

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

Проект розробки конструкції подрібнювача деревини

Назва теми

Галузь знань 13 «Механічна інженерія»

Шифр, назва

Спеціальність 131 «Галузеве машинобудування»

Шифр, назва

Освітня програма «Машини і апарати легкої промисловості»

Шифр МРМА 23.00.00.000 ПЗ

Виконав студент 6 курсу
група МБм-22-1


Підпис

Стаднічук О.О.
Ініціали, прізвище

Керівник


Підпис, дата

проф. Поліщук О.С.
Ініціали, прізвище

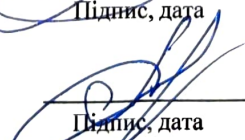
Нормоконтролер


Підпис, дата

доц. Тимощук О.Г.
Ініціали, прізвище

До захисту допускаю:

Зав. кафедри МАЕЕС

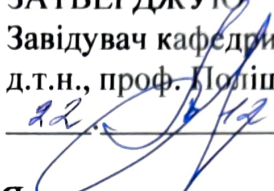

Підпис, дата

проф. Поліщук О.С.
Ініціали, прізвище

25 12 2023 р.

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерії, транспорту і архітектури
Кафедра машин і апаратів, електромеханічних та енергетичних систем
Освітній рівень магістр
Галузь знань 13 «Механічна інженерія»
Шифр і назва
Спеціальність 131 «Галузеве машинобудування»
Шифр і назва
Освітня програма «Машини і апарати легкої промисловості»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри МАЕЕС
д.т.н., проф. Поліщук О.С.

_____ .2023р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРА

Стаднічук Олександр Олександрович

Прізвище, ім'я, по батькові студента

1. Тема роботи Розробка конструкції подрібнювача
деревини

керівник роботи д.т.н., проф. Поліщук О.С.

Прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання

Затверджено наказом ректора університету від 15.08 2023 р. № 30

2. Строк подання студентом роботи на кафедру _____

3. Вихідні дані до роботи Технічні характеристики конструкції подрібнювача
деревини.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

Вступ. 1. Огляд та аналіз існуючих технологічних та технічних рішень з
тематики магістерської роботи. 2. Розробка конструкції подрібнювача
відходів деревини. 3. Розрахунки, що підтверджують працездатність
конструкції подрібнювача відходів деревини.

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслень) Аркуш 1. Процес подрібнення гілок. Документ технологічний (A1). Аркуш 2. Подрібнювач деревини. Документ оглядовий (A1). Аркуш 3. Подрібнювач відходів деревини. Схема кінематична (A1). Аркуш 4. Вал подрібнювача. Результати. (A1). Аркуш 5. Результати розрахунку. Результати (A1). Аркуш 6. Подрібнювач деревини. Складальне креслення. (A1). Аркуш 7. Подрібнювач деревини. Документ ілюстраційний (A1). Аркуш 8. Подрібнювачі деревини. Документ оглядовий (A1).

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи


Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1 Огляд та аналіз існуючих технологічних та технічних рішень з тематики магістерської роботи			
2 Розробка конструкції подрібнювача деревини			
3 Розрахунки, що підтверджують працездатність конструкції подрібнювача деревини			

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

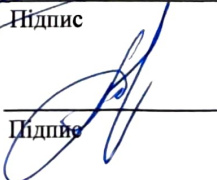
Назва етапів (розділів) кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1. Огляд та аналіз існуючих технічних та технологічних рішень з тематики магістерської роботи	до 30.10.22р.	
2. Розробка конструкції подрібнювача деревини	до 10.11.22р.	
3. Розрахунки, що підтверджують працездатність конструкції подрібнювача деревини	до 20.11.22р.	
4. Оформлення пояснювальної записки і графічного матеріалу	до 12.12.22р.	

Студент


Підпис

Стаднічук О.О.
Ініціали, прізвище

Керівник роботи


Підпис

Поліщук О.С.
Ініціали, прізвище

АНОТАЦІЯ

до магістерської роботи студента
спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».


1. Прізвище, ім'я та по батькові Стаднічук Олександр Олександрович

2. Тема магістерської роботи Розробка конструкції подрібнювача деревини

3. Прізвище, ініціали, вчена ступінь та звання опонента Миша В.В.
к.т.н. доцент кафедри ТК МІВ

4. Об'єм магістерської роботи: креслень 8 арк., сторінок записки 72

5. Розробка конструкції подрібнювача деревини є важливою проблемою в галузі сучасного виробництва та екологічної обробки деревинного матеріалу. Подрібнювачі деревини використовуються для переробки деревини у фракції різного розміру, що дозволяє використовувати отримані матеріали у виробництві паперу, дерев'яних плит, пелет, та інших продуктів. У даній магістерській роботі виконано огляд та аналіз існуючих конструкцій та технічних рішень у галузі подрібнювачів деревини. Розглянуті конструкції включають в себе різні типи ножів, роторів, та систем автоматичного керування. Зроблено акцент на вимогах щодо ефективності, безпеки роботи та екологічної допустимості. В основному розділі магістерської роботи представлена розробка конструкції подрібнювача деревини, яка враховує вказані технічні та технологічні вимоги. Особлива увага приділена вибору оптимальної системи різання та дизайну ротора для досягнення максимальної продуктивності та якості обробки матеріалу. Розглянуті також можливості впровадження систем автоматичного керування та моніторингу для оптимізації роботи подрібнювача. Ця магістерська робота має практичне значення для виробництва, оскільки надає конкретні розробки та технічні рішення, які можуть бути використані при створенні та вдосконаленні подрібнювачів деревини. Робота також може бути корисною для науковців та інженерів, які працюють у галузі обробки деревини та вивченні ефективних технологій для створення екологічно чистих та продуктивних систем подрібнення.

Підпис студента 

"22" 12 2023 р.


РІШЕННЯ ЕК:

Протокол 2 від "29" 12 2023 р.

Оцінка проекту ЕК вільно 5,0/А

Рекомендації ЕК роботу рекомендувати до впровадження у виробництво

Особливі відмітки _____

Технічний секретар 


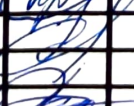


"29" 12 2023 р.

ЗМІСТ

стор.

Вступ.....	5
1 Огляд та аналіз існуючих технологічних та технічних рішень з тематики магістерської роботи.....	6
1.1 Загальні відомості про процес подрібнення.....	6
1.2 Огляд патентів з існуючих конструкцій подрібнювачів.....	17
1.3 Огляд існуючих конструкцій подрібнювачів відходів деревини ..	18
1.4 Обґрунтування та вибір конструкції подрібнювача.....	23
1.5 Висновки до розділу	23
2 Розробка конструкції подрібнювача відходів деревини	24
2.1 Підбір та розрахунок робочих органів подрібнювача	24
2.2 Розробка конструкції механізму для подрібнення	28
2.3 Розробка конструкції рами подрібнювача	29
2.4 Розробка конструкції вузла приводу механізму для подрібнення	31
2.5 Конструкція запроєктованого подрібнювача	39
2.6 Висновки до розділу	41
3 Розрахунки, що підтверджують підтверджують працездатність конструкції подрібнювача відходів деревини.....	42
3.1 Енергетичний розрахунок та вибір електродвигуна.....	42
3.2 Розрахунок пасової передачі.....	47
3.3 Розрахунок на міцність привідного валу подрібнювача за допомогою програми Ansys	58
3.4 Розрахунок на міцність різального апарату за допомогою програми Ansys	58
3.5 Висновки до розділу	68
Висновки.....	69
Перелік джерел посилання.....	70
Додаток А	73
Додаток Б.....	79

МРМА23.00.00.000 ПЗ

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Стаднічук			Розробка конструкції подрібнювача деревини	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.		Поліщук					4	79
Реценз.					ХНУ зр. МБм-22-1			
Н. Контр.		Тимошук						
Затв.		Поліщук						

ВСТУП

Зміцнення сектору садівництва в Україні та збільшення виробництва плодів та ягід стане можливим лише за умови активізації розвитку цієї галузі. Одним з ключових напрямків підвищення її ефективності є раціональне використання ресурсів, зокрема, зниження трудомісткості виробництва плодів та ягід. Низький рівень механізації, який зараз складає 25-35%, призводить до затримок у виконанні технологічних операцій і внаслідок цього сприяє втратам продукції, погіршенню якості та збільшенню собівартості через значний обсяг ручної праці.

Однією з актуальних проблем є екологічна безпека та утилізація гілок плодових дерев, які щорічно зрізаються в садах. Найефективнішим рішенням цієї проблеми є впровадження механізованих засобів, спрямованих на подрібнення деревини. У сучасних садах, де кількість дерев на одиницю площі збільшена у 5-8 разів порівняно з традиційними садами, можливе зменшення розмірів дерев та їх гілок. Це сприяє полегшенню утилізації через подрібнення деревини. Такий підхід створює сприятливі умови для ефективної утилізації гілок, і є важливим напрямком для підвищення продуктивності в садівництві.

Мета даної роботи полягає в підвищенні ефективності утилізації зрізаних гілок плодових дерев в садах шляхом вдосконалення засобів механізації для подрібнення. Для досягнення цієї мети важливо розробити технологічні схеми та параметри робочих органів пристроїв, спрямованих на ефективне подрібнення гілок. Оптимізація цих процесів дозволить знизити трудовитрати та підвищити загальну продуктивність галузі садівництва в Україні.

Результати розробки були представлені та високо оцінені на науковій студентській конференції кафедри машин та апаратів, електромеханічних та енергетичних систем у 2023 році. На основі них було підготовлено тези у Збірник наукових праць «Технічна творчість» №7, 2023р. (додаток Б).

					MPMA23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						5
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ТА ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ З ТЕМАТИКИ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ

1.1 Загальні відомості про процес подрібнення

Технологічний процес подрібнення дуже складний і залежить від цілого ряду факторів: фізико-механічних властивостей матеріалів (розмір, форма, вологість, міцність), типу подрібнювачів, їх робочих органів та режиму роботи машини. В інженерному відношенні подрібнення гілок є найбільш енергоємною операцією. Під час подрібнення відходів деревини енергетичні витрати складають 20...27 кДж/кг [2].

В залежності від способу дії робочого органу на гілки і видудеформації, яка виникає в деревині подрібнення здійснюється головним чином комбінацією удару з використанням молотків, ножів і різанням зарахунок загострених робочих органів (ножів).

Основи теорії подрібнення за рахунок ножів закладені в працях академіка Горячкіна В.П. і потім розвинуті роботами професорів: Гернета М.М., Мельнікова С.В., Альошкіна В.Р., Ревенка І.І., Барабашкіна В.П., Гарькавий А.Д., Горанского В.А. та інших. Ці роботи описують процес подрібнення матеріалу в камері, динаміку подрібнюючого барабана, аеродинаміку подрібнювача і енергетику процесу.

Гілки, та деревина в цілому являють собою пружно в'язко-пластичний матеріал з чітко вираженою анізотропністю, специфічною особливістю якого є наявність структури: каркасу з пружними і пластичними властивостями та заповнювача з в'язкими властивостями. Серед робіт по вивченню розвитку деформації і релаксації напружень в пластичній області органіки провідне місце займають роботи українського академіка Ф.П. Белянкіна, в яких відмічається, що при ударному подрібненні сили в'язкого опору заповнювача збільшуються. Тому для руйнування деревини необхідно прикласти навантаження значно більше, в порівнянні з тим, що достатньо для руйнування статичними силами. Про збільшення руйнуючих зусиль під час

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

підвищення швидкості їх прикладання відмічається також і в роботах Памфілова В.В.

Публікацій про роботу за рахунок загострених робочих органів (ножів) дуже мало, і явно недостатньо для виготовлення якісних та надійних зразків машин. Таким чином, необхідне проведення додаткових теоретичних і емпіричних досліджень в цьому напрямі з використанням основних положень теорії подрібнення стеблових кормів.

Ступінь подрібнення матеріалу λ , як відношення середнього розміру шматка вихідного матеріалу до середнього розміру частинок продукту подрібнення, є одним з основних показників процесу подрібнення. Відомо декілька теорій з використанням даного показника для визначення необхідної роботи A , яка витрачається на процес подрібнення матеріалів [5].

Основним робочим органом для всіх типів дискових подрібнювачі деревини є масивний ротор 4 (рис. 1.1), який кріпиться на валу, що обертається на двох або трьох підшипниках в залежності від продуктивності машини. На лицьовій стороні диска в спеціальних гніздах встановлені різальні ножі. Уздовж усієї ріжучої кромки ножа залишена наскрізна підножова щілина для проходу тріски після відрубубу на приводну сторону диска.

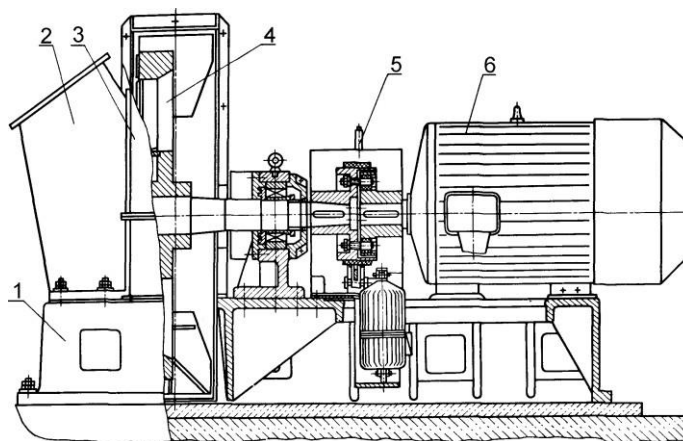


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд дискового подрібнювача деревини: 1 – станина; 2 - завантажувальний патрон; 3 – кожух; 4 – ротор; 5 - гальмо; 6 – електродвигун

					MPMA23.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

При верхньому викиді тріски на обід диска є лопатки - гребки, при нижньому видаленні тріски ці лопатки відсутні. Диск закритий кожухом, звареним або склепаним із сталевих листів. На бічних сторонах кожуха є два вікна, що закриваються (одно проти іншого), необхідних для зміни ріжучих ножів і технічного огляду.

З лицьового боку в кожусі вирізане вікно для установки патрона 2, а з приводної – круглий отвір навколо валу для забору повітря.

Подача деревини до ножового диска здійснюється за допомогою патрона, що монтується з лицьового боку машини.

Внутрішня частина патрона футерується захисними листами, що знімаються. Внизу патрона у робочій частині його боку встановлено контрножі.

У машин окремих типів живильний патрон (рис. 1.2) щодо ножового диска може розташовуватися:

- 1) з одним кутом нахилу α до горизонтальної площини;
- 2) з додатковим кутом розвороту α_2 в горизонтальній площині (у цьому випадку живильний патрон має два кути нахилу α_1 та α_2);
- 3) з одним кутом розвороту α_2 у горизонтальній площині.

Деякі типи машин мають патрони зі скошеним дном під кутом α_3 .

Підшипники, живильний патрон, кожух та інші нерухомі деталі змонтовані на плиті машини (рамі).

Привід машин для подрібнення деревини здійснюють, як правило, від індивідуального асинхронного електродвигуна за допомогою ремінної передачі та шківів або еластичної муфти.

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де, d – діаметр подрібнючої деревини.

$$\cos \alpha = \cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2, \quad (1.2)$$

Діаметри колод d , а також кути нахилу патрона ріжучих ножів z та розміри радіусів різання R_p впливають на безперервність різання деревини.

Безперервність різання деревини (з достатньою точністю для практичних розрахунків) буде забезпечена під час виконання наступних співвідношень (зображений на рисунку 2, див. лист [МРМА23.00.00.000ДТ]):

$$2a \geq AB, \quad (1.3)$$

або,

$$\frac{d}{\cos \alpha_1} \geq \frac{R_p^2}{R_p - H} \cdot \sin \varphi, \quad (1.4)$$

де φ – кутова відстань між сусідніми ножами;

$$\varphi = \frac{2 \cdot \pi}{z}, \quad (1.5)$$

H - стріла сегмента,

$$H = R_p \cdot \left(1 - \cos \frac{\varphi}{2}\right), \quad (1.6)$$

Умова безперервності різання деревини має вигляд:

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d \geq 2 \cdot R_p \cdot \cos \alpha_1 \cdot \sin \frac{\pi}{z}, \quad (1.7)$$

$$R_p = \frac{d}{2 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \sin \frac{\pi}{z}}.$$

Для подрібнючої машини з горизонтальною подачею деревини рівняння (1.7) будуть справедливі, якщо за кут α_1 вважати кут розвороту барабана від осі валу машини в горизонтальній площині.

Вибір потрібних параметрів різання залежить від умов експлуатації рубальних машин.

Довжина тріски $l_{\text{щ}}$ залежить від кутів нахили живильного патроні α_1 , і α_2 , а також від випуску ножів h і визначається за виразом:

$$l_{\text{щ}} = \frac{h}{\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2} = \frac{h}{\cos \alpha} = \frac{h}{\cos \alpha_y}, \quad (1.8)$$

де α_y - кут, утворений віссю ou і віссю колоди.

При одному куті α_1 нахилу патрона від горизонту довжина тріски дорівнюватиме:

$$l'_{\text{щ}} = \frac{h}{\cos \alpha_1}, \quad (1.9)$$

У подрібнюючих машин з горизонтальною подачею відходів деревини ($\alpha_1 = 0$) дожину тріски $l''_{\text{щ}}$ можемо визначити за формулою:

$$l''_{\text{щ}} = \frac{h}{\cos \alpha_2}, \quad (1.10)$$

Відповідно до (рисунок 3, див. лист [МРМА23.00.00.000ДТ]) кути нахилу патрона живлення, щодо осей прямокутної системи координат

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

позначені через $\alpha_x, \alpha_y, \alpha_z$. Рівняння зв'язку цих кутів з кутами нахилу α_1 та α_2 запишемо у вигляді:

$$\begin{cases} \alpha_z = 90 - \alpha_1, \\ \cos \alpha_z = \sin \alpha_1, \\ \cos \alpha_y = \cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2, \\ \cos \alpha_x = \sqrt{1 - \sin^2 \alpha_1 - \cos^2 \alpha_1 \cdot \cos^2 \alpha_2}. \end{cases} \quad (1.11)$$

Факторами, що впливають на товщину тріски, є також фізико-механічні властивості деревини (межа міцності, розташування річних кілець, вологість та ін) у напрямку дії сили, що сколює.

При впровадженні ножа (див. рисунок 4а, лист [МРМА23.00.00.000ДТ]) його передня грань впливає на деревину з зусиллям Q і fQ . Сили тиску на задню грань різця R і fR в утворенні елементів тріски не беруть участь.

Відповідно до наведеної на (див. рисунок 4а, лист [МРМА23.00.00.000ДТ]), а схемою сил в площині сколювання АВ діють сили, рівні $(F + f_1 \cdot N)$, перпендикулярної площині — сила N .

Сила N прагне відірвати елемент тріски від основного матеріалу. Цю силу можна визначити виходячи з умов міцності деревини на розтяг (розрив) у напрямку, перпендикулярному до волокон, тобто.

$$N = l_{щ} \cdot b \cdot K_{pc\perp}, \quad (1.12)$$

де b — ширина різання;

$K_{pc\perp}$ — межа міцності деревини на розтяг силою, спрямованої перпендикулярно волокнам.

Умову равіоміцності на сколювання елемента деревини та його стиснення (зминання) вздовж волокон може бути записано у вигляді:

$$F + f_1 \cdot N = sbK_{зж\parallel}, \quad (1.13)$$

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F = K_{ск||} \cdot b \cdot l_{щ},$$

де $K_{ск||}$ – межа міцності сколювання деревини вздовж волокон;

$K_{зж||}$ – межа міцності деревини на стиск уздовж волокон;

f_1 - Коефіцієнт тертя деревини про деревину в момент сколювання;

s - Товщина тріски.

Перетворивши вирази (1.12) та (1.13). отримаємо:

$$s = \frac{K_{зж||} + f_1 \cdot K_{рс\perp}}{K_{зж||}}, \quad (1.14)$$

$$K_{лск} = \frac{l_{ск}}{l_{щ}} \leq 1.0, \quad (1.15)$$

Підставивши вираз (1.15) в (1.14) отримаємо:

$$s = \frac{K_{зж||} + f_1 \cdot K_{рс\perp}}{K_{зж||}} \cdot l_{щ}, \quad (1.16)$$

Теоретичні дослідження, виконані Н. П. Рушновим, дозволили отримати наступну розрахункову формулу для визначення товщини елементів тріски $l_{щ}$ в залежності від різних факторів, що визначають процес різання на машинах для рубання:

$$l_{щ} = \frac{l_{щ} \cdot \tau_{в||}}{\sigma_{зм\theta\varphi} \cdot \left[\sin \varphi_H \cdot [1 + ctg(\psi + \delta) \cdot ctg(\varphi'_b + \delta)] - f_\tau \cdot f_d \cdot [1 - tg(\psi + \delta) \cdot ctg(\varphi'_b + \delta)] \right]}, \quad (1.17)$$

де $l_{щ}$ - Довжина тріски;

$\tau_{в||}$ - межа міцності деревини при сколюванні вздовж волокон;

$\sigma_{зм\theta_\varphi}$ - межа опору деревини зім'ятті під кутом до напрямку волокон деревини;

φ'_b - трансформований кут зустрічі вектора швидкості різання із напрямком волокон деревини;

φ_H - кут нахилу;

ψ - еквівалентний кут дії;

δ - кут різання;

f_τ - коефіцієнт додаткового опору при зрушенні елемента тріски;

f_d - Коефіцієнт тертя деревини по передній грані ножа.

Зміна межі опору деревини змінання $\sigma_{см\theta_\varphi}$ залежно від кута θ_φ визначається за формулою проф. Ю. М. Іванова:

$$\sigma_{см\theta_\varphi} = \frac{\sigma_{см\theta_0}}{1 + \left[\frac{\sigma_{см\theta_0}}{\sigma_{см\theta_{\varphi_0}}} - 1 \right] \cdot \sin^2 \theta_\varphi}, \quad (1.18)$$

Для визначення величини кута θ_φ використовуємо формулу:

$$\cos \theta_\varphi = \cos \delta \cdot \sin \varphi_H \cdot \sqrt{1 - \frac{\cos^2 \varphi_b}{\sin \varphi_H}} + \sin \delta, \quad (1.19)$$

Трансформований кут зустрічі φ'_b обчислюється за істинними значеннями кута зустрічі φ_b та кута нахилу φ_H :

$$\cos \varphi'_b = \frac{\cos \varphi_b}{\cos \varphi_H}, \quad (1.20)$$

Еквівалентний кут дії:

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						14
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\psi = \operatorname{arctg} \left[\frac{1 - f_d \cdot \operatorname{tg} \delta}{\operatorname{tg} \delta + f_d} + \mu \right], \quad (1.21)$$

Сила різання:

$$P = \int_{b_1(\varphi)}^{b_2(\varphi)} p \cdot db, \quad (1.22)$$

Робота різання:

$$A = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} P \cdot R_p d\varphi, \quad (1.23)$$

$$A = p \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \cdot R_p d\varphi \cdot \int_{b_1(\varphi)}^{b_2(\varphi)} db, \quad (1.24)$$

$$A = p \cdot \pi \cdot a \cdot b = p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2}, \quad (1.25)$$

$$\pi \cdot a \cdot b = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2}. \quad (1.26)$$

Корисна потужність різання круглої деревини:

$$N_n = 0.001 \cdot p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2} \cdot \frac{n \cdot z}{60 \cdot 10^2}, \quad (1.27)$$

Корисна потужність для різання некруглої деревини:

$$N_n = 0.001 \cdot p \cdot F_p \cdot \frac{n \cdot z}{60 \cdot 102}, \quad (1.28)$$

Теоретична продуктивність при подрібненні круглої деревини:

$$Q_T = 60 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l_{\text{щ}} \cdot n \cdot z = 60 \cdot \frac{\pi \cdot d^2 \cdot h}{4 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2} \cdot n \cdot z, \quad (1.29)$$

Для не круглої деревини:

$$Q_T = 60 \cdot F_p \cdot l_{\text{щ}} \cdot n \cdot z, \quad (1.30)$$

Розрахункова продуктивність дискової машини для подрібнення для круглої падаючої деревини:

$$Q_{\text{екв}} = 60 K_n \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{екв}}^2}{4} \cdot l_{\text{щ}} \cdot n \cdot z, \quad (1.31)$$

Для деревини різного поперечного січення:

$$Q_{\text{екв}} = 60 K_n \cdot F_{\text{екв}} \cdot l_{\text{щ}} \cdot n \cdot z, \quad (1.32)$$

$$K_n = \frac{Q}{Q_{\text{екв}}}, \quad (1.33)$$

Вираз для визначення потужності різання:

$$N_n = Q_T \cdot E_p, \quad (1.34)$$

Корисний питомий розхід енергії на різання:

$$E_p = 2.7 \frac{p}{h}, \quad (1.35)$$

$$p = 0.367 \cdot h \cdot E_p, \quad (1.36)$$

Повний питомий розхід енергії:

$$E = E_p + E_x, \quad (1.37)$$

1.2 Огляд патентів з існуючих конструкцій подрібнювачів

У патентові 1639964 розглядається подрібнювач деревини.

Винахід відноситься до деревообробної промисловості, зокрема до пристроїв для подрібнення деревини. Один з конічних штифтів 6 закріплений через 10- 15°, від вертикальної осі, проведеної через центр барабана і лінію перетину утворює диска 4 з передньою гранню виступів 5 (зображений на рисунку 1, див. лист [МРМА23.00.00.000ДО]). Деревина подається в бункер 8, в нижній частині якого знаходяться два барабани 3, що обертаються назустріч один одному насадженими на них різальними дисками 4, при обертанні яких знаходиться в бункері 8 деревина наколюється на штифти 6, захоплюється виступами 5 і подається в зону подрібнення між дисками 4, Гребінка 7 перешкоджає забиванню подрібненої деревини міждискового простору.

В патентові 2158194С1 описується машина для подрібнення деревини.

Винахід відноситься до лісової промисловості, зокрема до обладнання для подрібнення деревини, і може бути використане в целюлозно-паперовій промисловості, а також у дерево-підготовчих цехах для подрібнення тріски та дрібних відходів до отримання фракції, що дозволяє її використовувати у виробництві цегли. У машині для подрібнення деревини приводний вал і завантажувальний патрон встановлені вертикально. Ножі приводного валу встановлені у корпусі між нерухомими перфорованими диском та ножами,

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

леза яких спрямовані назустріч один одному (зображений на рисунку 2, див. лист [МРМА23.00.00.000ДО]).

На приводному валу над нерухомим перфорованим диском встановлена підпружинена крильчатка-ворошитель з ножовими лопатями, ріжуча кромка яких паралельна нерухомому перфорованому диску, причому периферійні бічні грані ножових лопатей виконані зубчастими, а кожна друга крок лопасть. Це дозволяє подрібнювати деревину з вологістю до 50% за рахунок вертикального розташування завантажувального патрона та додаткової крильчатки-ворошника, встановленої на вертикальному приводному валу із зубчастими ножовими лопатями.

В патенті US6032707A наводиться приклад машини барабанного для подрібнення деревини (зображений на рисунку 3, див. лист [МРМА23.00.00.000ДО])

Барабанний вузол для подрібнювача деревини включає в себе барабан, який обертається навколо горизонтальної осі, і безліч кишень, розташованих по колу навколо барабана. Барабанний вузол також включає в себе безліч лопатей, оперативно з'єднаних з барабаном, причому одна з лопатей частково перекриває одну з кишень. Кожна з кишень має глибину, що перевищує її ширину, і здатність утримувати об'єм деревини максимального розміру деревини, що подрібнюється.

1.3 Огляд існуючих конструкцій подрібнювачів деревини

Подрібнювач для дерева – інструмент, за допомогою якого можна перетворити великі відходи на дрібніші. Зазвичай такі пристрої застосовують у процесі вирубування лісу, розчищення ділянок від непотрібної рослинності. За принципом своєї роботи дробарка схожа на шредер, вона підходить для подрібнення кори та гілок, тріски. За допомогою такого обладнання можна уникнути витрат на вивіз сміття, виключити необхідність зберігання великої маси відходів, які провокують розмноження комах-шкідників.

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						18
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кожний тип подрібнювачів охоплює велику групу робочих органів, які мають технологічні особливості та відрізняються конструктивним виконанням.

До основних робочих органів, які змінюють якісний стан гілок, відносять молотки або інші робочі органи, що забезпечують розділення гілок на частини, і рекаттери, а до допоміжних механізмів, які забезпечують безперервність технологічного процесу це підбирач та живильний транспортер.

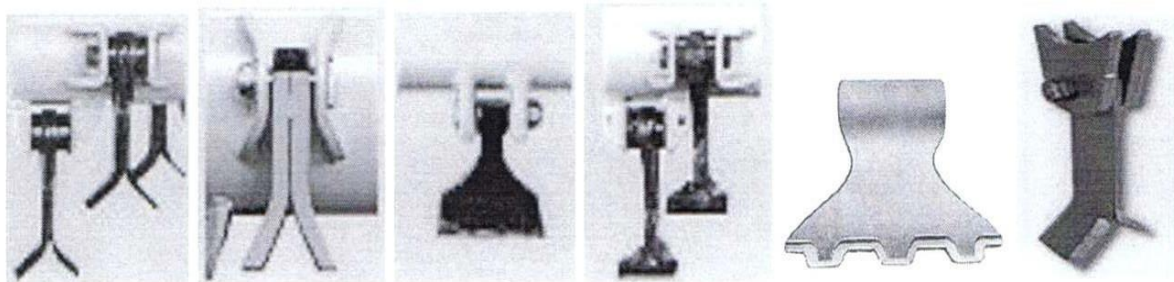
Для розділення гілок на частинки під час процесу подрібнення, головним чином, застосовують такі способи: удар, різання, пиляння та роздавлювання (плющення). Ні в одному з відомих типів подрібнювачів розглянуті способи не застосовуються в чистому вигляді. Але в кожному з них можливо виділити основний спосіб подрібнення матеріалу, який переважає: в молоткових подрібнювачах – це удар, в подрібнювачах з ріжучими ножовими барабанами – це різання. Широкого розповсюдження в даний час набули подрібнювачі з робочими органами у вигляді молотків, які в більшості подрібнювачів на роторі закріплені шарнірно, а також молотки, щозафіксовані на ньому жорстко – бичі.

Для зменшення енергоємності процесу подрібнення деревини, шарнірно закріплені молотки, що використовуються в подрібнювачах, як правило, мають загострені робочі кромки під кутом 15...300 і поділяються на пластинчасті (плоскі) (рис. 1.3 (а)) та об'ємні (рис. 1.3 (б)).



Пластинчасті

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19



Об'ємні

Рисунок 1.3 – Шарнірно закріплені робочі органи подрібнювачів деревини

Основна відмінність промислових дробарок від побутових полягає в типі приводу. Великі автономні дробарки, що встановлюються на трактор як причеп, використовують потужність дизельного або бензинового двигуна. За типом своєї конструкції вони можуть бути дисковими – для отримання тріски, а також барабанными – для подрібнення відходів у тирсу зображених (на рисунку 1, див. лист [МРМА23.00.00.000ДО2]).

Ці агрегати найпотужніші, здатні переробляти навіть пні та цілісні стовбури дерев, не кажучи вже про гілки. Якість дроблення така висока, що отриманий продукт відразу можна використовувати як сировину для виробництва ДСП та інших типів будівельних плит.

Молоткові агрегати використовують у поєднанні з дисковими. Одержувану тріску вони доводять до стану тирси з бажаним розміром фракцій. Процес дроблення деревини відбувається з використанням сталевих молотків, що мають маятниковий тип підвісу (зображений на рисунку 2, див. лист [МРМА23.00.00.000ДО2]). Пристрій працює швидко та ефективно.

Зазвичай на виробництві використовують кілька видів дробарок, поєднуючи їх властивості та можливості для отримання оптимального результату (зображений на рисунку 3, див. лист [МРМА23.00.00.000ДО2]).

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На кшталт використовуваного подрібнювача професійні агрегати діляться кілька видів.

Конусні. Конструкція складається зі статичного стакану та рухомого пальця конусоподібної форми (зображений на рисунку 4, див. лист [МРМА23.00.00.000ДО2]). При поміщенні деревини в ємність вона перемелюється.

Щокові. Конструкція таких пристроїв передбачає наявність усередині 2-х деталей – рухомої та статичної щоки (зображений на рисунку 5, див. лист [МРМА23.00.00.000ДО2]). При приміщенні всередину деревини одна частина зміщується, стискаючи матеріал до іншої. Сировина дробиться, сплющується. Агрегати цього затребувані великому промислому виробництві.

Молоткові. Професійні пристрої для лісозаготівлі здатні впоратися навіть із цілістовбурами (зображений на рисунку 6, див. лист [МРМА23.00.00.000ДО2]). Деревина розбивається ударним способом, молотками, вміщеними всередину корпусу.

Шнекові. Вони схожі за принципом своєї роботи на соковитискачі (зображений на рисунку 7, див. лист [МРМА23.00.00.000ДО2]). Шнековий вал усередині легко перетворює сировину, що міститься, в однорідну масу. Цей варіант використовують для заготівлі кормів для тварин.

Ножові. Тут використовуються дискові леза, що обертаються (зображений на рисунку 8, див. лист [МРМА23.00.00.000ДО2]). Кількість ножів залежить від розмірів основи, що обертається. У промисловості цей тип дробарок використовується рідко. Основний діаметр подрібнюваних елементів не повинен перевищувати 45 мм.

Більшість дробарок для дерева, призначених для використання в побуті, має електричний привід (зображений на рисунку 8, див. лист [МРМА23.00.000ДО2]).

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						21
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Зазвичай вони представлені шредерами - роторними машинами, що добре справляються не тільки з садовим сміттям, але і з відходами від будівництва, ремонту.

Такі агрегати чудово справляються із завданнями з відділення металевих елементів – скоб, цвяхів, шурупів – від деревної сировини. У процесі переробки можна отримати багато тирси для мульчування або інших цілей, актуальних для садової ділянки.

Побутові дробарки для дерева необов'язково мають бути дуже потужними. Електричний привід із середніми показниками успішно впорається з переробкою більшості відходів.



Рисунок 1.4 – Робота побутових подрібнювачів

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

1.4 Обґрунтування та вибір конструкції подрібнювача

Переглянувши літературу по темі магістерської роботи приймаємо рішення при конструюванні подрібнювача відходів деревини використовувати конструкцію машини дискового типу.

Дана конструкція легка та не затратна у виготовленні, легко піддається регулюванню робочих органів ножів.

Загальний вигляд майбутньої розроблюваної машини представлений на рисунку 3, див. лист [МРМА23.00.00.000ДО]

1.5 Висновки до розділу

В даному розділі проведено теоретичний огляд та аналіз існуючих машин для подрібнення відходів деревини.

В першій частині розділу описано процес рубання деревини, записано основні формули процесу, та формули затрати енергії при рубанні дисковою подрібнюючою машиною.

В другій частині проведено патентний пошук подібним шин, розглянути їхню робота та конструкція.

В третій частині розділу проведено літературний огляд подрібнювачів які випускає промисловість.

На підставі огляду зважуючи переваги та недоліки обрано оптимальну та найбільш легку у виготовленні конструкцію машини для подрібнення, за якою будемо вести подальші розрахунки та конструювання.

На основі даного розділу були сформовані 3 листи графічної роботи:

1. Аркуш МРМА23.00.00.000ДТ;
2. Аркуш МРМА23.00.00.000ДО;
3. Аркуш МРМА23.00.00.000ДО2.

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПОДРІБНЮВАЧА ВІДХОДІВ ДЕРЕВИНИ

2.1 Підбір та розрахунок робочих органів подрібнювача

Як уже зазначалось вище подрібнювач буде слугувати для подрібнення відходів деревини. В якості робочих органів був прийнятий масивний диск на якому розташовуються леза для різання, кількість яких залежить від продуктивності.

Продуктивність подрібнювача також залежить від розмірів деревини, що переробляється, довжини тріски, та частоти обертання диска.

Для подальших розрахунків приймаємо:

Необхідна продуктивність $Q = 10$ пог. м³/год;

Діаметр диска $D = 800$ мм.

Визначаємо середній діаметр різання:

$$D_p \approx 0,6 \cdot D, \quad (2.1)$$

$$D_p = 0,6 \cdot 800 = 480 \text{ мм};$$

Приймаємо швидкість різання на середньому радіусі ножа. У сучасних подрібнюючих машинах швидкість різання знаходиться в діапазоні $v=25 - 35$ м/с, приймаємо $v = 30$ м/с

До подрібнювальної машини надходять відходи деревина різних розмірів тому для розрахунку продуктивності машини вводять поняття еквівалентного діаметра деревини, який визначається як середня квадратична величина діаметрів балансів.

$$d_{\text{екв}} = \sqrt{\lambda_1 \cdot d_1^2 + \lambda_2 \cdot d_2^2 + \dots}, \quad (2.2)$$

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						24
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де, λ_1 – відносні змісти окремих категорій балансів у загальному штабелі;

d_1 – середній діаметр деревини;

Для розрахунків приймаємо $d_{\text{екв}} = 80$ мм.

Частота обертання валу машини для подрібнення при діаметрі різання D_p :

$$n_H = \frac{v}{(\pi \cdot D_p)}, \quad (2.3)$$

$$n_H = \frac{30}{(\pi \cdot 0,48)} = 19,9 \text{ с}^{-1} = 1194 \frac{\text{об}}{\text{хв}};$$

Визначимо необхідну кількість ножів за формулою:

$$z = \frac{Q}{900 \cdot k_n \cdot k_l \cdot \pi \cdot d_p^2 \cdot l_{\text{тр}} \cdot n_H}, \quad (2.4)$$

де, Q – продуктивність подрібнювача;

k_n – Коефіцієнт завантаження на основі практичних даних приймається: – 0,4-0,7;

k_l – коефіцієнт нерівномірності довжини тріски – 0,93-1;

$l_{\text{тр}}$ – середня довжина кінцевого матеріалу, $l = 15$ мм.

$$z = \frac{10}{900 \cdot 0,5 \cdot 0,95 \cdot \pi \cdot 0,08^2 \cdot 0,015 \cdot 19,9} = 3,89;$$

Приймаємо $z = 4$ шт.

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

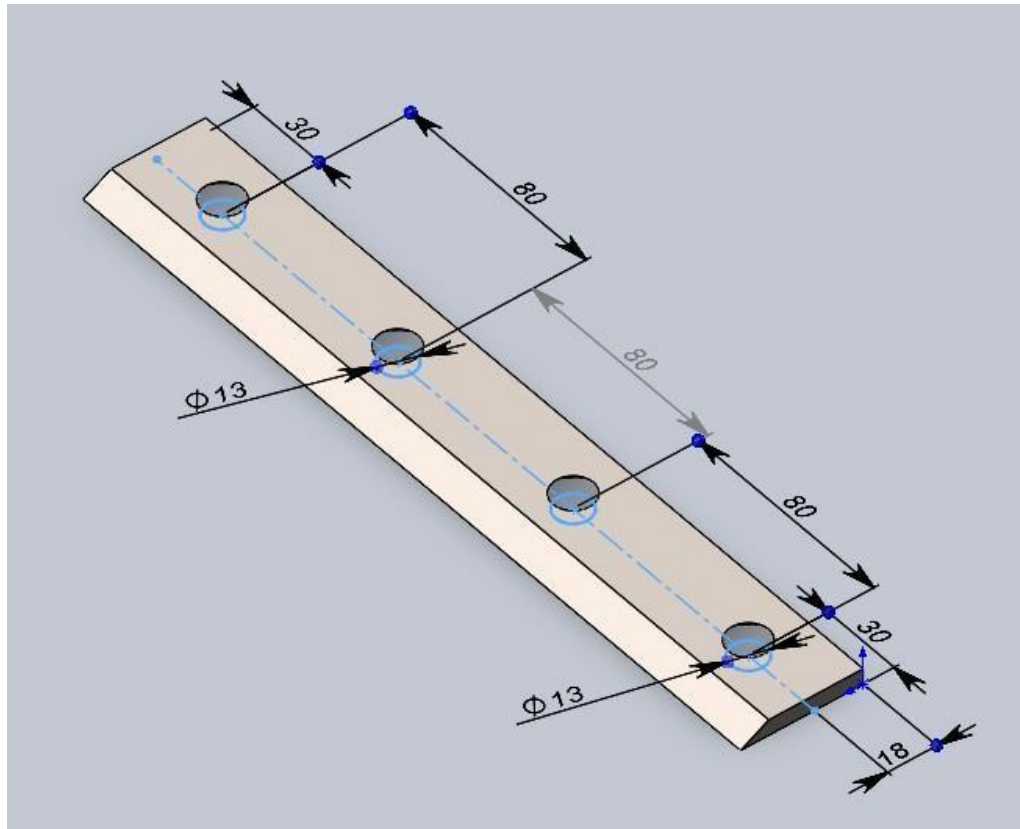


Рисунок 2.1 – Загальний вигляд ножа подрібнювача



Рисунок 2.2 – Диск подрібнювача загальний вигляд

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

Для підбору необхідних розмірів деталей визначимо моменти та сили корисного опору які виникають при роботі подрібнювача

Момент опору обертових деталей, Н · м:

$$M_p = M_d + M_n, \quad (2.5)$$

де M_d – момент опору дисків, Н · м;

M_n – момент опору ножів, Н · м;

Момент опору дисків визначається за формулою [5]:

$$M_d = \frac{1}{2250} \pi^3 \cdot C_f \cdot \rho \cdot r_d^5 \cdot n^3 \cdot z_d, \quad (2.6)$$

де, $C_f = 0,042$ – коефіцієнт тертя ;

r_d - радіус диска, $r_d = 0,4$;

$z_d = 1$ – кількість дисків;

$\rho = 0,05 \text{ т/м}^3$ – об'ємна маса матеріалу.

$$M_d = \frac{1}{2250} \cdot 3,14^3 \cdot 0,042 \cdot 0,05 \cdot 0,4^5 \cdot 1194^3 \cdot 1 = 503,7 \text{ Нм};$$

Момент опору ножів визначається за формулою:

$$M_n = \frac{1}{1800} \cdot \pi^2 \cdot (\delta + 2 \cdot C_f \cdot b) \cdot a \cdot r_{cp}^2 \cdot \rho \cdot n^2 \cdot z_n, \quad (2.7)$$

де, $b = 0,4 \text{ м}$ – довжина ножа;

$a = 0,006 \text{ м}$ – ширина ножа;

$z_n = 4$ шт- кількість ножів;

$\delta = 0,05$ - поправочний коефіцієнт.

Підставляємо значення у формулу і проводимо розрахунок:

					MPMA23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						27
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_n = \frac{1}{1800} \cdot 3,14^2 \cdot (0,05 + 2 \cdot 0,042 \cdot 0,4) \cdot 0,006 \cdot 0,4^2 \cdot 0,05 \cdot 1194^2 \cdot 4$$

$$= 0,125 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Підставляємо значення у формулу і проводимо розрахунок:

$$M_p = 503,7 + 0,125 = 503,8 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

2.2 Розробка конструкції механізму для подрібнення

Приймаємо наступну конструкцію робочих органів ножовий диск кріпиться до буртика валу за допомогою болтів без зазору (рис. 2.3). Диск має наскрізні щілини для відведення тріски (їхня кількість відповідає числу ножів в нашому випадку їх чотири), нахилені по ходу обертання до радіуса диска. У гніздах, що розташовані над щілинами, встановлюються ножі.

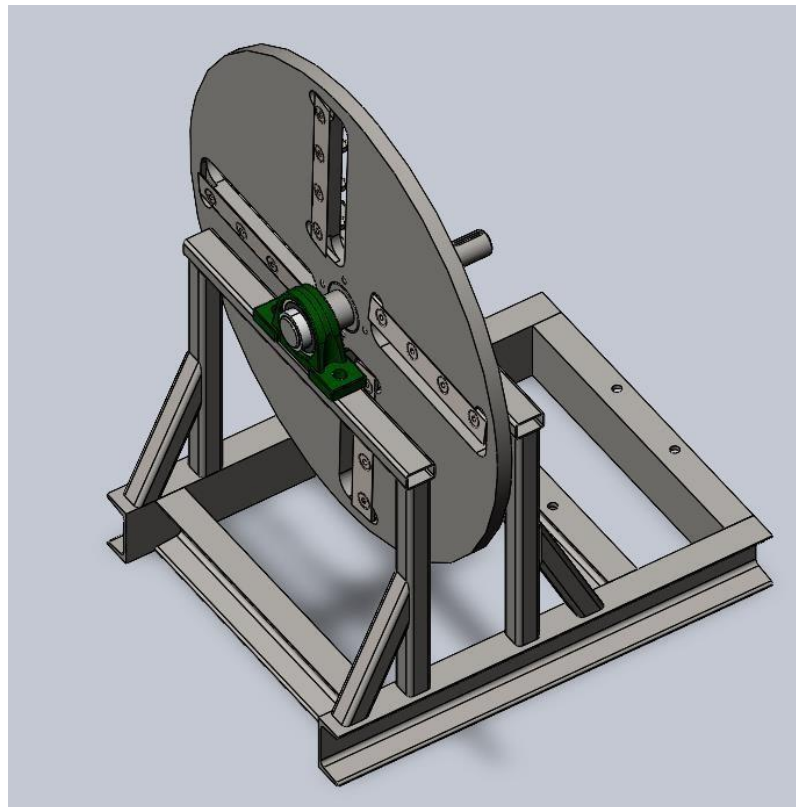


Рисунок 2.3 – Загальний вигляд робочих органів подрібнювача деревини

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

2.3 Розробка конструкції рами подрібнювача

Раму подрібнювача виготовлено зварюванням зі швелері в основі та профільних труб в якості опор для диску подрібнення (рис. 2.4).

Номер швелера приймаємо №10 ширина полочки якого становить $S = 50$ мм. Остаточний номер швелера встановлюється після розрахунку рами на міцність.

Будуємо раму в програмі SolidWorks, в якій і проведемо розрахунок за допомогою вбудованого застосунку Simulation.

На рамі розміщуються наступні деталі та складальні одиниці:

- диск з ножами;
- підшипникові вузли;
- шків пасової передачі;
- електродвигун.

За допомогою побудованих моделей визначимо масу даних деталей та вузлів (масу визначаємо тільки нестандартних деталей, двигуна та підшипникового вузла визначаємо за каталогом).

Маса різального диска з ножами валом та підшипниковими опорами $m_1 = 94$ кг;

Маса електродвигуна $m_2 = 116$ кг.

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

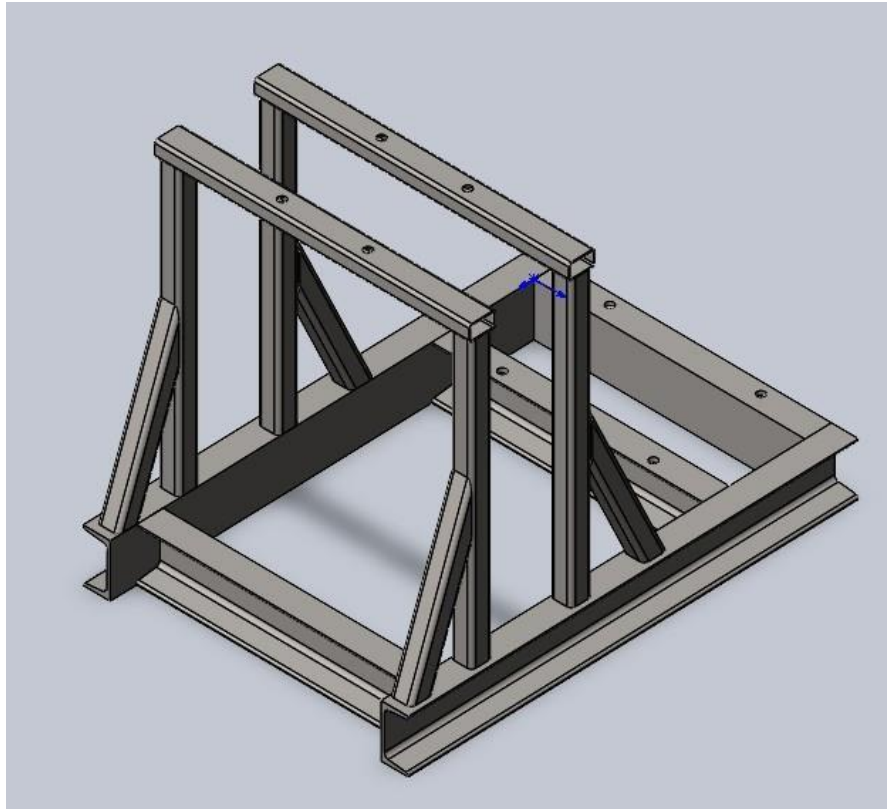


Рисунок 2.4 – Загальний вигляд рами подрібнювача

Як матеріал деталей рами приймаємо звичайну вуглецеву сталь для якої $[\sigma] = 220 \text{ МПа}$.

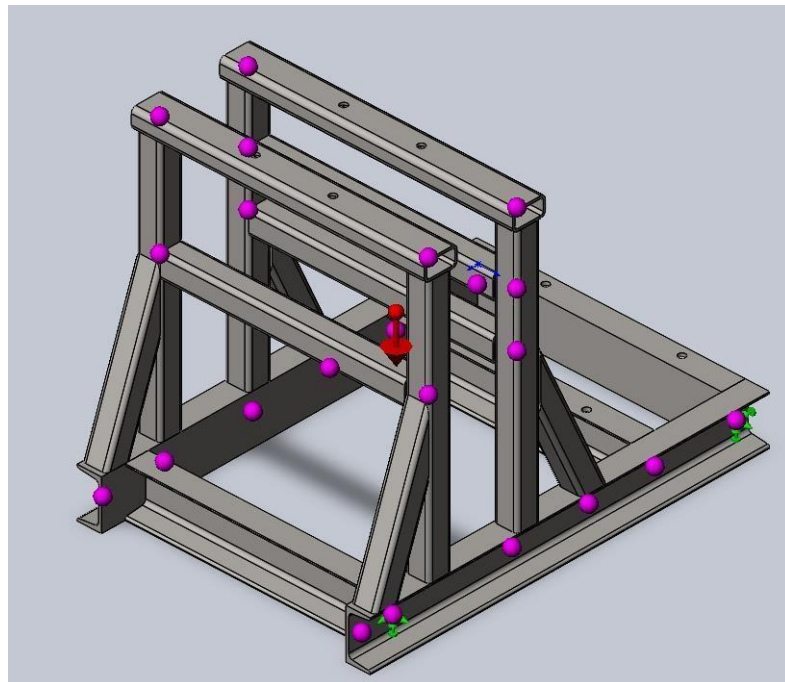


Рисунок 2.5 – Граничні умови при розрахунку рами

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

Приймаємо $[r] = 30$.

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{503.8}{0,2 \cdot 30}} = 38.2 \text{ мм};$$

Приймаємо $d_k = 40 \text{ мм}$;

Приймаємо діаметр валу у місці установки підшипникової опори 50 мм;

Діаметр валу під диском 55 мм;

Конструкція вузла приводу представлена на рис. 2.7.

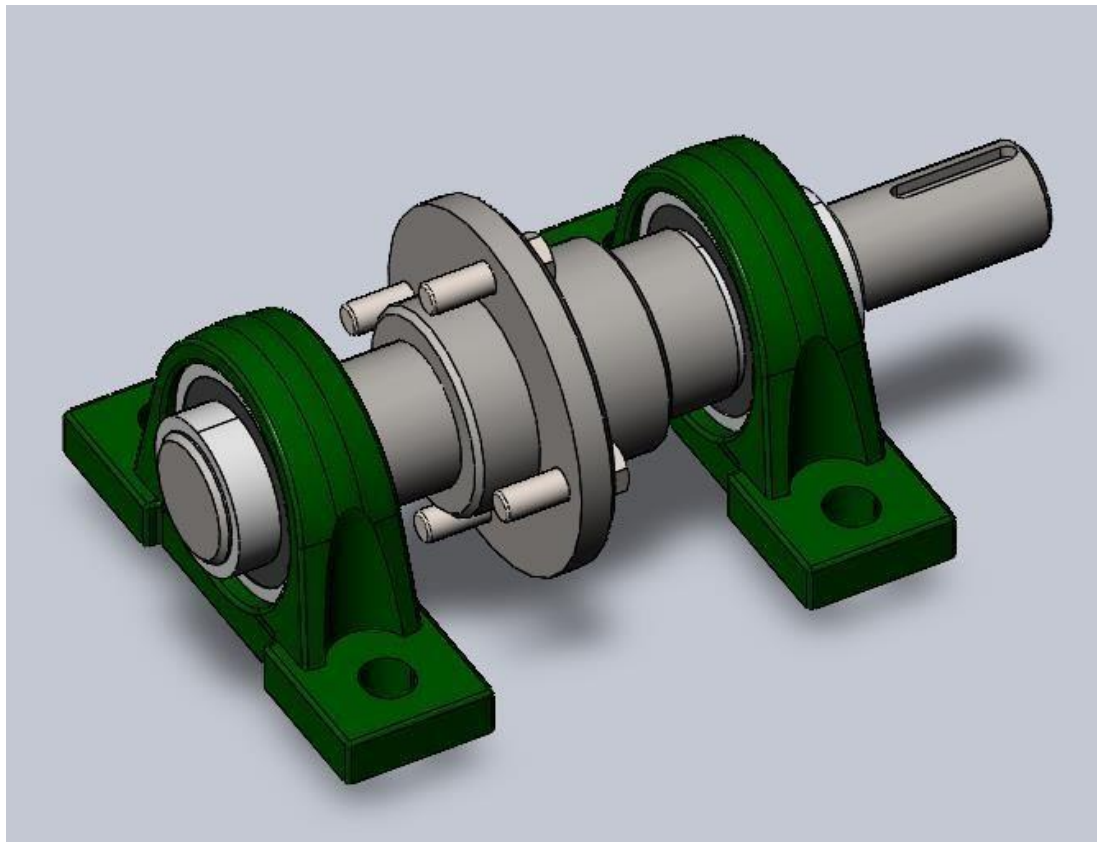


Рисунок 2.7 – Конструкція вузла приводу подрібнювача

2.4.2 Вибір підшипника

Виходячи з рекомендацій по вибору підшипників було вибрано радіальні кулькові підшипники для діаметра валу $d_n = 50 \text{ мм}$.

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

Визначення реакцій в опорах валу.

На вал (рис.2.8) у вертикальній площині діють сили ваги: валу G_v , ножового диска G_d , шківів G_m . Враховуючи, що вал має відносно невелику довжину, вага валу можна подати у вигляді зосередженої сили. Вага шківів вважаємо прикладеним в одній точці.

При подрібненні деревини виникає сила різання P_r . Напрямок сили різання залежить від кутів нахилу патрона живлення і його розташування щодо горизонтальної осі ножового диска. У загальному випадку складова від сили різання діє у вертикальній та горизонтальній площинах (рис. 2.8 б).

При рубанні балансу максимального діаметра у зоні рубки може бути одночасно 3 ножа (рис.2.8б). Реакція з боку зусилля різання, що діє на кожен ніж P_{p1} , P_{p2} , P_{p3} визначається питомим зусиллям різання p і довжиною ділянки ножів b_1 , b_2 , b_3 , що взаємодіють з деревиною: $P_{p1} = p \cdot b_1$; $P_{p2} = p \cdot b_2$; $P_{p3} = p \cdot b_3$.

В нашому випадку в зоні різання буде знаходитись 1 ніж тому

$$P_p = p \cdot b_1, \quad (2.9)$$

Питоме зусилля різання p для конкретних умов роботи визначають з виразу

$$p = p' \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4, \quad (2.10)$$

де p' – питоме зусилля різання, що визначається за номограмою $p' = 3 \cdot 10^4$ [4];

k_1 – коефіцієнт затуплення: для гострих ножів $k_1 = 1$; для тупих ножів $k_1 = 1,25$;

k_2 – коефіцієнт, що враховує вологість деревини: при вологості 25-30% - $k_2 = 1,1$; за 50-57% - $k_2 = 1,0$;

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						33
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

k_3 – коефіцієнт обліку агрегатного стану вільної вологи в деревині: вода як рідкої фази $k_3 = 1$; вода у вигляді твердої фази (заморожена деревина) – $k_3 = 1,4$;

k_4 – коефіцієнт, що враховує породу деревини: сосна – 1,0; ялина, ялиця – 0,87; модрина - 1,07; осика - 0,85; берези - 1,25; ясен – 1,6; бук - 1,4.

$$p = 3 \cdot 10^4 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1.07 = 32100 \frac{\text{Н}}{\text{м}'}$$

$$P_p = 32100 \cdot 0,08 = 2568 \text{ Н.}$$

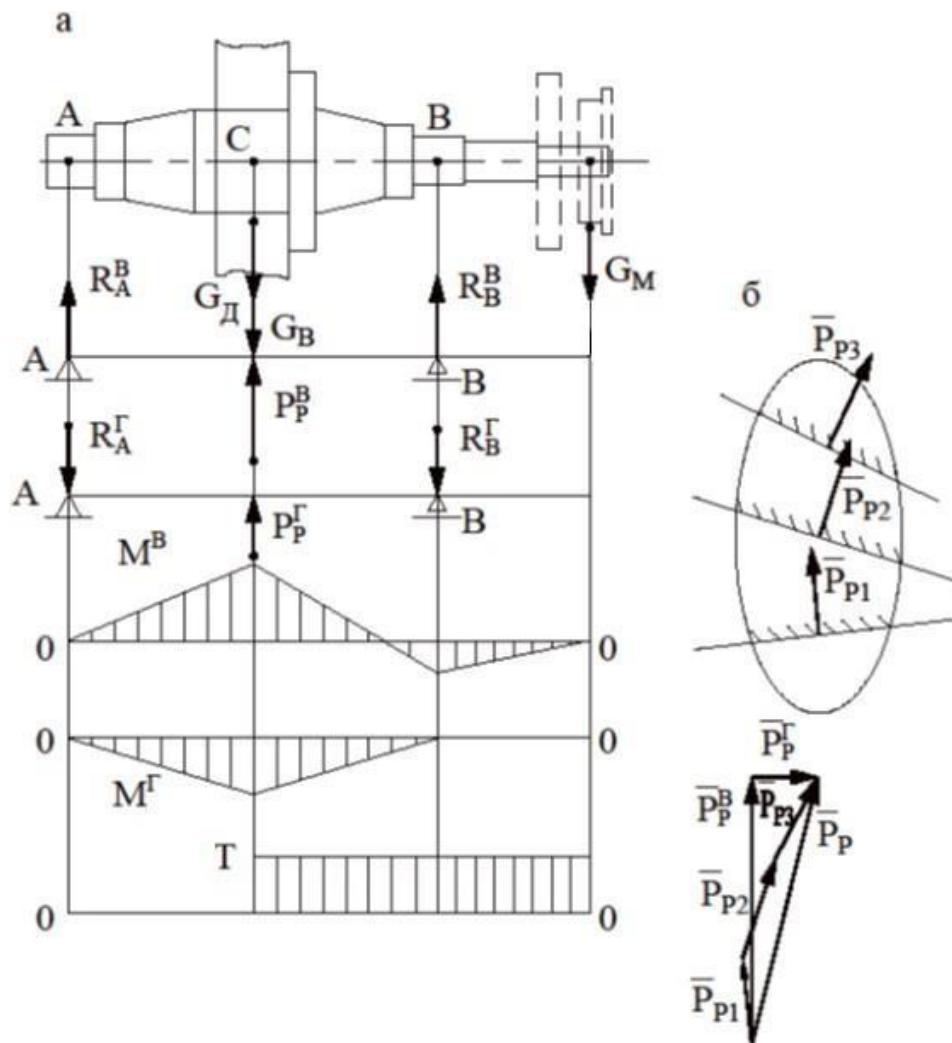


Рисунок 2.8 – Розрахункова схема валу та епюри моментів (а). Сили різання та багатокутник сил різання при подрібненні максимального діаметра (б).

Складаємо рівняння статички суми моментів відносно т. А у вертикальній площині:

$$\sum M_A(F_k) = 0; R_B^B \cdot AB - G_D \cdot AC - G_M \cdot AO = 0;$$

$$R_B^B = \frac{G_D \cdot AC + G_M \cdot AO}{AB} = \frac{94 \cdot 9,8 \cdot 0,102 + 7 \cdot 9,8 \cdot 0,27}{204} = 551,4 \text{ Н};$$

Складаємо рівняння статички суми моментів відносно т. В у вертикальній площині:

$$\sum M_B(F_k) = 0; R_A^B \cdot AB - G_D \cdot AC - G_M \cdot BO = 0;$$

$$R_A^B = \frac{G_D \cdot AC + G_M \cdot AO}{AB} = \frac{94 \cdot 9,8 \cdot 0,102 - 7 \cdot 9,8 \cdot 0,066}{204} = 438,4 \text{ Н};$$

Складаємо рівняння статички суми моментів відносно т. А у горизонтальній площині:

$$\sum M_A(F_k) = 0; R_B^A \cdot AB - P_P \cdot AC = 0;$$

$$R_B^A = \frac{P_P \cdot AC}{AB} = \frac{1}{2} \cdot 2568 = 1284 \text{ Н};$$

Складаємо рівняння статички суми моментів відносно т. В у горизонтальній площині:

$$\sum M_B(F_k) = 0; R_A^B \cdot AB - P_P \cdot AC = 0;$$

					MPMA23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						35
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$R_A^I = \frac{P_P \cdot AC}{AB} = \frac{1}{2} \cdot 2568 = 1284 \text{ Н};$$

$$R_A = \sqrt{(R_A^B)^2 + (R_A^I)^2} = \sqrt{438.4^2 + 1284^2} = 1356.8 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{(R_B^B)^2 + (R_B^I)^2} = \sqrt{551.4^2 + 1284^2} = 1397.4 \text{ Н};$$

$$R_B > R_A;$$

Отже розрахунок будемо вести по опорі

В. Еквівалентні навантаження:

$$P = R_B \cdot K_\sigma \cdot K_t, \quad (2.11)$$

де K_σ - коефіцієнт безпеки, що враховує режим навантаження підшипника, та вибирається згідно [5, стр.443, табл. 15.5]: $K_\sigma = 1,4$;

K_t - температурний коефіцієнт, $K_t = 1$.

$$P = 1397.4 \cdot 1,4 \cdot 1 = 1956.3 \text{ Н}.$$

Розрахунок на довговічність здійснюється за формулою:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \left(\frac{C}{P} \right)^m, \quad (2.12)$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 1194} \cdot \left(\frac{35100}{1956.3} \right)^3 = 80623 \text{ год};$$

					MPMA23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						36
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вибираємо радіальні кулькові підшипники легкої серії №UPC210 вузької серії.

2.4.3 Вибір шпонок

Вибираємо шпонку призматичну з прямими кінцями згідно [11, стор.58, табл. 4.1], виходячи з діаметра кінця вала $d_k = 40$ мм та перетином:

- висота $h = 8$ мм;
- ширина $b = 12$ мм;
- глибина паза у валу $t_1 = 5$ мм.

Довжина шпонки береться на 5...10 мм меншою за довжину маточини і повинна відповідати стандартному ряду довжин згідно [11, стр.58, табл. 4.1, примітка].

Для вихідного кінця вала було прийнято довжину маточини шківів виходячи із залежності:

$$l_{mat_1} = 1,5 \cdot d_k = 1,5 \cdot 40 = 60 \text{ мм};$$

Згідно [11, стр.298, табл. 14.1] було прийнято $l_{mat_1} = 80$ мм.

Довжина шпонки визначається із виразу:

$$l_{ш} = l_{mat_1} - (5...10) = 80 - (5...10) = 70 \text{ мм};$$

Приймаємо довжину шпонки у відповідності з [11, стр.58, табл. 4.1, примітка] $l_{ш} = 70$ мм.

Перевірочний розрахунок за напруженнями зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d_k \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma]_{зм}, \quad (2.13)$$

де $l_p = l_{ш}$ - для шпонок з прямими кінцями;

					MPMA23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$[\sigma]_{3M} = 150 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{3M} = \frac{2 \cdot 503}{40 \cdot 58 \cdot (8 - 5)} = 144.54 \text{ МПа};$$

Звідси,

$$\sigma_{3M} < [\sigma]_{3M}.$$

отже умова міцності на зминання виконується.

Перевірочний розрахунок за напруженнями на зріз здійснюється за формулою:

$$r_{3P} = \frac{2T}{d_k \cdot l_p \cdot b} \leq [r]_{3P}, \quad (2.14)$$

де $[r]_{3P} = 100 \text{ МПа}$.,

$$r_{3P} = \frac{2 \cdot 503}{40 \cdot 58 \cdot 12} = 36.1 \text{ МПа};$$

отже умова міцності на зріз виконується.

Остаточо було вибрано шпонку з розмірами: $b \times h \times l = 12 \times 8 \times 70 \text{ (мм)}$.

Вибір шпонки під диском.

Було вибрано шпонку призматичну з прямими кінцями перетином $b \times h = 16 \times 10 \text{ (мм)}$.

Довжина шпонки:

$$l_{ш} = l_{\text{мат}_1} - (5 \dots 10) = 80 - (5 \dots 10);$$

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						38
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Було прийнято довжину шпонки у відповідності з [11, стр.58, табл. 4.1, примітка] $l_{ш} = 70\text{мм}$.

Перевірочний розрахунок за напруженнями зминання:

$$\sigma_{зМ} = \frac{2 \cdot 503}{55 \cdot 54 \cdot (10 - 6)} = 84.68\text{МПа};$$

$$\sigma_{зМ} < [\sigma]_{зМ} = 150\text{МПа}.$$

отже умова міцності на зминання виконується.

Перевірочний розрахунок за напруженнями на зріз:

$$r_{зР} = \frac{2 \cdot 503}{55 \cdot 54 \cdot 16} = 21.2\text{МПа};$$

$$r_{зР} < [r]_{зР} = 100\text{МПа}.$$

отже умова міцності на зріз виконується.

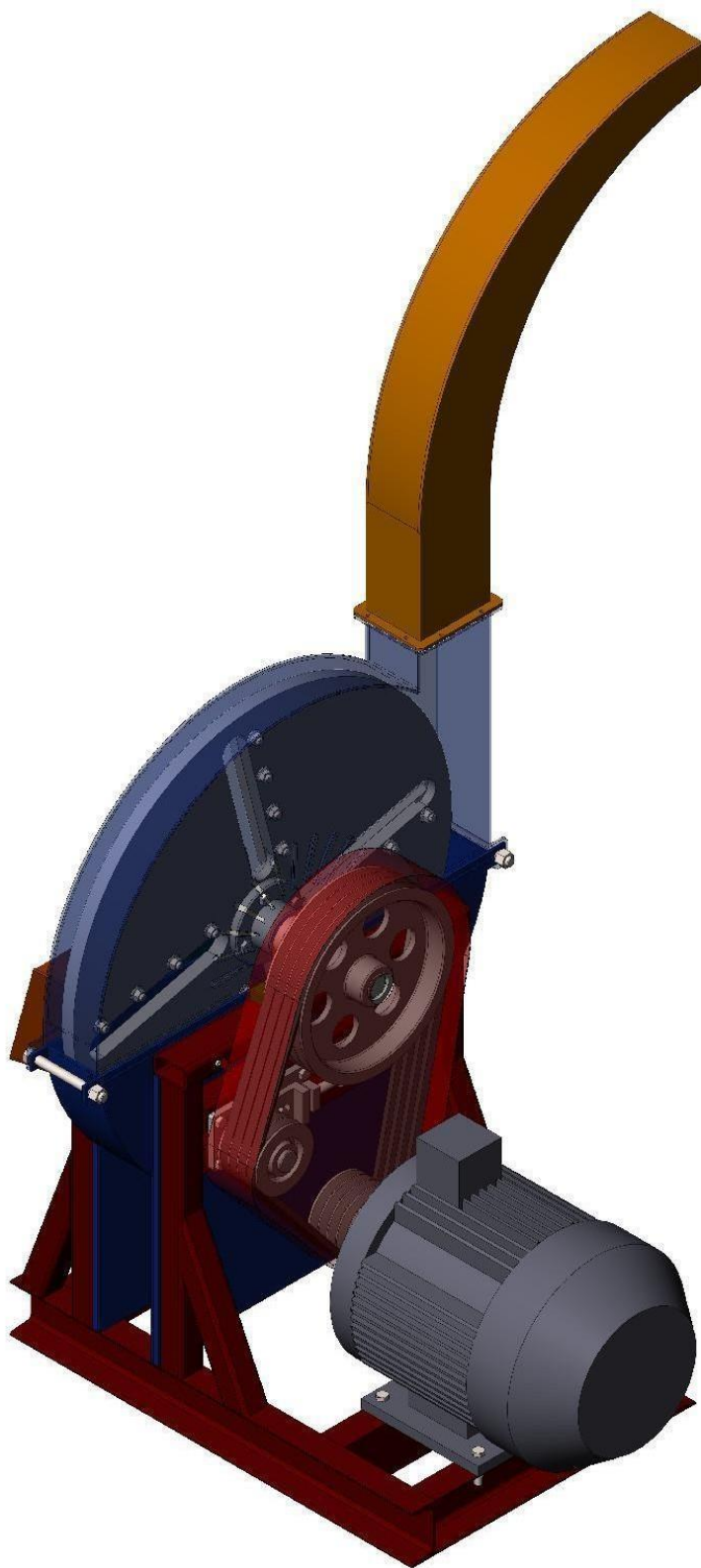
Остаточо було прийнято шпонку з розмірами $b \times h = 16 \times 10(\text{мм})$.

2.5 Конструкція запроєктованого подрібнювача

За допомогою програми SolidWorks, виконуємо побудову 3D моделі подрібнювача (рис2.9).

По побудованій моделі створюємо складальне креслення [МРМА23.00.00.000 СК], та складаємо до нього специфікацію (див. Додаток А).

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						39
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



у

Рисунок 2.9 – Загальний вигляд подрібнювача

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

2.6 Висновки до розділу

В даному розділі був проведений конструктивний підбір деталей та елементів подрібнювача деревини. Було прийнято в якості робочого органу прямий ніж в кількості 4 шт. який кріпиться на дискові що має прорізи та установочні місця. Диск з ножами розташовується на валу який установлений на підшипникових опорах типу UPC210.

Рама на якій кріпляться всі деталі зварна та виготовлена із сортового прокату, такого як швелер №10 та профільної труби.

На основі конструктивного вибору та розрахунків було побудоване складальне креслення подрібнювача гілок див. лист [МРМА23.00.00.000 СК].

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						41
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

З РОЗРАХУНКИ, ЩО ПІДТВЕРДЖУЮТЬ ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ КОНСТРУКЦІЇ ПОДРІБНЮВАЧА ДЕРЕВИНИ

3.1 Енергетичний розрахунок та вибір електродвигуна

Кінематична схема приводу зображена на рисунку 1, див. лист [МРМА23.00.00.000 К2].

Потужність електродвигуна визначаємо за формулою [5]:

$$N = N_{\text{под}} + N_{\text{ц}} + N_{\text{х.х}}, \quad (3.1)$$

де, $N_{\text{под}}$ - енергія, яка витрачається на подрібнення матеріалу, кВт;

$N_{\text{ц}}$ – енергія, яка витрачається на утворення циркуляції повітряного потоку в камері подрібнення, кВт;

$N_{\text{хх}}$ – енергія, яка витрачається на привод подрібнювача в холостому режимі, кВт.

Енергія, яка витрачається на подрібнення матеріалу визначається за формулою:

$$N_{\text{под}} = A'_{\text{под}} \cdot g, \quad (3.2)$$

де, $A'_{\text{под}}$ - затрати енергії на подрібнення з врахуванням впливу відносної вологості 14%, Дж/кг;

g - продуктивність подрібнювача, приймаємо $g=10 \text{ т/год}=2,78 \text{ кг/с}$;

$$A'_{\text{под}} = A_{\text{под}} - C_w, \quad (3.3)$$

C_w – поправочний коефіцієнт, $C_w = 1 + 1,07(B - 14)$,

B – дійсна відносна вологість матеріалу, приймаємо $B=16\%$;

$$C_w = 1 + 1,07 \cdot (16 - 14) = 4,14;$$

$A_{\text{под}}$ - питома робота подрібнення гілля, Дж/кг;

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						42
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$A_{\text{под}} = C_{\text{пр}} \cdot [C_v \cdot \lg \lambda^3 + C_s(\lambda - 1)], \quad (3.4)$$

де, $C_{\text{пр}}$ – безрозмірний коефіцієнт, який відображає вплив неврахованих факторів і залежить від принципу роботи робочих органів подрібнювача і його конструктивних особливостей, $C_{\text{пр}}=0,9$;

C_v, C_s -розмірні коефіцієнти:

$C_v=0.12$ кДж/кг, $C_s=1.3$ кДж/кг;

λ - ступінь подрібнення для матеріалів:

$$\lambda = \frac{L}{l}, \quad (3.5)$$

де, L – середня довжина початкового матеріалу, $L=60$ мм;

l – середня довжина кінцевого матеріалу, $l=15$ мм,

$$\lambda = \frac{60}{15} = 4;$$

Підставляємо значення у формулу і проводимо розрахунок:

$$A_{\text{под}} = 0,9 [0.12 \cdot \lg 4^3 + 1.3(4 - 1)] = 3.69 \text{ Дж/кг},$$

Підставляємо значення у формулу і проводимо розрахунок:

$$A'_{\text{под}} = 3,69 \cdot 3,14 = 11,5 \text{ Дж/кг},$$

Підставляємо значення у формулу і проводимо розрахунок:

$$N_{\text{под}} = 11,5 \cdot 0,83 = 9,5 \text{ кВт},$$

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						43
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Енергія, яка використовується на привод подрібнювача в холостому режимі визначається за формулою:

$$N_{x.x} = N_{с.др} + N_{транс} \quad (3.6)$$

де, $N_{с.др}$ – енергія ,яка витрачається на подолання сил опору в подрібнюючій камері, кВт;

$N_{транс}$ – енергія, яка втрачається на подолання сил тертя в підшипниках.

$$N_{транс} = 0.1 \cdot N_{под} = 0.1 \cdot 9.5 = 0.95 \text{ кВт}, \quad (3.7)$$

$$N_{с.др} = 0,0105 \cdot M_p \cdot n, \quad (3.8)$$

Підставляємо значення у формулу і проводимо розрахунок:

$$N_{с.др} = 0,0105 \cdot 503.8 \cdot 1194 = 6,53 \text{ кВт};$$

Підставляємо значення у формулу і проводимо розрахунок:

$$N_{x.x} = 6.532 + 0.95 = 7.48 \text{ кВт};$$

Енергія, яка витрачається на утворення циркуляції повітряного потоку знаходимо за формулою [5]:

$$N_T = 0,64 \cdot 2,5 = 1,6 \text{ кВт};$$

Підставляємо значення у формулу (3.2) і проводимо розрахунок:

$$N = 9.54 + 7.48 + 1.6 = 18.62 \text{ кВт};$$

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						44
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Отримана потужність на приводному валу ножового диску, щоб визначити потужність двигуна потрібно врахувати ККД пасової передачі.

Визначимо потрібну потужність електродвигуна.

$$N_{\text{дв.п}} = \frac{N}{\eta_{\text{заг}}}, \quad (3.9)$$

де $\eta_{\text{заг}}$ - загальний коефіцієнт корисної дії привода, який визначається так:

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_1, \quad (3.10)$$

$\eta_1=0,97 \dots 0,96$ - ККД відкритої клинопасової пасової передачі

Значення ККД передач та муфти взяті з довідника [11]. Для розрахунків приймаємо: $\eta_3=0,96$.

Тоді загальний ККД привода буде:

$$\eta_{\text{заг}} = 0,96;$$

Потрібна потужність двигуна:

$$N_{\text{дв.п}} = \frac{18,62}{0,96} = 19,4 \text{кВт.}$$

Визначимо потрібну частоту обертання вала електродвигуна $n_{\text{дв.п}}$, об/хв.

$$n_{\text{дв.п}} = n_{\text{в}} \cdot (U_{\text{заг.мін}} \dots U_{\text{заг.макс}}), \quad (3.11)$$

					MPMA23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						45
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $U_{\text{заг. min}}$, $U_{\text{заг. max}}$ - відповідно загальні мінімальне та максимальне передаточні числа передач привода:

$$U_{\text{заг}} = U_1 = (2 \dots 4);$$

тут U_1 – рекомендовані значення передаточних чисел відкритої пасової передач (табл.2 [11]).

Тоді,

$$n_{\text{дв.п}} = 1194 \cdot (2 \dots 4) = 2388 \dots 4776 \frac{\text{об}}{\text{хв}};$$

Як видно, з цих границь частоти обертання для ножового диску найбільш близько підходить електродвигун із синхронною частотою обертання магнітного поля статора $n_c=3000$ об/хв.

За розрахованою потужністю підбираємо трьох-фазний електродвигун серії АІР 180S2 22 кВт 3000 об/хв, основні розміри якого представлені на рис. 3.1.

Передаточне число приводу

$$U = \frac{n_{\text{ел}}}{n_{\text{в}}}, \quad (3.12)$$

$$U = \frac{2940}{1194} = 2,46;$$

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						46
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

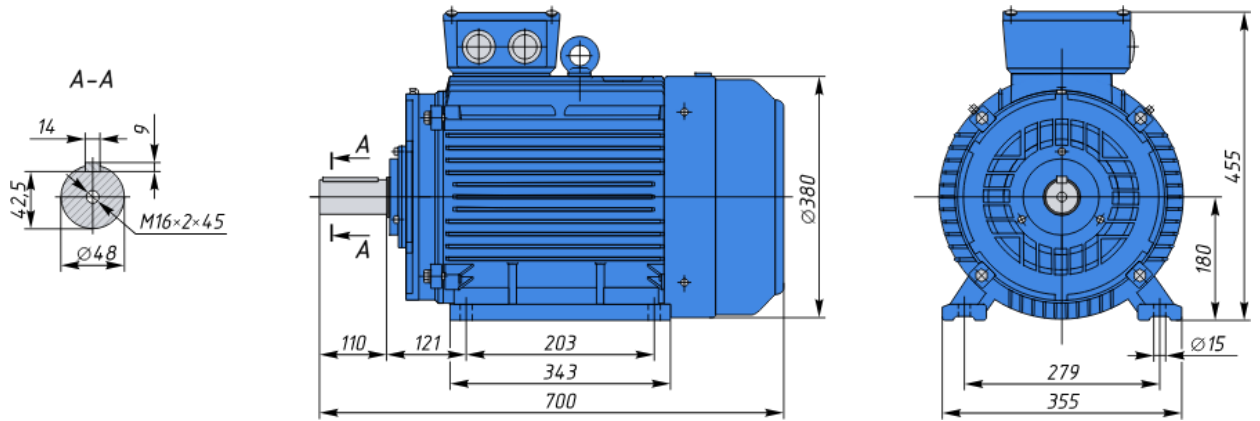


Рисунок 3.1 – Основні розміри електродвигуна

3.2 Розрахунок пасової передачі

1. Вихідні дані для розрахунку

$$P_1 = P_{\text{ел дв}} = 22 \text{ кВт};$$

Колова швидкість:

$$\omega_l = \pi \cdot \frac{n_{\text{ел}}}{30}, \quad (3.13)$$

$$\omega_l = \frac{3,14 \cdot 2940}{30} = 307,72 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

Обертаючий момент на валу електродвигуна:

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_{\text{ел}}}, \quad (3.14)$$

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{22}{2940} = 71,5 \text{ Нм};$$

$$U=2,46.$$

Обираємо за довідником [11] переріз паса типу Б, враховуючи потужність що передається та кутову швидкість.

2. Виконуємо ескіз перерізу паса з відповідними розмірами.

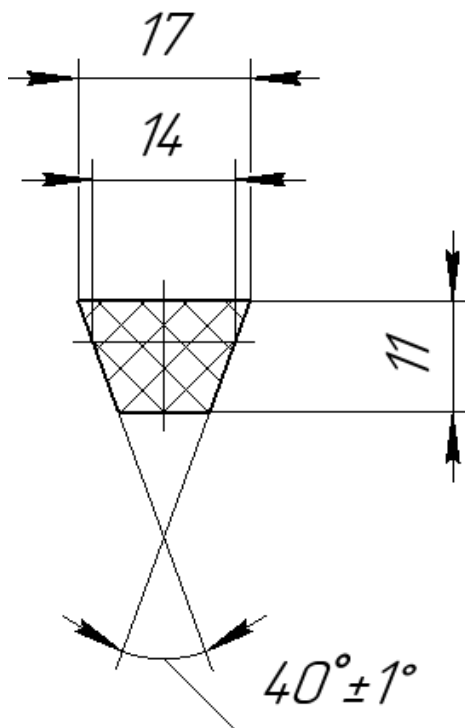


Рисунок 3.2 – Ескіз перерізу паса

3. Приймаємо діаметр ведучого шківa $d_1=125$ мм.

Діаметре ведучого шківa знаходимо за формулою:

$$d_2 = d_1 \cdot U_0 \cdot (1 - \varepsilon), \quad (3.15)$$

$$d_2 = 125 \cdot 2,46 \cdot (1 - 0,02) = 301,35 \text{ мм};$$

де ε – число передач (коефіцієнт пружного стискання $\varepsilon = 0,02$)

Згідно з ГОСТ 17383-73 округляємо до найближчого значення і приймаємо $d_2 = 315$ мм.

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						48
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Уточнюємо передаточне число:

$$U = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)}, \quad (3.16)$$

$$U = \frac{315}{140 \cdot (1 - 0,02)} = 2,57;$$

4. Визначаємо розбіжність отриману в передаточному числі:

$$\Delta U = \frac{U - U_0}{U_0} \cdot 100\% = \frac{2.46 - 2.57}{2,57} \cdot 100\% = 4,5\%;$$

6. Так як натяг паса здійснюється за допомогою натяжного ролика, то діаметр ролика приймають також із стандартного ряду діаметрів шківів після обчислення за такою формулою:

$$d_p = (0,75 \dots 1,0) \cdot d_1, \quad (3.17)$$

$$d_p = 0,9 \cdot 125 \approx 112 \text{ мм};$$

7. Визначаємо міжосьову відстань:

$$a_{\min} = (d_1 + d_2), \quad (3.18)$$

$$a = (125 + 315) = 440 \text{ мм};$$

Приймаємо $a = 450 \text{ мм}$.

8. Визначаємо довжину паса:

$$L_0 = 2a + 0,5\pi(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}, \quad (3.19)$$

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						49
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$L = 2 \cdot 450 + 0,5 \cdot \pi \cdot (315 + 125) + \frac{(315 - 125)^2}{4 \cdot 450} = 1611 \text{ мм};$$

Приймаємо $l = 1700 \text{ мм}$.

Різниця між обчисленою і стандартною довжинами паса, яку необхідно вибрати відтискним роликком буде так:

$$\Delta L = L_p - L_0, \quad (3.20)$$

$$\Delta L = 1700 - 1611,2 = 88,8 \text{ мм};$$

Визначаємо положення натяжного ролика. Визначення положення натяжного ролика проводимо графіко-аналітичним методом. Для цього в масштабі (М1:2,5) викреслюємо схему передачі (див. рисунок 3 на листі [МРМА23.00.00.000К2]). Міжосьову відстань між веденим шківом і роликком приймають за такою залежністю:

$$a_2 = (0,55 \dots 0,65) \cdot (d_2 + d_p), \quad (3.21)$$

$$a_2 = 0,5 \cdot (315 + 125) = 220 \text{ мм};$$

Первинне положення ролика O_p вибирають так, щоб він торкався паса, довжина якого рівна розрахованій довжині $L_0=1611 \text{ мм}$ (див. рисунок 2 на листі [МРМА23.00.00.000К2]).

Це положення визначається відстанню $h_0 = 56,325 \text{ мм}$.

Переміщують центр ролика по прямій $O_p O'_p$ вправо на величину $h_1 \approx d_p = 112 \text{ мм}$ і в цьому положенні визначають довжину паса (див. рисунок 3 на листі [МРМА23.00.00.000 К2]):

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						50
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$L_1 = (439,8 + 484,5 + 257,7 + 49,7 + 284,9 + 144,9) = 1661,7 \text{ мм};$$

Визначають на скільки збільшується довжина паса при переміщенні ролика на 112 мм. При цьому припускають, що залежність між переміщенням ролика і подовженням паса лінійна:

$$\Delta = \frac{L_1 - L_0}{h_1} = \frac{1661,7 - 1611}{112} = 0,453;$$

Тоді остаточне положення ролика визначиться величиною переміщення, яка дорівнює:

$$h = \frac{\Delta L}{\Delta} = \frac{88,8}{0,453} = 196 \text{ мм};$$

9. Визначаємо кут обхвату пасом ведучого шківів:

$$\alpha = 180^\circ - \frac{57^\circ(d_2 - d_1)}{a} > [\alpha], \quad (3.22)$$

$$[\alpha] = 120^\circ;$$

$$\alpha = 180^\circ - \frac{57^\circ \cdot (315 - 125)}{450} = 156^\circ > 120^\circ;$$

10. Визначаємо число пасів z у передавачі для забезпечення середнього ресурсу експлуатації (2000 год.):

$$z = \frac{P_1 \cdot C_p}{P_o \cdot C_\alpha \cdot C_L \cdot C_z}, \quad (3.23)$$

$$z = \frac{22 \cdot 1}{7,8 \cdot 0,95 \cdot 0,95 \cdot 0,95} = 3,29;$$

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						51
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо $z = 4$.

Коефіцієнти:

де P_0 – номінальна потужність передачі одним пасом, кВт;

C_α - коефіцієнт, що враховує вплив кута обхвату при $\alpha = 156^\circ$, $C_\alpha = 0,95$;

C_L - коефіцієнт розрахункової довжини паса, якщо $L = 1700$, $C_L = 0,95$;

$C_Z = 0,95$ – коефіцієнт, що враховує число пасів у передавачі;

C_p – коефіцієнт, який враховує динамічне навантаження при важкому режимі двозмінної роботи, $C_p = 1$.

11. Сили, що діють у пасовому передавачі.

Швидкість паса V визначають за такою залежністю:

$$V = \frac{d_1 \cdot \omega_1}{2000}, \quad (3.24)$$

$$V = \frac{125 \cdot 307.72}{2000} = 19.2 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

Попередній натяг F_0 визначаємо для одного паса:

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_p \cdot C_v}{z \cdot V \cdot C_\alpha} + q \cdot V^2, \quad (3.25)$$

$$F_0 = \frac{850 \cdot 22 \cdot 1 \cdot 0.95}{1 \cdot 19.2 \cdot 0.95} + 0.18 \cdot 19.2^2 = 261.0 \text{Н};$$

12. Враховуємо зусилля у вітках передавача під час його роботи.

Визначаємо колове зусилля:

$$F_t = 10^3 \cdot \frac{P_1}{v}, \quad (3.26)$$

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						52
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_t = 10^3 \cdot \frac{22}{19.2} = 1145.8H;$$

Зусилля на ведучій вітці:

$$F_1 = 4 \cdot F_0 + \frac{F_t}{2}, \quad (3.27)$$

$$F_1 = 4 \cdot 261 + \frac{1145.8}{4} = 375.4H;$$

Зусилля на веденій вітці:

$$F_2 = 4 \cdot F_0 - \frac{F_t}{2}, \quad (3.28)$$

$$F_2 = 4 \cdot 261 - \frac{1145.8}{4} = 146.6 H;$$

Зусилля на ведучий і ведений вали і відтискний ролик визначають так:

$$F_{B1} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos \alpha_1}, \quad (3.29)$$

$$F_{B1} = \sqrt{375.4^2 + 146.6^2 - 2 \cdot 375.4 \cdot 146.6 \cdot \cos 156} = 512.8H;$$

$$F_p = F_2 \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos \alpha_p)}, \quad (3.30)$$

$$F_p = 146.6 \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos 77.83)} = 184.2 H;$$

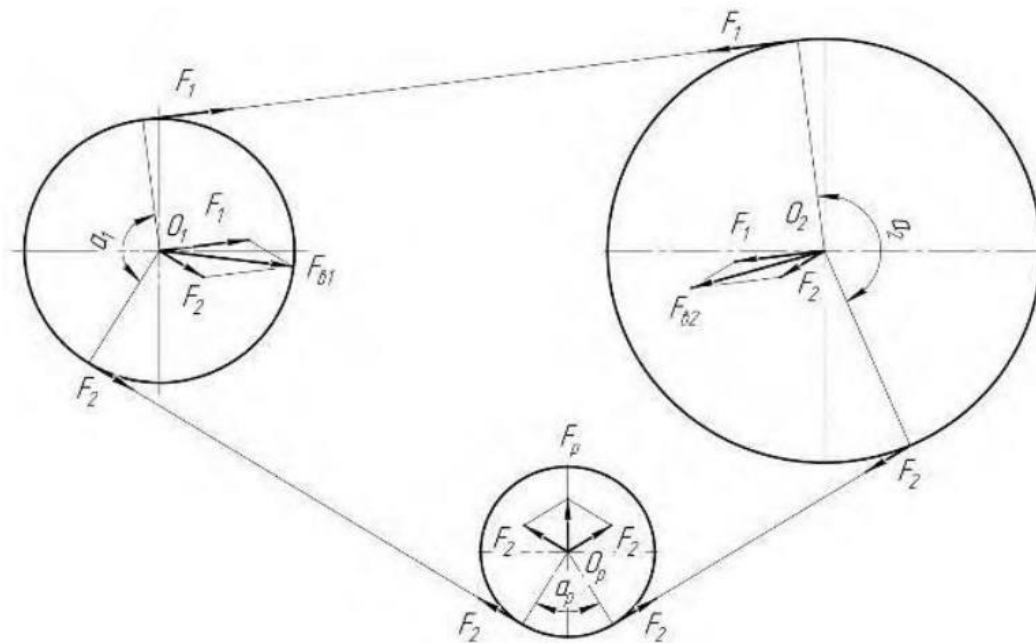


Рисунок 3.3 – Схема сил, що діють у клинопасовій передачі з відтяжним роликком

Конструктивні розміри шківів.

Розміри профілю канавок шківа (рис 3.4) приймаємо за табл. 2.18 [11].

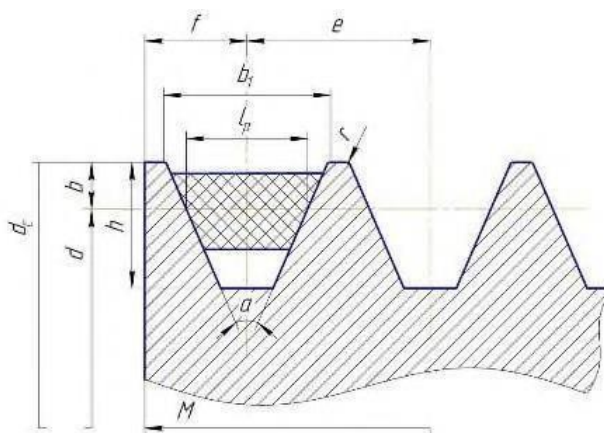


Рисунок 3.4 – Профіль канавки шківа

Визначаємо зовнішні діаметри шківів:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot b, \quad (3.31)$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

$$d_{a1} = 125 + 2 \cdot 4,2 = 133,4 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2b, \quad (3.32)$$

$$d_{a2} = 315 + 2 \cdot 4,2 = 323,4 \text{ мм};$$

Визначаємо внутрішній діаметр:

$$d_{вн1} = d_1 - 2 \cdot h, \quad (3.33)$$

$$d_{вн1} = 125 - 2 \cdot 10,8 = 103,4 \text{ мм};$$

$$d_{вн2} = d \cdot 2 - 2h, \quad (3.34)$$

$$d_{вн2} = 315 - 2 \cdot 10,8 = 293,4 \text{ мм};$$

Визначаємо ширину шківів:

$$M = (z - 1) \cdot e + 2 \cdot f, \quad (3.35)$$

$$M = (4 - 1) \cdot 19 + 2 \cdot 12,5 = 82 \text{ мм};$$

Визначаємо зовнішній діаметр та довжину маточин:

- для сталевих маточин:

$$d_{м.ст.1} = 1,5 \cdot d_b + 10, \quad (3.36)$$

$$d_{м.ст.1} = 1,5 \cdot 48 + 10 = 82 \text{ мм}.$$

$$d_{м.ст.2} = 1,5 \cdot d_b + 10, \quad (3.37)$$

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

$$d_{\text{м.ст.2}} = 1,5 \cdot 40 + 10 = 70 \text{ мм.}$$

$$l_{\text{м1}} = 1,3 \cdot d_b, \quad (3.38)$$

$$l_{\text{м1}} = 1,3 \cdot 48 = 62 \text{ мм;}$$

Приймаємо довжину маточин 82 мм.

$$l_{\text{м2}} = 1,3 \cdot d_b, \quad (3.39)$$

$$l_{\text{м2}} = 1,3 \cdot 40 = 52 \text{ мм.}$$

Приймаємо довжину маточин із конструктивних міркувань 82 мм.

Вибираємо ведучий та ведений шків за ГОСТ 70880-80 (рис. а) та ГОСТ20892-80 (рис.а).

Визначаємо товщину обода:

$$\delta = 0,005 \cdot d + 5, \quad (3.40)$$

$$\delta = 0,005 \cdot 125 + 5 = 6 \text{ мм;}$$

$$\delta_{\text{чав}} = 0,70 \cdot e, \quad (3.41)$$

$$\delta_{\text{чав}} = 0,70 \cdot 19 = 13,3 \text{ мм;}$$

- для сталевих шківів.

$$\delta_{\text{ст.}} = 0,8 \cdot \delta_{\text{чав}}, \quad (3.42)$$

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						56
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\delta_{\text{ст.}} = 0,8 \cdot 13,3 = 10,6 \text{ мм};$$

Визначаємо діаметр обода:

$$D_{\text{об1}} = d_{\text{вн1}} - 2 \cdot \delta, \quad (3.43)$$

$$D_{\text{об1}} = 103,4 - 2 \cdot 6 = 91,4 \text{ мм};$$

Приймаємо $D_{\text{об1}} = 90 \text{ мм}$.

$$D_{\text{об2}} = d_{\text{вн2}} - 2 \cdot \delta, \quad (3.44)$$

$$D_{\text{об2}} = 293,4 - 2 \cdot 6 = 281,4 \text{ мм};$$

Приймаємо $D_{\text{об2}} = 280 \text{ мм}$.

Визначаємо товщину диска:

$$C = 1,5 \cdot \sqrt{d_b}, \quad (3.45)$$

$$C = 1,5 \cdot \sqrt{40} = 9,5 \text{ мм};$$

Приймаємо $C = 10 \text{ мм}$.

Ведучий шків виконуємо без отворів.

Визначаємо діаметри отворів в диску:

$$d_{o2} = 0,25 \cdot (D_{\text{об}} - d_{\text{ст}}), \quad (3.46)$$

$$d_{o2} = 0,25 \cdot (290 - 70) = 55 \text{ мм}.$$

Приймаємо $d_{o2} = 55 \text{ мм}$.

					MPMA23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						57
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$D_{o2} = 0,5 \cdot (D_{об} + d_{ст}), \quad (3.47)$$

$$D_{o2} = 0,5 \cdot (290 + 70) = 180 \text{ мм.}$$

Приймаємо $D_{o2} = 180 \text{ мм.}$

3.3 Розрахунок на міцність привідного валу подрібнювача за допомогою програми Ansys

Компанія ANSYS, Inc. першою реалізувала рішення пов'язаних багатодисциплінарних завдань на персональному комп'ютері, створила власну мову програмування APDL, розробила інтегрований модуль гідраеродинаміки (CFD) та модуль оптимізації.

Особливістю програми є файлова сумісність усієї лінійки продуктів ANSYS для всіх підтримуваних платформ. Універсальність програми дозволяє використовувати ту саму модель для вирішення таких пов'язаних завдань, як міцність при тепловому навантаженні, вплив магнітних полів на міцність конструкції, тепломасоперенесення в електромагнітному полі.

Лінійка продуктів ANSYS Mechanical забезпечує розв'язання широкого кола інженерних задач машинобудування.

Впровадження нового інтерактивного середовища ANSYS Workbench змінило звичне уявлення про кінцево-елементні розрахунки.

Метод кінцевого елемента – це спосіб моделювання умов навантаження конструкції та визначення реакції конструкції на ці умови.

Конструкція моделюється за допомогою окремих блоків, які називають елементами. Таким чином, виконується апроксимація реальної конструкції, що має нескінченне число ступенів свободи, дискретними елементами, що мають кінцеві розміри.

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						58
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Реакцію кожного елемента певний тип навантаження описують з допомогою рівнянь. Сумарна реакція елементів моделі дає реакцію конструкції загалом на силовий вплив.

Елементи, на які розбивається конструкція, мають кінцеву кількість невідомих, тому вони названі кінцевими елементами.

Метод кінцевих елементів структурного аналізу конструкцій було розроблено вченими та інженерами в період з 1950 по 1960 роки. Проте теорія, покладена основою методу, налічує понад сто років і була основою до виконання аналітичних розрахунків конструкцій мостів і парових котлів.

Визначення сил які діють на вал подрібнювача деревини. Сила від натягу клинового пасу як діє на вихідний кінець пасу:

$$F_{B1} = 512.8H;$$

Власна вага валу: 5,71 кг

Сила різання яка діє в середній частині валу:

$$P_p = 32100 \cdot 0,08 = 2568 \text{ Н};$$

Також на вал діє крутний момент:

$$M_p = 503,8 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

Порядок введення даних в програму.

Запуск системи ANSYS

Система ANSYS підтримує два режими роботи:

- 1) інтерактивний;
- 2) командний (Batch).

При використанні першого режиму роботи користувач застосовує систему меню та діалогових вікон для виконання тих чи інших дій.

					MPMA23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						59
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У командному режимі до виконання кінцево-елементного аналізу використовують набір команд, зрозумілих системі. Результатом є написання програми внутрішньою мовою ANSYS Parametric Design Language (APDL).

Аналіз напруженого стану – це загальний термін, який використовується для опису типів аналізу, в яких результуючими параметрами є напруги та деформації.

Він відомий також як структурний аналіз. ANSYS дозволяє виконувати такі типи структурного аналізу:

- статичний;
- модальний;
- гармонійний;
- аналіз перехідних динамічних процесів;
- спектральний;
- явний динамічний

В даному дослідженні ми будемо проводити статичний аналіз.

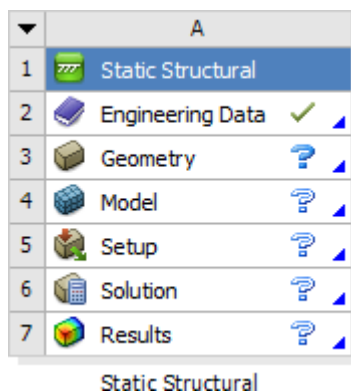


Рисунок 3.5– Структура програми проведення розрахунків в програмі Ansys

Розрахунок розпочинаємо із імпортування моделі вала із SolidWorks в Ansis та формуємо початкову геометрію для розрахунків в програмі рис.3.6.

Далі формуємо розрахункову сітку (рис. 3.8).

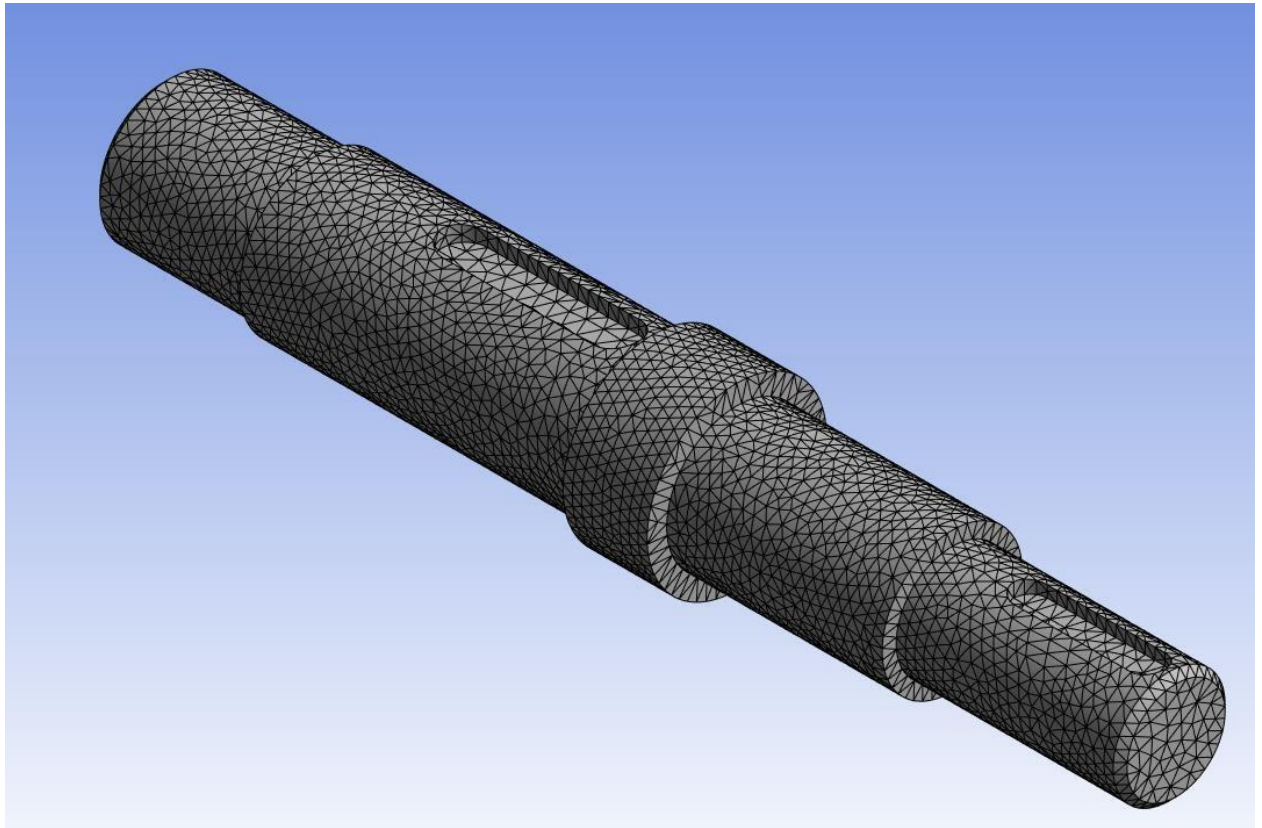


Рисунок 3.8– Задання розрахункової сітки вала

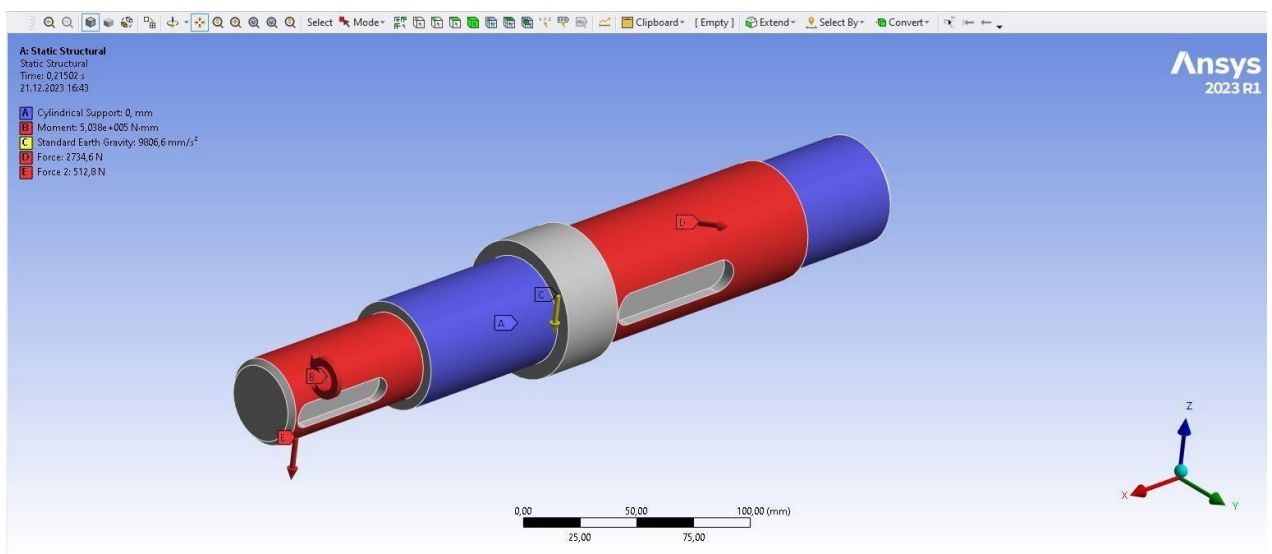


Рисунок 3.9– Задання зусиль які діють на вал та опору

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

3.4 Розрахунок на міцність різального апарату за допомогою програми Ansys

В даному пункті проведемо аналіз міцність гвинтового з'єднання диску з маточиною та ножів до диску (модель розрахунку представлена на рисунку 1 листа “[MPMA23.00.00.000EPER2]).

Попередня затяжка в болтових та інших типах з'єднань часто істотно впливає на прогини і напруги.

ANSYS пропонує зручний спосіб моделювання попередньої затяжки, використовуючи при цьому дві функції:

- спеціальний кінцевий елемент PRETS179 [18];
- автоматичне створення сітки в зоні моделювання попередньої затяжки [19].

Навантаження від попередньої затяжки використовують для моделювання зусилля, що виникає в кріпильному елементі з'єднання, викликаного попередньою стяжкою пакета, що з'єднується. Для моделювання елемента кріплення можна застосовувати будь-які 2-D або 3-D елементи твердого деформованого тіла, причому як першого, так і другого заgonу, а також балкові елементи, елементи оболонок, стрижневі та трубчасті елементи.

					MPMA23.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

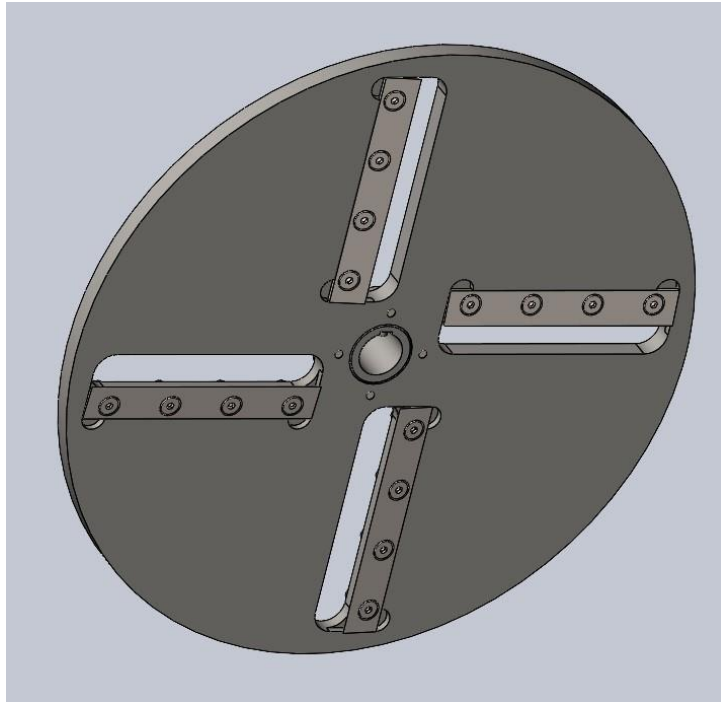


Рисунок 3.12 – Загальний вигляд різального диска

Порядок проведення розрахунку аналогічний до розрахунку вала.

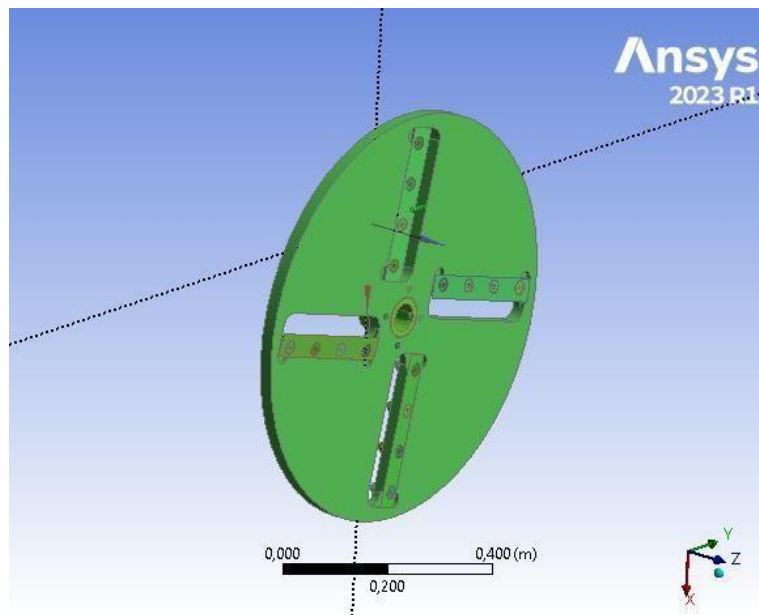


Рисунок 3.13– Початкова геометрія ножового диска

					MPMA23.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

Для того що приблизити розрахунки до реальних потрібно відреагувати з'єднання деталей додати в них коефіцієнт тертя, для сталі він рівний 0,16.

Приведемо приклад задання коефіцієнта тертя наведений на рисунку 3.14.

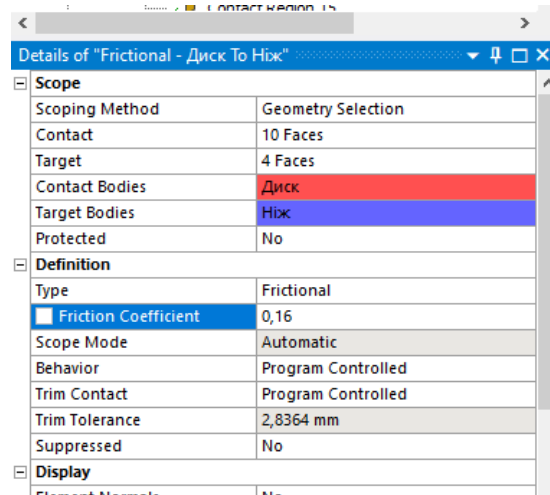


Рисунок 3.14– Налаштування з'єднань в програмі Ansys

Так робимо для 4-х ножів які встановлені на диску, та для гвинтів які тримають ножі.

Далі формуємо розрахункову сітку (рис. 3.15).

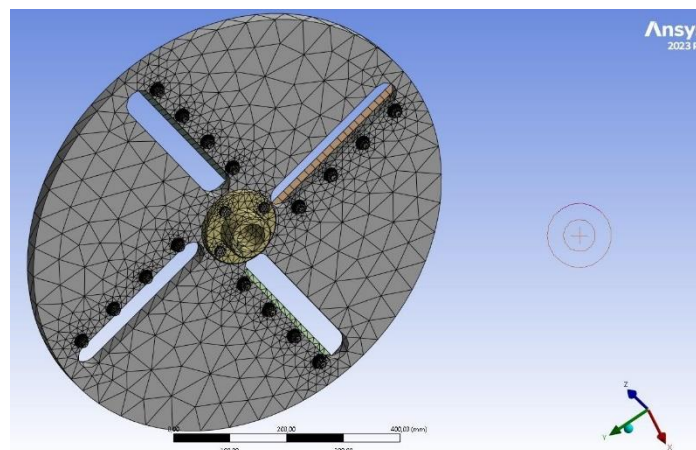


Рисунок 3.15– Задання розрахункової сітки ножового диска

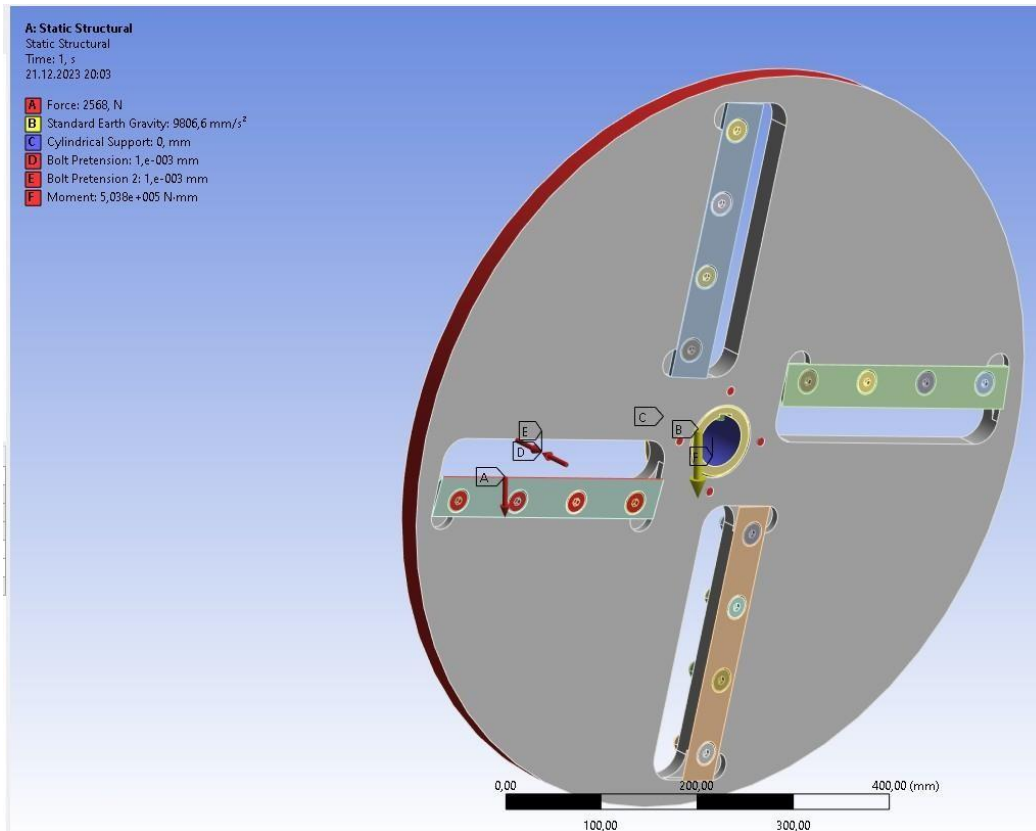


Рисунок 3.16– Задання зусиль які діють та опор

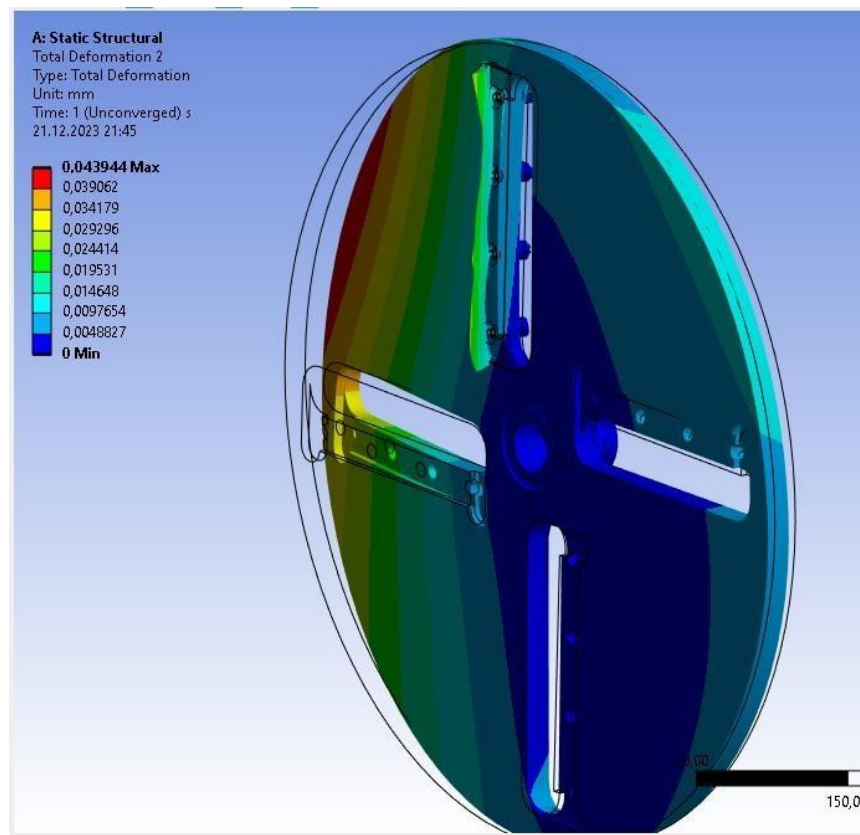


Рисунок 3.17– Результат розрахунку «Переміщення»

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

ВИСНОВКИ

В першому розділі проведено теоретичний огляд та аналіз існуючих машин для подрібнення деревини.

Зроблено опис процесу рубання деревини, записано основні формули, та формули затрати енергії при рубанні дисковою подрібнюючою машиною.

Проведено літературно-патентний пошук подібним шин, розглянута їхня робота та конструкція.

На підставі огляду зважуючи переваги та недоліки обрано оптимальну та найбільш легку у виготовленні конструкцію машини для подрібнення, за якою будемо вести подальші розрахунки та конструювання як показано на рисунку 2 див. аркуш [МРМА23.00.00.000ДО], [МРМА23.00.00.000ДО2].

В другому розділі був проведений конструктивний підбір деталей та елементів подрібнювача деревини. Було прийнято в якості робочого органу прямий ніж кількість яких в механізмові 4 шт.. Ніж кріпиться на дискові що має прорізи та установочні місця. Диск з ножами розташовується на валу який установлений на підшипникових опорах типу UPC210.

Рама на якій кріпляться всі деталі зварна та виготовлена із сортового прокату, такого як швелер №10 та профільної труби квадратної та прямокутної форми.

На основі конструктивного вибору та розрахунків було побудоване складальне креслення подрібнювача гілок див. лист [МРМА23.00.00.000 СК].

В третьому розділі були проведені розрахунки та моделювання в програмі Ansys які підтверджують працездатність подрібнювача деревини.

За даними розрахунків було вибрано електродвигун типу АІР який задовольняє встановленій потужності привода. Також зроблено розрахунок пасової передачі яка понижує оберти двигуна до необхідних розрахованих для процесу подрібнення. Дана передача задовольняє усім критеріям вибору.

Перевірка міцності валу та різального апарата показали що вони мають достатній запас міцності щоб забезпечити працездатність апарата.

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						69
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Даугавієтіс М.О. Перспективи використання біомаси крони дерев// Удосконалення механіко-технологічних процесів переробки сільськогосподарської продукції. Зб. статей. Кишинів: КСХІ, 1983. - 70с.
2. Ящук В.М., Попов В.І., КвірінгК.П. Деякі результати досліджень мобільного подрібнюваного гілок для садів і виноградників // Садівництво.- Вип.21.-К.: Урожай – 1974.
3. Машина для зрізання та подрібнення гілок дерев: А.с. №1273022 СРСР, А01G3/04/І.С. Привалов, М.Є. Демидко, В.М. Ящук, АМ. Кротов та інші (СРСР) - №3912184/30-15, Заявлено 17.06.1985, Опубл. 30.11.1986. Бюл. №44
4. Довідник з механізації садівництва / Бабенко А.С., Бабій В.П., М.О.Демидко та ін. / За ред. М.О.Демідка. - Вид. 2-ге, перероб. і дод. – К.: Урожай, 1992.-264 с.
5. Машина для підбору та подрібнення зрізаних гілок: А.с. №578925 СРСР, А01G17/00/А.Г. Карапет'ян, Л.І. Ейгер, А.В. Філіпів (СРСР) - №2321279/29-15, Заявлено 02.02.1976, Опубл. 25.11.1977
6. Циців М.В., Васильєва Р.В. Дослідження мобільного подрібнювача зрізаних гілок у пальметтних садах. // Садівництво, виноградарство та виноробство Молдавії. №8, 1973
7. ПриваловІ.С., ТокарО.П. Обґрунтування параметрів подрібнювача гілокплодових дерев // Садівництво. - Вип. 46. – 1998 – 275 с.
8. Гумбатов В.І. Розробка технології та обґрунтування параметрів робочих органів машини для підбору та подрібнення обрізків лози на виноградниках. Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.20.01. - Кіровабад: Вид-во Азерб.СХІ, 1987.-23 с.
9. Ревенко І.І. Дослідження вентиляційних властивостей ротора молоткової дробарки. /У Механізація та електрифікація сільського господарства, впп. 16, К.: Урожай, 1970.

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						70
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10. І.Іванов М.М., Іванов В.М. Деталі машин. Курсове проектування. - М.: Вищ.ШК., 1975. - 551 с.
11. Решетов Д.М. Деталі машин. - М: Машинобудування, 1974. -655 с.
12. Заблонський К.І. Деталі машин. – Вища шк., 1985. – 518 с.
13. Деталі машин. Збірник матеріалів з розрахунку та конструювання (За ред. М.А.Саверіна.) - М.: Машгіз,1951. – 1094 с.
14. Приводи машин: Довідник (За ред. В.В. Длоугого.) - Л.: Машинобудування, 1982. - 383 с.
15. Вербовський Г.Г. Деталі машин. – Харків: Вид-во Харків, ун-ту, 1967. – 335 с.
16. Обґрунтування параметрів електродвигуна та визначення вихідних даних для розрахунку передач приводу: Метод. указ. (В.Ф.Ярошенко, В.С.Діденко, І.І.Крамаренко); УСХА – К,1985.- 46 с.
17. Проектування механічних передач (За ред. С.А.Чернавського.) - М.: Машгіз, 1964. - 799 с.
18. Справочник по сопроотивленію матеріалов/ Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В.; Отв. ред. Писаренко Г.С. - 2-е изд., перераб. и доп. - Киев: Наук. думка, 1988. - 736с.
19. Справочник по концентрации напряжений/ Г.Н. Савин, В.И. Тульчий. – К.: Изд-во «Вища школа», 1976. – 412 с.
20. Crawford, John. Guidelines for good Analysis: A step-by-step process for obtaining meaningful results // ANSYS Solutions. – Fall 2003. – p. 69-74.
21. Crawford, John. Evaluating Mesh Density //Ansys Solutions. – 1999. – Volume 1. Number 2. – p. 12 – 16.
22. 10. Crawford, John. Interpreting Your Analysis Results: Spend time reviewing the answers to understand what they really mean // ANSYS Solutions. – Spring 2004. – p. 36-38.
23. Release 10.0 Documentation for ANSYS. Element Reference. Element Library, ANSYS Inc., 2006.

					MPMA23.00.00.000 ПЗ	Арк.
						71
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

24. Release 10.0 Documentation for ANSYS. Element Reference. Element Library. Beam 188 – 3D Linear Finite Strain Beam.

25. WWW.ANSYS.COM

26. WWW.ANSYSSOLUTIONS.COM

					MPMA23.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

ДОДАТОК А

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітки
				<u>Документація</u>		
A1			MPMA23.00.00.000 СК	Складальне креслення		
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1	MPMA23.00.01.000 СК	Рама	1	
		2	MPMA23.00.02.000 СК	Кришка	1	
		3	MPMA23.00.03.000 СК	Корпус	1	
		4	MPMA23.00.04.000 СК	Завантажувальний відсік	1	
		5	MPMA23.00.05.000 СК	Гусак	1	
		6	MPMA23.00.06.000 СК	Захисний кожух	1	
				<u>Деталі</u>		
		7	MPMA23.00.00.001	Ніж	4	
		8	MPMA23.00.00.002	Диск ножевий	1	
		9	MPMA23.00.00.003	Вал	1	
		10	MPMA23.00.00.004	Маточина	1	
		11	MPMA23.00.00.005	Вісь	1	
		12	MPMA23.00.00.006	Натяжний шків	1	
		13	MPMA23.00.00.007	Натяжна основа	1	
		14	MPMA23.00.00.008	Шків 315	1	
		15	MPMA23.00.00.009	Шків 125	1	
		16	MPMA23.00.00.010	Натяжна планка	1	

					MPMA23.00.00.000		
Зм	Арк.	№ докum.	Підпис	Дата			
Розроб.	Стаднічук				Літ.	Аркцш	Аркцшів
Перевір.	Поліщук					2	1
Н.контр.					ХНУ гр.МБм-22-1		
Затв.	Поліщук						

ДОДАТОК Б

					МРМА23.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		79

РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЙ ПОДРІБНЮВАЧА ДЕРЕВИНИ

О.Стаднічук, Поліщук О.С.

Хмельницький національний університет

Розвиток садівництва в Україні вимагає системних заходів для підвищення ефективності виробництва плодів та ягід. Зниження трудомісткості грає ключову роль у цьому процесі. Зокрема, важливим вирішенням є впровадження механізованих засобів для подрібнення деревини, сприяючи не лише утилізації гілок, але й полегшенню обробки та підвищенню продуктивності в сучасних садах.

У межах нашого дослідження розробка конструкції подрібнювача деревини включає в себе вибір та розрахунок робочих органів. У якості основного елемента визначено масивний диск з розташованими на ньому лезами для різання. Продуктивність подрібнювача залежить від розмірів деревини, довжини тріски і частоти обертання диска. Для подальших розрахунків прийняті наступні значення: необхідна продуктивність $Q = 10$ пог.м³/год, діаметр диска $D = 800$ мм.

Еквівалентний діаметр деревини вводиться для узгодження розмірів. В даному випадку, прийнято $d_{екв} = 80$ мм. Також в дослідженні розраховано частоту обертання валу машини та визначено необхідну кількість ножів. Розміри деталей визначаються на основі моментів та сил корисного опору, враховуючи момент опору дисків та ножів. Отримані результати підтверджують, що кількість ножів для досягнення потрібної продуктивності складає 4 шт. Розрахований момент опору складає 503,8 Н·м.

Розробка конструкції подрібнювача деревини включає в себе робочі органи, які складаються з ножового диска, кріпленого без зазору до валу, обладнаного наскрізними щілинами для відведення тріски та чотирма нахиленими ножами. Рама подрібнювача зварена зі швелерів та профільних труб і має опору для диска. Для розрахунку міцності використовується вуглецева сталь з межею міцності 220 МПа, і граничні умови закріплені за дві поздовжні балки [2].

Вузол приводу включає розрахунок діаметрів валу та вибір підшипника. Для сили різання враховано питоме зусилля різання та коефіцієнти затуплення, вологості, обліку вологи та породи деревини. Силу різання оцінено на 2568 Н.

Розрахунок міцності рами та вузла приводу виконано з врахуванням реакцій в опорах. Підшипники вибрано радіальні кулькові для діаметра вала 50 мм. Розрахунок на довговічність підшипника здійснюється за відповідною формулою. Остаточним вибором є радіальні кулькові підшипники легкої серії №UPC210 вузької серії.

Під час вибору шпоночних з'єднань була вибрана шпонка призматична з прямими кінцями ($d_k=40$ мм, $h=8$ мм, $b=12$ мм, $t_1=5$ мм). Довжина шпонки $l_{ш}$ визначена як $l_{мат} \cdot (5 \dots 10)$, прийнято $l_{ш}=70$ мм. Перевірка міцності на зминання та зріз вказує на виконання умов міцності.

Як шпонка під диском обрана шпонка призматична з прямими кінцями та перетином $b \times h = 16 \times 10$ мм. Довжина шпонки $l_{ш}$ прийнята відповідно до розрахунків, $l_{ш}=70$ мм. Перевірка міцності на зминання підтверджує виконання умов міцності.

У свою чергу, розробка конструкції подрібнювача деревини включає енергетичні розрахунки та вибір електродвигуна. Енергія на подрібнення матеріалу ($N_{под}$), утворення циркуляції повітряного потоку ($N_{ц}$), та привод подрібнювача в холостому режимі ($N_{хх}$) були обчислені в межах дослідження.

Потрібна потужність електродвигуна ($N_{дв.п}$) визначається, враховуючи загальний

коефіцієнт корисної дії привода. Частота обертання електродвигуна (пдв.п) визначається мінімальним і максимальним передаточним числом привода. Вибраний електродвигун (AIP 180S2 22 кВт 3000 об/хв) враховує розраховану потужність та оптимальну частоту обертання для ножового диску [1]. Окрім цього, розробка конструкції подрібнювача деревини включає в себе розрахунок пасової передачі. Починаємо з визначення вихідних даних для розрахунку, таких як потужність електродвигуна ($P_1 = 22$ кВт) та обертаючий момент на валу ($T_1 = 71,5$ Нм). Пасова передача включає вибір типу паса, розрахунок діаметра ведучого шківів, передаточного числа та інших параметрів. Положення натяжного ролика визначається графіко-аналітичним методом, а довжина паса обчислюється для різних положень ролика. Далі виводяться сили, що діють у пасовому передавачі, включаючи швидкість паса, попередній натяг та зусилля у вітках передавача під час роботи. Силова схема представляє собою зображення взаємодії ведучих і ведених віток та враховує вплив відтяжного ролика.

Також розробка конструкції подрібнювача деревини включає визначення конструктивних розмірів шківів. Зовнішні та внутрішні діаметри шківів обчислюються за формулами, наприклад, $d_{a1} = 125 + 2 \cdot 4,2 = 133,4$ мм. Ширину шківів визначаємо формулою $M = (4 - 1) \cdot 19 + 2 \cdot 12,5 = 82$ мм. Діаметри та довжини маточин визначаються конструктивними міркуваннями. Вибір ведучого та веденого шківів здійснюється за стандартами ГОСТ 70880-80 та ГОСТ 20892-80. Товщина обода шківів розраховується за формулою $\delta = 0,005 \cdot d + 5$ та іншими параметрами. Діаметри отворів в диску також визначаються за певними формулами. Завершення розрахунку на міцність привідного валу виконується у програмі Ansys за вихідними даними про матеріал (Сталь 40X).

Також під час дослідження було здійснено визначення сил на валу, таких як сила від натягу клинового пасу ($F_{B1} = 512,8$ Н), власна вага валу (5,71 кг), сила різання в середній частині валу ($P_p = 2568$ Н) та крутний момент ($M_p = 503,8$ Н·м). Отримані дані було введено в ANSYS.

У розрахунках вала в ANSYS проводиться імпорт моделі вала з SolidWorks, а також відбувається задання матеріалу вала, формування розрахункової сітки та проведення аналізу переміщень та запасу міцності. Для розрахунку різального апарату використовується ANSYS для аналізу міцності гвинтового з'єднання та ножів. Також розглядається моделювання попередньої зтяжки з використанням ANSYS, зокрема за допомогою спеціального кінцевого елемента PRETS179 та автоматичного створення сітки [3].

Описано процес формування розрахункової сітки для ножового диска та задання зусиль, а також представлені результати розрахунків для переміщень та запасу міцності. У висновках підкреслено, що розрахункові значення у системі ANSYS свідчать про достатній запас міцності конструкції подрібнювача відходів деревини.

Підсумовуючи, у результаті дослідження було обрано оптимальну конструкцію для подрібнення відходів деревини. Конструкція включає в себе ефективний робочий орган, надійну раму та електродвигун типу AIP, що відповідає встановленим потужнісним вимогам. Розрахунки та моделювання в Ansys підтверджують працездатність подрібнювача, включаючи міцність валу та різального апарату. Таким чином, розроблена конструкція гідно відповідає вимогам ефективності та міцності для успішного використання в процесі подрібнення деревини.

Література

1. Гумбатов В.І. Розробка технології та обґрунтування параметрів робочих органів машини для підбору та подрібнення обрізків лози на виноградниках. Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.20.01. Кіровабад: Вид-во Азерб.СХІ, 1987. 23 с.
2. Довідник з механізації садівництва / Бабенко А.С., Бабій В.П., М.О.Демидко та ін. / За ред. М.О.Демідка. Вид. 2-ге, перероб. і дод. К.: Урожай, 1992. 264 с.
3. Crawford J. Guidelines for good Analysis: A step-by-step process for obtaining meaningful results. ANSYS Solutions. 2003. pp. 69-74.