

Міністерство освіти і науки України  
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

інженерії машин, споруд та технологій  
(повна назва факультету)  
технічної механіки та сільськогосподарських машин  
(повна назва кафедри)

## КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

### Магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Обґрунтування параметрів комбінованого приводу робочої секції  
очисника головок коренеплодів

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи МСнм  
спеціальності \_\_\_\_\_

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Апостол С.А.  
(прізвище та ініціали)

Керівник

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Цьонь Г.Б.  
(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Довбуш А.Д.  
(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Бабій А.В.  
(прізвище та ініціали)

Рецензент

\_\_\_\_\_  
(підпис)

\_\_\_\_\_  
(прізвище та ініціали)

Міністерство освіти і науки України  
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет \_\_\_\_\_ інженерії машин, споруд та технологій  
(повна назва факультету)  
Кафедра \_\_\_\_\_ технічної механіки та сільськогосподарських машин  
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Бабій А.В.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

« »

20\_\_ р.

**ЗАВДАННЯ  
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

на здобуття освітнього ступеня \_\_\_\_\_ **магістр**  
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю \_\_\_\_\_ 133 Галузеве машинобудування  
(шифр і назва спеціальності)

студенту \_\_\_\_\_ **Апостола Сергію Андрійовичу**  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи \_\_\_\_\_ **Обґрунтування параметрів комбінованого приводу робочої секції очисника головок коренеплодів**

Керівник роботи \_\_\_\_\_ **Цьонь Ганна Богданівна, к.т.н., старший викладач**  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від « 23 » 03 2022 року № 4/7-174

2. Термін подання студентом завершеної роботи 26.05.2022

3. Вихідні дані до роботи *Кількість рядків, що збирається машиною – 6; продуктивність за годину основного часу -2,4 га/год; робоча швидкість – 6-9 км/год; ширина міжрядь –*

*450±30 мм; споживана потужність – 12 кВт; привід – ВВП трактора; показники*

*надійності: середній строк служби - 7 років; коефіцієнт готовності - не менше 0,96;*

*наробіток на відмову – 400 год; оперативний час технічного обслуговування - 0,2 год.*

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

Вступ. 1. Аналіз особливостей об'єкту проектування.

2. Обґрунтування основних параметрів протруювача.

3. Дослідження параметрів об'єкту розробки.

4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.

Загальні висновки.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

Очисник. СК. 1А1.

Секція очисника. СК. 1А1.

Редуктор. СК. 1А1.

Корпус. СК. 1А1. Корпус модифікований. СК. 1А1.

Деталювання. 1А1.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях			

7. Дата видачі завдання \_\_\_\_\_

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Аналіз особливостей об'єкту проектування	10.04.22	
2.	Обґрунтування основних параметрів протруювача	03.05.22	
3.	Дослідження параметрів об'єкту розробки	14.05.22	
4.	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	20.05.22	
5.	Графічна частина	22.05.22	

Студент \_\_\_\_\_  
(підпис)

Апостол С.А.  
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи \_\_\_\_\_  
(підпис)

Цьонь Г.Б.  
(прізвище та ініціали)

## Реферат

*Мета і завдання дослідження* – провести обґрунтування параметрів комбінованого приводу робочої секції очисника головок коренеплодів з метою спрощення та здешевлення конструкції такого приводу.

Для досягнення мети дослідження було поставлено та вирішено такі завдання:

- обґрунтувати конструктивні зміни в редукторі приводу робочих органів;
- розрахувати ланцюгову передачу приводу для модернізованого корпусу редуктора;
- розрахувати опорно-приводні вали зірочок редуктора;
- дослідити роботу ланцюгового привода щодо виникнення резонансного режиму;
- дослідити ланцюговий привод за заданими кінематичними характеристиками;
- встановити термін напрацювання ланцюга приводу;
- провести автоматизоване проектування ланцюгової передачі приводу робочих органів очисника.

*Об'єктом дослідження* – приводний редуктор робочого органу очисника.

*Предмет дослідження* – комбінована передача редуктора приводу робочого органу.

*Методи дослідження* – для дослідження поставлених завдань було використано теоретичні засади опору матеріалів, деталей машин,

спеціальних дисциплін таких як конструкція, розрахунок і виробництво сільськогосподарських машин тощо.

*Наукова новизна* отриманих результатів. За розробленою оригінальною конструкцією привода робочих органів очисника розвинуто теоретичні підходи до визначення кінематичних параметрів приводу, при яких виникає резонанс; досліджено ресурс роботи приводного ланцюга.

*Практичне значення* отриманих результатів полягає в розробці простої та ефективної конструкції приводного редуктора, який є простішим в експлуатації та значно дешевшим у виготовленні.

*Апробація результатів.* Окремі результати роботи доповідались на IV-й Міжнародній студентській науково-технічній конференції / Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет ім. І.Пулюя (м. Тернопіль, 28–29 квітня 2021 р.), 2021.

Робота складається з вступу, чотирьох розділів, використаної літератури та додатків. Основний матеріал викладено на 77 сторінках машинописного тексту. Додатки займають 15 сторінок. Графічний матеріал викладено на 6 листах формату А1.

*Ключові слова.* Привод, ланцюгова передача, вал, ресурс роботи, резонанс.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1 АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ОБ’ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ .....	8
1.1. Вимоги, що висуваються до процесу очищення головок коренеплодів від гички .....	8
1.2. Огляд машин–аналогів .....	10
1.3. Основна характеристика очисника головок коренеплодів роторного типу .....	13
1.4. Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи магістра.....	17
2 ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБ’ЄКТУ РОЗРОБКИ.....	18
2.1. Обґрунтування конструктивних змін в редуктор приводу робочих органів .....	18
2.2. Розрахунок ланцюгової передачі приводу для модернізованого корпусу редуктора .....	21
2.3. Розрахунок опорно-приводних валів зірочок редуктора .....	25
2.4. Дослідження роботи ланцюгового привода щодо виникнення резонансного режиму .....	35
3 ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ОБ’ЄКТУ РОЗРОБКИ .....	40
3.1. Дослідження ланцюгового привода за заданими кінематичними характеристиками.....	40
3.2. Встановлення терміну напрацювання ланцюга приводу .....	46
3.3. Автоматизоване проектування ланцюгової передачі приводу робочих органів очисника .....	62
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ .....	66
4.1. Безпека праці при експлуатації удосконаленої машини .....	66
4.2. Особливості реагування на надзвичайні ситуації на малих підприємствах .....	69
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ .....	72
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	74
ДОДАТКИ.....	78

## ВСТУП

Серед сільськогосподарських культур які вирощують на полях України одне з провідних місць займає вирощування цукрового буряка. Ця технічна культура має досить високу у межах 400 ц/га і більше врожайність. Тобто при врожайності 400 центнерів з гектара можна отримати приблизно 60 ц цукру, питома вага гички буде складати біля 150 центнерів, з кореня можна отримати в межах 200-250 ц сирого жому і як продукт переробки цукрових буряків 15-18 ц меляси, яку використовують в раціоні тварин.

Цукор є досить цінним продуктом харчування. Людина використовує його щоденно у своєму раціоні харчування. Цей продукт є досить висококалорійним, таким що добре засвоюється організмом. Проаналізувавши наш раціон, дуже багато продуктів містять цукор в тій чи іншій формі. Важко було б собі уявити кондитерське виробництво без використання цукру. Тут можна зараз багато дискутувати, що на ринку є цукор як результат варіння буряка, а також і цукрової тростини. Звісно, часто буває, що завозять цукор з тростини і продають його на ринку України, а потужності наших полів займають переважно інші технічні культури. Це один із негативних моментів, що спостерігаються.

На даному етапі розвитку сільськогосподарського виробництва є проблема пов'язана з тим, що собівартість виробництва цукру є досить високою, а сама вартість цукру – низькою. Виробництво цукру з цукрової тростини є значно дешевшим, але цей продукт має значно нижчу цінність, аніж цукор з буряка. Тому, розвиваючи таку тематику, потрібно знизити собівартість виробництва цукру при використанні високоефективних сільськогосподарських машин, які були дешеві в експлуатації виготовленні. Крім того, якщо поглянути на вирощування цукрових буряків як біологічного

виду, саме цукрові буряки є одними з найкращих попередників для вирощування наступної культури.

Що собою представляє технологія вирощування цукрових буряків? Є досить розвинутими прогресивні технології вирощування даної сільськогосподарської культури. Перше на що потрібно звернути увагу це правильне розміщення культури у сівозміні. Якраз почерговість вирощування культур може вирішити проблем, які виникають на даній площі. Серед них можна відмити: забур'яненість посівів, наявність шкідників або хвороб, які там присутні, і т.д. Якщо говорити про Тернопільську область, то найсприятливішими умови для вирощування цукрових буряків, коли попередником була, наприклад озима пшениця, а також багаторічні трави або горох. Чинник, який має суттєвий вплив на кінцевий урожай – це наявність елементів живлення. Інакше кажучи, внесення добрив повинно створювати необхідні компоненти в ґрунті, якими буде живитися рослина. Наприклад, є дані, що при внесенні одного кілограму азоту може підвищити урожай на 36 кг, 1 кг фосфору підвищує на 38 кг, а 1 кг калію – 19 кг . Що стосується співвідношення основних елементів живлення, то тут потрібно чітко і науково обґрунтовано вносити відповідно до сорту буряків, який вирощується. Надмірність того чи іншого елементу живлення, може призвести до зниження цукристості самого коренеплоду. Звичайно, важко сперечатися з природою в тому плані, що максимальна продуктивність буряків забезпечується при достатній кількості, а це приблизно 40-50 т на гектар внесення органічних добрив, тобто використання підстилкового гною, який витриманий не менше півроку у компості .

Але відомим є той факт, що на нинішній час органічні добрива є дуже в дефіциті, тому що дещо змінилася технологія виготовлення великої рогатої худоби та свиней. Тому одним із виходів з ситуації є поєднання внесення органічних та мінеральних добрив. Як правило, органічні добрива вносяться



під основний обробіток ґрунту, мінеральними виконують підживлення цукрових буряків при їх догляді в різні періоди.

Що стосується обробітку ґрунту, то підготовка площі під посів цукрового буряку вимагає глибокого обробітку. Пов'язано це із біологічним розвитком самої рослини, оскільки тут мусить розвиватися міцна коренева система, яка має суттєві розгалуження для живлення коренеплоду та забезпечення його вологою.

Для виконання глибокого обробітку, як правило, передують різні технологічні операції, які, в першу чергу, залежить від попередника, який був на даній площі. Наприклад, на площі вирощувати озиму пшеницю. Після збору урожаю на поверхні поля була залишена стерня, яку потрібно злущити раз або два. Після виконання такої операції площа деякий час може відпочивати до моменту її підготовки до осінньої оранки. Але, як було відмічено вище, для отримання максимального рівня урожаю під основну оранку потрібно внести належну кількість органічних добрив та заробити їх в ґрунт. Оранку під цукровою буряк виконують на 28-32 см. Для виконання даної технологічної операції можна використовувати будь-які наявні плуги.

Весняний обробіток розпочинають технологічною операцією, яка називається «затримання вологи». Дана операція – ніщо інше як ранньовесняне боронування поверхні поля. Мета такої операції – перервати капіляри, які протягом з осені-зими сформувалися у шарі ґрунту та виводять вологу з нижніх горизонтів назовні. Площа поки не буде засіяна, оскільки для посіву буряка потрібно щоб ґрунт прогрівся в межах 5-7 градусів. Це приблизно в нашому регіоні початок травня. До того часу можна втратити велику кількість дорогоцінної весняної вологи.

Наступна підготовча операція до посіву – культивування [39]. За 2-3 дні до посіву виконують першу культивування і, якщо є необхідність перед посівом ще виконують другу культивування. Культивування як правило виконується комбінованими машинами, які в своєму складі мають котки для

ущільнення ґрунту та руйнування гудок якщо такі є. Після такої підготовки, площа готова до посіву.

Проводиться посів. Посів виконують сівалками точного висіву та обробленим гранульованим насінням, яке має стовідсоткове сходження культури. Насіння має на деякий період захист від хвороб, необхідну кількість поживних речовин. Після посіву проводиться ряд операції по догляду за посівами. Сюди входять хімічний обробіток та підживлення протягом періоду до початку збирання урожаю.

Перед збиранням урожаю, як правило, виконують глибоку культивуації з метою розпушення міжрядь та полегшення процесу викопування коренів.

Далі в технологічному ланцюзі йде операція видалення гички з коренеплодів з розкладанням її по поверхні поля або забором у транспортні засоби та вивозом з площі. Наступний крок – це викопування коренів з їх очищенням, транспортування, вивезення за межі площі у місця зберігання чи переробки [2, 3].

Кожен з наведених етапів (кожна технологічна операція) є досить важливою та відповідальною у технології вирощування. В даній роботі свою увагу зосередимо на машині, яка призначена для видалення гички з головок коренеплодів з метою зменшення її залишків на коренеплодах.

## 1 АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ОБ'ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ

### 1.1. Вимоги, що висуваються до процесу очищення головок коренеплодів від гички

Процес видалення гички з головок коренеплодів побудований на відмінності фізико-механічних властивостей самої гички та коренеплоду [1].

Розрізняють такі етапи видалення гички: грубе видалення, тобто високий зріз над головкою коренеплодів; дообрізування – з використанням дообрізчиків різних типів та доочищення з використанням очисників з робочими органами на основі пружних елементів .

При роботі робочих органів при видаленні гички допускається зрізання коренеплоду із втратою цукронової частини плоду (основної маси) не більше п'яти відсотків, а залишки гички не більше 1,5 відсотків від маси коренеплоду. Тому зріз повинен проходити у зоні коронки. Цю зону ще називають сплячими вічками. Відхилення від цієї умовної площини може бути в мінус за наведеними відсотками, а якщо в плюс, то буде фактична забрудненість коренів зеленою масою.

Тому, щоб не втрачати цукроносну частину буряка, зріз виконують, як правило вище цієї зони, а зрізання залишків зеленої маси доочищають її вибиванням з коренів еластичними бичами [21, 25].

Тому до бурякозбиральної техніки висувають цілий ряд вимог [37, 38]:

- найперше, машина має відповідати агротехнічними вимогам, які висуваються до виконання конкретної технологічної операції;
- енергетичні затрати на виконання технологічної операції машиною повинні бути мінімально достатніми. Тут слід використовувати способи компонування машини та вузлів у комбіновані агрегати;

– сконструйовані вузли та робочі органи машини повинні бути абразивностійкими та корозійностійкими, адже їх робота проходить в абразивному ґрунтовому середовищі, де швидко розвиваються процеси ґрунтової та атмосферної корозії;

– в цілому коренезбиральні машини та агрегати повинні мати підвищену прохідність, оскільки час збирання гички та коренеплодів припадає на осінній період, де спостерігаються часті опади і як наслідок перезволене поверхня поля.

Якщо виокремити гичкозбиральну техніку, то ту є особливі вимоги:

– з технічної точки зору, така техніка повинна бути готовою до роботи, адже її несправність може призвести до неможливості виконання наступної операції – викопування коренів. Крім того, конструктивна ширина машини, можливості роботи у міжряддях повинні бути узгодженими спочатку з посівними агрегатами, а також шириною коренезбиральної машини;

– машина повинна бути технологічною як при виконанні технологічного процесу збирання гички так і при її виготовленні. Звичайно, що собівартість виготовлення повинна бути мінімальною;

– з експлуатаційної точки зору, машина має бути адаптивною до умов експлуатації. Управляти нею повинно бути легко, зручно, а найголовніше – така машина повинна супроводжуватись високим к.к.д. та коефіцієнтом використання робочого часу; бути надійною та з мінімальними затратами на використання енергетичних затрат при експлуатації та обслуговуванні.

Розглядувана технологічна операція доочищення коренеплодів з одного боку є простою, з іншого – весь процес ускладнюється тонкістю виконання такої операції. Це означає: залишити гичку на коренеплоді – буряк псується; зрізати забагато – втрата маси буряка і також зменшення терміну його зберігання.

Тому на практиці поєднують грубе видалення гички у поєднанні з доочисниками більшого типу, які повинні розвивати оптимальні ударні зусилля по корені, які б гичку руйнували, а коренеплід не пошкоджували.

Далі підсумуємо агротехнічні вимоги, що висуваються до очисників головок коренеплодів [30]:

забрудненість коренеплодів гичкою, яка не видалена з коренів не повинна перевищувати 1,5% за масою;

за довжиною частинки гички на корені не повинні перевищувати 2 см і їх не повинно бути більше 5 % від всієї маси;

пошкоджених коренів від зломів, порізів не повинно бути більше 8% від загальної маси;

робота бильних робочих органів не повинна вибивати буряки з рядка, що призводить до їх втрати;

якщо за технологією передбачається збір гички та вивезення її за межі поля для подальшого використання, то втрати продукту не повинні перевищувати 5 % від маси її загальної врожайності;

Таким чином, як було відмічено вище, що робота очисників бильного типу залежить від різниці фізико-механічних властивостей гички та кореня, тому крім конструкції бильного робочого органу значний вплив має привод, який забезпечує задані його кінематичні параметри. Особлива увага повинна приділятися модифікації машин, які мають складні конструкції приводів в сторону їх спрощення при забезпеченні функціональності.

## **1.2. Огляд машин–аналогів**

Найпоширеніші очисники, які використовуються в технологіях збирання буряків як цукрових так і кормових є машина ОКД-6 та її модифікації.

Це шестирядна машина, що працює на міжряддях  $450\text{мм} \pm 30\text{мм}$ .

До основних елементів машини ОКД-6 (рис. 1.1) входять [27, 28, 31]:

рама з опорними колесами, два вали: очистки та доочистки та трансмісія, як при водить в рух робочі органи машини.

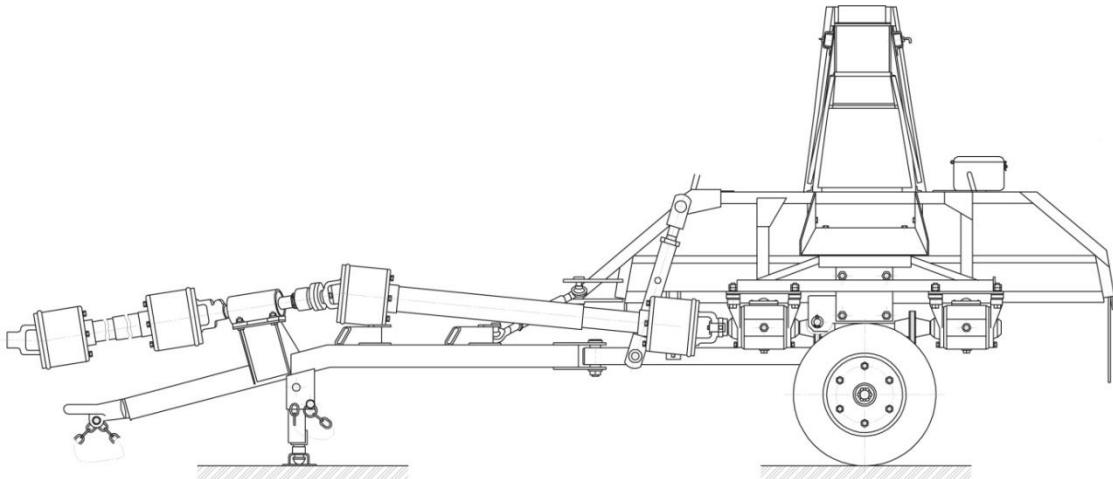


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд машини-очисника ОКД-6

Привод робочих органів здійснюється від вала відбору потужності трактора через карданні передачі та конічні редуктори [8].

Перший вал – очисний, він виконаний у вигляді шнека, який лопотями збиває гичку з одночасним транспортуванням на зібране поле.

Другий вал – доочисний, він має за шириною захвату з відповідним кроком встановлені прогумовані бичі, при обертанні яких вибивають залишки гички з коренів

Машина агрегатується з тракторами тягового класу 1.4.

Основні технічні характеристики наведені у таблиці 1.1

Таблиця 1.1 Основні технічні характеристики ОКД-6

Показник	Значення
Кількість рядків, що збирається, шт..	6
Кількість обслуговуючого персоналу, чол..	1
Продуктивність за годину основного часу, га/год	1,65 - 2,4
Продуктивність за годину, га/год експлуатаційного часу	1,21 - 1,82
Робоча швидкість, м/с (км/год)	1,7 - 2,5 (6 - 9)
Ширина захвату, м	2,7

Закінчення таблиці 1.1

Ширина міжрядь, мм	450 ± 30
Привод на робочі органи, об/хв	від ВВП
Споживана потужність, кВт (к.с.)	46 (62,6)

Якщо аналізувати закордонні бурякозбиральні комплекси (фірм "Herriau", "Moreau" (Франція)), то тут, в основному, пасивні обрізчики та активні дообрізчики гички [31].

Вітчизняні машини з використанням еластичних бичів можуть дещо якісніше очистити головки, але ту йде додаткове затрачання енергії на цю операцію.

Типова конструкція такої машини виконана у вигляді горизонтального вала, на якому розміщені прогумовані бичі. Вал має сів привод від ВВП трактора чи іншого енергетичного засобу, якщо мова йде про встановлення такого вузла очистки безпосередньо на бурякозбиральний комбайн.

Крім машини ОКД-6, наша промисловість випускала ще машини класу БМ-6, МБП-2,7. Такого типу закордонні зразки можна спостерігати в таких фірм-виробників бурякозбиральної техніки: «Stoll», «Kleine» (Німеччина) «Standen», «Salmon» (Англія), SC1-041, SC1-301 (Чехія).

Їх характерною особливістю є те, що гичка розкидається по полю за межі рядків, які викопуються, тобто на площу попереднього проходу.

Але для таких машин є суттєвий недолік – вони часто вибивають коренеплоди, які по висоті вирізняються від решти, тобто вони розташовані вище. В таких машинах відсутнє копіювання висоти коренів, що знаходяться над рівнем поля.

З іншого боку – фіксована висота зрізання гички суттєво спрощує конструкцію машини та здешевлює її виробництво та обслуговування [7].

Деякі машини, наприклад фірм «Herliau», «Moreau», зрізана та доочищена гичка з коренів нікуди не транспортується, а осипається у міжряддя. Це дещо ускладнює подальше викопування коренів внаслідок додаткового засмічення.

Недоліком наведених конструкцій є те, що горизонтальний вал машин не може мати ніяких корекцій у вертикальній площині, відсутня певна індивідуальність очистки окремого рядка.

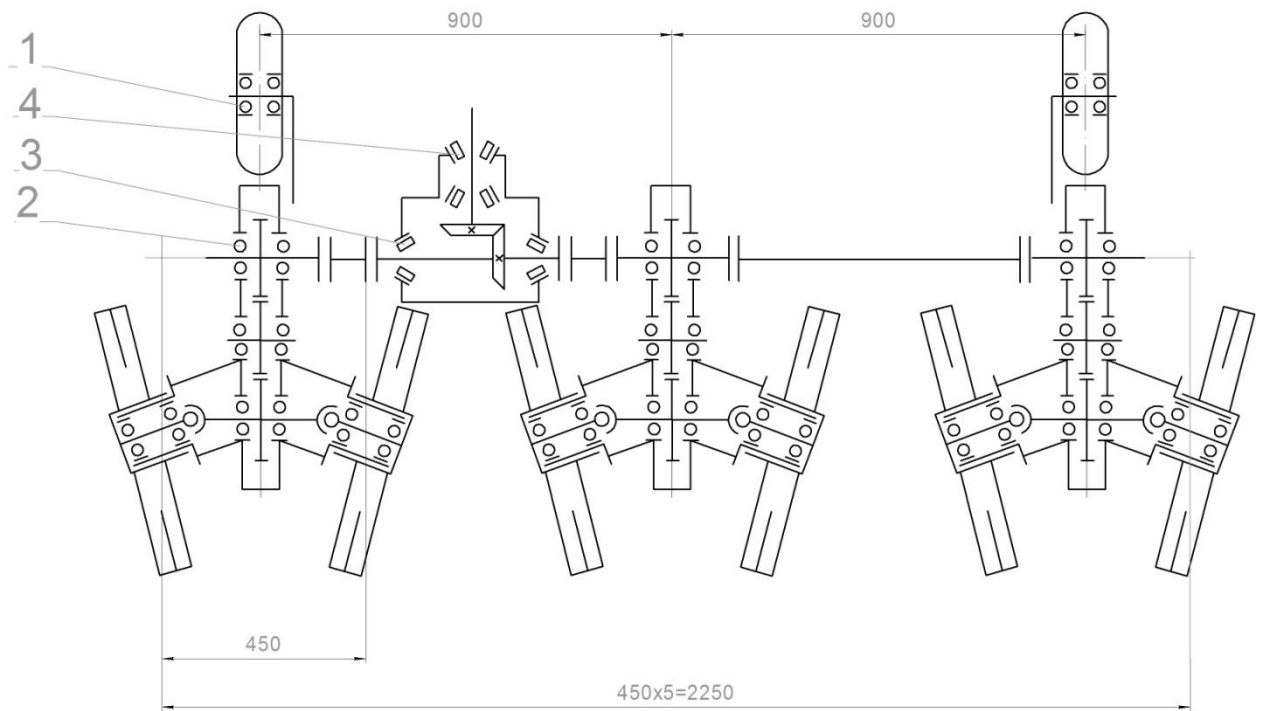
### **1.3. Основна характеристика очисника головок коренеплодів роторного типу**

Очисник головок коренеплодів роторний типу ОГР (рис. 1.2) призначений для видалення залишків гички з головок коренеплодів. Такий очисник застосовується для обробітку 6-ти рядків на посівах з міжряддями  $450 \pm 30$  мм [16, 35].

Багатовальний очисник ОГР складається з таких вузлів: основна рама-брус, опорні колеса, трансмісія приводу, вали очистки із гумовими бачами.

Основна рама-брус – це зварна просторова конструкція, на якій монтуються всі робочі органи і механізми. На ній передбачені пристосування для під'єднання автозчипки.





1 – опорне колесо; 2 – редуктор приводу робочих органів; 3 – рама-брус; 4 – конічний редуктор; 5 – вали очистки

Рисунок 1.2 – Кінематична схема очисника головок коренеплодів типу ОГР

Трансмісія призначена для передачі крутного моменту від валу відбору потужності трактора до робочих органів очисника. Привід робочих органів від ВВП здійснюється через карданну передачу до конічного редуктора і валів очистки.

Колесо опорне складається з пневматичної шини з боковинами, маточини, стійки, підшипників, регульовального гвинта і чистика.

Вали очистки, що обертаються своїми лопатями збивають гичку з головок коренів і вимітають її з міжрядь на зібрану частину поля.

Вали очистки встановлені з інтервалом міжрядь буряків і кутовим зміщенням один відносно одного встановлено шість секцій гумових бичів. Бичі вала очистки, який обертається у протилежну сторону від першого вала вдаряють по головках коренів з вигідної зони і тим самим забезпечують повне доочищення.

Очисник агрегується з тракторами Т-70С або МТЗ-80/82, колісна колія яких повинна бути симетричною і рівною 1200...1350 мм.

При агрегуванні з тракторами МТЗ-80/82 необхідно встановлювати комплект (200кг) додаткових вантажів на передній бурс напіврами трактора.

Не можна агрегувати очисник з тракторами, колісна колія яких має 1800мм, оскільки це призводить до зміщення секцій бичів вала доочистки від рядків на 225мм.

У більшості випадків для нормальної роботи очисника, його рама повинна розташовуватися горизонтально. Тоді, при відключеній трансмісії, гнучкі бичі валів очисника повинні торкатися кінцями поверхні головок коренеплодів. Якщо ця умова не витримується, то якість роботи очисника погіршується тому, що при роботі гумові бичі витягуються на 10... 15мм і починають працювати нижче рівня головок, що недопустимо, оскільки спричиняє вибивання коренеплодів із ґрунту.

У міру зношення бичів валів очисника допускається опускати вали нахилом рами, але з обов'язковим збереженням відстані між кінцями бичів і поверхнею головок коренеплодів.

Робота бичів валів нижче рівня ґрунту недопустима, оскільки при цьому виходить з ладу трансмісія і інтенсивно зношуються бичі.

Під час руху по полю опорні колеса, закріплені на рамі, копіюють рельєф ґрунту у міжряддях, забезпечуючи постійність відстані між кінцями бичів і поверхнею ґрунту. Гнучкі бичі вала очисника, що обертається проти ходу машини, здійснюють початкову очистку головок коренів і вимітають рослинні залишки з міжрядь на зібране поле.

Машина повинна відповідати ДСТУ 2258-93, ДСТУ 2189-93. Технічні характеристики наведені у таблиці 1.3.

Машина складається з типових елементів та вирізняється простотою конструкції.

Машина повинна мати [37]:

- робочі органи для очистки головок коренеплодів; транспортні органи для ефективного виносу гички в бік зібраного поля та у міжряддя;
- елементи навіски для агрегування з енергозасобом.

Показники надійності:

- 1) середній строк служби - 7 років;
- 2) коефіцієнт готовності - не менше 0,96;
- 3) середній наробіток на відмову – 400 год;
- 4) оперативний час технічного обслуговування - 0,2год.

Передбачено використання у машині композиційних матеріалів з фізико-механічними властивостями необхідними для забезпечення надійності роботи вузлів. Машина забезпечує зменшений до 25% вплив ходових рушійв на ґрунт порівно з існуючими конструкціями за рахунок зменшення маси.

Таблиця 1.2 – Основні технічні дані машини ОГР

Показник	Значення
Кількість рядків, що збирається, шт.	6
Кількість обслуговуючого персоналу, чол.	1
Продуктивність за годину основного часу, га/год	1,65 - 2,4
Продуктивність за годину експлуатаційного часу, га/год	1,21-1,82
Робоча швидкість, м/с (км/год)	1,7-2,5 (6-9)
Транспортна швидкість, м/с (км/год)	5,5 (20)
Ширина захвату, м	2,7
Ширина міжрядь, мм	450±30
Привод на робочі органи	від ВВП трактора

Закінчення таблиці 1.2

Габаритні Розміри, мм:	довжини	2400±80
	ширина	3100±50
	висота	1200
Транспортний просвіт, мм, не менше		250
Споживана потужність, кВт		12
Енергетичний засіб,		трактори Т-70, МТЗ-80/82

#### 1.4. Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи магістра

Тема кваліфікаційної роботи магістра «Обґрунтування параметрів комбінованого приводу робочої секції очисника головок коренеплодів». В конструкції базового очисника головок коренеплодів, виходячи із аналізу витрат на виготовлення та якості експлуатації машини в господарствах відмічено недостатню надійність та високу вартість редукторів приводу валів очисника, які являють собою порівняно складні вузли, що є трудомісткі та високо вартісні при виготовленні.

Основною задачею роботи є заміна редукторів приводу валів очисника менш складною та дешевшою передачею при збереженні функціональних властивостей такої передачі. Було прийнято рішення замінити вказані редуктори ланцюговими передачами, які є набагато дешевші та простіші при монтуванні та експлуатуванні.

А також поряд з цим провести необхідні супутні розрахунки для обґрунтування поставленої теми роботи та виконати необхідні креслення розроблених вузлів.

## **2 ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ**

### **2.1. Обґрунтування конструктивних змін в редуктор приводу робочих органів**

Отже, виявлена проблема, полягає у складності виготовлення, дороговизні та складності експлуатації базової конструкції редуктора приводу робочих органів, що підштовхнуло до використання ланцюгових передач для такого приводу.

З цією метою необхідно лише модернізувати старий корпус редуктора при заміні зубчастих передач на ланцюгові та виконанні отвору під підшипниковий вузол веденого вала і вигляді продовгуватого, а також аналогічно корпусні отвори для кріплення підшипникового вузла.

Наведемо базового корпуса редуктора та вдосконаленого, рис. 2.1 та рис. 2,2 (пояснення див. додатки).

Якщо аналізувати базову конструкцію корпуса, то тут одна із базових вимог полягає у точності виготовлення отворів і посадкових місць під вали зубчастих передач, а також така конструкція корпуса повинна бути достатньо жорскою, що витримати міжосьову відстань та забезпечити прямолінійність обертання зубчастих коліс. Порушення вказаних вимог може призвести до неправильного зачеплення між зубами і як наслідок – руйнування зубів зубчастих коліс. Це втрата редуктором своєї функціональності.

Крім того, базова конструкція редуктора передбачає використання проміжного вала із зубчастим колесом, а це ще один додатковий елемент, який значно збільшує вартість редуктора. Також в базовій конструкції є досить чіткі вимоги до мащення та ущільнення корпуса редуктора і т.д.

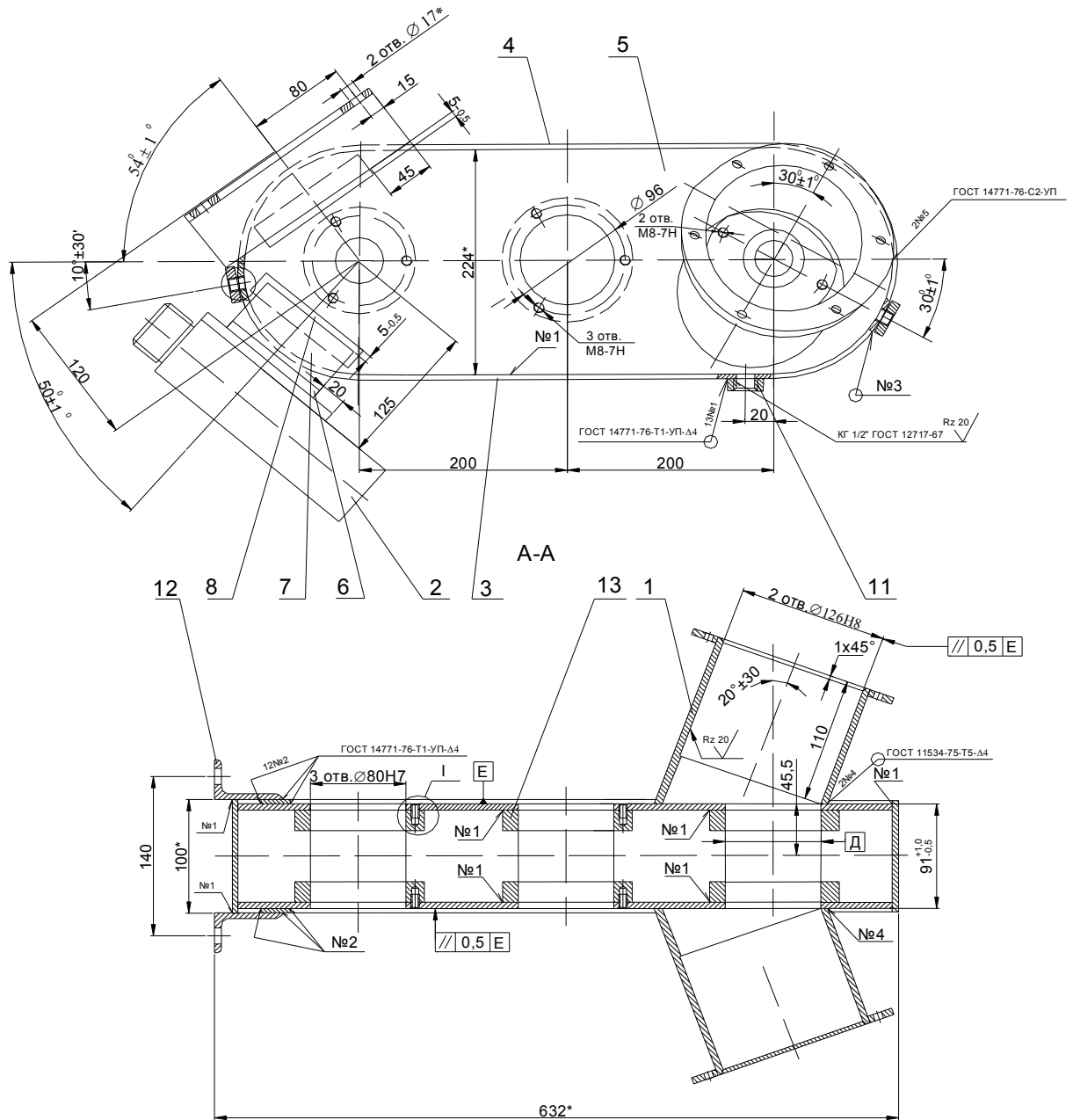


Рисунок 2.1 – Базовий варіант корпусу редуктора  
(пояснення див. додатки)

Якщо використати ланцюгову передачу для приводу робочого органа, то маємо значно простішу конструкцію редуктора. Проект модернізованого корпусу покажемо на рис. 2.2.

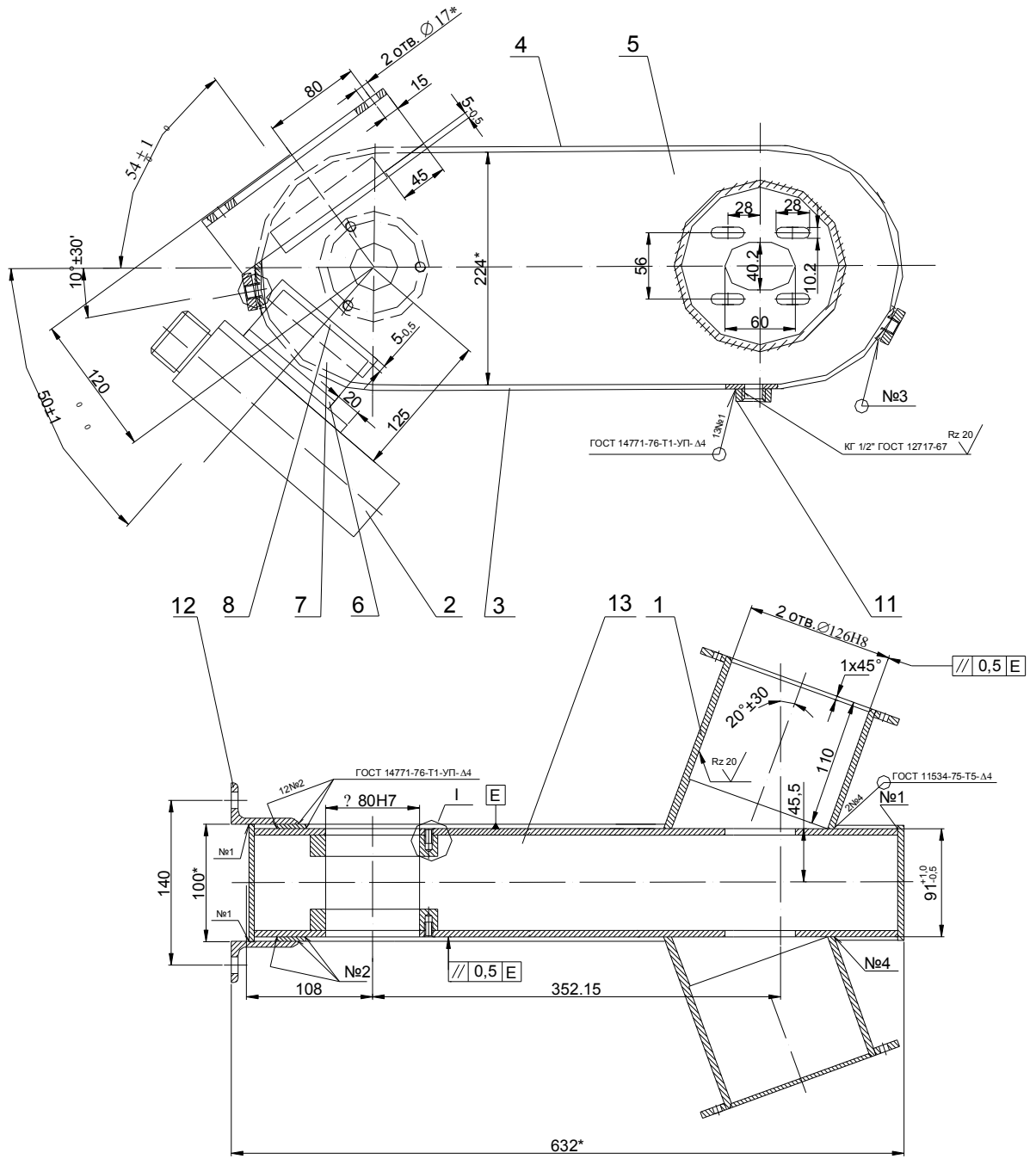


Рисунок 2.2 – Варіант модернізованого корпусу редуктора

Аналізуючи представлені варіанти корпусів редуктора, неважко помітити, що варіант модернізованого корпусу редуктора є значно спрощеним. Там не міститься середнього отвору для кріплення проміжного вала зубчатої передачі, як і самого вала, ми уникаємо від виконання цих технологічних операцій виготовлення.

## 2.2. Розрахунок ланцюгової передачі приводу для модернізованого корпусу редуктора

Виконаємо проектний розрахунок ланцюгової передачі машини ОГР-6, результати якого в подальшому будемо перевіряти та уточняти із застосуванням розроблених науково-практичних методик [4, 9-15].

Ставимо задачу наступним чином. Розрахувати ланцюгову передачу з роликів ланцюгом у приводі робочих органів машини ОГР-6 за такими вихідними параметрами: потужність на валу ведучої зірочки  $N_1 = 4$  кВт; кутова швидкість ведучої зірочки визначаємо, виходячи з частоти обертання ВВП трактора [18]

$$\omega_1 = \frac{\pi n}{30},$$

$$\omega_1 = \frac{3,14 \cdot 548}{30} = 57,386 \text{ рад/с};$$

передаточне число передачі  $u = 1,05$ ; передача нахилена до горизонту під кутом  $30^\circ$ ; регулювання натягу ланцюга періодичне – шляхом переміщення натяжного ролика; змащування передачі періодичне; помірні зміни навантаження; решту параметрів наведені безпосередньо під формулами у розрахунках [29, 33, 34].

Визначимо момент, який буде передаватися ведучою зірочкою

$$T_1 = \frac{N_1}{\omega_1}, \quad (2.1)$$

$$T_1 = \frac{4 \cdot 10^3}{57,386} = 69,703 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$



Прийmemo число зубів ведучої зірочки  $z_1 = 19$ , а за умови рівномірного спрацювання зубів  $z_2 = 20$ .

Для передаваної потужності та частоти обертання можна вибрати роликівий ланцюг ПР-15,875-2270-2, для якого маємо: крок  $t_H = 15,875$  мм; руйнівне навантаження  $F = 22,7$  кН.

Встановимо за таких умов швидкість руху ланцюга

$$v = \frac{t_H \omega_1 z_1}{2\pi},$$

$$v = \frac{15,875 \cdot 10^{-3} \cdot 57,386 \cdot 19}{2\pi} = 2,755 \text{ м/с}, \quad (2.2)$$

Міжосьова відстань передачі  $A' = 352$  мм вибрана з конструктивних міркувань – максимальна уніфікація до базової моделі редуктора.

Кількість ланок в ланцюзі

$$W = \frac{2A'}{t_H} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{t_H (z_2 - z_1)^2}{A' (2\pi)^2};$$

$$W = \frac{2 \cdot 352}{15,875} + \frac{19 + 20}{2} + \frac{15,875 (20 - 19)^2}{352 (2\pi)^2} = 63,848. \quad (2.3)$$

Приймаємо  $W = 64$ .

За розрахунком міжосьова відстань буде становити

$$A_0 = (P/4) \cdot \left[ W - 0,5(z_1 + z_2) + \sqrt{[W - 0,5(z_1 + z_2)]^2 - 8(z_2 - z_1)^2 / (2\pi)^2} \right] = \quad (2.4)$$

$$A_0 = (15,875/4) \cdot \left[ 64 - 0,5(19 + 20) + \sqrt{[64 - 0,5(19 + 20)]^2 - 8(20 - 19)^2 / (2\pi)^2} \right] = 353,21 \text{ мм.}$$

Якщо врахувати провисання ланцюга

$$A = A_0 - 0,003 A_0 = 353,21 - 0,003 \cdot 353,21 = 352,15 \text{ мм.} \quad (2.5)$$

Встановимо геометричні параметри зірочок, рис. 2.3 [34]:

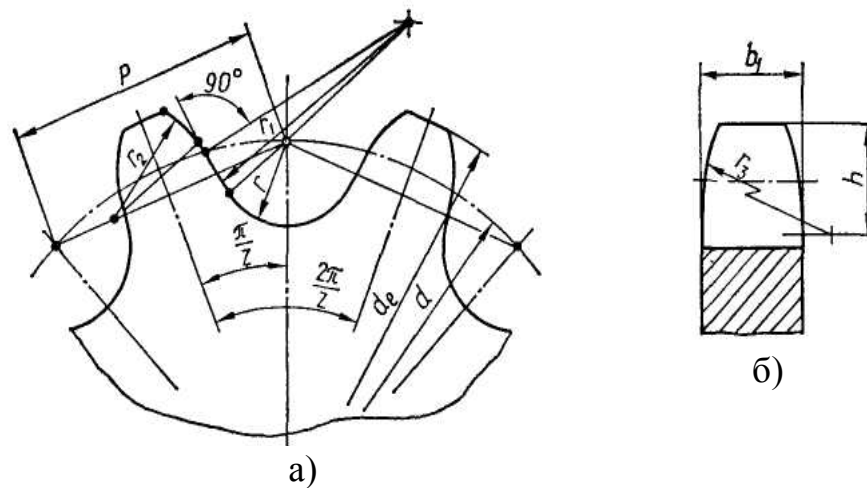


Рисунок 2.3 – Геометрія зірочок

$$d_1 = t / \sin(\pi / z_1);$$

$$d_1 = 15,875 / \sin(\pi / 19) = 96,449 \text{ мм.}$$

$$d_2 = t / \sin(\pi / z_2);$$

$$d_2 = 15,875 / \sin(\pi / 20) = 101,48 \text{ мм.}$$

(2.6)

Сила розтягу, яка діятиме в ланцюзі

$$F_t = 2T_1 / d_1; \quad (2.7)$$

$$F_t = 2 \cdot 69,703 / 96,449 = 1445 \text{ Н.}$$

Пускове навантаження

$$F_{t_{\text{пуск}}} = K_n \cdot F_t = 2 \cdot 1445 = 2891 \text{ Н,} \quad (2.8)$$

де  $K_n = 2$  пусковий коефіцієнт (коефіцієнт динамічності).

Навантаження валів, на яких розміщені зірочки

$$R_{\text{max}} = 1.15F_t; \quad (2.9)$$

$$R_{\text{max}} = 1,15 \cdot 1445 = 1662 \text{ Н.}$$

Діаметр по вершинах зубів зірочки

$$d_{e1} = t_H [0,5 + \text{ctg}(\pi / z_1)];$$

$$d_{e1} = 15,875 \cdot [0,5 + \text{ctg}(\pi / 19)] = 103,071 \text{ мм.}$$

$$d_{e2} = t_H [0,5 + \text{ctg}(\pi / z_2)];$$

$$d_{e2} = 15,875 \cdot [0,5 + \text{ctg}(\pi / 20)] = 108,168 \text{ мм.} \quad (2.10)$$

Радіус впадин

$$r = 0,5025D + 0,05; \quad (2.11)$$

$$r = 0,5025 \cdot 10,16 + 0,05; = 5,155 \text{ мм.}$$

де  $D$  – діаметр ролика,  $D=10,16$  мм.

Радіус дуги

$$r_1 = 0,8D + r; \quad (2.12)$$

$$r_1 = 0,8 \cdot 10,16 + 5,155 = 13,283 \text{ мм.}$$

Ширина зубчастого вінця зірочки

$$b_1 = 0,93B_{BH} - 0,15;$$

$$b_1 = 0,93 \cdot 9,65 - 0,15 = 8,825 \text{ мм.}$$

$$b_2 = 0,9B_{BH} - 0,15; \quad (2.13)$$

$$b_2 = 0,93 \cdot 9,65 - 0,15 = 8,535 \text{ мм.}$$

де  $B_{BH} = 9,65$  мм – за характеристикою ланцюга.

Інші параметри зірочок, відповідно до рис.2.3:

$$r_3 = 1,7 \cdot D = 1,7 \cdot 10,16 = 17,272 \text{ мм,} \quad (2.14)$$

$$h = 0,8D = 0,8 \cdot 10,16 = 8,128 \text{ мм.}$$

Для виготовлення зірочок будемо рекомендувати сталь 45 із поверхневим гартуванням до твердості 45–55 HRC.

### 2.3. Розрахунок опорно-приводних валів зірочок редуктора

Для збереження основних габаритів елементів передачі, тобто, не порушуючи далі конструкції елементів в кінематичному ланцюгу, використовуватимемо вали аналогічних розмірів. Але тут варто перевірити їх міцність.

Сили, які діють вали від ланцюгової передачі становлять 1662 Н, крутний момент, що передається становить 70 Нм. Крім того на ведений вал редуктора з обидвох боків діють згинні моменти від дії шарнірів Гука.

Встановимо значення цих моментів [34].

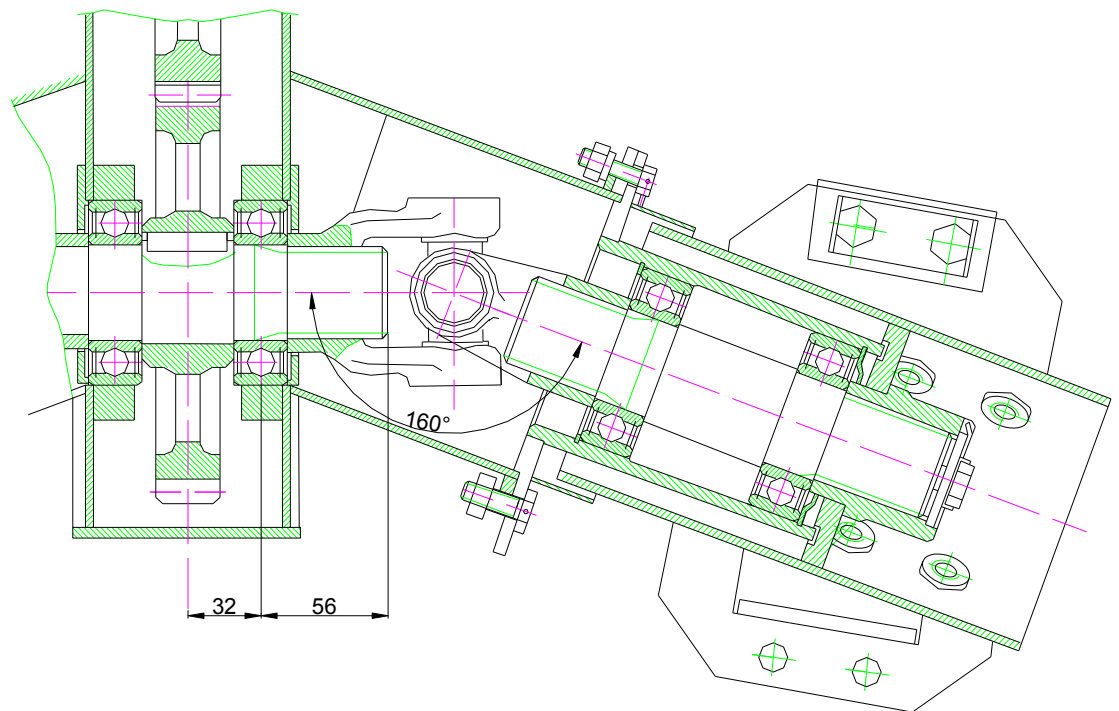


Рисунок 2.4 – Фрагмент креслення базової конструкції тихохідного вала редуктора

$$T_2 = T_1 \cos \gamma (1 + \sin^2 \varphi_1 \operatorname{tg}^2 \gamma), \quad (2.15)$$

де  $T_1$  – крутний момент на ведучому валу;  $\gamma$  – кут між карданними валами;  $\varphi_1$  – кут повороту ведучої вилки.

З аналізу видно, що максимум буде при  $\varphi_1 = 90^0$ :

$$T_{2\max} = \frac{T_1}{\cos\gamma}; \quad (2.16)$$

$$T_{2\max} = \frac{70}{\cos 22^0} = 74,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Визначимо згинний момент.

Максимальний момент:

$$M_{\max} = T_1 \sin \gamma_{\max}; \quad (2.17)$$

$$M_{\max} = 70 \cdot \sin 30^0 = 35 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Якщо врахувати дійсну одночасну дію згину і кручення, то приведений момент за третьою гіпотезою міцності, рівний [29]:

$$M_{np} = \sqrt{T_{кр}^2 + M_u^2} = T_1 \sqrt{\frac{1}{\cos^2 \gamma_{\max}} + \sin^2 \gamma_{\max}}; \quad (2.18)$$

$$M_{np} = 70 \sqrt{\frac{1}{\cos^2 70^0} + \sin^2 70^0} = 88 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При  $\gamma_{\max} = 30^0$  виходить  $M_{np} = 1,25M_1$ .

Реакції в опорних підшипниках карданів (рис. 2.5)

$$Z_1 = \frac{T_1(H-l)}{l_1} = \frac{M_1}{l_1} \operatorname{tg}\gamma; \quad (2.19)$$

$$Z_2 = \frac{T_2(H-l)}{l_2} = \frac{M_1}{l_2} \sin \gamma, \quad (2.20)$$

де  $l_1$  і  $l_2$  – відстані між опорами відповідно першого і другого валів;  
 $T_1$  і  $T_2$  – максимальні значення сил.

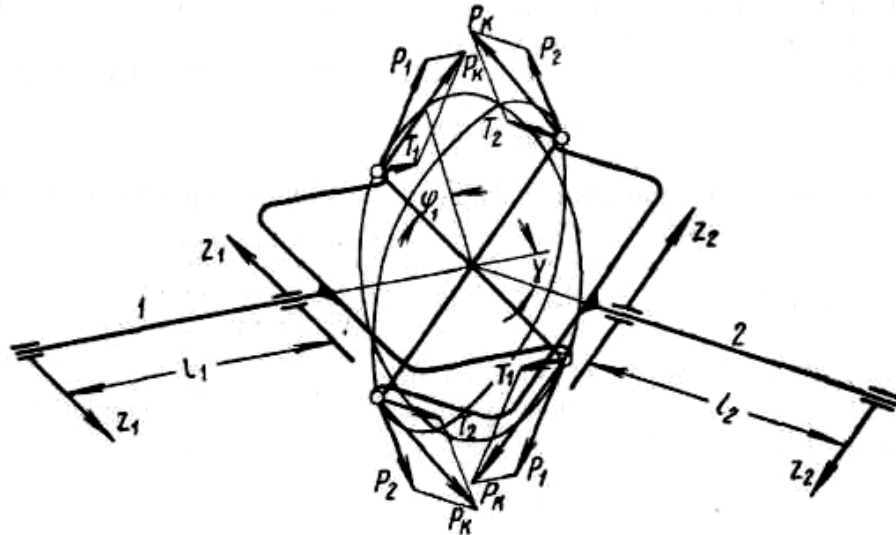


Рисунок 2.5 – Сили, що діють в шарнірі

В даному випадку нас цікавить тільки перший вал, тому

$$Z_1 = \frac{70}{0.064} \operatorname{tg} 22^\circ = 442 \text{ Н.}$$

Отже, попередньо є визначеними всі діючі на вал сили, причому, розглянуто критичніший випадок, коли заданий крутний момент передається тільки однією частиною секції очисника. Тепер вималюємо розрахункову схему розглядуваного вала, рис.2.6.

Визначаємо опорні реакції:

$$\sum M_A = 0;$$

$$R_{\max} b - (R_B + Z_1)2b + M_{\max} = 0; \quad (2.21)$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$- R_{\max} b - (R_A + Z_1)2b + M_{\max} = 0, \quad (2.22)$$

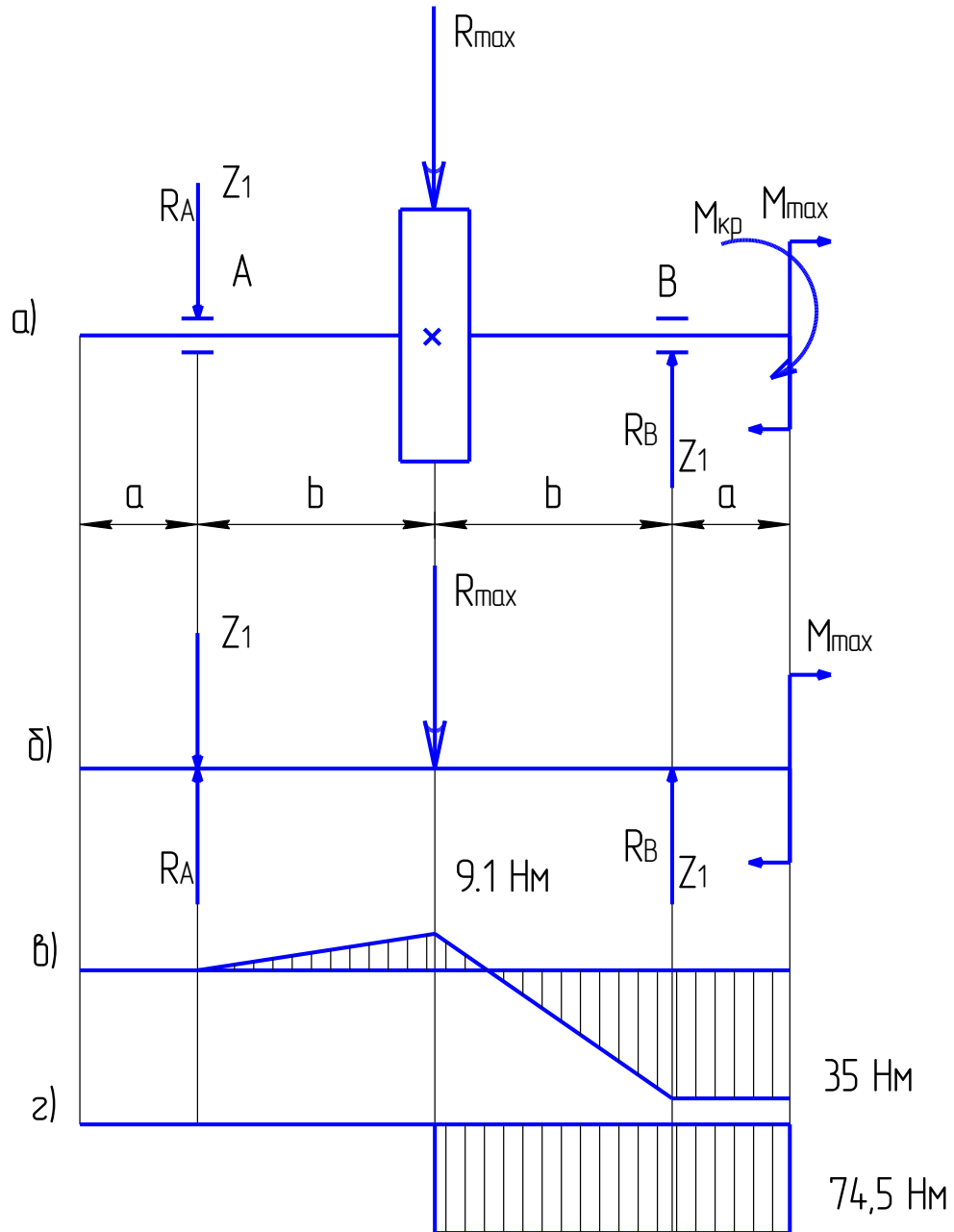


Рисунок 2.6 – Розрахункова схема веденого вала

Звідки



$$R_B = \frac{R_{\max} b + M_{\max}}{2b} - Z_1;$$

$$R_B = \frac{1662 \cdot 0,032 + 35}{2 \cdot 0,032} - 442 = 935,9 \text{ Н},$$

$$R_A = \frac{-R_{\max} b + M_{\max}}{2b} - Z_1;$$

$$R_A = \frac{1662 \cdot 0,032 + 35}{2 \cdot 0,032} - 442 = 935,9 \text{ Н}$$

Перевірка:

$$\sum Y=0;$$

$$-Z_1 + R_A - R_{\max} + R_B + Z_1 = -442 + 726,1 - 1662 + 935,9 + 442 = 0,$$

Отже, опорні реакції визначені вірно.

Визначаємо небезпечний перетин. Перевіряємо посередині прольоту.

$$M_R = -M_{\max} + (R_B + Z_1)2b;$$

$$M_R = -35 + (935,9 + 442) \cdot 0,032 = 9,1 \text{ Нм}.$$

Отже, небезпечним буде перетин в місці кріплення шарніра  
 $M_{\max} = 35 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Таким чином, ми знайшли всі діючі сили в перетинах вала.

Визначимо з умови міцності на згин [22, 32] діаметр вала в небезпечному перетині

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{екв}}{0,1[\sigma_1]_{згин}}}, \quad (2.23)$$

де  $[\sigma_1]_{згин}$  – допустиме нормальне напруження на згин для матеріалу вала,  $[\sigma_1]_{згин} = 50 \text{ МПа}$ .

Підставимо дані і отримаємо

$$d = \sqrt[3]{\frac{88}{0,1 \cdot 50 \cdot 10^6}} = 0,026 \text{ м.}$$

Діаметр вхідного кінця вала визначаємо з умови міцності на кручення [22]

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2[\tau]}}, \quad (2.24)$$

де  $[\tau]$  – допустиме дотичне напруження для матеріалу вала,  $[\tau] = 30 \text{ МПа}$ .

Підставимо у формулу і знайдемо, що

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{74,5}{0,2 \cdot 30 \cdot 10^6}} = 0,023 \text{ м.}$$

Як показує попередній розрахунок вала, що був би достатнім найменший діаметр  $d = 30 \text{ мм}$ , але на заводі закладено більший запас міцності, враховуючи різні динамічні перевантаження, тобто  $d = 40 \text{ мм}$ .

Перевіримо нормальні напруження для перерізу під зірочкою [32]

$$\sigma_{32} = \frac{M_{32}}{W}, \quad (2.25)$$

де  $W$  – осьовий момент опору перерізу вала, який визначають за формулою

$$W = \frac{\pi d^3}{32}, \quad (2.26)$$

де  $d$  – діаметр вала.

Підставивши дані, одержимо

$$W = \frac{3,14 \cdot 40^3}{32} = 6280 \text{ мм}^3.$$

Тоді отримаємо, що

$$\sigma_{32} = \frac{88}{6280 \cdot 10^{-9}} = 14 \text{ МПа.}$$

Дотичні напруження віднульового циклу для перерізу під зірочкою

$$\tau_m = \tau_T = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{M_{kp}}{2W_k}, \quad (2.27)$$

де  $W_k$  – полярний момент опору перерізу вала при крученні, визначаємо за формулою [32]

$$W_k = \frac{\pi d^3}{16},$$

підставивши дані, знайдемо, що  $W_k = \frac{3,14 \cdot 40^3}{16} = 12560 \text{ мм}^3.$

Тоді

$$\tau_m = \frac{74.5}{2 \cdot 12560 \cdot 10^{-9}} = 3 \text{ МПа.}$$

Встановимо коефіцієнт запасу міцності за нормальними напруженнями [33]

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad (2.28)$$

де  $k_\sigma$  – ефективний коефіцієнт концентрації напруження,  $k_\sigma = 0,2$ ;

$\varepsilon_\sigma$  – коефіцієнт, що враховує вплив постійної складової циклу, для середньовуглецевих сталей,  $\varepsilon_\sigma = 0,86$ ,

$\psi_\sigma, \sigma_m$  – коефіцієнти, що враховують вплив постійної складової циклу для середньовуглецевих сталей,  $\psi_\sigma = 0,2, \sigma_m = 0$ ,

Підставимо дані у (2.16), отримуємо

$$n_\sigma = \frac{260}{\frac{1}{0,86} \cdot 14 + 0,2 \cdot 0} = 16.$$

Коефіцієнт запасу міцності за дотичними напруженнями [33]

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \tau_m}, \quad (2.29)$$

де  $k_\tau$  – ефективний коефіцієнт концентрації напруження,  $k_\tau = 1$ ,

$\varepsilon_\tau$  – коефіцієнт, що враховує вплив постійної складової циклу для середньовуглецевих сталей,  $\varepsilon_\tau = 0,74$ ,

$\psi_\tau$ ,  $\tau_m$  – коефіцієнти, що враховують вплив постійної складової циклу для середньовуглецевих сталей.

Підставивши дані, отримаємо

$$n_\tau = \frac{150}{\frac{1}{0,74} \cdot 3 + 0,1 \cdot 3} = 34,5.$$

Повний коефіцієнт запасу міцності визначається за формулою

$$n = \frac{n_\tau \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\tau^2 + n_\tau^2}}. \quad (2.30)$$

Результатом розрахунку буде

$$n = \frac{16 \cdot 34,5}{\sqrt{16^2 + 34,5^2}} = 14,5.$$

Отже, рекомендований запас міцності становить  $n=2,5 \dots 3$ , а фактично він становить  $n=14,5$ , що близько п'яти разів є завищеним. Тут необхідно прийняти рішення, погоджуючи із заводом-виготівником, в плані зменшення цього показника. Можна зберегти вказані габарити, але використовувати матеріали з нижчими механічними характеристиками; зменшити габарити передачі, змінюючи суміжні деталі в кінематичному ланцюгу; виготовляти пустотілі вали тощо.

## 2.4. Дослідження роботи ланцюгового привода щодо виникнення резонансного режиму

Зауважимо, що для передач загального застосування реально небезпечнішими є найчастіше крутильні коливання зірочок і поперечні коливання віток, і тільки для швидкісних передач небезпечними можуть бути й поздовжні коливання.

Перевіримо спроектовану передачу потужністю  $N_1 = 4$  кВт на відсутність резонансних режимів роботи ланцюга типу П-4 ГОСТ 3609-52 з кроком  $t_H = 15,875$  мм. Міжцентрова відстань передачі  $A = 352,15$  мм, числа зубів зірочок  $z_1 = 19$ ,  $z_2 = 20$ , вали обертаються з швидкістю  $\omega_1 = 57,386$  1/с,  $\omega_2 = 54,515$  1/с. Моменти інерції ведучої і веденої систем (відповідно  $J_1 = 0,13$  Нм·с<sup>2</sup>,  $J_2 = 0,132$  Нм·с<sup>2</sup>). Натяг робочої вітки з числом ланок 22,  $P_1 = 1445$  Н, веденої  $P_2 = 100$  Н.

Визначимо частоту власних крутильних коливань системи. Зважаючи на те, що дані відсутні, приймемо зведену жорсткість  $C_{zg} = 0,8C_1$ , де жорсткість ведучої вітки [23]

$$C_1 = \frac{12 \cdot P_1^3 \cdot b \cdot a_m^{1/b}}{12P_1^{2+1/b} + G^2 A b a_m^{1/b} \cos^2 \alpha}. \quad (2.32)$$

Тут  $P_1 = P + P_2 = 1445 + 100 = 1545$  Н;  $b = 1,5$ ,  $a_m = \frac{a_1}{m^b}$  Н/мм;  $b$  – коефіцієнт жорсткості відрізка ланцюга, що складається з  $m$  ланок. Згідно з табл. 2.6 [19]  $a_1 = 41 \cdot 10^4$  Н/мм<sup>b</sup>, тоді  $a_m = \frac{41 \cdot 10^4}{22^{1/1.5}} = 52220$  Н/мм<sup>b</sup>;  $G$  – вага ведучої вітки; в цьому випадку  $G = 15$  Н;  $\alpha$  – кут нахилу вітки до горизонту,  $\alpha = 30^\circ$ .

Підставляючи вихідні дані, отримаємо такий вихідний результат

$$C_1 = \frac{12 \cdot 1545^3 \cdot 1.5 \cdot 52220^{0.667}}{12 \cdot 1545^{2.667} + 15^2 \cdot 352.15 \cdot 1.5 \cdot 52220^{0.667} \cos^2 30^\circ} = 19570 \text{ Н/мм},$$

$$C_{3\theta} = 0,8 \cdot 19570 = 15660 \text{ Н/мм}.$$

Використовуючи залежність [20], власна частота крутильних коливань ( $\bar{R}_1 \cong 48.224 \text{ мм}$ ,  $\bar{R}_2 \cong 50.74 \text{ мм}$  радіуси, що відповідають новим незношеним ланцюгам вибраного кроку)

$$\omega_B = \sqrt{C_{3\theta} \left( \frac{\bar{R}_1^2}{I_1} + \frac{\bar{R}_2^2}{I_2} \right)}; \quad (2.33)$$

$$\omega_B = \sqrt{15660 \left( \frac{48,224^2}{130} + \frac{50,74^2}{132} \right)} = 765,2 \text{ 1/с}.$$

Визначимо кутові швидкості, при яких можливо виникнення резонансних крутильних коливань

– перше, врахуємо полігональний ефект

$$\omega_{1p} = \frac{1}{z_1} \omega_B = \frac{1}{19} 765,2 = 40,3 \text{ 1/с}; \quad (2.34)$$

$$\omega_{2p} = \frac{1}{z_2} \omega_B = \frac{1}{20} 765,2 = 38,3 \text{ 1/с}; \quad (2.35)$$

– друге, врахуємо наявність ексцентриситету зірочок

$$\omega_{1pe} = \omega_{2pe} = \omega_B = 765,2 \text{ 1/с}; \quad (2.36)$$

– третє, врахуємо наявність різнорозмірності кроків ланок ланцюга для першої гармоніки

$$\omega_{1pp} = \frac{2K}{z_1} \omega_B, \quad (2.37)$$

$$\omega_{1pp} = \frac{2 \cdot 1}{19} 765,2 = 80,5 \text{ 1/c};$$

для другої гармоніки

$$\omega_{1pp} = \frac{2 \cdot 2}{19} 765,2 = 161 \text{ 1/c};$$

$K = 1$

$$\omega_{2pp} = \frac{2K}{z_2} \omega_B,$$

$$\omega_{2pp} = \frac{2 \cdot 1}{20} 765,2 = 80,5 \text{ 1/c}; \quad (2.38)$$

$K = 2$

$$\omega_{2pp} = \frac{2 \cdot 2}{20} 765,2 = 153 \text{ 1/c};$$

Четверте, врахуємо оббігання контуру ланцюга

$$\omega_{1pW} = \frac{W}{z_1} \omega_B;$$

(2.39)

$$\omega_{1pW} = \frac{64}{19} 765,2 = 2578 \text{ 1/c}.$$



$$\omega_{2pW} = \frac{W}{z_2} \omega_B \quad (2.40)$$

$$\omega_{2pW} = \frac{64}{20} 765,2 = 2449 \text{ 1/с;}$$

Ми проаналізували найбільш ймовірні випадки можливості виникнення резонансу та встановили, що при будь-якому з дефектів ланцюга чи зірочки чи інших чинників не виникає робочих частот близьких до власних, тобто небезпеки виникнення резонансу для роботи приводу робочого органу очисника не виникає.

Аналогічно проведено дослідження можливості виникнення резонансу при поперечних коливаннях системи.

– врахуємо гранчастість зірочок, відповідно до [20]:

$$n_{1pz} = \frac{i \cdot 93,5}{z_1 e_0} \sqrt{\frac{2\pi M}{z_1 t q} - \frac{e_0^2 v^2}{4m^2} + \frac{P_2}{q}}; \quad n_{2pz} = \frac{n_{1pz}}{i_0}. \quad (2.41)$$

тобто

$$n_{1pz} = \frac{93,5}{19 \cdot 0,55} \sqrt{\frac{2 \cdot 3,14 \cdot 5}{19 \cdot 0,01587} - \frac{11,76}{4 \cdot 22^2} + \frac{100}{14,8}} = 94,2 \text{ об/хв;}$$

$$n_{1pz} = \frac{30 \cdot \omega_{\epsilon}}{\pi z_1}; \quad (2.42)$$

$$n_{1pz} = \frac{30 \cdot 765,2}{3,14 \cdot 19} = 384,8 \text{ об/хв.}$$

$$n_{2pz} = n_{1pz} \frac{z_1}{z_2}; \quad (2.43)$$

$$n_{2pz} = 384,8 \frac{19}{20} = 365,5 \text{ об/хв.}$$

$$e_0^2 = \frac{P t_H}{q}; \quad (2.44)$$

$$e_0^2 = \frac{1445 \cdot 15,875 \cdot 10^{-3}}{14,8} = 1,55;$$

– врахуємо ексцентриситет зірочок

$$n_{1pe} = n_{1pz} \cdot z_1 = n_{2pe} = 365,5 \text{ об/хв.} \quad (2.45)$$

Отже, перевірка приводу на предмет виникнення резонансу при крутильних чи поперечних коливань вказує на те, що при кількості зубів зірочок  $z_1 = 19$ ,  $z_2 = 20$  та робочій частоті їх обертання резонанс не виникає. Передачу можна безпечно експлуатувати.

### 3 ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ

#### 3.1. Дослідження ланцюгового приводу за заданими кінематичними характеристиками

Під час проектування ланцюгового приводу за заданими кінематичними характеристиками необхідно добитися, щоб на протязі досить великого проміжку часу забезпечувалась умова

$$\mu \leq [\mu], \quad (3.1)$$

де  $\mu$  – значення коефіцієнта нерівномірності за переміщеннями, швидкістю або нерівномірністю обертання веденої системи;

$[\mu]$  – допустиме значення цього коефіцієнта за тими ж параметрами.

Під достатньо великим проміжком часу розуміємо час, коли ланцюг досягне межі працездатності за іншими параметрами.

Наявність заданих граничних значень тих чи інших кінематичних характеристик накладає свою особливість на порядок проектування ланцюгового приводу. Вона полягає в тому, що після вибору ланцюга і зірочок необхідно визначити ту кінематичну характеристику, яка регламентується для проектованої передачі. Якщо знайдене значення менше допустимого, то необхідно крім цього встановити, в якому діапазоні зміни середнього кроку ланцюга буде забезпечуватись умова (3.1). Щоб відповісти на це питання, скористаємось рівняннями, одержаними в [26]. Не зупиняючись на питаннях вибору ланцюга і зірочок (їх ми розглянули в другому розділі), розглянемо більш детально другий етап проектування ланцюгових передач, коли задано граничне значення тієї чи іншої кінематичної характеристики.

Задане значення коефіцієнта нерівномірності руху ланцюга по переміщеннях  $[\mu_s]$ , тоді можемо записати

$$\frac{3[\gamma s_l^H + k_l(\bar{\Delta})^x]}{t_n + \bar{\Delta}} \left( \frac{1}{\sqrt{m}} - \frac{1}{\sqrt{W}} \right) \leq [\mu_s]. \quad (3.2)$$

Нехтуючи величинами другого порядку малості, розв'яжемо рівняння (3.2) відносно  $\bar{\Delta}$ . При цьому одержимо показникове рівняння, яке визначає гранично допустиме значення збільшення середнього кроку ланцюга  $\bar{\Delta}_{zp}$ .

$$(\bar{\Delta})^x \leq \frac{\sqrt{mW} [\mu_s] t_n}{3(\sqrt{W} - \sqrt{m}) k_l} - \frac{\gamma s_l^H}{k_l}. \quad (3.3)$$

Якщо у вираз (3.3) підставити величини середньоквадратичного відхилення кроків ланок від номіналу нового ланцюга  $s_l^H$  в  $\text{мм} \cdot 10^{-2}$ , номінального кроку  $t_n$  – в мм, а коефіцієнту  $[\mu_s]$  – в процентах, то розмірність допустимого відхилення середнього кроку ланцюга буде в  $\text{мм} \cdot 10^{-2}$ .

Коли після розв'язання рівняння (3.3) виявиться, що значення  $\bar{\Delta}_{zp}$  менше 2–3%, слід змінити вихідні дані запроектованого контуру. Це можна зробити

такими шляхами:

а) застосуванням ланцюгів меншого кроку, які, однак, забезпечують умову статичної міцності;

б) використанням ланцюгів того ж кроку, але підвищеної точності;

в) створенням умов роботи, що сприятимуть зменшенню коефіцієнтів  $k_l$  і  $x$ . Останнє забезпечується раціональним вибором чисел зубів зірочок і ланок контура [20], а також застосуванням ланцюгів з підвищеною однорідністю термообробки деталей шарнірів.

Знайдемо граничнодопустиме збільшення середнього кроку ланцюга  $t_n = 15,875$  мм,  $c_v = 0,65$  мм з кількістю ланок в контурі  $W = 64$ . Умовами роботи передачі передбачено максимальне значення коефіцієнта нерівномірності руху ланцюга по переміщеннях  $[\mu_s] = 0,5\%$ . Між двома фіксованими позиціями передачі розміщується число ланок вітки  $m = 22$ . Кількість зубів зірочок  $z_1 = 19$  і  $z_2 = 20$ .

Прийmemo, що для заданих умов експлуатації використовується ланцюг з середньоквадратичним відхиленням  $s_n^H = 2,36 \cdot 10^{-2}$  мм [26], а значення коефіцієнтів дорівнюють  $k_n = 0,06$ ,  $x = 1,27$ ,  $\gamma = 0,8$ . Після підстановки даних в рівняння (3.3) одержимо

$$(\bar{\Delta})^{1,27} \leq \left( \frac{\sqrt{22 \cdot 64} \cdot 0,5 \cdot 15,875}{3(\sqrt{64} - \sqrt{22}) \cdot 0,06} - \frac{0,8 \cdot 2,36}{0,06} \right) \cdot 10^{-2} = 468,5 \cdot 10^{-2} \text{ мм.}$$

Тоді значення граничнодопустимого збільшення середнього кроку  $\bar{\Delta}_{sp} = 52,2 \cdot 10^{-2}$  мм, що становить 3,28%.

Таким чином, під час експлуатації передачі в раціональних межах спрацювання ланцюга, задані кінематичні характеристики забезпечуються.

Задано граничне значення коефіцієнта нерівномірності руху ланцюга за швидкістю  $[\mu_v]$

На основі рівняння [26] і умови (3.1) запишемо:

$$\left( 1,25 - \operatorname{tg} \frac{\pi}{z_1} \right) \bar{\Delta} \frac{\mu_v' - \mu_v^H}{t_n \cdot \operatorname{tg} \frac{\pi}{z_1}} + \mu_v^H \leq [\mu_v], \quad (3.4)$$

звідки граничне відхилення середнього кроку, за якого нерівномірність ланцюга буде знаходитись в заданих межах,

$$\bar{\Delta}_{ep} \leq \frac{t_n \cdot \operatorname{tg} \frac{\pi}{z_1}}{1.25 - \operatorname{tg} \frac{\pi}{z_1}} \cdot \frac{[\mu_v] - \mu_v^H}{\mu_v' - \mu_v^H}. \quad (3.5)$$

Одержавши значення  $\bar{\Delta}_{ep} = 2 - 3\%$  слід поміняти вихідні параметри передачі, причому, крім перерахованих в попередньому випадку шляхів, необхідно додати такі:

- а) застосування ведучих зірочок з більшим числом зубів;
- б) використання ланцюгів з від'ємним значенням найбільш ймовірної різнорозмірності кроків ланок.

Знайдемо граничне збільшення середнього кроку ланцюга, якщо максимальне значення коефіцієнта нерівномірності ходу ланцюга  $[\mu_v] = 2\%$ . Виходячи з заданих умов експлуатації для передачі енергії, вибрано: ведуча зірочка з кількістю зубів  $z_1 = 19$ , ланцюг типу П-4 ГОСТ 3609-52 (H=0). Для використання залежності (3.5) знайдемо попередньо коефіцієнти нерівномірності ходу  $\mu_v^H$  при зачепленні зірочки з новим ланцюгом і  $\mu_v'$  для ланцюга «подвоєного кроку».

$$\mu_v^H = 2 \frac{1 - \cos \frac{\pi}{z_1}}{1 + \cos \frac{\pi}{z_1}} =$$

$$\mu_v^H = 2 \frac{1 - 0,986}{1 + 0,986} \cdot 10^2 \cong 1,373\%;$$

$$\mu'_v = 2 \frac{1 - \cos \frac{2\pi}{z_1}}{1 + \cos \frac{2\pi}{z_1}};$$

$$\mu'_v = 2 \frac{1 - 0,946}{1 + 0,946} \cdot 10^2 \cong 5,569\%.$$

Підставивши одержані значення в (3.5), знайдемо

$$\bar{\Delta}_{ep} = \frac{15,875 \cdot \operatorname{tg} \frac{\pi}{19}}{1,25 - \operatorname{tg} \frac{\pi}{19}} \cdot \frac{1,5 - 1,373}{5,569 - 1,373} = 0,365 \text{ мм},$$

що становить 2,3%. Отже, можна стверджувати, що в основному ресурс працездатності ланцюга буде вичерпаний до того часу, коли передача перестане задовольняти поставленим вимогам плавності руху.

Задане граничне значення коефіцієнта нерівномірності обертання веденої системи  $[\mu_\theta]$

$$\frac{3[\gamma \cdot s_{\text{л}}^n + k_{\text{л}}(\bar{\Delta})^x]}{t_n + \bar{\Delta}} \left( \frac{1}{\sqrt{z_2}} - \frac{1}{\sqrt{W}} \right) \leq [\mu_\theta]. \quad (3.6)$$

Нехтуючи величинами другого порядку малості, після деяких перетворень знайдемо

$$(\bar{\Delta})^x \leq \frac{\sqrt{z_2 W} [\mu_\theta] t_n}{3k_{\text{л}}(\sqrt{W} - \sqrt{z_2})} - \frac{\gamma s_{\text{л}}^n}{k_{\text{л}}}. \quad (3.7)$$

Якщо значення граничнодопустимого кроку  $\bar{\Delta}_{ep}$ , визначене з цієї умови, виявиться надто малим, слід скористатись рекомендаціями що

даються для першого випадку. Крім цього можна також збільшити кількість зубів веденої зірочки.

Для ланцюгової передачі приводу робочих органів очисника, основні параметри якої наведені вище, задається  $[\mu_0] = 0,1\%$ . Знайти необхідно гранично-допустиме збільшення середнього кроку ланцюга. Підставимо дані в залежність (3.7). Тоді

$$(\bar{\Delta})^x \leq \frac{\sqrt{20 \cdot 64} \cdot 0,1 \cdot 15,875}{3 \cdot 0,06(\sqrt{64} - \sqrt{20})} - \frac{0,8 \cdot 2,36}{0,06} = 57,97 \cdot 10^{-2}.$$

Значення при цьому  $\bar{\Delta}_{ep}$  буде дорівнювати  $43,3 \cdot 10^{-2}$  мм, що становитиме 2,73%. Таким чином, і за цим параметром передача задовольняє поставленим вимогам.

Якщо задамо граничне значення коефіцієнта нерівномірності обертання веденої системи  $[\mu_\omega]$ .

Пряме визначення граничнодопустимого відхилення середнього кроку в цьому випадку зв'язане зі складними математичними обчисленнями. Значно простіше визначити значення  $\mu_\omega$  для деякого максимального відхилення  $\bar{\Delta}$  і порівняти його зі значенням  $[\mu_\omega]$ . Якщо не додержується умова (3.1), то слід поміняти вихідні параметри передачі. При цьому можуть бути використані рекомендації, що наводяться для випадку, коли лімітуються значення коефіцієнтів  $\mu_s, \mu_v, \mu_0$ .



### 3.2. Встановлення терміну напрацювання ланцюга приводу

Практика експлуатації передач показала, що найчастіше порушення міцності на втому має місце в пластинах або роликах ланцюга. Причиною руйнування пластин, як уже зазначалось [26] є періодична зміна навантаження при оббіганні ланки по замкнутому контуру. Руйнування роликів виникає внаслідок багатократного навантаження контактними зусиллями під час співудару ролика з зубом ланцюга.

Існуюча [24] методика розрахунку елементів ланцюга враховує ці явища, проте при цьому не приймаються до уваги різнорозмірність ланок і їх кутові спотворення. У багатьох випадках такі припущення можуть призводити до значних похибок у розрахунках, і бути причиною передчасного виходу з ладу ланцюга. У цьому параграфі нами зроблена спроба уточнити методику розрахунку ланцюга на витривалість з врахуванням названих факторів.

Характер навантаження ланцюга є нестационарним для кожного оббігу контуру і всього часу його служби (навіть без зміни зовнішнього навантаження). Причиною цього є випадковий характер навантаження ведучої вітки динамічними зусиллями, а також їх постійне зростання в процесі експлуатації передачі. Тому оцінити працездатність ланцюга можна, систематизувавши нестационарний цикл навантаження і замінивши його еквівалентним стаціонарним. Основні положення цього методу розроблені в праці [26].

В основу методу покладено гіпотезу сумування елементарних пошкоджень, кожне з яких виникає під час перевищення змінними напруженнями межі витривалості. Тріщина втоми появляється тоді, коли сума цих елементарних пошкоджень досягає певного значення. Якщо прийняти цю суму рівною  $a$ , то сформульоване положення можна записати у вигляді

$$D_N = \sum_1^N \Delta D = a. \quad (3.8)$$

Тут  $\Delta D$  – частка пошкодження, яка відповідає одному циклу зміни напружень;  $N$  – кількість циклів, за якої утворюється тріщина втоми.

Припустимо, що приріст пошкодження за кожний цикл відбувається рівномірно. Тоді рівняння (3.8) можна записати:

$$\sum_1^N \frac{n_i}{N} = a, \quad (3.9)$$

де  $a$  – величина, яка характеризує властивості металів сприймати перенавантаження і режим зміни напружень. У більшості випадків внаслідок відсутності достатніх експериментальних даних її приймають рівною одиниці.

Для випадку безперервного характеру зміни напружень рівняння (3.9) набере вигляду

$$\int_1^N \frac{n_i p(\sigma_i) d\sigma_i}{N}. \quad (3.10)$$

Тут  $p(\sigma_i)$  – функція щільності розподілу амплітуд напружень.

Розглянемо більш детально можливості застосування основних положень даного методу для розрахунку пластин ланцюга.

Розрахунок пластин [20, 36].

Характер зміни напружень в небезпечному сеченні відповідає навантаженням і може бути схематично зображений за допомогою графіка рис. 3.1.

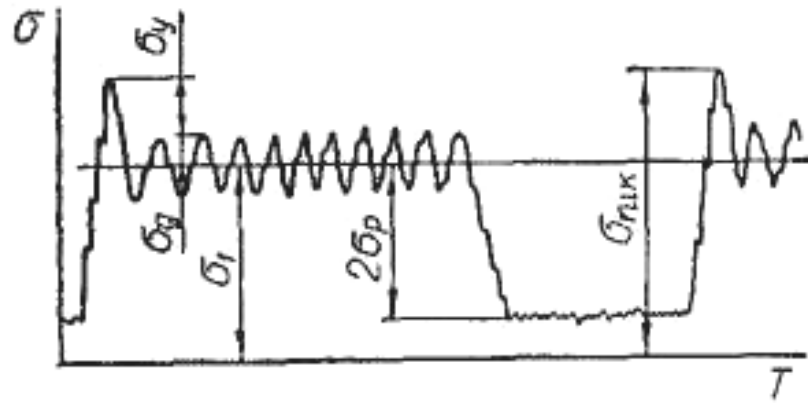


Рисунок 3.1 – Характер зміни напружень в пластині

Величині  $R_{\text{пик}}$  відповідатимуть напруження  $\sigma_{\text{пик}}$ , які виникають у пластині в момент набігання ланки на ведучу зірочку

$$\sigma_{\text{пик}} = \sigma_1 + \sigma_d + \sigma_y, \quad (3.11)$$

де  $\sigma_1, \sigma_d, \sigma_y$  – складові амплітуд напружень у пластинах, що зумовлені відповідно натягом ведучої вітки  $R_1$  динамічним навантаженням  $R_d$  і горизонтальною складовою  $Q_2$  зусилля співудару шарніра і зуба зірочки.

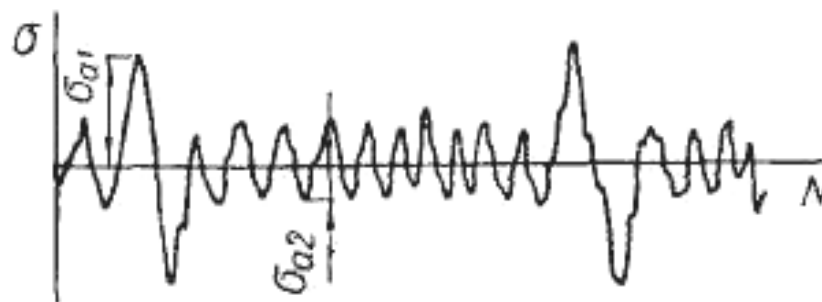


Рисунок 3.2 – Еквівалентний випадковий симетричний цикл напружень в пластині

При постійному моменті опору і числах обертів зірочок величина  $\sigma_d$  буде випадковою з певним законом розподілу щільності ймовірностей  $p(\sigma_d)$ . Оскільки теорія систематизації випадкових напружень найбільш повно

розроблена для симетричних циклів, зведемо дійсний цикл напружень (рис. 3.1) до еквівалентного симетричного (рис. 3.2). Для цього скористаємося залежностями

$$\sigma_{a1} = \sigma_{ПК} + \psi_{\sigma} \sigma_{ПКm}, \quad \sigma_{a2} = \sigma_{Д} + \psi_{\sigma} \sigma_{Дm} \quad (3.12)$$

де  $\psi_{\sigma}$  – коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу до асиметрії циклу;  $\sigma_{ПКm}$ ,  $\sigma_{Дm}$  – відповідні постійні складові для пікових і динамічних напружень в пластині.

Виходячи з рівняння (3.8) і кривої витривалості

$$N\sigma^m = \sigma_{-1}^m N_0 \quad (3.13)$$

запишемо умову міцності для пластин

$$N_{a1} \int_{\sigma_{-1}}^{\sigma_{a1\max}} (\sigma_{a1})^{m_b} p(\sigma_{a1}) d(\sigma_{a1}) + m_{л} N_{a1} \int_{\sigma_{-1}}^{\sigma_{a2\max}} (\sigma_{a2})^{m_b} p(\sigma_{a2}) d(\sigma_{a2}) = \sigma_{-1}^{m_b} N_0, \quad (3.14)$$

де  $N_{a1}$  – кількість циклів напружень величини  $\sigma_{a1}$ , що дорівнює кількості пробігів контуру;  $p(\sigma_{a1})$  і  $p(\sigma_{a2})$  – закони щільності розподілу амплітуд;  $m_{л}$  – кількість ланок у ведучій вітці;  $m_b$  – показник кривої витривалості;  $N_0$  – базове число циклів для цього виду навантаження.

Якщо врахувати, що

$$N_{a1} = 3600 \frac{v}{L} T,$$

де  $v$  – швидкість ланцюга, м/с;  $L$  – довжина замкнутого контуру, то з умови (3.14) можна визначити строк служби ланцюга:

$$T = \frac{N_0 L \sigma_{-1}^{m_b}}{\left[ \int_{\sigma_{-1}}^{\sigma_{a1 \max}} (\sigma_{a1})^{m_b} p(\sigma_{a1}) d(\sigma_{a1}) + m_{\text{л}} \int_{\sigma_{-1}}^{\sigma_{a2 \max}} (\sigma_{a2})^{m_b} p(\sigma_{a2}) d(\sigma_{a2}) \right] 3600 \nu} \quad (3.15)$$

Під час виведення рівняння (3.19) тут припущено, що тільки напруження, які більші від тривалої границі витривалості  $\sigma_{-1}$ , викликають елементарні пошкодження. Крім того, параметри розподілу, значення  $\sigma_{a1}$  і  $\sigma_{a2}$  приймалися відомими. Насправді питання це значно складніше. Справа в тому, що параметри розподілу величин  $\sigma_{a1 \max}$  і  $\sigma_{a2 \max}$  в свою чергу залежать, за інших рівних умов, від тупеня спрацювання ланцюга, тобто від часу його експлуатації. Тому на практиці умову (3.14) зручніше використовувати для перевірки міцності ланцюга на витривалість, якщо він досяг певного спрацювання за час роботи  $T$ . Тоді величини параметрів закону розподілу амплітуд стають більш визначеними (для їх знаходження можуть бути використані результати [26]).

Перевірка ланцюга на витривалість за заданим строком експлуатації полягає в тому, щоб знайти таке стаціонарне напруження, яке за своєю дією

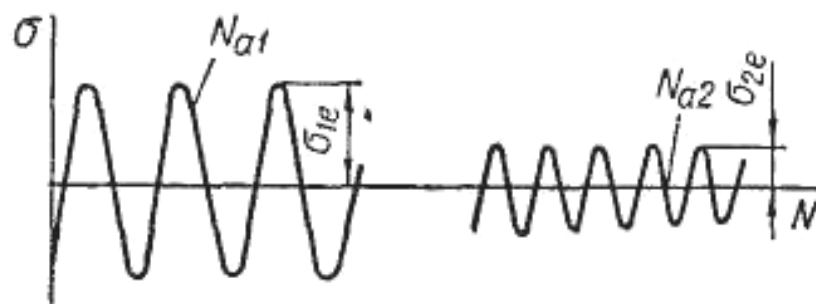


Рисунок 3.3 – Еквівалентний стаціонарний симетричний цикл напружень в пластині

еквівалентне реальному циклу з тим же часом роботи. Для розв'язання цього завдання необхідно попередньо визначити зведене число циклів для напружень з амплітудами  $\sigma_{a1}$  і  $\sigma_{a2}$ . Виходячи з умови, що при досягненні

деталлю зведеного числа циклів для цього характеру навантаження виникає тріщина втоми, знаходимо:

$$N_{13\varnothing} = \frac{N_0 \sigma_{-1}^{m_b}}{\int_{\sigma_{-1}}^{\sigma_{a1\max}} (\sigma_{a1})^{m_b} p(\sigma_{a1}) d(\sigma_{a1})}, \quad (3.16)$$

$$N_{23\varnothing} = \frac{N_0 \sigma_{-1}^{m_b}}{\int_{\sigma_{-1}}^{\sigma_{a2\max}} (\sigma_{a2})^{m_b} p(\sigma_{a2}) d(\sigma_{a2})}. \quad (3.17)$$

За відомими зведеними числами циклів знайдемо еквівалентні напруження

$$\sigma_{1e} = \sigma_{-1} \sqrt[m_b]{\frac{N_0}{N_{13\varnothing}}}, \quad \sigma_{2e} = \sigma_{-1} \sqrt[m_b]{\frac{N_0}{N_{23\varnothing}}}. \quad (3.18)$$

Еквівалентний цикл з напруженнями і  $\sigma_{2e}$  (див. рис. 3.3) в свою чергу можна звести до циклу з напруженнями  $\sigma_{1e}$  і числом циклів  $N_e$

$$N_e = N_{a1} + N_{a2} \left( \frac{\sigma_{2e}}{\sigma_{1e}} \right)^{m_b} = N_a \left( 1 + m_a \frac{N_{13\varnothing}}{N_{23\varnothing}} \right). \quad (3.19)$$

Умова міцності пластин при цьому запишеться

$$n = \frac{\sigma_N}{\sigma_{1e}} \geq [n], \quad (3.20)$$

де  $\sigma_N = \sigma_{-1} m_b \sqrt{\frac{N_0}{N_e}}$  тимчасова межа міцності;  $[n]$  – допустимий коефіцієнт запасу.

Такий розрахунок хоч і містить ряд припущень, все ж таки дозволяє врахувати діючі динамічні зусилля, їх випадковий характер і безперервну зміну в процесі експлуатації.

Визначення підінтегральних функцій в рівняннях (3.16) і (3.17) є досить складним і громіздким завданням. Пропонують такий метод їх розв'язування.

Прийmemo, що щільність розподілу амплітуд підлягає закону  $\chi^2$  розподілу Пірсона

$$p(\sigma_a) = \frac{\sigma_a^{\nu-1}}{s^\nu \psi(\nu)} \exp\left(-\frac{\sigma_a - \bar{\sigma}_a}{\sqrt{2} \cdot s}\right). \quad (3.21)$$

Тут  $\nu \geq 1$  – деяка константа;  $\varphi(\nu) = 2^{\frac{\nu-2}{2}} \Gamma\left(\frac{\nu}{2}\right)$ ,  $\Gamma\left(\frac{\nu}{2}\right)$  – гамма-функція;  $s$  – середньоквадратичне відхилення амплітуд  $\sigma_a$ . Зведені числа циклів будуть визначатися за допомогою залежностей, які аналогічні

$$N_{36} = \frac{N_0 \sigma_{-1}^{m_b} s^\nu \psi(\nu)}{\int_{\sigma_{-1}}^{\infty} (\sigma_a)^{m_b + \nu - 1} \exp\left(-\frac{\sigma_a - \bar{\sigma}_a}{\sqrt{2} \cdot s}\right)^2 d\sigma_a}. \quad (3.22)$$

У залежності (3.22) верхня границя інтегрування замість  $\sigma_{a \max}$  замінена безмежністю. Це пояснюється тим, що для закону  $\chi^2$  поява значення амплітуди більшої від  $\sigma_{a \max}$  малоймовірна, тому така заміна не приводить до істотної помилки.

Для вирахування підінтегральної функції введемо позначення

$$m_b + v = \mu; \frac{\sigma_a - \bar{\sigma}_a}{s} = y; \frac{\sigma_{-1} - \bar{\sigma}_a}{s} = y_0.$$

Тоді

$$N_{36} = \frac{N_0 \sigma_{-1}^m s^{v-1} \psi(v)}{\int_{y_0}^{\infty} (sy + \sigma_a)^\mu \exp\left(-\frac{y^2}{2}\right) dy}. \quad (3.23)$$

Розклавши суму  $(sy + \sigma_a)^\mu$  в біномінальний ряд, одержимо

$$N_{36} = \frac{N_0 \sigma_{-1}^m s^{v-1} \psi(v)}{\int_{y_0}^{\infty} \sum_{i=0}^{\mu-1} s_i (\bar{\sigma}_a)^i (sy)^{\mu-1-i} \exp\left(-\frac{y^2}{2}\right) dy}. \quad (3.24)$$

Інтеграл від кожного члена суми може бути знайдений за допомогою таблиць неповної гамма-функції [26]:

$$J_\xi = \int_{y_0}^{\infty} y^{\xi-1} \exp\left(-\frac{y^2}{2}\right) dy = \psi(\xi) p(y_0^2, \xi).$$

Тут

$$\xi = \mu - 1 - i; \psi(\xi) = (\xi - 2)!! \sqrt{\frac{\pi}{2}} \text{ - при } \xi \text{ - непарному числі;}$$

$$\psi(\xi) = 2^{\frac{\xi-2}{2}} \left(\frac{\xi-2}{2}\right)! \text{ - при } \xi \text{ - парному числі; } p(y_0^2, \xi) \text{ - табличне}$$

значення інтегралу  $\frac{I_\xi}{\psi(\xi)}$ .

Таким чином, величина  $N_{36}$  знайдеться за



$$N_{зв} = \frac{N_0 \sigma_{-1}^m s^{\nu-1} \psi(\nu)}{\sum_{i=0}^{\mu-1} s_i (\bar{\sigma}_a)^i s^{\mu-1-i} \psi(\xi) p(y_0^2, \xi)}. \quad (3.25)$$

Розрахунок роликів.

Оцінка напруженого стану в контактi ролика із зубом під час їх співудару здійснюється за допомогою формули Герца-Беляєва

$$\sigma_0 = 0.418 \zeta \sqrt{\frac{QE}{c_p \cdot \rho}}, \quad (3.26)$$

де  $\zeta = 1,15$  – коефіцієнт, що враховує вплив дотичних напружень;  $c_p$  – довжина ролика;  $E, \rho$  – зведені модуль пружності і радіус кривизни в місці контакту.

Формула (3.26) справедлива для правильного геометричного контакту ролика і зуба. Однак неточність виготовлення ланцюга неминує спричиняє появу перекосів осей шарнірів [19, 20], внаслідок чого нормальний контакт порушується. Теоретична лінія дотику вироджується в точку. Причиною цього є плоский поворот осей - шарнірів у площині ланцюга (див. рис. 3.4), що зумовлюється різномірністю міжцентрових відстаней отворів пластин. Перекоси осей шарнірів за інших рівних умов зростають зі збільшенням початкових середньоквадратичних відхилень кроків ланок і мають тенденцію до деякого зменшення в процесі експлуатації передачі. Експериментально одержано залежність контактних деформацій  $\eta_n$  від кута  $\varphi$  перекоосу, яка з достатньою точністю описується формулою

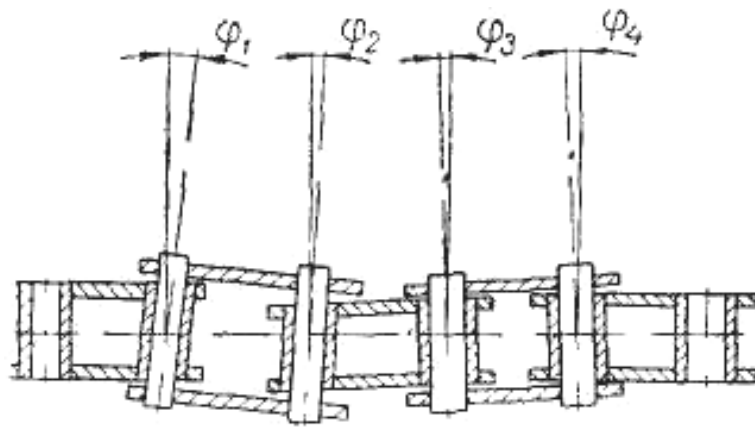


Рисунок. 3.4 – Схема плоского повороту осей шарнірів

$$\eta_n = \eta(1 - \gamma\varphi^2) \quad (3.27)$$

Тут  $\eta$  – деформація, що відповідає правильному геометричному контакту вздовж спільних твірних ролика і зуба;  $\gamma = 2,1 \times 10^{-3} \exp(-4,45 \cdot 10^{-5} Q)$  – емпіричний коефіцієнт;  $\varphi$  – величина перекосу в хвилинах.

У наступних розрахунках зроблено припущення, що взаємозв'язок напружень і контактних деформацій залишається таким же, як і при відсутності перекосів, тобто

$$\sigma = h_0 \sqrt{Q(1 + \gamma\varphi^2)}, \quad (3.28)$$

де  $h_0 = 0,48 \sqrt{\frac{E}{c_p \cdot \rho}} = \frac{2,2 \cdot 10^3}{\sqrt{c_p \cdot \rho}}$  для  $E = 2,1 \cdot 10^7 \text{ Н/см}^2$ ;  $Q$  – номінальне зусилля удару.

Перекоси осей шарнірів є вирішальним фактором при визначенні ударної міцності роликів і зубів. Незавжно обчислити, що при  $\varphi = 20' \div 30'$  контактні напруження збільшуються в декілька разів. Розрахунки слід проводити для максимальних кутів перекосу  $\varphi_{\max}$ , при яких виникають найбільші напруження.

Однак в процесі роботи ланцюгової передачі величина  $\varphi_{\max}$  трохи зменшується внаслідок витягування ланцюга і приробки його деталей. У зв'язку з цим приймається розрахункове значення

$$\varphi_p = \varphi_{\max} \cdot k_\varphi, \quad (3.29)$$

де  $k_\varphi = 0,6 \div 0,8$  – коефіцієнт, який враховує зменшення  $\varphi_{\max}$  у процесі роботи. Менші значення  $k_\varphi$  беруться для ланцюгів з меншим кроком ( $t_n = 12,7; 15,875$  мм).

Оскільки у довідковій літературі відсутні дані вибору  $\varphi_{\max}$ , то для проектних розрахунків рекомендується орієнтовно приймати  $\varphi_{\max} = 40' \div 70'$ .

Розрахункове напруження найбільш навантаженого ролика

$$\sigma_p = h_0 \sqrt{Q(1 + \gamma \varphi_p^2)}. \quad (3.30)$$

При сталому значенні передаваного ланцюговою передачею моменту зведене напруження буде дорівнювати

$$\sigma_{ze} = \sigma_p \sqrt{\frac{N_p}{N_0}}. \quad (3.31)$$

Тут  $N_p$  – розрахункове число циклів навантаження;  $N_0$  – базове число циклів.

Для знаходження  $N_p$  будемо вважати, що загальне число навантажень ролика внаслідок його обертання в процесі роботи ланцюга рівномірно розподіляється по його периметру. Можливість контакту в певній точці кола ролика описується законом рівної ймовірності.

Враховуючи ймовірність контакту на ширині контактної площадки ролика і задаючись числом годин  $T$  роботи передачі, після перетворень знаходимо для сталевих роликів

$$\sigma_{зв} = 0,1\sigma_p \sqrt{\frac{88,2T\omega_1 z_1 \rho \sigma_p}{N_0 W D}} \text{ Н/см}^2. \quad (3.32)$$

Умова міцності роликів буде витримана при

$$\sigma_{зв} = [\sigma]_к, \quad (3.33)$$

де  $[\sigma]_к$  –допустиме для матеріалу роликів контактне напруження.

Можна ввести в розрахунок коефіцієнт запасу міцності

$$n_m = \frac{[\sigma]_к}{\sigma_{зв}} \quad (3.34)$$

і визначати допустимий із умови міцності роликів строк служби ланцюга

$$T = \frac{113 N_0 W D [\sigma]_к^6}{\omega_1 z_1 \rho \sigma_p^8 n_m}. \quad (3.35)$$

Допустимі контактні напруження можна вибирати за рекомендаціями [17]

$$[\sigma]_к = c_R HRC. \quad (3.36)$$

При оптимальному співвідношенні чисел ланок у контурі і зубів зірочок в контакт із певним зубом входить ще щораз інший шарнір. Навантаження зубів зірочок відбувається в умовах неперервної зміни контактних

напружень внаслідок зміни кутів перекосу окремих шарнірів, що входять в зачеплення. Розсіювання значень перекосів осей шарнірів відносно твірних зубів з достатньою точністю описується нормальним законом розподілу випадкових величин [25].

Попередні дослідження дають підстави вважати, що щільність розподілу перекосів і максимальні їх значення за інших рівних умов залежать від різнорозмірності деталей і якості складання ланцюга. Відповідно до теорії розрахунку міцності в умовах нестационарного навантаження [26] величина зведеного напруження в зубах ведучої зірочки визначається за формулою

$$\sigma_{зв} = 0,333 \sqrt{\frac{T\omega_1 \rho \sigma_0^2 \sqrt{k_\delta}}{N_0 s_{R_B} s_\phi}} I_\sigma, \quad (3.37)$$

де  $I_\sigma = \frac{\int_{\sqrt{\sigma_k^2 - \sigma_0^2}}^{\sqrt{\sigma_p^2 - \sigma_0^2}} (y^2 + \sigma_0^2) \exp\left(-\frac{y^2}{2s_\phi k_\delta \sigma_0^2}\right) dy$ ;  $s_{R_B}$  – середньоквадратичне відхилення

розсіювання шарнірів внутрішніх ланок по профілю зуба;  $\sigma_k$  – тривала границя контактної міцності на втому матеріалу зуба;  $s_\phi$  – середньоквадратичне відхилення кутів перекосу шарнірів.

Формула (3.37) виведена за умови, що переміщення шарнірів зовнішніх ланок у процесі спрацювання ланцюга зменшує напруженість зони їх контакту, оскільки енергія навантаження сприйметься більшою поверхнею зуба. Площадка контакту шарнірів внутрішніх ланок значно менша за розмірами і мало змінює своє положення відносно зуба. Отже, ударна стійкість зуба визначається в основному контактною міцністю зони шарнірів внутрішніх ланок, для якої і були проведені відповідні розрахунки. Коефіцієнт  $k_\delta \geq 1$  враховує вплив напружень, створюваних шарнірами зовнішніх ланок (якщо зони контакту шарнірів зовнішніх і внутрішніх ланок перекриваються). Інтеграл  $I_\sigma$  обчислюється за допомогою таблиць неповної  $\Gamma$ -функції.

Проблема розрахунку зубів зірочок на ударну міцність ще далека від розв'язання. Наведену методику слід розглядати як загальну схему. Застосування її для прикладних розрахунків стане можливим після уточнення формули (3.37) на основі експериментальних досліджень, які змогли б встановити взаємозв'язок середньоквадратичних відхилень  $s_{R_b}$ ,  $s_{\varphi}$  і коефіцієнта  $k_{\delta}$  з початковими розмірними параметрами ланцюга і зірочки та їх зміною в процесі роботи передачі.

Оскільки основний вплив на зменшення ударної міцності роликів ланцюга і зубів зірочки чинять перекося осей шарнірів відносно твірних зубів, то заходи щодо збільшення їх довговічності повинні бути спрямовані на досягнення геометрично правильного контакту роликів із зубами. Головними з них можуть бути:

Правильний монтаж передачі, забезпечення паралельності осей зірочок і розташування їх в одній площині.

Підвищення точності виготовлення ланцюга.

Застосування ланцюгів з гартованими роликами. З цією ж метою слід було б зуби зірочок виготовляти бочкоподібними.

Такі заходи особливо необхідні для швидкохідних передач.

Оптимальний вибір кількості зубів зірочки і кількості ланок у контурі [20].

Розрахуємо зведені напруження (для заданого часу роботи) і визначимо можливий із умови контактної міцності роликів строк експлуатації ланцюга II-4 ГОСТ 3609-52, якщо матеріал роликів – сталь 20 Г, цементация з гартуванням до  $HRC = 56$ ;  $N_o = 25 \cdot 10^7$ ;  $\omega_1 = 57,4$  1/с;  $P_1 = 1445H$ ;  $q = 14,8$  Н/м;  $c_p = 0,965$  см;  $z_1 = 19$ ;  $W = 64$ ;  $m = 22$ ;  $T = 3000$  год;  $\varphi_{max} = 60'$ ;  $\bar{\Delta} \% = 0$ ; змащування безперервне; в'язкість масла – 50 сст;  $k_M = 1,0$ . Величина зусилля удару визначимо ї

$$Q = \frac{0,2 \cdot 10^{-3} \omega_1 t_H \sin \theta \sqrt{P_1} \sqrt[4]{q}}{\sqrt{a \left( \ln \frac{b}{Q_1} - 0,5 \right)}} \cdot k_m \cdot k_m$$

За даними [26]  $k_m = 10$ ;  $\sin \theta = 0,73$  (для заданого  $z_1$  і  $\bar{\Delta}$ )

$$a = \frac{2(1 - \mu^2)}{\pi c_p E} = \frac{2(1 - 0,3^2)}{\pi \cdot 1,2 \cdot 2,1 \cdot 10^7} = 0,23 \cdot 10^{-7} \text{ см/Н},$$

$$b = \frac{2,257 \left( r - \frac{D}{2} \right)}{a} = \frac{2,257 \left( r - \frac{D}{2} \right)}{a} = \frac{2,257 \left( 1,568 + \frac{1,2}{2} \right)}{0,23 \cdot 10^{-7}} = 9,55 \cdot 10^7 \text{ Н},$$

$$r = 1,3025D + 0,005 = 1,568 \text{ см.}$$

Тоді

$$Q = \frac{0,2 \cdot 10^{-3} 57,4 \cdot 1,5875 \cdot 0,73 \cdot \sqrt{1445} \cdot \sqrt[4]{14,8}}{\sqrt{0,23 \cdot 10^{-7} \left( \ln \frac{9,55 \cdot 10^7}{2045} - 0,5 \right)}} = 2043 \text{ Н.}$$

Повторимо обчислення, використовуючи дані [26] для усередненого значення  $\sqrt{d} = 0,48 \cdot 10^{-3} \text{ (см/Н)}^{0,5}$ . При цьому  $Q_1 = 2045 \text{ Н}$ . Відносна помилка при користуванні усередненим значенням знаменника становить всього 0,1%.

2. За (3.30) визначаємо розрахункове значення контактного напруження

$$\sigma_p = h_0 \sqrt{Q(1 + \gamma \varphi_p^2)},$$

$$h_0 = 0,48 \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^7}{1,2 \cdot 0,959}} = 2,05 \cdot 10^3 \text{ Н}^{0,5}/\text{см}^2;$$

$$\rho = 0,659 \text{ см};$$

$$\gamma = 2,1 \cdot 10^{-3} \exp(-4,45 \cdot 10^{-5} Q) = 2,1 \cdot 10^{-3} \exp(-4,45 \cdot 10^{-5} \cdot 2043) = 1,918 \cdot 10^{-3}$$

При  $k_\varphi = 0,75$ ;  $\varphi = 0,75 \cdot 60' = 45'$ ;

$$\sigma_p = 2,05 \cdot 10^3 \sqrt{2043(1 + 1,918 \cdot 10^{-3} \cdot 1,69 \cdot 10^{-4})} \cdot 10^{-2} = 926,6 \text{ Н/см}^2.$$

Визначасмо за (3.34) зведене напруження

$$\sigma_{зв} = 0,1 \cdot 926,6 \sqrt{\frac{88,2 \cdot 6970,3 \cdot 57,4 \cdot 19 \cdot 0,659 \cdot 926,6}{25 \cdot 10^7 \cdot 64 \cdot 1,2}} = 427,9 \text{ Н/см}^2.$$

Допустиме контактне напруження

$$[\sigma]_k = c_R HRC = 2,20 \cdot 9,81 \cdot 56 = 1209 \text{ Н/см}^2.$$

Коефіцієнт запасу міцності (для  $T = 3000 \text{ год.}$ )

$$n_m = \frac{1209}{427,9} = 2,8$$

Можливий строк експлуатації ланцюга, згідно (3.37):



$$T = \frac{113 \cdot 25 \cdot 10^7 \cdot 64 \cdot 1,2 \cdot 1209^6}{57,4 \cdot 19 \cdot 0,659 \cdot 926,6^8 \cdot 2,8} = 6,196 \cdot 10^3 \text{ год.}$$

Отже, необхідний термін експлуатації ланцюга приводу робочих органів очисника є повністю забезпеченим.

### 3.3. Автоматизоване проектування ланцюгової передачі приводу робочих органів очисника

Сучасний інженер-конструктор повинен вміти застосовувати крім аналітичних проектних чи розрахункових моделей при конструюванні вузлів машини використовувати ще й прикладні програми для автоматизованого проектування таких вузлів чи перевірки їх певних параметрів.

Для виконання перевірного розрахунку спроектованого ланцюгового приводу скористаємося пакетом прикладних програм APM Trans, рис. 3.5.

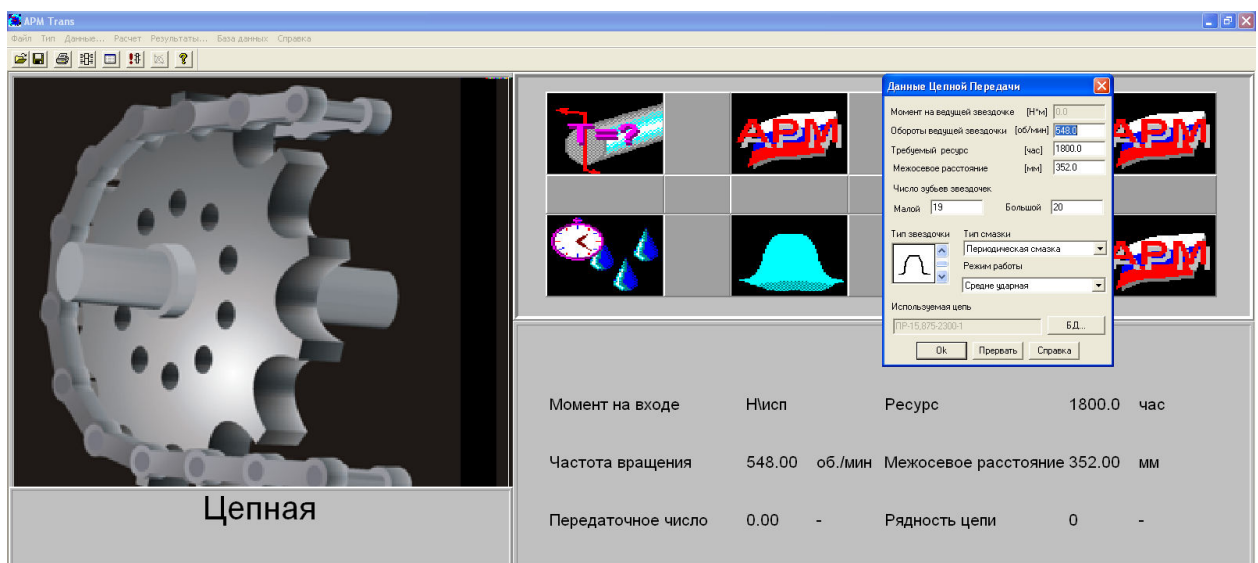


Рисунок 3.5 – Вибір параметрів передачі

Після введення вихідних даних та вибору режиму роботи ланцюгової передачі можна отримати ряд даних як результат автоматизованого розрахунку.

Покажемо параметри передачі, рис. 3.6.

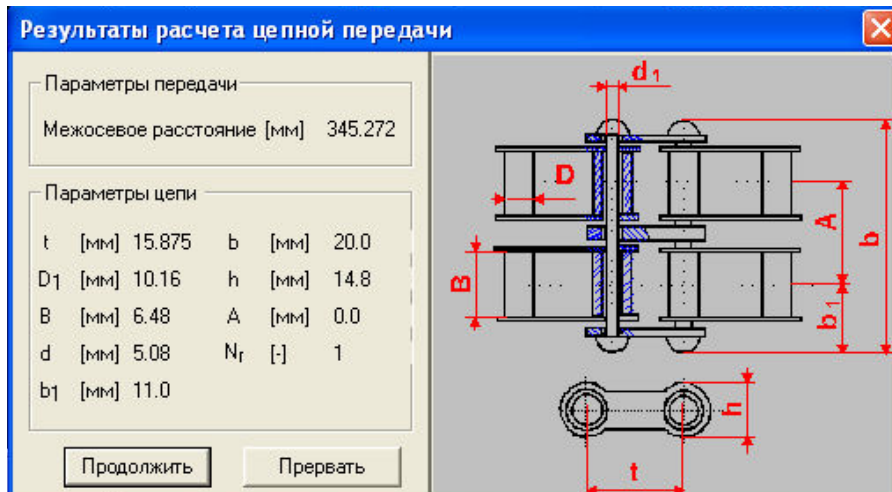


Рисунок 3.5 – Параметры ланцюгової передачі

Результаты проектирования ведущей звездочки, рис. 3.6.

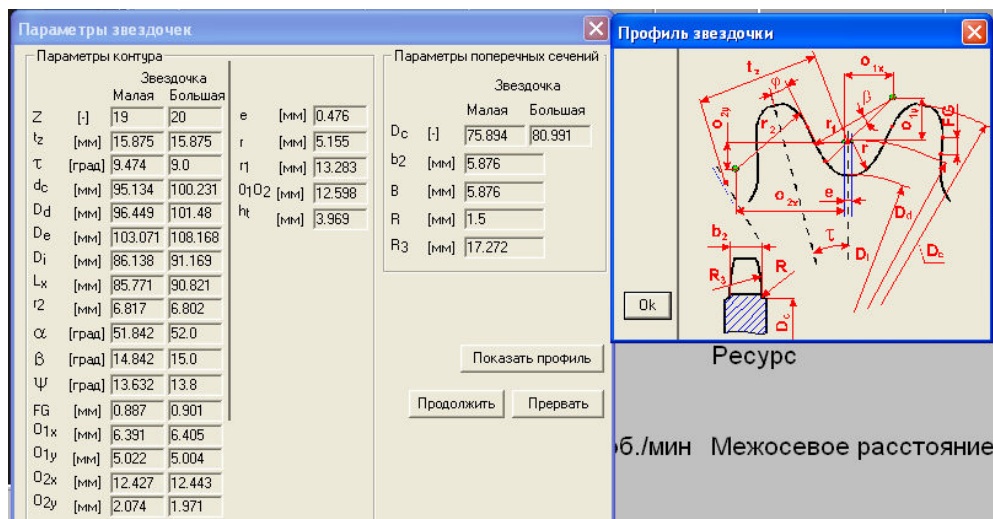


Рисунок 3.6 – Параметры ведущої зірочки

За параметрами передачі можна встановити навантаження, що діють на вали кріплення зірочок, рис. 3.7

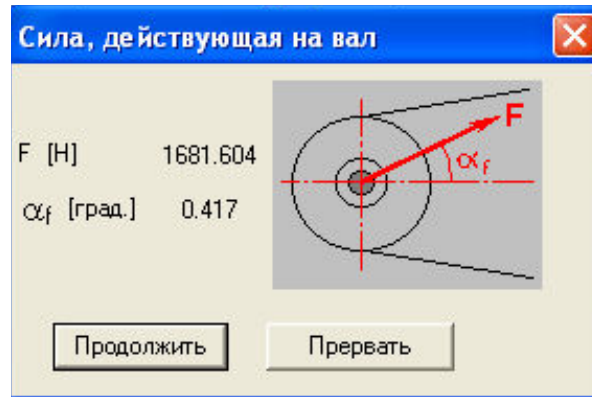


Рисунок 3.7 – Сили, що діють на вали

Крім отримання числових значень при перевірочному розрахунку передачі можна в автоматизованому режимі отримати і робочі креслення деталей передачі, рис. 3.8.

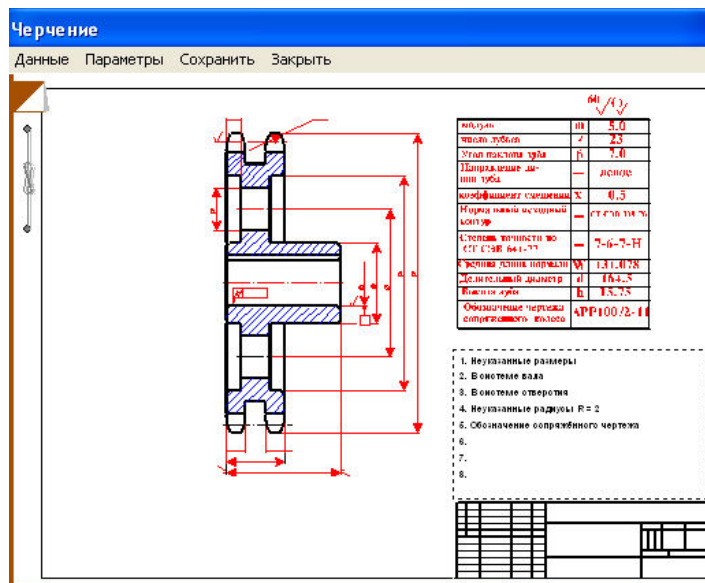


Рисунок 3.8 – Початок процедури отримання робочого креслення

В кінцевому варіанті отримуємо робочі креслення, наприклад ведучої зірочки, рис. 3.9.



## **4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ**

### **4.1. Безпека праці при експлуатації удосконаленої машини**

При роботі з удосконаленою конструкцією очисника головок коренеплодів слід користуватися правилами техніки безпеки, які регламентовані наказом Міністерства соціальної політики України 29.08.2018 № 1240, що зареєстрований в Міністерстві юстиції України 21 вересня 2018 р. за № 1090/32542. Зробимо деякі витяги, що стосуються бурякозбиральних машин.

**Вимоги безпеки до виробничого обладнання та організації робочих місць [17].**

1. Обладнання, що надається працівникам та ними використовується за призначенням, має бути технічно справним і відповідати:

вимогам технічних регламентів, якщо обладнання виготовлене після дати обов'язкового застосування відповідних технічних регламентів, що поширюються на це обладнання;

загальним вимогам безпеки до обладнання, що зазначені у нормативно-правових актах з охорони і гігієни праці та відповідних нормативних документах на його виготовлення, якщо обладнання виготовлене до дати обов'язкового застосування відповідних технічних регламентів, що поширюються на це обладнання.

2. Обладнання, під час експлуатації якого можливе виділення шкідливих речовин у повітря робочої зони, має бути обладнане місцевою вентиляцією.

Пуск місцевої вентиляції має бути заблокований із пуском технологічного обладнання.

3. Рівень шуму виробничого обладнання не має перевищувати встановлених норм. У разі перевищення допустимих норм шуму робочої зони працівники мають бути забезпечені засобами індивідуального захисту органів слуху.

4. Струмopідвідні проводи до електрифікованих машин і установок у виробничих приміщеннях мають бути ізольовані і захищені від механічного пошкодження.

5. Трубопроводи, запірна арматура, насоси і вмістища, розміщені у теплицях, які використовують під час застосування гербіцидів та агрохімікатів, мають бути герметично закритими.

6. Гальма засобів малої механізації (підвісних транспортних ліній, стрічкових транспортерів, електричних талів, візків, що переміщуються надґрунтовими реґистрами тощо), які застосовують під час збирання урожаю і транспортування його у складські приміщення, мають бути справними та зблокованими з пусковими пристроями.

### **Вимоги безпеки під час експлуатації сільськогосподарської техніки**

1. Експлуатація сільськогосподарських машин (сільськогосподарських тракторів, їх причепів і змінних причіпних машин, систем складових частин та окремих технічних вузлів) має здійснюватися з урахуванням вимог експлуатаційної документації.

2. Вузли та елементи сільськогосподарських машин, що рухаються, обертаються та можуть становити небезпеку, мають бути огорожені захисними кожухами, які забезпечують безпеку працівників.

3. Не дозволяється:

експлуатація несправних машини та обладнання;

експлуатація сільськогосподарських тракторів без електростартерного запуску двигуна та з відсутньою або несправною системою блокування запуску двигуна за ввімкнутої передачі.

4. Перед виконанням робіт треба переконатися, що дроти повітряних ліній електропередач не буде зачіпати техніка, проїжджаючи під ними.

5. Під час проїзду сільськогосподарської техніки потрібно дотримуватися безпечної дистанції.

### **Вимоги безпеки під час вирощування та збирання цукрових буряків**

1. Не дозволяється перебування працівників на сівалках під час переїжджання і розвертання, а також на транспортних засобах під час завантажування і транспортування гички або коренеплодів цукрових буряків.

2. Не дозволяється:

підштовхувати транспортні засоби та бурякозбиральні машини, що забуксували на полі чи дорозі;

сидіти (стояти) на рамі або інших частинах бурякозбиральних машин під час їх роботи;

заміняти ножі та диски зрізувальних і обрізувальних механізмів, встановлювати зазори між дисками копачів та зазори у конічних підшипниках копачів за увімкненого двигуна та без використання спецодягу, спецвзуття та засобів індивідуального захисту;

перебувати без засобів захисту в місцях можливого падіння буряків, під транспортерами бурякозбиральних агрегатів, навантажувачів та перевізників буряка;

наближатися до робочих органів навантажувача буряка ближче ніж на 2 м.

3. Інтервал між збиральним агрегатом (комбайна) та транспортним засобом під час їх руху має становити не менше ніж 1,5-2 м.

4. Працівникам не дозволяється перебувати попереду і позаду гичкозбиральної машини, а також у площині обертання ротора під час її руху.

5. Прибирати коренеплоди, які залишилися в транспортному засобі після його розвантаження, а також здійснювати очищення механізмів комбайна від гички, бур'янів, землі й іншого можна за вимкненого двигуна і зупинених робочих органах за допомогою скребка або лопати з подовженим держакон, в рукавицях, не піднімаючись у кузов.

6. Під'їжджати транспортним засобом для навантаження його коренеплодами потрібно за сигналом тракториста навантажувача.

7. Під час завершення розбирання кагату буряка водій навантажувача має вимкнути робочі органи агрегату для безпечного підбору працівниками залишків буряка.

#### **4.2. Особливості реагування на надзвичайні ситуації на малих підприємствах**

Як свідчить аналіз надзвичайних ситуацій за останні 5–8 років, значна кількість різноманітних надзвичайних ситуацій виникає на об'єктовому рівні. До нього належать і невеликі (малі) підприємства, установи, організації, заклади (далі – підприємства) з чисельністю працівників 50 осіб і менше у сфері виробництва, логістики, торгівлі, освіти та науки, медицини, розважальної індустрії тощо.

Від ефективності розроблення та впровадження в життя заходів із запобігання та ліквідації надзвичайної ситуації в разі її виникнення залежатиме життя та здоров'я персоналу та відвідувачів цих підприємств і розміри заподіяної шкоди.

Відповідно до Кодексу цивільного захисту України, підготовка персоналу на підприємствах незалежно від форм власності до дій у надзвичайних ситуаціях здійснюється за спеціально розробленою схемою заходів захисту населення та територій.



Для великих і малих підприємств система заходів захисту від надзвичайних ситуацій включає:

- планування та здійснення необхідних заходів для захисту своїх працівників, об'єктів господарювання;
- розроблення планів локалізації та ліквідації аварій з подальшим погодженням з Державною службою України з надзвичайних ситуацій;
- підтримання у готовності до застосування сил і засобів із запобігання виникненню та ліквідації наслідків надзвичайних ситуацій;
- створення та підтримання матеріальних резервів для попередження та ліквідації надзвичайних ситуацій;
- забезпечення своєчасного оповіщення своїх працівників про загрозу виникнення або при виникненні надзвичайної ситуації.

Наведені вище заходи мають загальний характер, вони не повністю враховують специфіку діяльності конкретного підприємства, чисельність працівників, обсяг і вид виробництва тощо.

Основною особливістю дій малих підприємств при загрозі або виникненні надзвичайних ситуацій є в першу чергу захист персоналу та відвідувачів.

Виходячи з цього, ст. 130 Кодексу цивільного захисту України передбачає, що на підприємствах з чисельністю персоналу 50 осіб і менше розробляються та затверджуються інструкції щодо дій при загрозі або виникненні надзвичайних ситуацій.

Крім того, у сфері промислового виробництва до малих підприємств можуть бути віднесені і такі, де чисельність працівників перевищує 50 осіб. Інструкції для таких підприємств розробляються за рішенням відповідного територіального органу Держслужби України з надзвичайних ситуацій.

Розроблена інструкція не повинна суперечити положенням та вимогам Кодексу цивільного захисту України.

Інструкція розробляється та підписується посадовою особою підприємства з питань цивільного захисту, затверджується керівником підприємства та доводиться до всіх працівників під підпис.

Крім Інструкції, на малому підприємстві розробляється План евакуації при пожежі або загрозі вибуху. Особливо це важливо для тих об'єктів, на території яких може знаходитись значна кількість відвідувачів.

Деякі конкретні заходи, не відображені в нормативних документах підприємства, потребують внесення до посадових інструкцій працівників. Крім того, на малому підприємстві необхідно розробляти й доводити до всіх працівників Порядок цілодобового оповіщення керівництва та працівників у випадку загрози або виникнення надзвичайної ситуації.

Всі працівники підприємства повинні бути навчені діям, чітко знати свої обов'язки та неухильно їх виконувати. Це також стосується адміністрації малого підприємства, яка в екстремальній обстановці не може приймати помилкові рішення або віддавати необґрунтовані розпорядження.

Уникнути цього дозволить якісно розроблена Інструкція щодо дій персоналу малого підприємства при загрозі або виникненні надзвичайних ситуацій, наведена нижче.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Основним завданням роботи було удосконалення приводу очисника головок коренеплодів з обґрунтуванням його основних параметрів. З цією метою у роботі пророблено ряд питань.

Перш за все, проаналізовано особливості виконання операції очистки головок цукрових буряків машинами даного типу і виділено основні переваги та недоліки машин-аналогів.

Далі проведені розрахунки основних параметрів пропонованої передачі із врахування динамічного навантаження та їх зміни в процесі експлуатації.

На основі цього внесено зміни у наявну конструкцію приводу очисника та проведено міцнісні та перевірочні розрахунки. Блок із трьох зубчастих коліс було замінено двома зірочками і ланцюгом з кроком 15,875 мм. Для кутової швидкості  $\omega_1 = 57,386$  рад/с встановлено число зубців ведучої зірочки  $z_1 = 19$ , число зубців веденої зірочки буде  $z_2 = 20$ , оскільки ми проектуємо передачу, практично, з рівними кутовими швидкостями веденого і ведучого валів. А  $z_2 = 20$  приймаємо парним числом, щоб було рівномірне спрацювання всіх ланок ланцюга через перемінний контакт однойменних вершин зірочок

Діаметр вала з врахуванням різних динамічних перевантажень,  $d=40$  мм прийнятий на заводі, за розрахунком необхідно  $d=30$  мм.

Отже, рекомендований запас міцності становить  $n=2,5\dots 3$ , а фактично він становить  $n=14,5$ , що близько п'яти разів є завищеним. Тут необхідно прийняти рішення, погоджуючи із заводом-виготівником, в плані зменшення цього показника. Можна зберегти вказані габарити, але використовувати матеріали з нижчими механічними характеристиками; зменшити габарити передачі, змінюючи суміжні деталі в кінематичному ланцюгу; виготовляти пустотілі вали тощо.

За розрахунками встановлено: власна частота крутильних коливань –  $\omega_B = 765,2$  1/с.

Резонанс буде виникати при частотах, відповідно до ефектів:

а) за полігональним ефектом  $\omega_{1p} = 40,3$  1/с;  $\omega_{2p} = 38,3$  1/с;

б) за ексцентриситетом зірочок  $\omega_{1pe} = \omega_{2pe} = \omega_B = 765,2$  1/с;

в) за різнорозмірністю кроків ланок для перших двох гармонік  $\omega_{1pp} = 80,5$  1/с;  $\omega_{1pp} = 161$  1/с;  $\omega_{2pp} = 80,5$  1/с;  $\omega_{2pp} = 153$  1/с;

г) за оббіганням контура ланцюга  $\omega_{1pw} = 2578$  1/с;  $\omega_{2pw} = 2449$  1/с.

Після аналіз значень отриманих частот приходимо до висновку, що жодна з робочих частот не лежить в резонансній зоні. Резонанс виникати не буде.

Аналогічний висновок можна зробити при перевірці резонансного режиму при виникненні поперечних коливань, оскільки частоти при яких виникає резонанс становлять:

Перевірка передачі на небезпеку резонансу поперечних коливань вітки. Резонансні числа обертів для відповідних збуджень будуть:

а) від гранчастості зірочок  $n_{1pz} = 384,8$  об/хв;  $n_{2pz} = 365,5$  об/хв.

б) від ексцентриситету зірочок:  $n_{1pe} = n_{2pe} = 365,5$  об/хв.

Таким чином, перевірка на відсутність резонансних коливань показала можливість експлуатації передачі з вибраними параметрами, а кількість зубів зірочок повинна дорівнювати  $z_1 = 19$ ,  $z_2 = 20$ .

Розрахункове значення контактного напруження

$$\sigma_p = 926,6 \text{ Н/см}^2. \text{ Зведене напруження } \sigma_{зв} = 427,9 \text{ Н/см}^2.$$

Допустиме контактне напруження

$$[\sigma]_k = 1209 \text{ Н/см}^2.$$

Коефіцієнт запасу міцності (для  $T = 3000$  год.)  $n_m = 2.8$

Можливий строк експлуатації ланцюга

$$T = 6,196 \cdot 10^3 \text{ год.}$$

Отже, необхідний термін експлуатації ланцюга приводу робочих органів очисника є повністю забезпеченим.

## ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Апостол С.А. Перспективні напрямки вдосконалення робочих органів гичкозбирального модуля. Тези IV–ї Міжнародної студентської науково–технічної конференції / Тернопіль: ТНТУ (м. Тернопіль, 28–29 квітня 2021 р.), 2021. С.39.

2. Аванесов Ю.Б., Бессарабов В.И., Зуев Н.М. Уборка сахарной свеклы в сложных условиях. М.: Колос, 1983. 159 с.

3. Аванесов Ю.Б., Бессарабов В.И., Русанов И.И. Свеклоуборочные машины. М.: Колос, 1979. 351с.

4. Бабий А. Математическая модель нагрузки привода режущего аппарата косилки / А. Бабий, М. Бабий, Т. Рыбак // Motrol, 2014. – Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin. Vol. 16, No 4. С. 275–284.

5. Бабій А.В. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція, розрахунок і виробництво сільськогосподарських машин» для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» зі спеціалізацією «Машини сільськогосподарського виробництва» для здобуття освітнього ступеня «бакалавр» / А.В. Бабій. Вид–во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2017. 100 с.

6. Бабій А.В. Методичні вказівки до виконання курсової роботи з дисципліни «Сільськогосподарські машини та знаряддя для рослинництва» для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» зі спеціалізацією «Машини сільськогосподарського виробництва» для здобуття освітнього рівня «бакалавр» / А.В. Бабій. Тернопіль: Вид–во ТНТУ імені Івана Пулюя. Частина 1, 2018. 48 с.

7. Бабій А.В. Палець ріжучого апарату / А.В.Бабій, М.В.Бабій Декларативний патент на корисну модель 92054 А01D 34/02 (2006.01). Заявлено 25.07.2014 u201402297, опубліковано 25.07.2014, бюл. № 14.

8. Бабій А.В. Привідний механізм косарки / Бабій А.В., Бабій М.В. Деклараційний патент на корисну модель 92982 A01D 34/00 (2014.01); заявлено 10.09.2014 u201404200, опубліковано 10.09.2014, бюл. № 17.

9. Бабій А.В., Бабій М.В. Динамічна модель енергозберігаючого приводного механізму косарки. Вісник ХНТУСГ. Випуск 145. “Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва”. Харків, 2014. С.112–118.

10. Бабій А.В., Бабій М.В. Дослідження впливу конструкторсько-технологічних факторів на запас міцності спинки ножа косарки. Вісник ХНТУСГ. Випуск 139. “Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва”. Харків, 2013. С.187–192.

11. Бабій А.В., Цепенюк М.І. Методичні вказівки до виконання практичних робіт (самостійної підготовки) з дисципліни «Динаміка машин» для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» для здобуття освітнього ступеня «Магістр». Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2022. 60 с.

12. Бабій М. В. Дослідження роботи енергозберігаючого приводного механізму косарки / Марія Василівна Бабій, Андрій Васильович Бабій // Вісник ТНТУ, Тернопіль : ТНТУ, 2015. Том 77. № 1. С. 149-161.

13. Бабій М.В. Підвищення ефективності роботи різального апарату косарки / М.В. Бабій, П.В. Попович, А.В. Бабій // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. Випуск 170 “Технічний сервіс машин для рослинництва”. Харків, 2016. С.176–180.

14. Бабій А.В., Рибак Т.І., Бабій М.В. Обґрунтування конструктивних особливостей енергозберігаючого приводного механізму косарки. Вісник ХНТУСГ. – Випуск 134 “Технічний сервіс машин для рослинництва”. Харків, 2013. С.116–122.

15. Бабій, А.В. Аналіз кута защемлення рослин в розхилі різальної пари [Текст] / А.В. Бабій // Матеріали ХХ наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя. Тернопіль: ТНТУ, 2017. С. 113.

16. Бабій, А.В. Конструктивне рішення для підвищення ефективності заземлення рослин в розхилі різальної пари [Текст] / А.В. Бабій // Матеріали ХХ наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя. Тернопіль: ТНТУ, 2017. С. 114-115.
17. Безпека життєдіяльності: Навчальний посібник / За ред. Є.П. Желібо, Н.М. Заверухи, В.В. Зацарного. - Львів: „Новий світ-2000”, 2002. 328 с.
18. Беляев Н. М. Сопротивление материалов. – М.: Наука, 1976. 608 с.
19. Глущенко И. П. Основы проектирования цепных передач с втулочно-роликовыми цепями. Изд-во Львовского ун-та, 1964.
20. Глущенко И. П. Основы проектирования цепных передач с втулочно-роликовыми цепями. Автореферат докт. дисс. Львовский политехнический институт, 1964.
21. Гопоненко В.С., Войтюк Д.Г. Сільськогосподарські машини та їх використання; 4-те вид., доп. і перероб. К.: Урожай, 1982. 312 с
22. Довбуш Т.А. Опір матеріалів: навчальний посібник до виконання розрахунково-графічних робіт і самостійної роботи / Т. А. Довбуш , Н. І. Хомик, А. В. Бабій, Г. Б. Цьонь, А. Д. Довбуш. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2022. 220 с.
23. Дубиняк С. А. Исследование изменения кинематических и динамических характеристик цепной передачи в процессе ее эксплуатации. Автореферат канд. дисс. Львовский политехнический институт, 1968.
24. Ивашков И. И. Пластинчатые цепи. Труды ВНИИПТУГМАШ, Машгиз., М., 1960.
25. Карпенко А.Н., Халанский В.М. Сельскохозяйственные машины. М.: Машиностроение. 1987. 527 с.
26. Киркач Н.Ф., Баласонян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин. Х.: Основа. 1991.
27. Козібрда Я.І. Тенденції розвитку машин для збирання цукрових буряків. Тернопіль, 1996. 92с.

28. Л.В.Погорелый, Свеклоуборочные машины. Конструирование и расчет., К.: Техника., 1983р. 167 с.
29. М.И.Клецкин. Справочник конструктора с/х машин. ТЗ., М.: Машиностроение, 1969 р. 430с.
30. Мамчук А.П. Сахарная свекла. М.: Машиностроение 1972. 407 с.
31. Мартиненко В.Я. Гичкозбиральні машини. Тернопіль: ТОВ «Поліграфіст», 1997. 108 с.
32. Опір матеріалів. Під заг. ред. акад. АН УРСР Г. С. Писаренко. К.:Вища школа, 1974. 304 с.
33. Основи конструювання та розрахунків деталей машин. В.Т. Павлице. К.: Вища школа, 1993. 556 с.
34. Проектирование механических передач / Чернавский С.А., Ицкович Г.М. М.: Машиностроение, 1976. 386 с.
35. Свеклоуборочные машины. (Конструирование и расчет). / Погорелый Л.В., Татьяна Н.В., Брей В.В., Кравченко А.С., Покуса А.А., Карпов В.Г. / под общ. ред. Л.В. Погорелого. К.: Техніка, 1983. 168 с.
36. Серенсен С.В., Буглов Е. Г., Гарф М. Э. и др. Прочность при нестационарных режимах нагрузки. АН УССР, Киев, 1961.
37. Сысолин П.В. Методы проектирования сельскохозяйственных машин для полеводства. Киев: УМКВО. 1993.
38. Цымбал А.Г., Татьяна Н.В. Басин В.С. Машины для свекловодства. М.: Машиностроение, 1976. 368с.
39. Nanka A., Morozov I., Morozov V., Krekot M., Poliakov A., Kiralhazi I., Lohvynenko M., Sharai K., Babiy A., Stashkiv M. Improving the efficiency of a sowing technology based on the improved structural parameters for colters. Eastern–European Journal of Enterprise Technologies. Vol. 4. No. 1 (100) (2019) Engineering Technological Systems. P. 33 – 45.
40. Хомик Н.І. Вступ до фаху: навчальний посібник для студентів спеціальності 208 «Агроінженерія» / Н. І. Хомик, Г. Б. Цьонь, Т. А. Довбуш, І. Й. Блозва, А. Д. Довбуш. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2022. 348 с.



# ДОДАТКИ