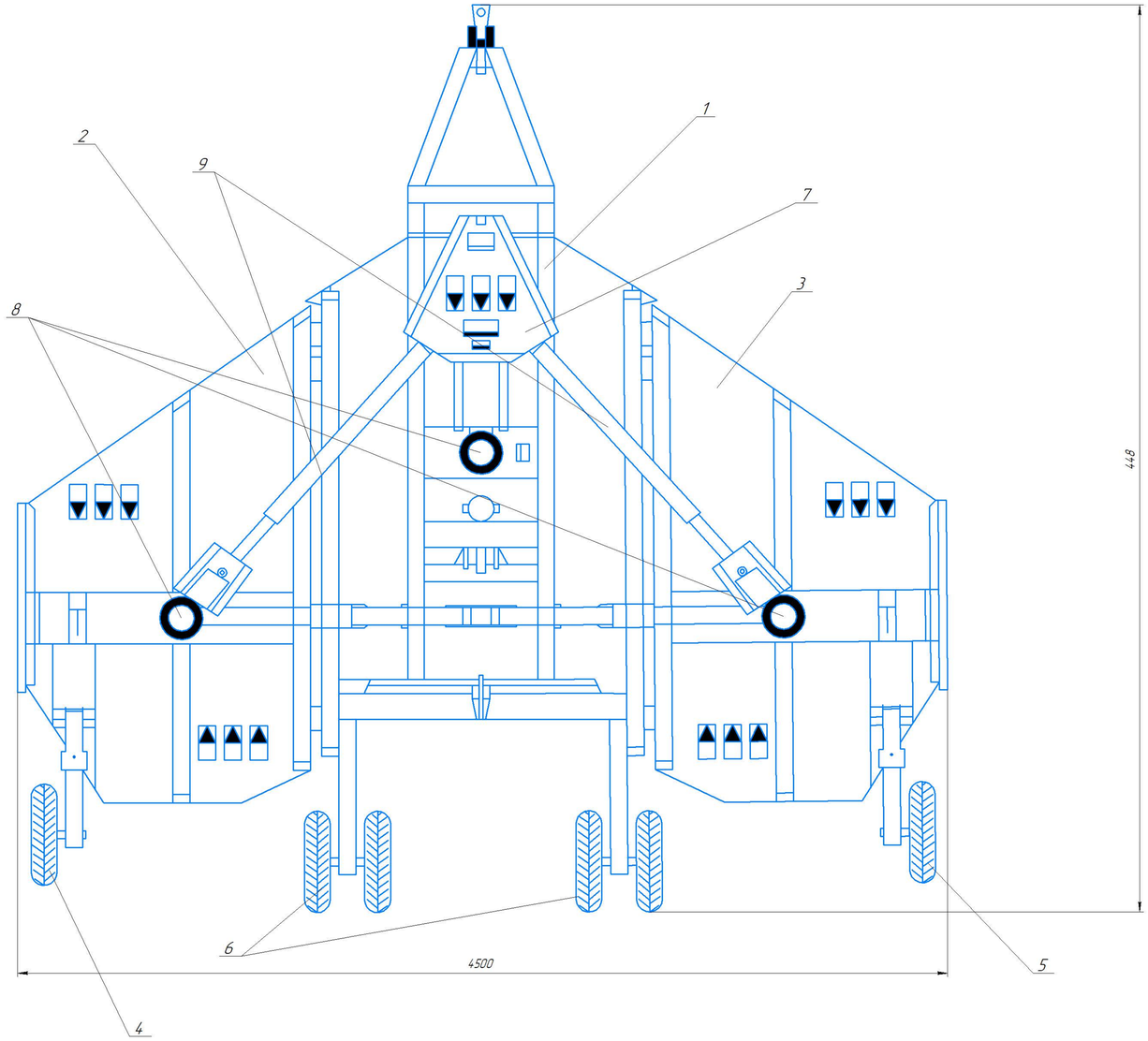
Копировал

Формат А1

ПРА 00.000СБ







Технічна характеристика

Робоча ширина	4462	мм
Загальна ширина	4500	мм
Загальна довжина	4980	мм
Транспортна ширина	2440	мм
Товщина платформи	4.8	мм
Маса машини	1950	кг
Мінімальна необхідна потужність	60	кВт
Висота зрізання	38..381	мм
Дорожній кліренс	343	мм
Здатність різання матеріалу товщиною	50	мм
Перекриття ножами	152	мм
Коробка передач	118	кВт
Редуктори крил	81	кВт
Швидкість обертання	500	об/хв
центральна секція	810	об/хв
крило	940	об/хв
Швидкість обертання	1000	об/хв
центральна секція	800	об/хв
крило	954	об/хв
Діапазон нахилу крил	24°вниз..85°вверх	

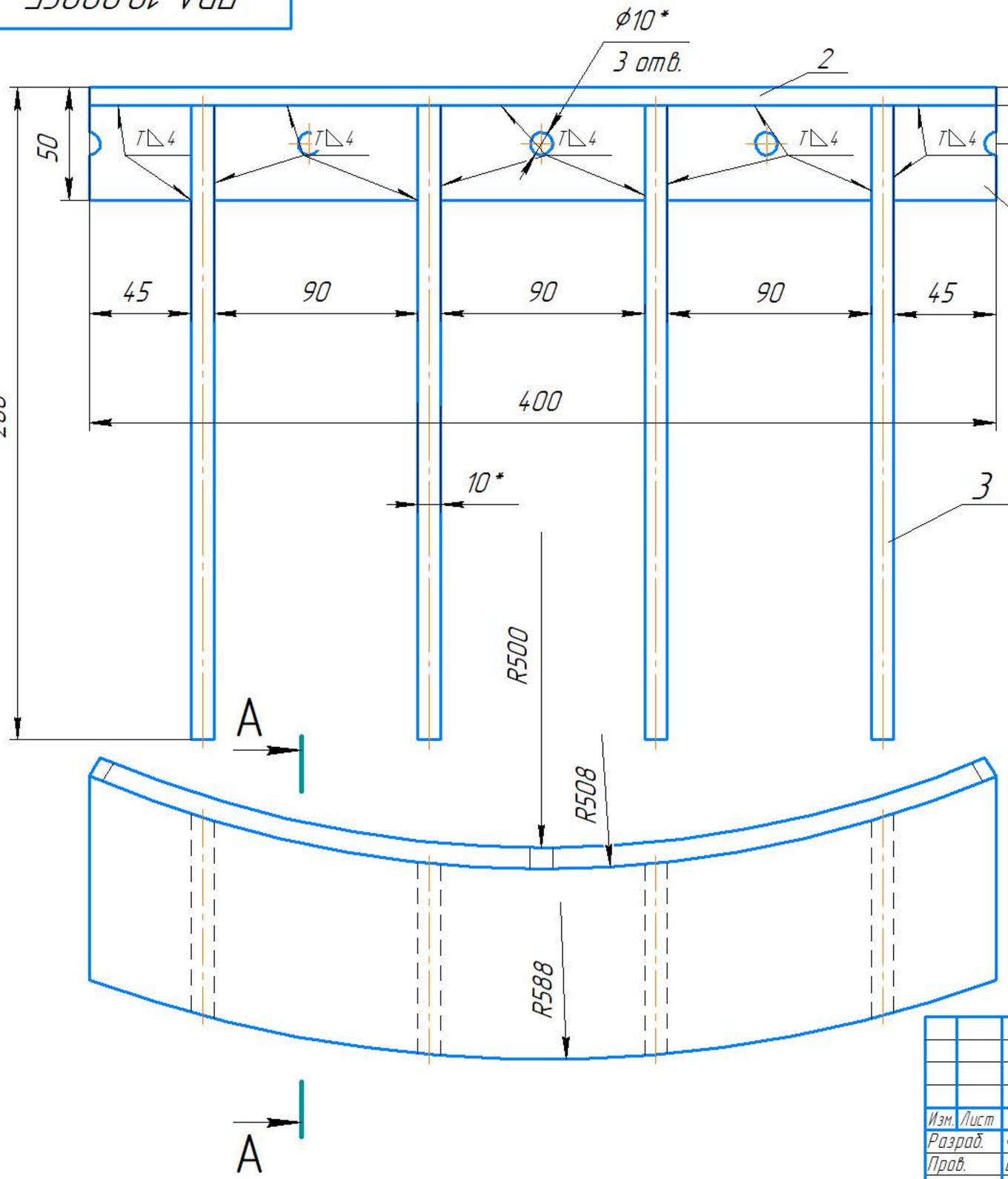
1. Подрібнювач повинен відповідати вимогам технічних умов ТУ У3.37-05784437-164-96.
2. Крутний момент затяжки деталей в місцях кріплення ножів, редукторів та пристрою дольного транспорту до рами 33 – 41 Нм (3 – 4 кгс).
3. Відхилення від співвісності валів не повинна перевищувати 1 мм.
4. Фарбувати болти після затяжки різьб.
5. Зберігати тиск в шинах 2,0 МПа.
6. *Розміри для довідок.

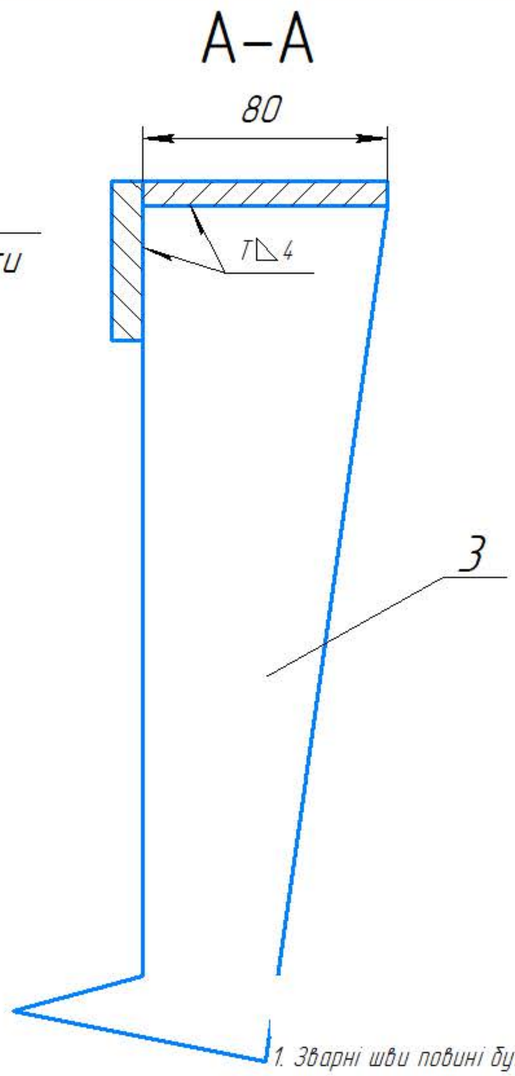
					ПРА 00.000СБ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
Разраб.		Філіпєєв			Подрібнювач ПР-4.5	Лит.	Масса / Масштаб
Пров.		Богатирьов					1900 / 1:10
Т.контр.						Лист	Листов 1
Н.контр.		Мачок			–	ЦНТУ гр. ГМ-22М-1,2	
Утв.		Лещенко					

Копировал Формат А0

Перв. примен. | Справ. № | Инв. № подл. | Подп. и дата | Взам. инв. № | Инв. № дубл. | Подп. и дата

ПРА 10.000СБ





1. Зварні шви повині бути безперервними і однорідними.
2. Зварний шов повиний рівномірно прогріватися.
3. Довжина напуку повина бути не маншою запять товщин найтоншого із елементів що зєднуються.
4. Кутові шви повині бути трошки вигнуті атакож з плавним переходом до основи металу.
5. *Розміри для довідок

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Філіп'єв		
Пров.		Богатирьов		
Т.контр.				
Н.контр.		Мачок		
Утв.		Лещенко		

ПРА 10.000СБ

Гребінка центральна

Лит.	Масса	Масштаб
	15	1:2
Лист	Листов 1	

–

ЦНТУ, гр. ГМ-22М-1,2

Копировал

Формат А3

Перв. примен.

Справ. №

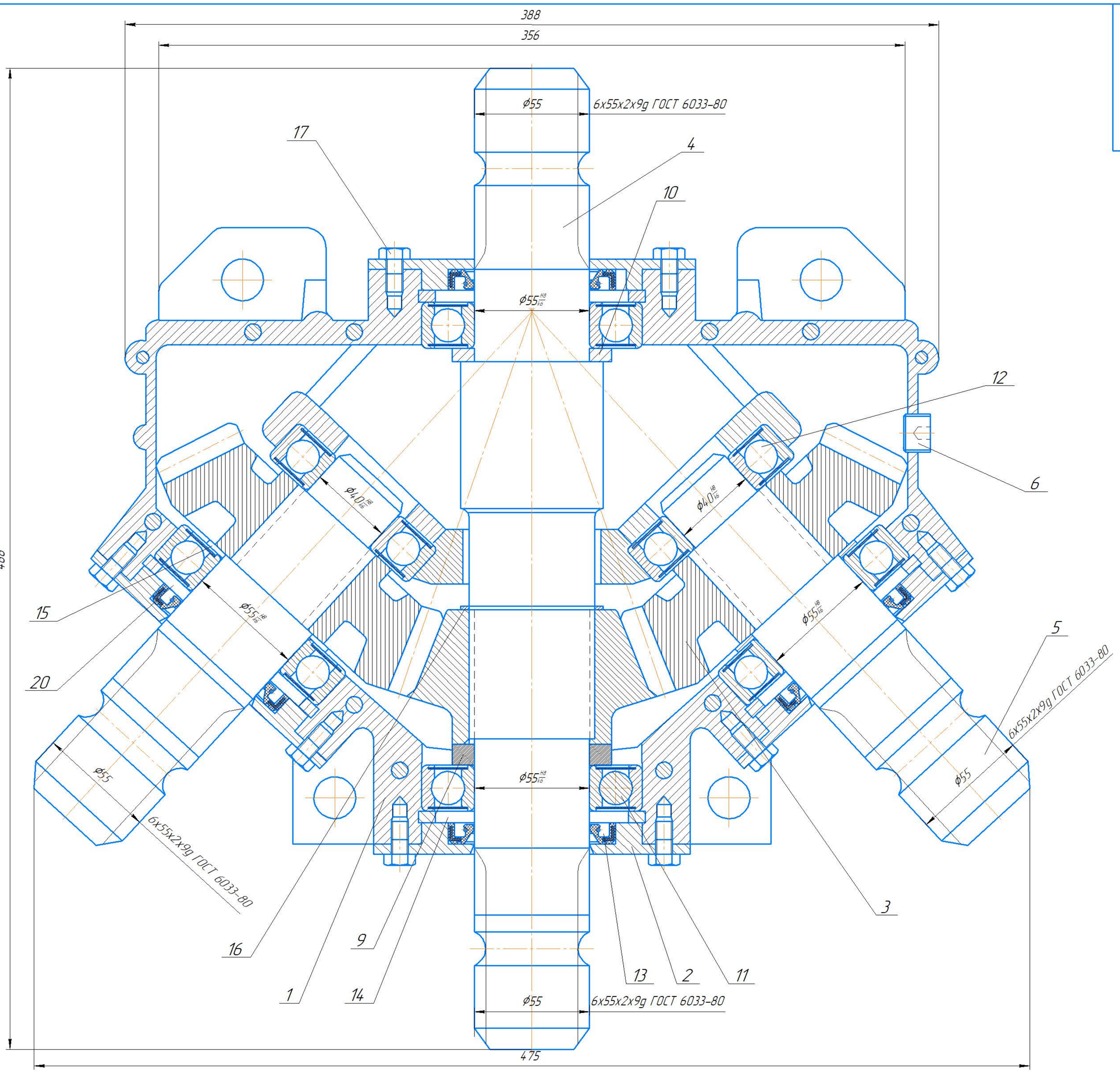
Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.



Технічна характеристика

1.Потужність на тихохідному валу N=60кВт,

2.Крутний момент на тихохідному валу T=575КНм,

3.Частота обертання швидкохідного вала n=500хв$^{-1}$;

4.Передавальне число U=1

1. Зазори в защеплені і пляма контакту по ступеню точності 8-В ГОСТ-1643-81.
2. Редуктор обкатка без навантаження напротязі двох годин.
3. Збирання, приймання, забарвлення і консервацію редуктора виробляти за технічними умовам.
4. *Розміри для довідок

					ПРА 07.000 СБ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Редуктор	Лит.	Масса / Масштаб
Разраб.		Філіп'єв					22 / 1:1
Пров.		Богатирьов				Лист	Листов 1
Т.контр.						ЦНТУ, гр. ГМ-22М-1,2	
Н.контр.		Мачок			–		
Утв.		Лещенко					

Копировал

Формат А1

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

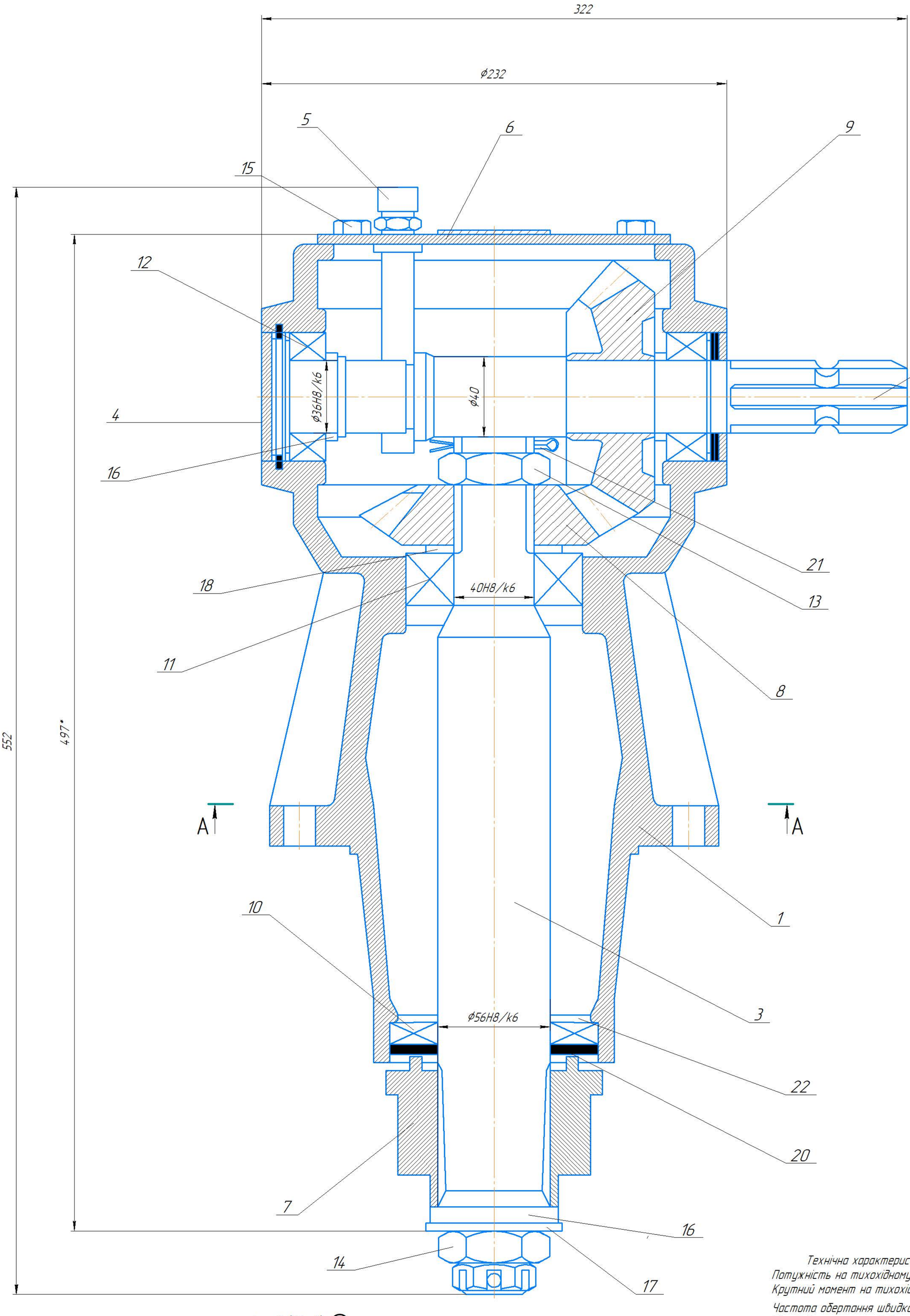
Инв. № дубл.

Взам. инв. №

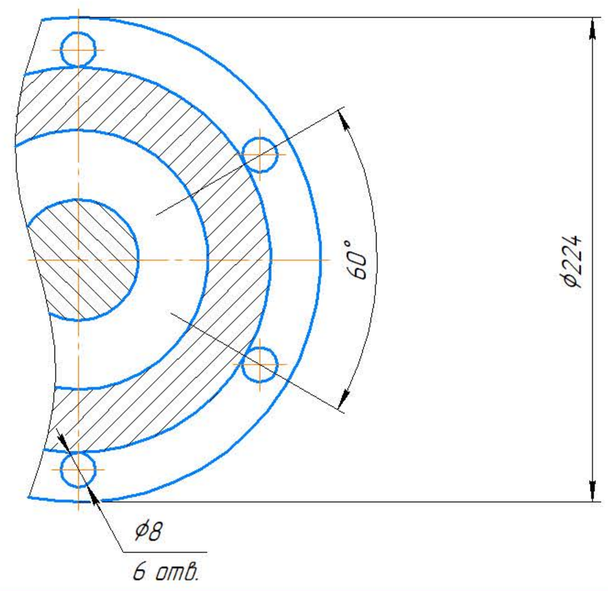
Подп. и дата

Инв. № подл.

ПРА 08.000 СБ



A–A(2:1)



Технічна характеристика
Потужність на тихохідному валу N=60кВт;
Крутний момент на тихохідному валу T=955000Нм;
Частота обертання швидкохідного вала n=1000хв$^{-1}$;
Передавальне число U=2

1.Зазори в защеплені і пляма контакту по ступеню точності 8–В ГОСТ–1643–81.
2.Редуктор обкатка без навантаження напротязі двох годин.
3.Сборку, приймання, забарвлення і консервацію редуктора виробляти позаводським технічним умовам.

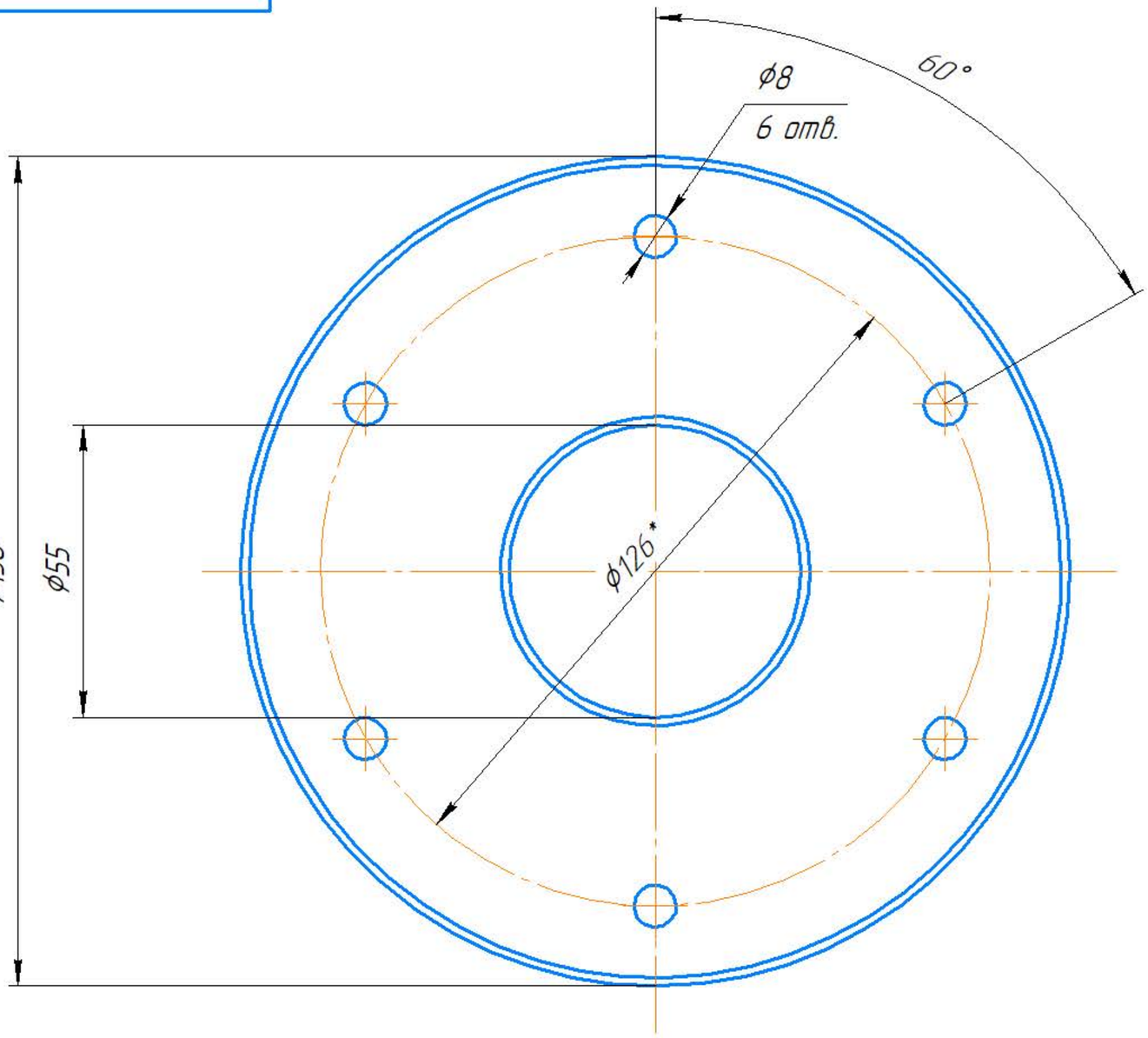
					ПРА 08.000 СБ	
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
Разраб.		Філіп'єв			Редуктор	Лит. / Масса 18,7 / Масштаб 1:1
Пров.		Богатирьов				Лист / Листов 1
Т.контр.						
Н.контр.		Мачок			–	ЦНТУ, гр. ГМ–22М–1,2
Утв.		Лещенко				

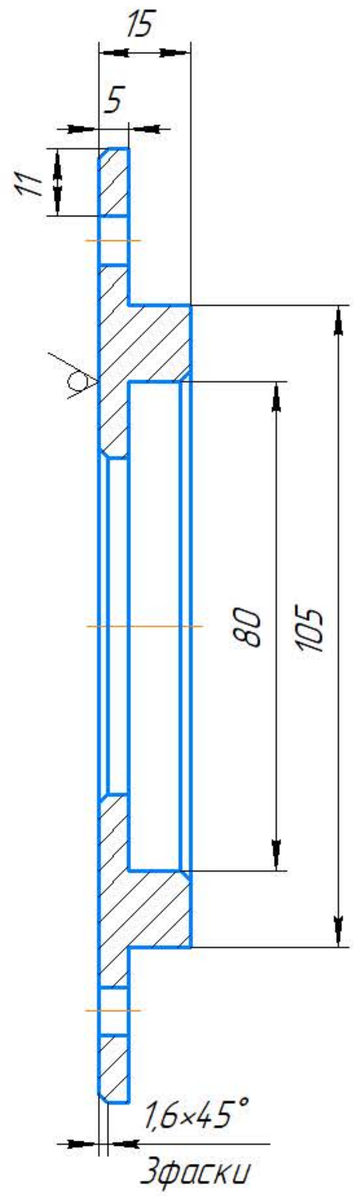
Копировал — Формат А1

Справ. № | Перв. примен. | Подп. и дата | Инв. № дубл. | Взам. инв. № | Подп. и дата | Инв. № подл.

ПРА 07.302

Ra 3,2 (√)





1. Твердість НВ 170...190
2. Невказані граничні відхилення розмірів: отвори–по H14: вали–по h14: останні по $\pm\frac{IT14}{2}$
3. *Розміри для довідок

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Філіп'єв		
Пров.		Богатирьов		
Т.контр.				
Н.контр.		Мачок		
Утв.		Лещенко		

ПРА 07.302

Кришка

Лит.	Масса	Масштаб
	0,320	1:1

Лист | Листов 1

СЧ18 ГОСТ1402-85

ЦНТУ, гр. ГМ-22М-1,2

Копировал

Формат А3

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

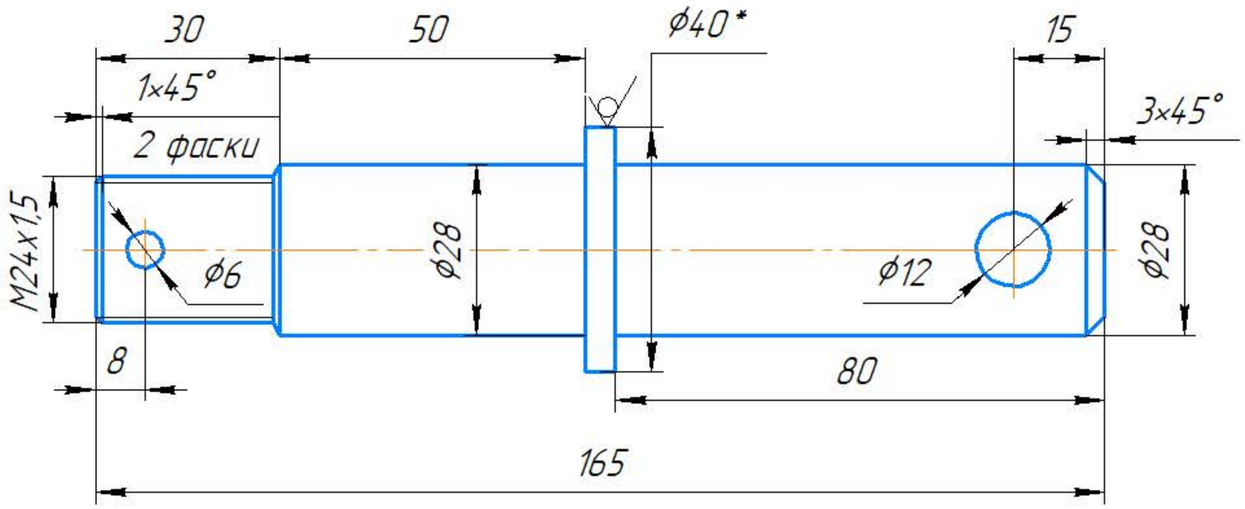
Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

ПРА 02.011.604

Ra 3,2 (√)



1. HRC 52...55
3. Невказані граничні відхилення розмірів по H14; h14; IT14 / 2.
2. *Розміри для довідок

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Філіп'єв		
Пров.		Богатирьов		
Т.контр.				
Н.контр.		Мачок		
Утв.		Лещенко		

ПРА 02.011.604

Палець

Лит.	Масса	Масштаб
	0,132	1:1
Лист	Листов 1	

КРУГ 40-h11 ГОСТ 7441-75 / 45-В-Н ГОСТ 1051-73

ЦНТУ, гр. ГМ-22М-1,2

Копировал

Формат А3

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

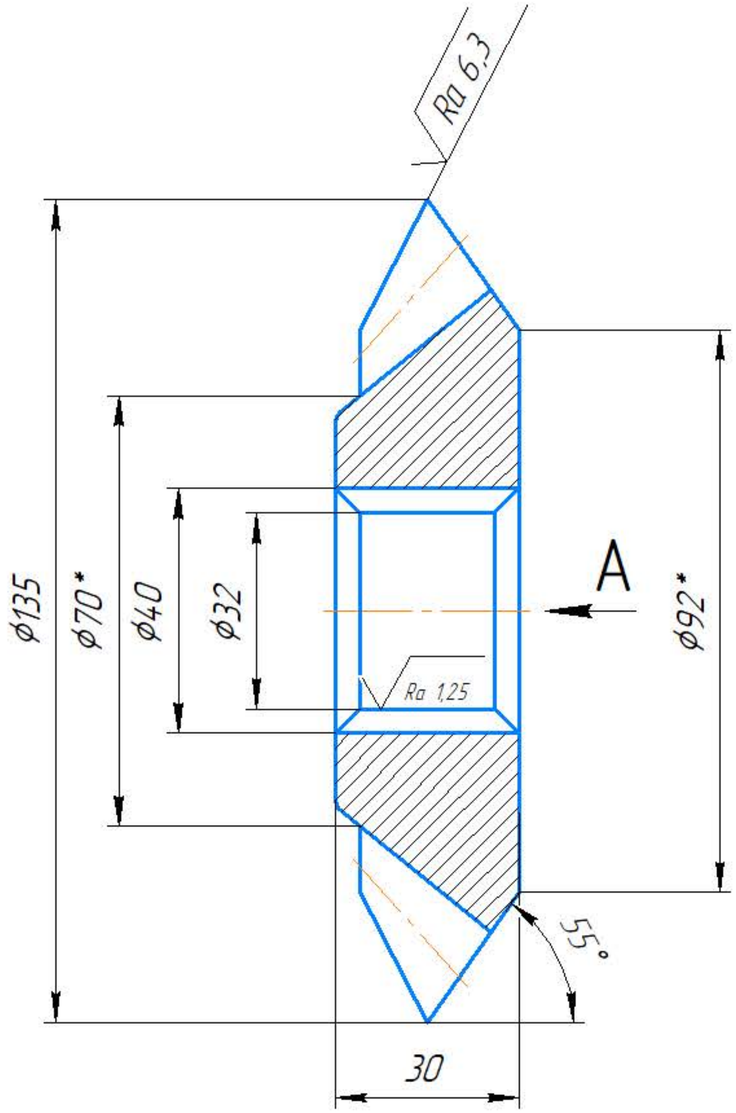
Инв. № дубл.

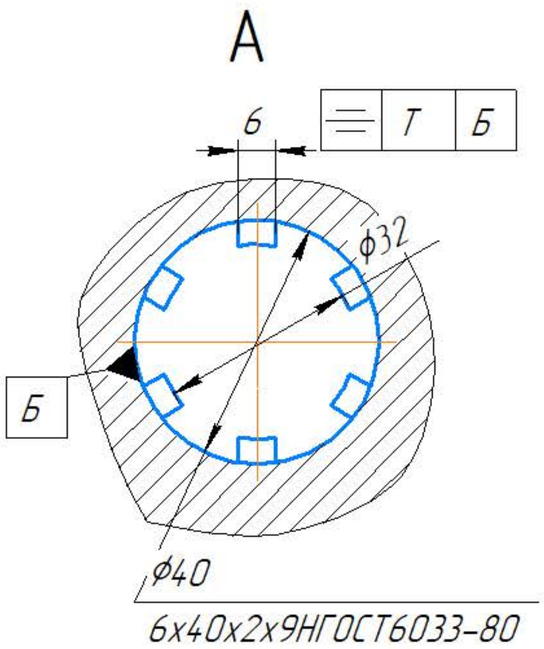
Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

ПРА 02.001.308





Ra 6,3 (√)

Зовнішній коловий модуль	m_e	10
Число зубів	z	22
Тип зуба	–	косий
Вихідний контур	–	ГОСТ13754-81
Коефіцієнт зміщення	x	0
Коефіцієнт зміни товщини зуба	x_t	0
Кут ділильного конуса	–	45°00'00"
Ступінь точності	–	8-В
Зовнішня постійна хорда зуба	S_{ce}	$4,161^{-0,093}_{-0,21}$
Висота до зовнішньої постійної хорди зуба	h_{ce}	15,2
Міжосьовий кут передачі	–	90°00'00"
Допуск на биття зубчастого вінця	F_r	0,045
Гарантований бічний зазор в передачі	–	0,08
Позначення спряженого зубчастого колеса		К04.К2132-26-103

1. HRC 35...40
2. *Розміри для довідок
3. Невказані граничні відхилення розмірів по H14; h14; IT14 / 2.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Філіп'єв		
Пров.		Богатирьов		
Т.контр.				
Н.контр.		Мачок		
Утв.		Лещенко		

ПРА 02.001.308

Шестерня

Лит.	Масса	Масштаб
	0.750	1:1
Лист	Листов 1	

Сталь 45 ГОСТ 1050-88

ЦНТУ, гр. ГМ-22М-1,2

Копировал

Формат А3

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.