

НУБІП України
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет(НИІ) КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ

НУБІП України
ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

Конструювання машин і обладнання

(назва кафедри)

Ловейкін В.С.

(підпис)

(ПІБ)

2023 р.

НУБІП України

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему Оптимізація режимів роботи приводного механізму жатки
зернозбирального комбайна SKIF 280

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування

(код і назва)

НУБІП України

Гарант освітньої програми

д.т.н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

Ловейкін В.С.

(підпис)

(ПІБ)

НУБІП України

Керівники магістерської кваліфікаційної роботи

д.т.н., професор

Ловейкін В.С.

к.т.н., ст. викладач

(науковий ступінь та вчене звання)

Ляшко А.П.

(підпис)

(ПІБ)

НУБІП України

Виконав

Купців Дмитро Олегович

(підпис)

(ПІБ студента)

НУБІП України

Додаток Д
НУБІП України
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет (ННІ)
НУБІП України
ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
Конструювання машин і обладнання

Д.т.н., професор Олвейкін В.С.
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ПІБ)
« » 2022 р.
« » 2022 р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання магістерської кваліфікаційної роботи студенту
Купців Дмитро Олегович
(прізвище, ім'я, по батькові)
Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування
(код і назва)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи Оптимізація режимів роботи
приводного механізму жатки зернозбирального комбайна SKIF 280
затверджена наказом ректора НУБІП України від "04" лютого 2022 р. №204 «С»
Термін подання завершеної роботи (проекту) на кафедру 2023 травня 01
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи

Схема зернозбирального комбайна, умови роботи
Перелік питань, які потрібно розробити

1. Провести аналіз існуючих конструкцій жаток
2. Виконати розрахунок потрібної потужності на валу мотовила
3. Виконати вибір гідромотора
4. Провести динамічний аналіз приводу мотовила
5. Оптимізувати режим руху приводного механізму мотовила жатки
6. Розглянути питання охорони праці
7. Виконати розрахунок економічної ефективності

Перелік графічних документів (за потреби)

НУБІП України

Дата видачі завдання "09" лютого 2022 р.

Керівники магістерської кваліфікаційної роботи

НУБІП України

д.т.н., професор

к.т.н., ст. викладач

Ловейкін В.С.

Ляшко А.П.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

Купців Д.О.

(підпис)

(прізвище та ініціали студента)

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ЗМІСТ

ЗМІСТ.....6

РЕФЕРАТ.....7

ВСТУП.....9

РОЗДІЛ 1. АКТУАЛЬНІСТЬ РОЗРОБКИ.....11

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА УДОСКОНАЛЕНОЇ

ЖАТКИ.....21

РОЗДІЛ 3. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ПРИВОДНОГО МЕХАНІЗМУ

ЖАТКИ.....43

РОЗДІЛ 4. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ ПРИВОДНОГО МЕХАНІЗМУ

ЖАТКИ.....57

РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ.....68

РОЗДІЛ 6. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ.....73

ВИСНОВКИ.....77

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....79

ДОДАТКИ.....

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РЕФЕРАТ

Магістерська кваліфікаційна робота складається з пояснювальної

записки, що містить вступ, шість розділів, висновки, список використаних

джерел та додатків. Магістерська робота представлена на аркушах А4 друкованого тексту.

В першому розділі магістерської кваліфікаційної роботи розглянуто загальні відомості про конструкції жаток зернозбиральних комбайнів, їх класифікацію та будову. Відповідно до завдання жатки здійснюють зрізання колосових культур.

В другому розділі розглянуто розробку конструкції та удосконалення жатки зернозбирального комбайна, а також її розрахунок з розробкою гідравлічного окремого приводного механізму.

В третьому розділі розроблено динамічну модель приводного механізму жатки, на основі якої складено математичну модель у вигляді системи диференціальних рівнянь другого порядку. На базі побудованої математичної моделі проведено динамічний аналіз режиму пуску розробленого приводного механізму жатки зернозбирального комбайна SKIF 280.

В четвертому розділі оптимізовано режим пуску приводного механізму жатки зернозбирального комбайна SKIF 280. Для цього обрано критерій оптимізації, який представлений у вигляді інтегрального функціонала, мінімізація якого дозволила визначити оптимальний режим пуску.

В п'ятому розділі розглянуто питання охорони праці при виконанні збиральних робіт зернових культур. В цьому розділі приділено значну увагу інструктажу та забезпечення робочого порядку при виконанні збиральних робіт.

В шостому розділі проведено розрахунок економічної ефективності розробленої конструкції приводного механізму жатки зернозбирального комбайна СКІЕ 280.

НУБІП України

Ключові слова: приводний механізм, жатка, конструкція, продуктивність, динамічний аналіз, оптимізація режиму руху.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ВСТУП

Виробництво зерна – це основна з основних галузей виробництва України. Зернове виробництво поряд з основними технологічними процесами вимагає виконання великих обсягів зрізання зернових культур. В магістерській роботі проведений аналіз існуючих конструкцій жаток зернозбиральних комбайнів. Від якісного проведення зрізальних операцій в значній мірі залежить якість отриманого кінцевого продукту – зернової маси.

У зв'язку з цим важливе значення набуває ефективність виконання даних видів робіт.

В магістерській роботі розроблено удосконалену конструкцію приводного механізму жатки для зернозбирального комбайну SKIF 280. В розробленій конструкції використано гідравлічний привод об'ємного регулювання взамін механічних передач від єдиного приводу. Проведено розрахунок елементів розробленої конструкції приводного механізму жатки зернозбирального комбайна.

В магістерській роботі проведений динамічний аналіз руху приводного механізму жатки. Для проведення динамічного аналізу розроблено динамічну модель приводного механізму з жаткою, яка представлена у вигляді двомасової динамічної моделі. На основі динамічної моделі з використанням принципу Даламбера побудовано математичну модель, яка представляє собою систему двох диференціальних рівнянь другого порядку, які є нелінійними, тому для їхнього розв'язку використані чисельні методи з використанням комп'ютерної техніки. В результаті проведеного динамічного аналізу виявлені значні коливальні процеси кінематичних та динамічних характеристик елементів приводу та жатки.

Для усунення коливань в елементах приводного механізму та елементів жатки здійснено оптимізацію режиму пуску приводу жатки. При проведенні оптимізації використано критерій у вигляді середньоквадратичне значення

рушійного моменту приводного механізму. В результаті проведеної оптимізації значно зменшились динамічні навантаження в елементах приводу та конструкції жатки.

Метою магістерської кваліфікаційної роботи є розробка конструкції

приводного механізму жатки для зернозбирального комбайна та проведення оптимізації його режиму руху.

Для досягнення поставленої мети сформувано наступні задачі:

Провести аналіз існуючих конструкцій жаток та приводних механізмів

зернозбиральних комбайнів.

Розробити удосконалену конструкцію жатки та приводного механізму для зернозбирального комбайна SKIF 280.

Провести розрахунок розробленої конструкції приводного механізму

жатки.

Виконати динамічний аналіз руху приводного механізму жатки при зрізанні зернових культур.

Оптимізувати режим пуску приводного механізму жатки..

Провести аналіз питань з охорони праці при роботі зернових комбайнів.

Провести розрахунок економічної ефективності доцільності запропонованої розробки.

Об'єкт дослідження - технологічний процес зрізання зернових культур та приводний механізм жатки.

НУБІП України

1.1. Загальні відомості про жатки

Жатки призначені для скошування хлібної маси та укладання її в валки. Жатки можуть бути причіпні, начіпні й самохідні, а залежно від розміщення різального апарата — фронтальні і бічні. Фронтальні жатки більш маневрові та не вимагають для своєї роботи попередніх прокосів та обкосів. Залежно від кількості та способу утворення валків, жатки можуть бути одновалкові, двовалкові і комбіновані.

НУБІП України

Валкові жатки та жатки комбайнів поділяють на копювальні та некопювальні. Копювальні приєднуються до рами шарнірно. Вони спираються на башмаки та можуть підніматися і опускатися відносно трактора, шасі чи рами комбайна у поперечному та поздовжньому напрямках, автоматично копюючи рельєф поля. Некопювальні жатки приєднують до рами жорстко. Поверхню поля конюють разом із рамою машини.

Причіпна жатка (Рис. 1.1)

НУБІП України

Даний вид жатки трактор тягне за собою причіп, завдяки якому вона більш рідко ламається чи деформується під час виконання роботи. Конструкція такого типу жатки максимально проста та надійна та використовується у всіх без винятку ґрунтових зонах. Причіпні жатки використовуються для тих і самих цілей, що і інші жатки.

НУБІП України

НУБ



їни

НУБ

Рис.1.1.Жатка причіпна ЖРС-4,9А

їни

Начіпна жатка (Рис. 1.2)

Тип жатки застосовується під час роздільного збирання врожаю та з її допомогою відбувається скошування та укладання сільськогосподарських рослин у валки. Також в конструкції даного типу жатки передбачено спеціальне викидне вікно. Навісні жатки можуть бути встановлені на комбайни різних типів, однак найчастіше жатки встановлюють на такі моделі як: «Нива», «Сибіряк», «Єнісей». За допомогою навісної жатки забезпечується максимальна продуктивність робіт включаючи скошування; механізація збору врожаю; укладка валків.

НУ



ни

НУ

ни

Рис.1.2.Жатка начіпна ЖВН-6Б

НУБ

україни

Самохідна жатка (Рис. 1.3)

Жатка самохідного типу дає можливість виробляти двофазне збирання врожаю. Спочатку виконується скошування та формування маси у валки, вони будуть лежати на полі до тих пір, поки комбайн не забере їх. Таку жатку використовують при збиранні кормових, одійних та зернових культур, а також із метою при заготівлі сіна.

Самохідні жатки мають максимальну продуктивність та дуже високий рівень безпеки. Основними з переваг даного типу жатки є збільшений період для збору врожаю, однакове дозрівання культур, мінімальні втрати врожаю у процесі скошування, а також можливість здвоювання валків при низькій врожайності.



Рис.1.3.Самохідна жатка ЖВС-8.6

1.2. Аналіз існуючих конструкцій

Однією з характерних тенденцій розвитку світового

комбайнобудування є подальше збільшення продуктивності і підвищення технічного рівня зернозбиральних комбайнів.

Більшість сучасних комбайнів комплектуються двома типами жаток - стандартними і універсальними - з висувним столом для збільшення площі між різальним апаратом і шнеком.

Асортимент високопродуктивних жниварок для комбайнів від компанії John Deere включає жатки різних типів з робочою шириною захвату від 4,8 до 12,2 м. У широкій лінійку жаток входять стандартні, універсальні і спеціалізовані, які, відповідно, розподіляються залежно від призначення - для збору дрібносім'яних або просапних культур.

Жатки серії 600R (Рис. 1.2.1) популярні в цілому серед аграріїв світу завдяки своїй надійності і простоті в експлуатації. Щоб відповідати високим вимогам, їх постійно випробовують і вдосконалюють. У своїй конструкції знаряддя поєднує ряд сучасних та інноваційних технічних рішень, що дозволяють швидко і безпроблемно збирати широку гаму сільськогосподарських культур.



Рис.1.2.1. Жатка 600R John Deere

НУБІП УКРАЇНИ

Однією з особливостей жаток цієї серії є можливість механічної адаптації довжини подаючого столу до параметрів збирання культури (в діапазоні від 400 до 570 мм). До того ж слід сказати, що для підвищення

НУБІП УКРАЇНИ

довговічності та забезпечення плавної подачі хлібної маси в молотильній системі подає стіл виготовлений з пластин з нержавіючої сталі, що поліпшує плинність зрізаних рослин.

НУБІП УКРАЇНИ

Редуктор ножа приводиться в рух за допомогою пасової передачі, забезпечує «рівну» роботу - без вібрацій і перевантажень. Ножі Schumacher

EasyCut II кріпляться до основи коси за допомогою болтового з'єднання.

Вони встановлені в протилежному напрямку, що сприяє їх якісному і постійному самоочищенню. Крім того, що ножі можна легко замінити, їх

НУБІП УКРАЇНИ

особливістю є ще й спеціальна технологія виготовлення, завдяки якій вони менше ламаються.

На жатках встановлені мотовила з металевими зубами, які піднімають навіть істотно полеглі зернові. Узгоджена швидкість мотовила і руху комбайна дозволяє продуктивно працювати в будь-яких умовах збирання

НУБІП УКРАЇНИ

врожаю. Привід і регулювання мотовила виконуються за допомогою гідросистеми.

Агрегування жатки з комбайном не представляє складнощів.

З'єднання гідро і електричних систем жатки і комбайна здійснюється за допомогою мультифункціонального важеля.

НУБІП УКРАЇНИ

Компанія Claas пропонує широку лінійку зернозбиральних агрегатів,

яка включає понад 15 моделей спеціалізованих машин. Завдяки такому

широкому пропозицією Claas може задовольнити потреби будь-якого,

незалежно від розміру, форми власності та спектра вирощуваних

сільгоспкультур, господарства.

НУБІП УКРАЇНИ

У конструкції нових жаток Vario з шириною захвату 7,7 м (Vario 770

Рис. 1.2.2) використаний ряд цікавих інноваційних рішень. Так, стеблорозподільник і рапсові ножі можна переставити тепер без використання інструменту: кріплення виконано у формі швидкокороз'ємного замку. Для переходу на комбайнування ріпаку оператору потрібно тільки закріпити бічний ніж в швидкокорознімні кронштейні, під'єднати два

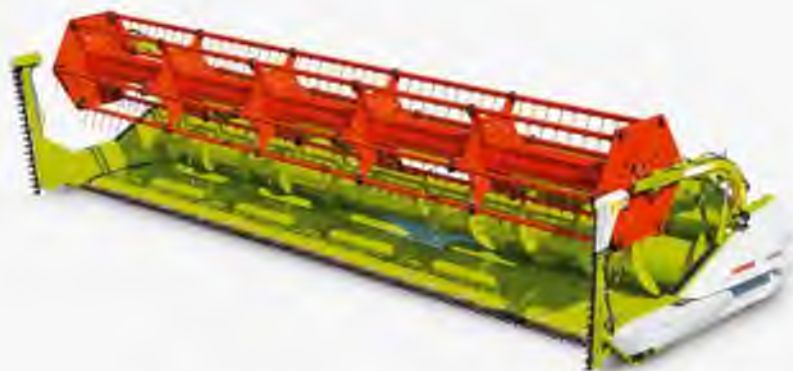


Рис.1.2.2.Claas Vario 770

гідророз'єми і повернутися в кабіну комбайна. Отже, настройка жатки на збір ріпаку виконується за лічені хвилини. У нових жатках Vario положення столу і, таким чином, відстань від ріжучого апарату до шнек жатки регулюється безступінчатий з робочого місця оператора - потрібні параметри можна вибрати в діапазоні від -100 до +600 мм.

Залежно від ширини захоплення, жатки можуть мати одне або двосторонній привід коси, яка реалізується через планетарний редуктор, який, в свою чергу, привідиться в дію від кутового редуктора через телескопічну карданну передачу.

Для підвищення пропускної здатності і рівномірної подачі маси діаметр приймального шнека збільшений до 660 мм.

Досить цікавими особливостями жатки CLAAS Vario є наявність окремої гідросистеми приводу ріпакового ножів, що значно спрощує

функціональна взаємодія між комбайном і жаткою, а також принцип дії без гідронасоса приводу

мотовила, оскільки плавну зміну швидкості останнього реалізовано

через змонтований на комбайні аксіально-плунжерний насос, має ряд серйозних переваг перед шестеренними.

Першою системою жатки Terra Flex, що контактує з соломистого масою технологічної культури, є 6-плащастое мотовило з пальцями, виготовленими з міцного пластику, який значно легше металу і не піддається

корозії. Митволь отримує привод від гідромотора, який забезпечує змінну

швидкість обертання в залежності від стану хлібостою і лінійну швидкість своїх плашок, яка має кінєка перевищувати швидкість руху комбайна.

Випесення мотовила по горизонталі і його в довільне підвищення щодо різального апарату відбувається за допомогою гідроциліндрів. Пальці

граблін мають певну траєкторію, їх нахил під певним кутом вперед забезпечує двосторонній ексцентриковий механізм.



Рис.1.2.3. Case IH-3020 Terra Flex

Ріжучий апарат жатки Case IH-3020 Terra Flex (Рис. 1.2.3) – сегментного типу і суцільного зрізу Sta-Sharp - здатний витримувати значне

навантаження, особливо в режимі роботи з копіюванням поверхні поля. Адже

в цій ситуації ріжучий апарат працює дуже близько до поверхні землі, частинки якого, відшов днс, час від часу потрапляють в робочу зону ножів.

Саме тому жатки третього покоління Case IH 3020 Terra Flex обладнані зносостійкими 3-щоймовими сегментами Super-Ste-Sharp™ і протиріжними пальцями підвищеної міцності Heavy Duty.

Для приводу жатки і похилої камери використано надійну і довговічну механічну систему, яка складається з карданних валів і редукторів з механізмом реверсу. Похила камера переднього вікна жатки вже, ніж у більшості класичних комбайнів, оскільки скошена маса повинна надходити на крильчатку ротора щільним рівномірним потроком.

Жатки виробництва канадської компанії MacDon відрізняються від традиційних зернових жаток використанням стрічкового транспортера замість шнека. Таке технічне рішення дозволило значно знизити вагу жатки і при цьому збільшити їх ширину. Крім того, на жнивварці MacDon використовується мотовило OrbitReel, яке відрізняється від традиційного специфічною траєкторією руху пальців. У сукупності ці особливості дозволяють підвищити продуктивність роботи і знизити втрати.



Рис.1.2.4. MacDon FD135

Отже, завдяки технології Flex-FloatTechnology, серія MacDon FD135 (Рис. 1.2.4) є продовженням інноваційних ідей компанії Перевага даної

технології полягає в постійній підтримці однакового зазору між мотвилами і ріжучим апаратом, завдяки якому підтримується невеликий проміжок між кінчиками пальців мотвила ножевим брусом.

Активна плаваюча система безперервно реагує на всі зміни на поверхні ґрунту в горизонтальній і вертикальній площинах. Результатом цієї технології є плавна, рівномірна і постійна подача культури колосками вперед до камери комбайна, що в значній мірі підвищує його продуктивність.

Жатка для збирання соняшника Franco Fabril SF1670 (Рис. 1.2.5)

працює за принципом суцільного зрізу, але з механізмом протягання стебел соняшнику. При збиранні такої жаткою, стебла протягаються зубчастим роликком в нижній частині жатки, і зрізаються тільки головки соняшника. Це забезпечує хорошу сепарацію і чистоту зерна в бункері.



Рис.1.2.5.Franco Fabril SF1670

Протягуючий вал-ролик має зуби тільки в місцях входу стебел, що зменшує опір приводам жатки. Замість відбійного щитка на жниварці використовується самобертвий, що регулюється по висоті труба, яка працює як ролик, що виключає оббивання насіння в процесі протягування стебел для зрізу головки. Жатка адаптується під будь-які імпортовані моделі комбайнів.

Жатка ЖС John Greaves (Рис. 1.2.6) призначена для збирання сої, гороху, квасолі, зернових, колоскових, зернобобових і великих культур.

Плаваючий брус в конструкції жатки дає можливість приборати сою на полях зі складним рельєфом, при чому ресорна сталь бруса дозволяє здійснювати



Рис.1.2.6. ЖС John Greaves

багаторазові прогини без зламу. Планетарний привід зменшує навантаження на головку ножа і продовжується термін її експлуатації.

Використання пластикового пальця граблів запобігає намотуванню маси, а також запобігає пошкодженню ножа. Регулювання положення мотвила, гідровинос мотвила, оберти - все регулюється з кабіни комбайна.

Особливістю збирання сої є необхідність скошувати її на низькому зрізі і на вологій м'якій землі, черевики з пластиковими накладками сприяють цьому, уникаючи при цьому налипанню землі, а також копіюють поверхню землі, що дозволяє досягти висоти зрізу культур від 3 см і знизити втрати до 10%.

НУБІП України

РОЗДІЛ 2.

РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІ І РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ МОТОВИЛА

2.1. Вихідні дані до розрахунку:

$m_M = 200$ кг — маса мототила;

$g = 9,8 \frac{м}{с^2}$ — прискорення вільного падіння;

$d = 1,05$ м — діаметр мототила;

$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 40}{30} = 4,18$ рад/с — кутова швидкість мототила;

$n = 15 \dots 52$ об/хв — частота обертання мототила;

$f = 0,15$ — коефіцієнт тертя;

$\lambda = 0,2 \dots 0,8$

$Q = 37$ ц/га — продуктивність мототила;

$B = 6,0$ м — ширина мототила;

v_M — до 10 км/год. Приймаємо $5 \frac{км}{год}$ — швидкість переміщення;

$\eta = 0,4 \dots 0,6$

$u = 455$

2.3. Визначення потужності на валу мототила

Колова швидкість мототила — $u = \frac{\omega d}{2}$.

Смуга стебел, що підводиться до різального апарату, може дорівнювати

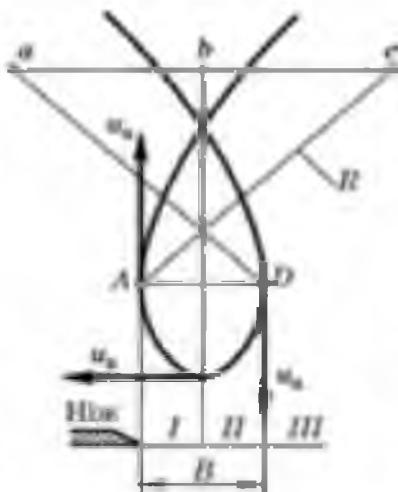
ширині мототила B (Рис 2.1) петлі, коли ніж перебуває в положенні I , а вал

мототила — в положенні c , і $B/2$, коли ніж — у положенні II , а вал — у положенні

b . Стебла не підводяться, якщо ніж буде в положенні III , а вал — у

положенні a .

НУБІ



заїни

НУБІ

заїни

Рис 2.1 Можливе розміщення ножа відносно) траєкторії абсолютного руху точки лопаті мотвила

Отже, чим більша ширина петлі, ти більша ширина смуги стебел

підводиться до різального апарата. Із рис. 2.1 видно, що ширина петлі

збільшується при збільшенні λ , тобто колової швидкості u мотвила ($u = 180 \frac{m}{m}$). Зменшувати швидкість машини не бажано заради збільшення λ , оскільки це призведе до зменшення продуктивності збирального агрегату.

Отже, з метою підвищення ефективності роботи мотвила доцільно

збільшувати його колову швидкість, але в певних межах, адже може виникнути ймовірність вимолоту зерна із колоса.

Розглянемо це на прикладі. Із практики відомо, що обмолот зерна із колоса починається при витраті енергії $W = 0,02 \text{ Н} \cdot \text{см}$, а

$$W = \frac{mu^2}{2}$$

де m – маса зернини; u – колова швидкість мотвила (беремо колову u ,

а не абсолютну u_a швидкість, оскільки u може бути більшою, ніж u_a залежно від кута повороту мотвила.)

Оскільки

НУБІП України

де G – вага зернини, Н ($G = 4 \cdot 10^{-4}$ Н для пшениці); $g = 9,82$ – прискорення вільного падіння, m/c^2 , то

НУБІП України

$$u = \sqrt{\frac{2W}{m}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 2 \cdot 10^{-2}}{4 \cdot 10^{-7}}} \approx 3 \text{ м/с.}$$

Отже, з проведених розрахунків видно, що колову швидкість мотвила треба брати не більше ніж 3 м/с.

У конетрукціях мотвила жаток зернозбиральних комбайнів така умова, як правильно, виконується. Так, якщо діаметр мотвила дорівнює 1160...1200 мм, а частота обертання становить – 15...52 об/хв, то $u = 0,91...3,26$ м/с.

НУБІП України

Потужність на приводі мотвила складається із потужності на

холостий хід N_{xx} і на підведення смуги стебел до різального апарату N_{Π} ,

тобто

НУБІП України

$$N = N_{xx} + N_{\Pi} = 645,183 + (29,14 + 300,92) = 674,3...946,1 \text{ Вт}$$

НУБІП України

$$N_{xx} = M_{кр} \omega = 154,35 \cdot 4,18 = 645,183 \text{ Вт}$$

де $M_{кр}$ – крутний момент на валу мотвила; ω – кутова швидкість мотвила, тоді отримуємо

НУБІП України

$$M_{кр} = G \frac{d}{2} f = 1960 \frac{1,05}{2} \cdot 0,15 = 154,35 \text{ Нм,}$$

де G – сила ваги мотовила; d – діаметр мотовила; f – коефіцієнт тертя вала;

$$N_{II} = \eta \frac{mu^2}{2} = 0,5 \frac{113,26 \cdot (0,91 \dots 3,26)^2}{2} = 29,14 \dots 300,92,$$

де η – ступінь дії мотовила на хлібну масу; m – масова подача хлібної маси за одиницю часу; u – колова швидкість мотовила;

$$m = \frac{q}{g} = \frac{1110}{9,8} = 113,26 \text{ кг},$$

де q – подача хлібної маси до шнека жатки за одиницю часу; g – прискорення вільного падіння;

$$q = Qv_M = 37 \cdot 6,5 = 1110 \text{ Н}$$

Де Q – врожайність хлібної маси; B – ширина жатки; v_M – швидкість машини.

Ступінь дії мотовила на стеблову масу.
 За один оберт мотовила на стеблостій послідовно діятимуть усі його Z лопатей (Рис 2.2), у цьому разі $Z = 6$. Відстань між петлями траєкторій суміжних лопатей називають кроком мотовила. Згідно з рівняннями 7.4 він становить

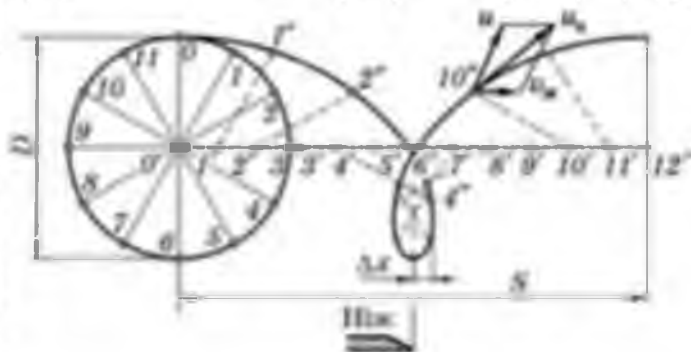
$$S_z = \frac{2\pi R}{Z\lambda} = \frac{S}{Z}.$$

Якщо крок дорівнює ширині петлі, тобто $S/Z = B$, а ніж розміщується відносно траєкторії, як показано на Рис. 2.3, то всі стебла на шляху S

підводяться до різального апарату. Якщо траєкторії (петлі) не стискаються підводитиметься до різального апарату, що характеризується параметром, який називають ступенем дії η мотовила на стелюву масу, тобто

$$\eta = \frac{B}{S_z} = \frac{BZ}{S}$$

Рис. 2.3. До визначення ступеня дії мотовила на хлібну масу



Ширину петлі можна визначити з наступних міркувань. Із Рис. 2.4 видно, що

$$B = x_1 - x_2,$$

де

$$\begin{aligned} x_1 &= R \cos \omega t_1 + v_M t_1 \\ x_2 &= R \cos(\pi - \omega t_1) + v_M t_2 \end{aligned}$$

Тоді

$$B = v_M t_1 - v_M t_2 + 2R \cos \omega t_1$$

Беручи до уваги співвідношення :

$$\begin{aligned} \frac{v_M t_1}{S} &= \frac{\omega t_2}{2\pi} \\ \frac{v_M t_2}{S} &= \frac{\pi - \omega t_1}{2\pi}, \end{aligned}$$

а також те, що $\sin \omega t = \frac{v_M}{u}$, $S = 2\pi R \frac{v_M}{u}$, замінивши косинус синусом і виразивши кути через обернені тригонометричні функції, отримуємо

$$B \cong 2R \frac{v_M}{u} \left(\arcsin \frac{v_M}{u} - \frac{\pi}{2} \right) + 2R \sqrt{1 - \left(\frac{v_M}{u} \right)^2}$$

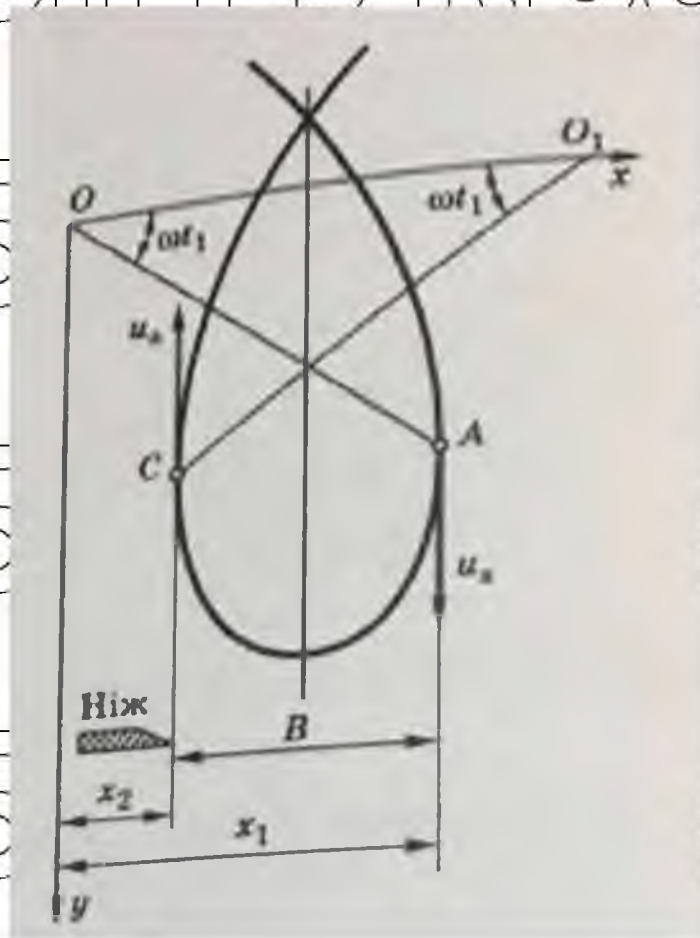


Рис. 2.4. До визначення ширини петлі траєкторії

2.4. Вибір гідромотору для приводу мотовила

Для вибору гідромотора визначаємо крутний момент на валу мотовила:

де ω – кутова швидкість на валу мотвила. $T = \frac{M}{\omega}$
Визначаємо межі зміни кутової швидкості мотвила за такою формулою:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot (17 \dots 52)}{30} = 1,78 \dots 5,44 \text{ рад/с}$$

Відповідно до вказаних попередньо даних отримуємо межі зміни крутного моменту

$$T = \frac{674,3 \dots 946,1}{1,78 \dots 5,44} = 123,95 \dots 531,5 \text{ Нм.}$$

На основі отриманих даних обираємо гідромотор.

Робочий тиск у гідросистемі комбайна становить 125 бар, відповідно до попередніх даних отримуємо необхідний крутний момент

$$\frac{123,95 \dots 531,5}{125} = 0,99 \dots 4,25 \text{ Нм/бар.}$$

Обираємо гідромотор марки Sai GM1 (рис. 2.5.)

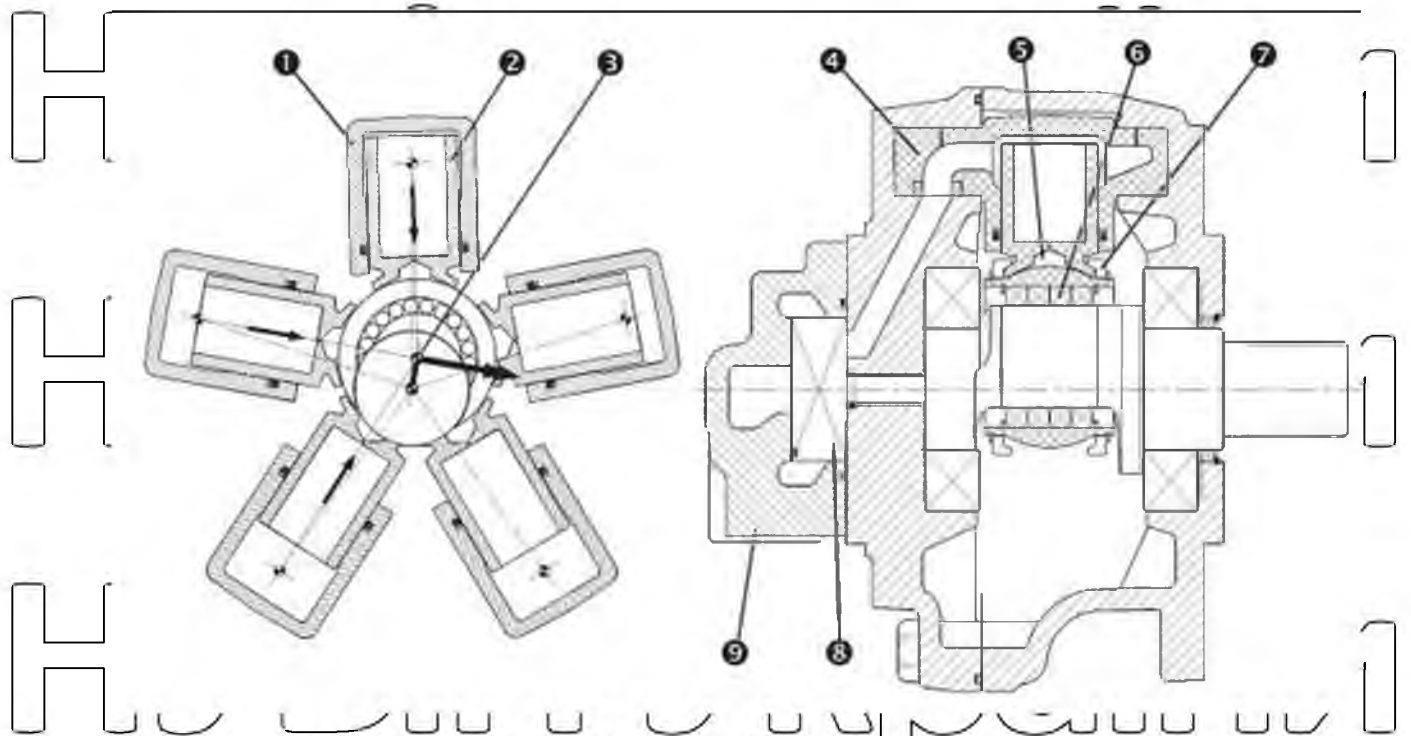


Рис. 2.5. Конструкція радіально-поршневі гідромотора

Основними характеристиками цього типу конструкції є висока механічна ефективність, особливо при пуску, та висока об'ємна ефективність.

Ряд особливостей відрізняє двигуни SAI від інших радіально-поршневих конструкцій гідромоторів.

Поворотний циліндр (1), що залишається вирівняним з ексцентриком кривошипа (3), виключає бічне навантаження між циліндром і поршнем (2).

Маніпуляція циліндро-поршневого вузла досягається за допомогою цапф великого діаметру (4), які забезпечують низькі питомі навантаження.

Подвійний упорний підшипник поршня: поршні передають своє навантаження на вал через гідростатичний підшипник (5) та центральний

роликовий підшипник (6). Підшипник ролика мінімізує швидкість ковзання

між ніжкою поршня та сферичним опорним кільцем поршня, зменшуючи нагрівання, тертя, знос і покращуючи пусковий момент, низьку швидкість роботи (зменшення ковзання палиці) та високу швидкість роботи.

Гідростатичний підшипник зменшує контакт металу по металу,

забезпечуючи оптимальне змащення та низьке тертя. Поршневі утримуючі

кільця (7) гарантують, що поршень залишається в контакті з валом в будь-яких робочих умовах, навіть під час кавітації. Поворотний осьовий розподільник (8) забезпечує оптимальний розподіл з короткими, великими

перерізами каналами для зменшення втрат потужності при великих витратах

і дуже високої об'ємної ефективності; широка можливість відновлення зазору

у щільнювачів забезпечує оптимальну функціональність протягом усього терміну служби двигуна та в умовах теплового удару. Змінний розподільник

(9): доступний широкий асортимент розподільників з різними клапанами

регулювання тиску та витрати.

НУ

аїни

НУ

аїни



НУ ДІП України

Рис. 2.5. Гідромотор GM1

Характеристики гідромотора GM1

Н

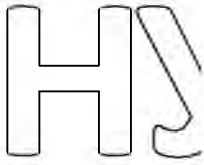
GM1		100	130	150	175*	200	220*	250*	300	320
Displacement / Cilindrata	cm ³ /rev	99	129	154	172	201	221	243	290	314
Bore / Alesaggio	mm	28	32	35	37	40	42	44	48	50
Stroke / Corsa	mm	32	32	32	32	32	32	32	32	32
Specific torque / Coppia spec.	Nm/bar	1,54	1,70	2,01	2,68	3,14	3,50	3,80	4,52	4,90
Cont. Pressure / Press. Cont.	bar	250	250	250	250	250	250	250	250	250
Peak pressure / Press. Picco	bar	425	400	400	375	350	350	350	300	280
Cont. speed / Velocità Cont.	rpm	550	550	550	550	550	550	450	350	350
Max. speed / Velocità Max	rpm	1000	1000	1000	900	800	700	700	650	600
Peak power / Potenza picco	kW	48	48	48	48	48	48	48	48	48

Н

Approximative mass / Massa approssimativa	kg	27
Motor casing oil capacity / Capacità olio corpo motore	l	1

НУБІП України

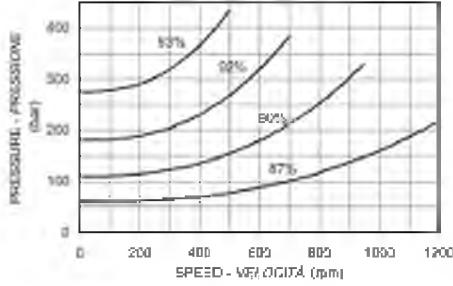
НУБІП України



PERFORMANCE

The graphs indicate the typical performance characteristics of the 161 cc motor operating with mineral oil with viscosity 40 cSt at 50 °C.

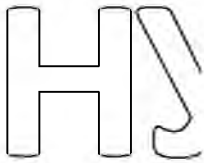
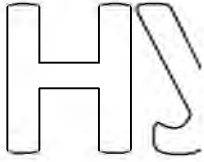
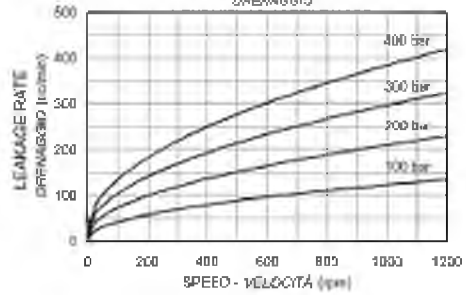
MECHANICAL EFFICIENCY RENDIMENTO MECCANICO



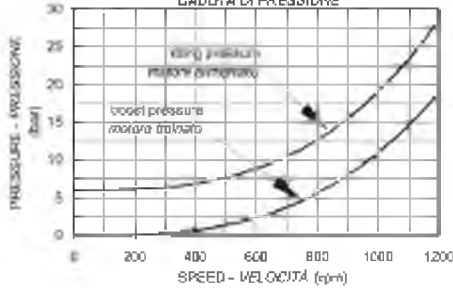
CARATTERISTICHE

I grafici si riferiscono alle caratteristiche del motore 161 cc operando con olio minerale avente viscosità 40 cSt a 50 °C.

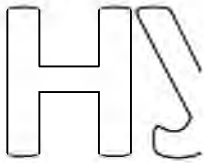
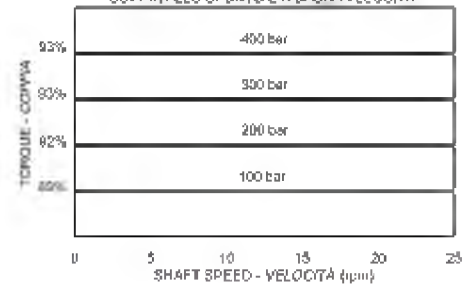
LEAKAGE RATE SRENAGGIO



IDLING AND BOOST PRESSURE CADUTA DI PRESSIONE



STARTING AND LOW SPEED TORQUE COPPIA ALLO SPUNTO E A BASSA VELOCITÀ



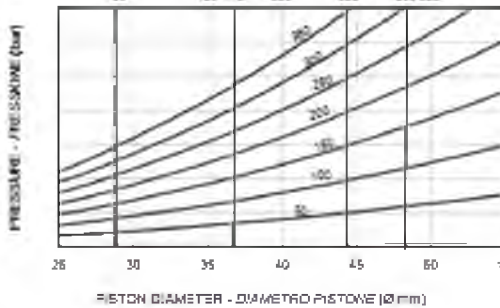
BEARING LIFETIME

The graph refers to the motor with the standard bearings. Note that the average lifetime of a bearing (B₁₀ lifetime) is approximately 5 times the B₅ lifetime.

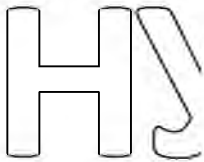
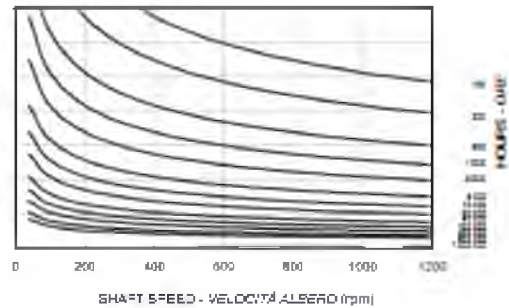
VITA CUSCINETTI

Il grafico si riferisce ai motori con i cuscinetti standard. Nota che la vita media di un cuscinetto (vita B₁₀) è circa 5 volte superiore alla vita B₅.

MOTOR DISPLACEMENT - OLINDRATA MOTORE



B₅ LIFETIME - VITA B₅



НУБІП Україна

НУБІП Україна

2.5. Розрахунок пасової передачі мотовила

В залежності від густоти хлібостою, що подається до різального апарату мотовилом, рекомендуються наступні частоти його обертання:

жатка Фірми FLOAT STREAM 700 частота обертання $n=14...50$ об/хв.

жатка фірми MAANS CONTOUR F750 частота обертання $n=11...79$ об/хв.

жатка комбайна СКФ-280 з гідроприводом мотовила становить $n=0...50$ об/хв.

Для розрахунку удосконаленого приводу жатки комбайна СКФ-280

приймаємо частоту обертання мотовила $n=50$ об/хв, крутний момент

приймаємо по запобіжній муфті, що складає 100 Н·м. Звідси можна визначити потужність на ведучому валу привода мотовила.

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta_{\text{пас}} \cdot \eta_{\text{під}}}, \text{ кВт.}$$

де

P_2 - продуктивність на мотовилі.

$\eta_{\text{пас}}$ - ККД пасового передавача приймаємо $\eta_{\text{пас}}=0,96$

$\eta_{\text{під}}$ - ККД підшипників кочення натяжних шківів приймаємо $\eta_{\text{під}}=0,99$

Потужність на мотовилу можна визначити через крутний момент в

нашому випадку

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} * 10^3 \text{ Н*м.}$$

Тут $T_2 = 100,0$ Н*м - максимальний крутний момент $n_1=50$ об/хв; -

максимальна частота обертання мотовила.

$$\omega_2 = \frac{\pi * n}{30} = \frac{3,14 * 50}{30} \approx 5,23 \text{ рад/с.}$$

$$P_2 = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{10^3} = \frac{100 \cdot 5,23}{10^2} = 0,523 \text{ кВт,}$$

Звідки

$P_1 = \frac{0.523}{0.96 \cdot 0.99} = 0,56$, кВт.

НУБІП України

Загальне передаточне число привода мотовила складає

$U_{\text{заг.факт.}} = \frac{\omega_{1к}}{\omega_2} = \frac{56,52}{5,23} = 10,80$,

НУБІП України

$\omega_{1к}$ - швидкість обертання контр привідного привода
 ω_2 - швидкість обертання мотовила

НУБІП України

$$\omega_{\text{вар}} = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 540}{30} \approx 56,52 \text{ рад/с.}$$

Варіатор привода мотовила може працювати як на зменшення швидкості так і на збільшення. у випадку що ми розглядаємо передаточне число варіатора складає 0,9.

НУБІП України

Передаточне число ланцюгової передачі контур - привода складає 2,0. Таким

чином, передаточне число пасової передачі можна визначити

$$U_{\text{пас}} = \frac{U_{\text{заг.факт.}}}{U_{\text{хан}} \cdot U_{\text{вар}}} = \frac{10}{2 \cdot 0,9} = 6.$$

НУБІП України

Зробивши попередні розрахунки визначим вихідні дані для проектування пасового передавача :

НУБІП України

$$P_1 = 0,56 \text{ , кВт.}$$

$$\omega_1 = \omega_2 \cdot U_{\text{пас}} = 5,23 \cdot 6 = 31,38 \text{ рад/с.}$$

$$T_1 = \frac{T_2}{U_{\text{пас}}} = \frac{100}{6} = 16,7 \text{ Н*м.}$$

НУБІП України

Згідно рекомендацій для потужності менше 2,0 кв вибирається тип паса 0 .В
нашому випадку для універсалізації пасів зернозбирального комбайна
використовуємо тип паса Б(В).

1. Визначаємо діаметри шківів:

d_1 - діаметр ведучого шківів

За стандартом ДСТУ ISO 5290:2007.

$$d_{1min} = 125 \text{ мм,}$$

діаметр шківів мотовила

$$d_2 = d_1 \cdot u \cdot (1 - \varepsilon) = 125 \cdot 6 \cdot (1 - 0,02) = 735 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_2 = 710$ мм. Уточнюємо передаточне число

$$u' = \frac{d_2}{d_1(\varepsilon - 1)} = \frac{710}{125 \cdot 0,98} = 5,76$$

Уточнюємо передаточне число u . Відхилення Δu не повинно перевищувати

5%.

$$\Delta u = \frac{u - u'}{u} \cdot 100\% = \frac{6 - 5,76}{6} \cdot 100\% = 4\% - \text{Що задовольняє умову.}$$

Визначаємо діаметр натяжних роликів

$$d_p = (0,75 \dots 1,0) \cdot d$$

$$d_p = (0,75 \dots 1,0) \cdot 125 = 1 \cdot 125 = 125 \text{ мм.}$$

За конструктивними параметрами розташування приводних та натяжних
шківів визначимо за програмою «компас» довжину паса (Рис.2.17).

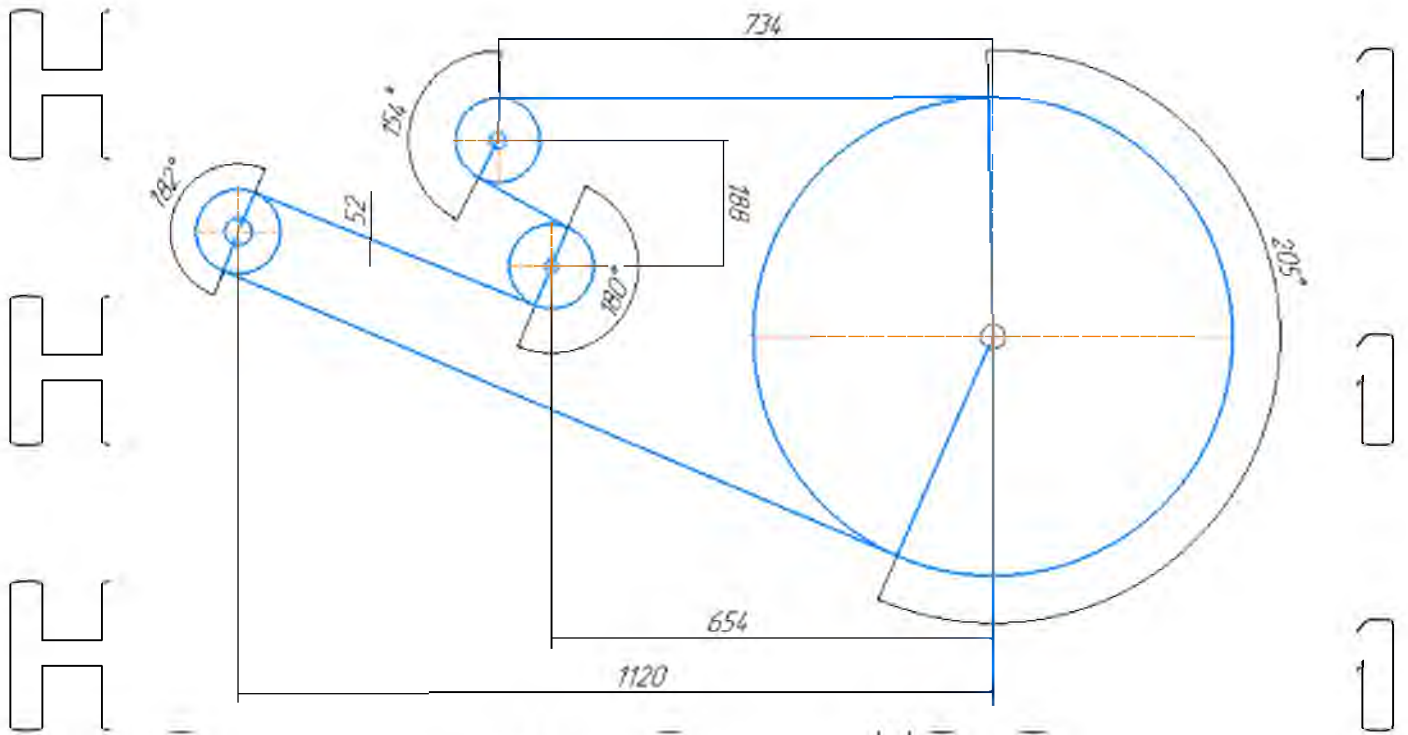


Рис.2.8. До визначення довжини паса

Визначена довжина паса складає 4368 мм .

Приймаємо стандартну довжину 4500 мм.

За програмою «компас» визначимо розташування одного із натяжних роликів (Рис.2.9).

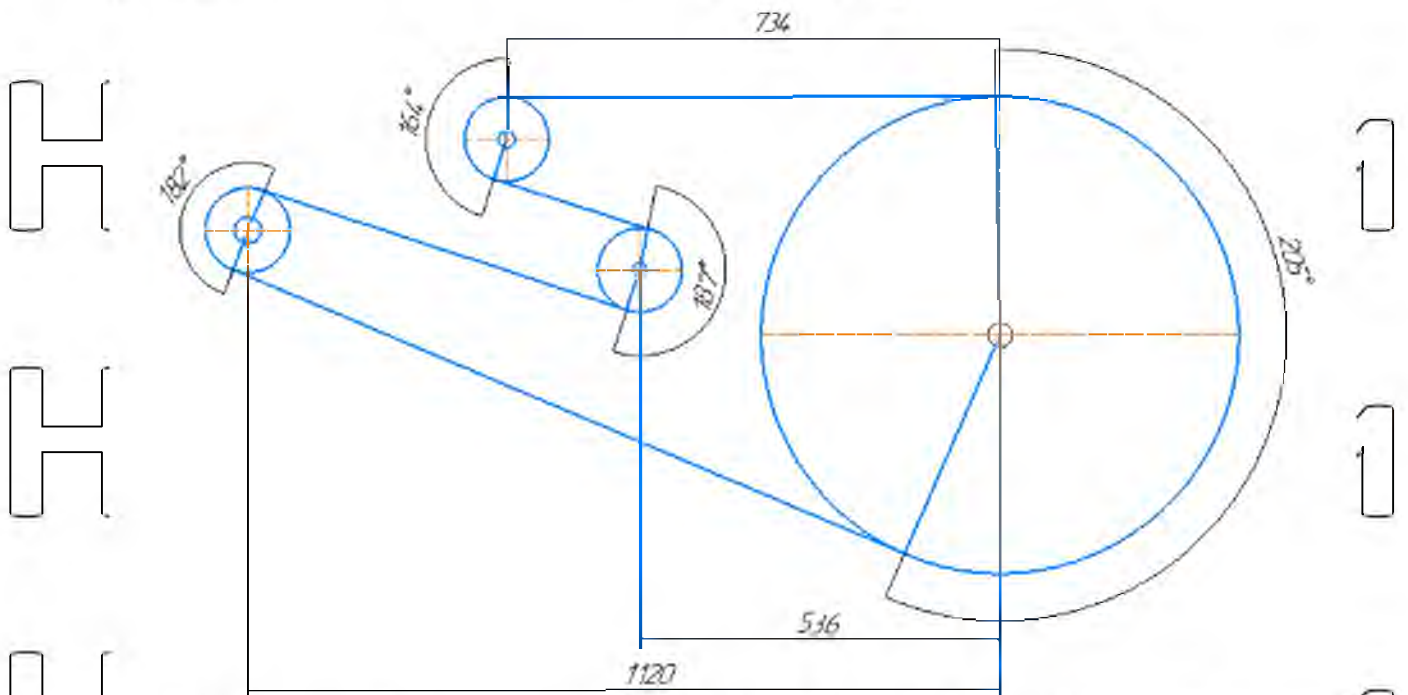


Рис.2.9 До визначення розташування натяжних роликів

З креслення визначимо кути обхвату пасом шківів:

$$\alpha_1 = 182^\circ$$

$$\alpha_2 = 205^\circ$$

$$\alpha_{p1} = 164^\circ$$

$$\alpha_{p2} = 187^\circ$$

Число пасів в передачі для забезпечення середнього ресурсу експлуатації (2000 годин) по ГОСТ 1284.2-80 визначаємо по формулі:

$$z = \frac{P_1 \cdot C_p}{P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L \cdot C_z};$$

$P_0 = 0,55$ кВт – номінальна потужність, що передається одним пасом;

ДСТУ/ISO 5290:2007

$C_\alpha = 0,99$ – коефіцієнт кута обхвату ведучого шківів;

$C_L = 1,15$ – коефіцієнт, що враховує довжину паса;

$C_z = 1,0$ – коефіцієнт, що враховує число пасів;

$C_p = 1,2$ – коефіцієнт тривалості і режиму роботи;

$P_1 = 0,56$ кВт – потужність, що надходить до ведучого шківів

$$z = \frac{0,56 \cdot 1,2}{0,55 \cdot 0,99 \cdot 1,15 \cdot 1,0} = 1,073$$

Приймаємо число пасів 1.

2. Попередній натяг F_0 визначаємо:

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_p \cdot C_v}{z \cdot v \cdot C_\alpha} + \theta \cdot v^2;$$

3. Швидкість паса v визначаємо:

$$v = \frac{d_1 \cdot \omega_1}{2 \cdot 10^3} \text{ м/с};$$

$$v = \frac{125 \cdot 31,38}{2 \cdot 10^3} = 1,961 \text{ м/с}$$

$C_v = 0,96$ – коефіцієнт, що враховує швидкість паса;

$\theta = 0,18$ – коефіцієнт, що враховує вплив центр обіжних сил;

$$F_0 = \frac{850 \cdot 0,56 \cdot 1,2 \cdot 0,96}{1 \cdot 1,961 \cdot 0,99} \oplus 0,18 \cdot 1,961^2 = 286,14 \text{ Н};$$

Розраховуємо зусилля в вітках передачі під час її роботи.

4. Визначимо колову силу:

$$F_t = 10^3 \cdot \frac{P_1}{v}, \text{ Н};$$

$$F_t = 10^3 \cdot \frac{0,56}{1,961} = 285,57 \text{ Н};$$

5. Зусилля у ведучій вітці:

$$F_1 = zF_0 + \frac{F_t}{2}, \text{ Н}$$

$$F_1 = 1 \cdot 286,14 + \frac{285,57}{2} = 428,92 \text{ Н};$$

6. Зусилля у веденій вітці:

$$F_2 = zF_0 - \frac{F_t}{2}, \text{ Н};$$

$$F_2 = 1 \cdot 286,14 - \frac{285,57}{2} = 142,36 \text{ Н};$$

7. Визначимо зусилля на ведучий, ведений вали і ролик:

$$F_{B1} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2} - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos \alpha_1, \text{ Н};$$

$$F_{B1} = \sqrt{428,92^2 + 142,36^2} - 2 \cdot 428,92 \cdot 142,36 \cdot \cos 182^\circ = 571,21 \text{ Н};$$

$$F_{B2} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2} - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos \alpha_2, \text{ Н};$$

$$F_{B2} = \sqrt{428,92^2 + 142,36^2} - 2 \cdot 428,92 \cdot 142,36 \cdot \cos 205^\circ = 561,18 \text{ Н};$$

$$F_p = F_2 \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos \alpha_p)} \text{ Н}$$

$$F_{p1} = 142,36 \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos 164^\circ)} = 281,85 \text{ Н};$$

$$F_{p2} = 142,36 \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos 187^\circ)} = 284,00 \text{ Н};$$

Сили, що діють в пасі передач наведені на рис.2.10.

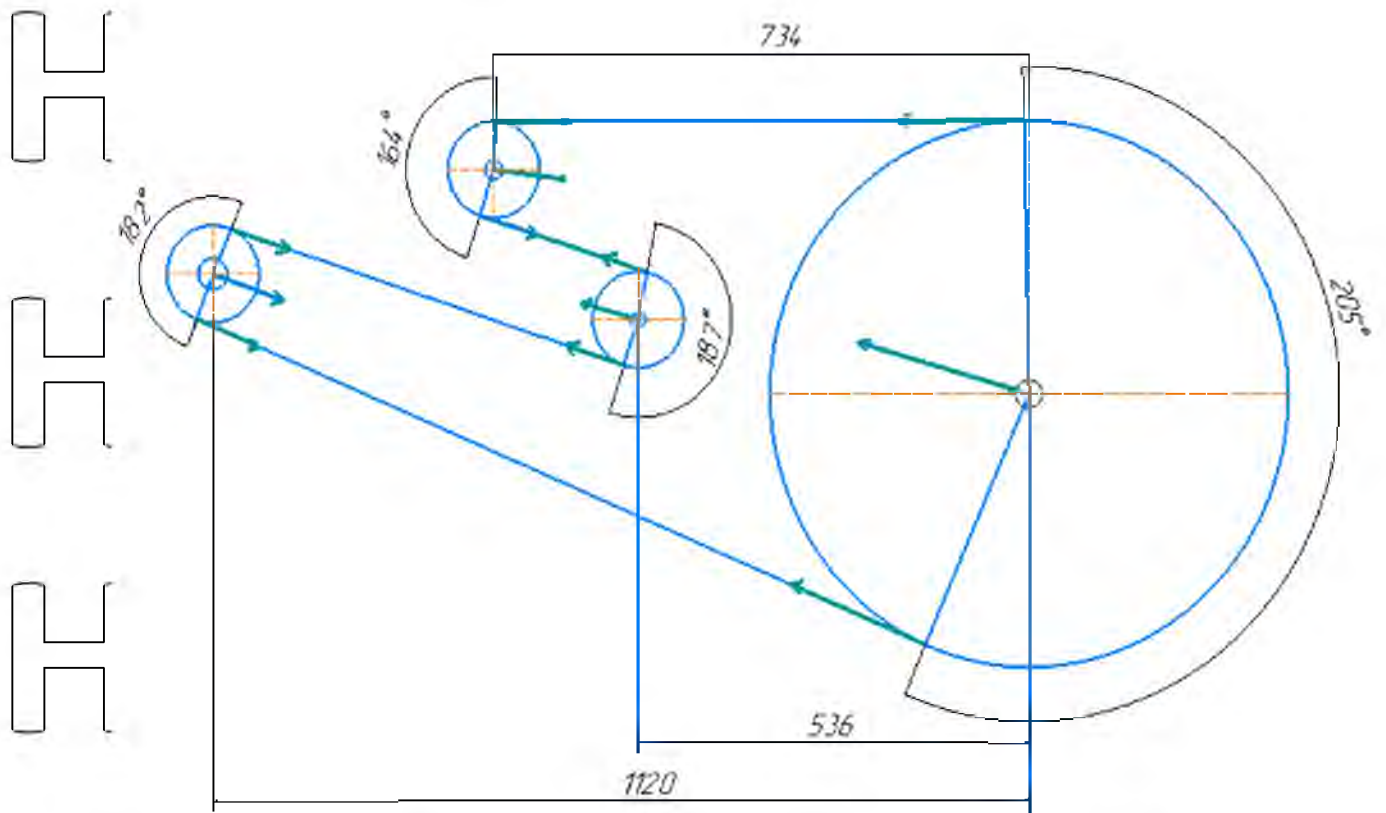


Рис. 2.10. Схема сил, що діють в пасовій передачі

Конструктивні розміри шківів.

Розміри профілю канавок шківа (рис. 2.20) приймаємо в залежності від типу паса і діаметра шківа. ГОСТ 20889-88.

$$l_p = 14,0 \text{ мм};$$

$$b = 4,2 \text{ мм};$$

$$h = 10,8 \text{ мм};$$

$$r = 1,0 \text{ мм};$$

$$e = 19,0 \text{ мм};$$

$$\alpha = 34^\circ (d=125 \text{ мм});$$

$$\alpha = 40^\circ (d=710 \text{ мм});$$

$$f = 12,5 \text{ мм}.$$

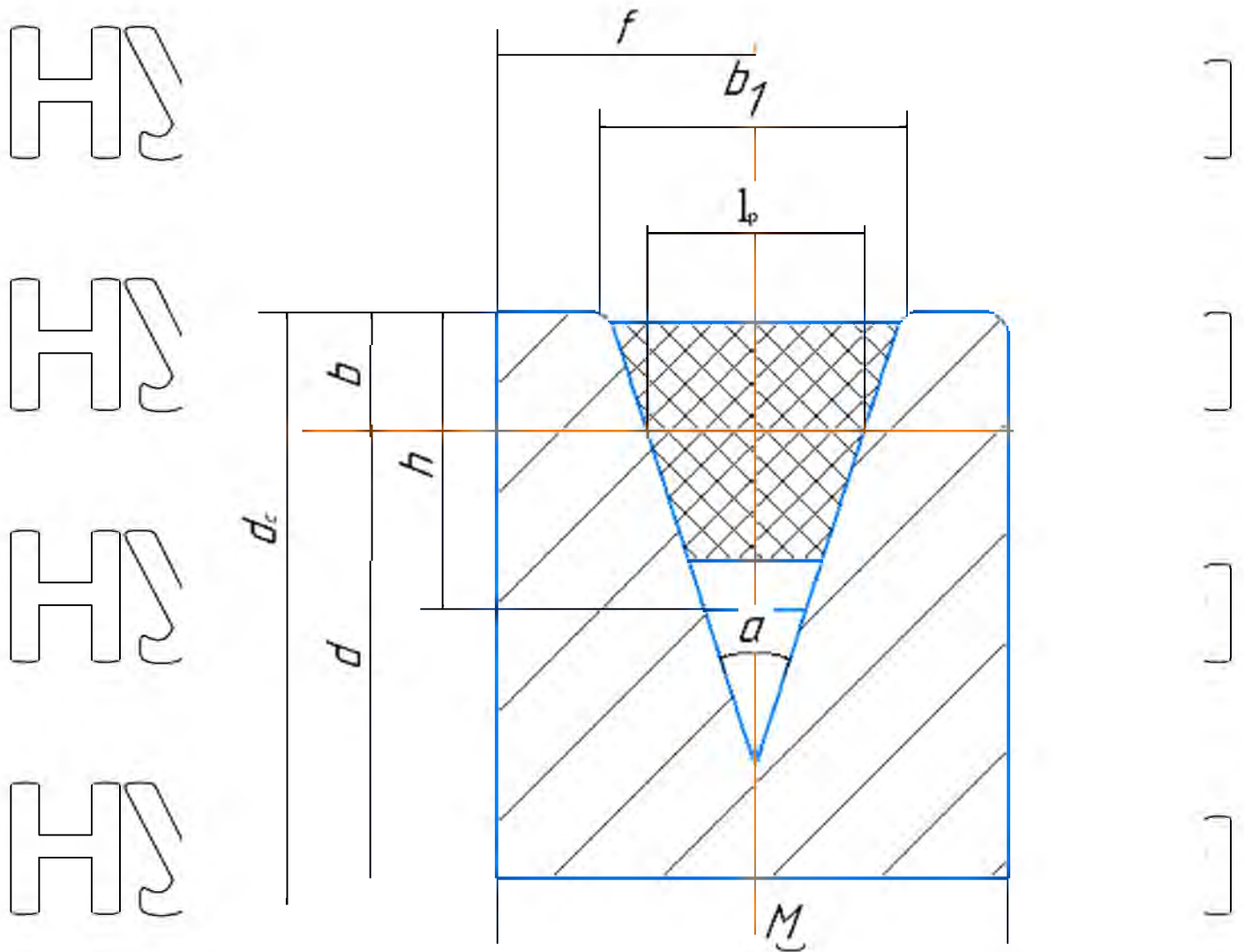


Рис. 2.11. Профіль канавки шківa

Визначаємо зовнішні діаметри шківів:

$$d_e = d + 2 \cdot b;$$

$$d_{e1} = 125 + 2 \cdot 4,2 = 133,4 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = 710 + 2 \cdot 4,2 = 718,4 \text{ мм};$$

Внутрішні діаметри шківів:

$$d_i = d - 2 \cdot h;$$

$$d_{i1} = 125 - 2 \cdot 10,8 = 103,4 \text{ мм};$$

$$d_{i2} = 710 - 2 \cdot 10,8 = 688,4 \text{ мм};$$

Визначаємо ширину шківa

$M = (z-1) \cdot e + 2 \cdot f = (1-1) \cdot 19 + 2 \cdot 12,5 = 25 = 44 \text{ мм};$ -
 Посадочний діаметр маточини (діаметр валу під маточину) орієнтовно
 визначасмо по крутному моменту:

$$d_B = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot \tau'_{\text{тр}}}}$$

T - крутний момент на валу;
 $\tau'_{\text{тр}} = 12 \dots 30 \text{ МПа}$ - занижене допустиме напруження на кручення.

$$T_1 = \frac{P}{\omega_1} \cdot 10^3 = \frac{0,56}{31,38} \cdot 10^3 = 16,66 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$T_2 = \frac{P}{\omega_2} \cdot 10^3 = \frac{0,523}{5,23} \cdot 10^3 = 100 \text{ Н} \cdot \text{м};$

Визначення діаметра валу :

$d_{B1} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{16,66}{0,2 \cdot 12}} = 19,07 \text{ мм};$

$$d_{B2} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{100}{0,2 \cdot 12}} = 34,46 \text{ мм},$$

d_{B1} - приймаємо 30 мм; d_{B2} - приймаємо 35 мм.
 Зовнішній діаметр і довжину маточини (сталевих) визначасмо в
 залежності від діаметру валу:

$$d_{\text{м,ст1}} = 1,5 \cdot d_B + 10 = 1,5 \cdot 30 + 10 = 55 \text{ мм}$$

$$d_{\text{ст2}} = 1,5 \cdot d_B + 10 = 1,5 \cdot 35 + 10 = 62,5 \text{ мм}$$

$$l_{\text{ст1}} = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_B = 1,35 \cdot 30 = 40,5 \text{ мм}$$

$$l_{\text{ст2}} = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_B = 1,35 \cdot 35 = 47,25 \text{ мм}$$

Приймаємо $l_{\text{ст1}} = l_{\text{ст2}} = 45 \text{ мм}$.

Визначасмо товщину ободу:
 $\delta = 0,005 \cdot d + 5;$
 $\delta_1 = 0,005 \cdot 125 + 5 = 5,625$ Приймаємо 6 мм

$$\delta_2 = 0.005 \cdot 710 + 5 = 8,55 \text{ мм} \text{ Приймаємо } 9 \text{ мм}$$

Діаметр ободу:

$$D_{o6} = d_i - 2 \cdot \delta;$$

$$D_{o61} = d_{i1} - 2 \cdot \delta_1 = 103,4 - 2 \cdot 6 = 91,4 \text{ мм} \text{ Приймаємо } 92 \text{ мм.}$$

$$D_{o62} = d_{i2} - 2 \cdot \delta_2 = 718,4 - 2 \cdot 9 = 700,4 \text{ мм} \text{ Приймаємо } 700 \text{ мм}$$

Визначаємо товщину диска:

$$c = (1.2 \dots 1.3) \delta;$$

$$c_1 = 1.25 \cdot \delta_1 = 1.25 \cdot 6 = 7,5 \text{ мм}; \text{ Приймаємо } 8 \text{ мм.}$$

$$c_2 = 1.25 \cdot \delta_2 = 1.25 \cdot 9 = 11,25 \text{ мм}; \text{ Приймаємо } 12 \text{ мм.}$$

Діаметр отворів в дискові:

$$d_o = 0.25 \cdot (D_{o6} - d_{ст});$$

$$d_{o1} = 0.25 \cdot (D_{o61} - d_{ст}) = 0.25 \cdot (92 - 55) = 9,25 \text{ мм,}$$

виконуємо диск без отворів.

$$d_{o2} = 0.25 \cdot (D_{o62} - d_{ст}) = 0.25 \cdot (700 - 62,5) = 159,37 \text{ мм};$$

Кількість отворів приймаю 6 з діаметром 158 мм.

Діаметр розміщення отворів в диску:

$$D_o = 0.5 \cdot (D_{o6} + d_{ст});$$

$$D_{o2} = 0.5 \cdot (D_{o62} + d_{ст}) = 0.5 \cdot (700 + 62,5) = 381,25 \text{ мм,}$$

Приймаємо 380 мм.

Для полегшення конструкції ведений шків виконуємо штампованим.

Маточину шківів встановлюємо на корпус підшипника ковзання.

Ескіз шківів мотовила представлений на (рис.2.21)

НУ

НУ

НУ

НУ

НУБІП І УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

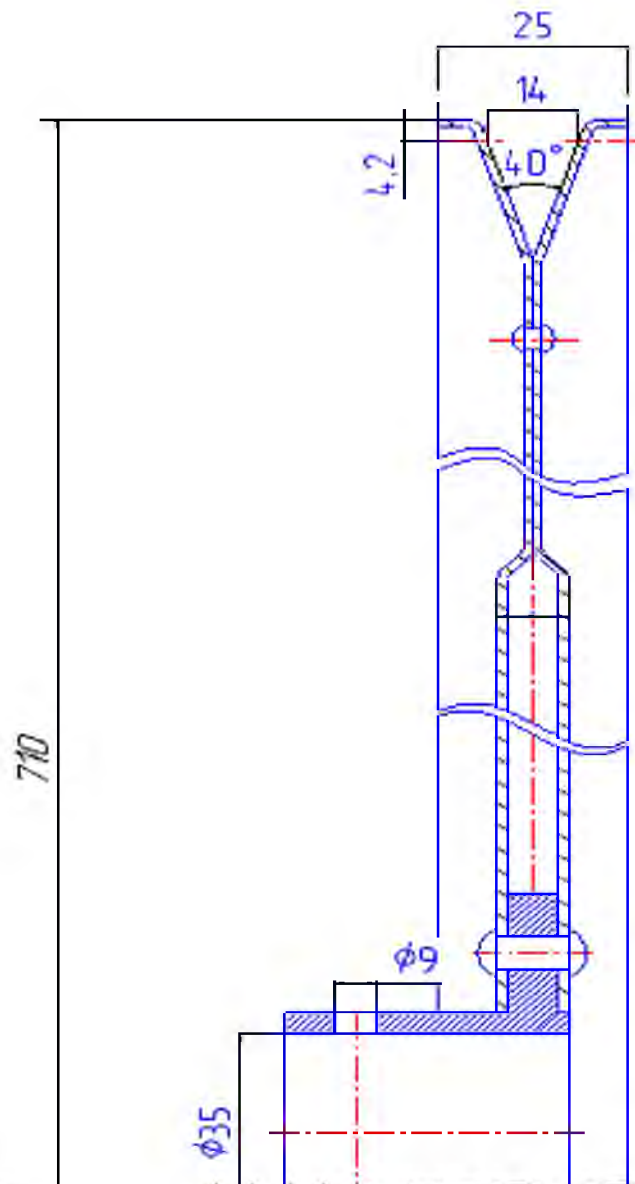


Рис.2.12. Ескіз шків мотовила

РОЗДІЛ 3.

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ РЕЖИМУ ПУСКУ ПРИВОДУ МОТОВИЛА

3.1. Розрахунок потужності та вибір гідромотора для приводу мототила

Розглядаємо процес розробки динамічної моделі механізму та привода на прикладі мототила жатки комбайна СКІФ-280.

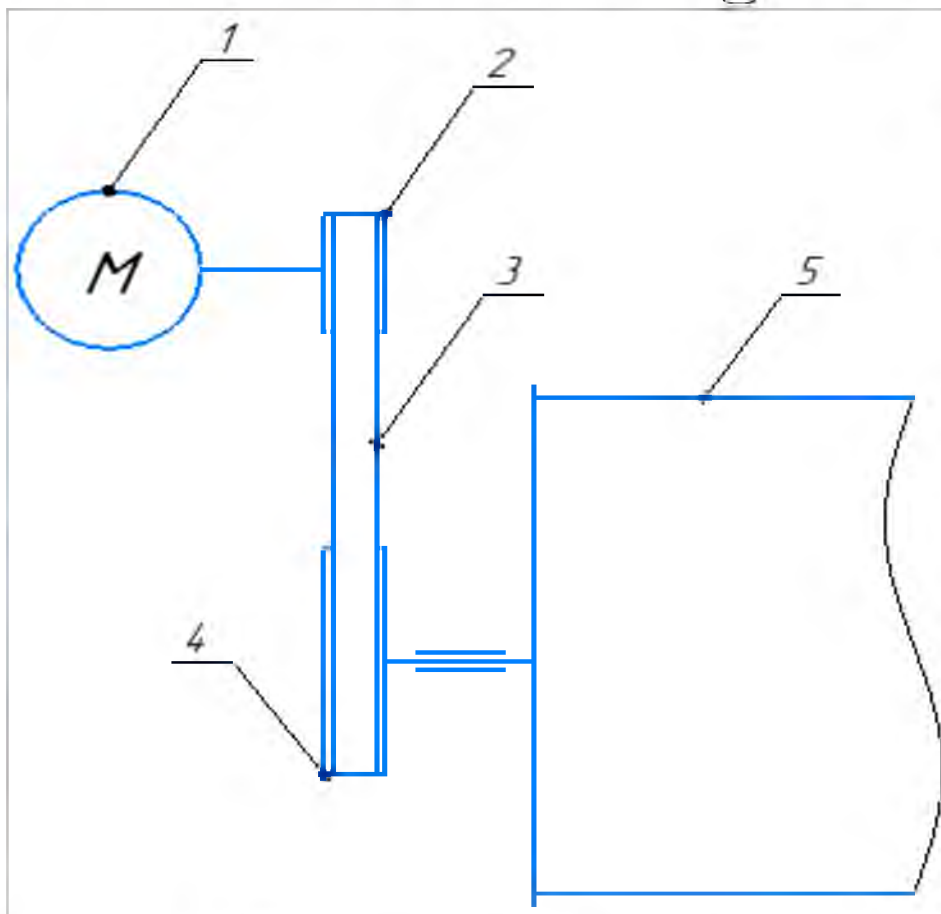


Рис. 3.1. Кінематична схема привода мототила

На рисунку 3.1 зображено кінематичну схему привода мототила жатки комбайна Скіф 280, де: 1 – Гідромотор, 2 – Ведучий шків, 3 – Пас, 4 – Ведений шків, 5 – Мототило.

В залежності від густоти хлібостою, що подається до різального апарату мототилом, серійно випускаються жатки з наступними частотами обертання мототила.

FLOAT STREAM 700 – $n=14...50$ об/хв;

MAANS CONTOUR F750 – $n=11...79$ об/хв;

СКІФ-280 з гідроприводом мотопила становить – $n=11...79$ об/хв.

Для розрахунку приводу жатки комбайна СКІФ-280 приймаємо частоту обертання мотопила $n=79$ об/хв, крутний момент приймаємо по запобіжній муфті що складає 100 Н·м. Звідси можна визначити потужність на ведучому валу привода мотопила.

$$P_m = \frac{\pi \cdot n \cdot M_{\text{муф}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 79 \cdot 100}{30} = 8,27 \text{ кВт}. \quad (3.1)$$

Потужність гідромотора

$$P_{\text{ов}} = \frac{P_m}{\eta_{\text{пас}}} = \frac{827 \cdot 9,49}{0,96} = 8,175 \text{ кВт}, \quad (3.2)$$

де $\eta_{\text{пас}}$ – ККД пасового передавача приймаємо $\eta_{\text{пас}}=0,96$.

Вибираємо гідромотор RW 80 CBM (рис. 3.2) має квадратний фланець, чотири отвори для кріплення и стандартне ущільнення вала. Гідромотор RW 80 CBM застосовується на комбайнах «Акрос, Вектор» для приводу мотопила. Виробник – M+S Hydraulic, Болгарія. Основні характеристики наведені у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Основні характеристики гідромотора RW 80 CBM

Параметр	Значення
Максимальний крутний момент, Н/м	200
Максимальна потужність, кВт	12.5
Робочий об'єм, см ³	80
Максимальна витрата, л/хв	60

Макс. швидкість обертання, об/хв	750
Країна виробник	Болгарія



Рис.3.2. [Гідромотор](#) RW 80 CFM.

Визначаємо кутову швидкість вала гідромотора:

$$\omega_{em} = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 750}{30} = 78,5 \text{ рад/с}$$

де n - частота обертання вала гідромотора.

Визначаємо кутову швидкість мотовила:

$$\omega_{em} = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 79}{30} = 8,27 \text{ рад/с}$$

Загальне передаточне число приводу мотовила визначається наступною залежністю

$$U = \frac{\omega_{\text{ГМ}}}{\omega_{\text{М}}} = \frac{78,5}{8,27} = 9,5.$$

Момент на валу мотовила можна визначити через потужність гідромотора в результаті чого отримаємо:

$$M_{\text{М}} = \frac{P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{пас}}}{\omega_{\text{ГМ}}} = \frac{12500 \cdot 0,96}{8,27} = 1451 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (3.3)$$

3.2. Побудова динамічної моделі приводного механізму мотовила

Розв'язування задач динаміки машин починається зі збору фактів та даних наукових спостережень. На їх основі проводиться формалізація роботи машини чи механізму і будується її динамічна модель, тобто виділяються її найбільш суттєві риси та властивості й проводиться їх опис за допомогою рівнянь і формул.

Відомо, що для дослідження динамічних навантажень, які діють на елементи механічної системи і приводу, механічну систему представляють у першому наближенні у вигляді двомасової динамічної моделі, в якій усі ділянки валів вважаються жорсткими, а пружні з'єднання (пасова передача) – пружним елементом. Для розробки динамічної моделі приводного механізму мотовила вважаємо, що всі елементи механізму є абсолютно жорсткими тілами, окрім елементів передавального механізму (пасової передачі), які володіють пружними властивостями. При цьому корпус приводу механізму та вали тягових шківів закріплені абсолютно жорстко.

Для приводного механізму мотовила побудована двома сова динамічна модель, яка представлена на рис. 3.3

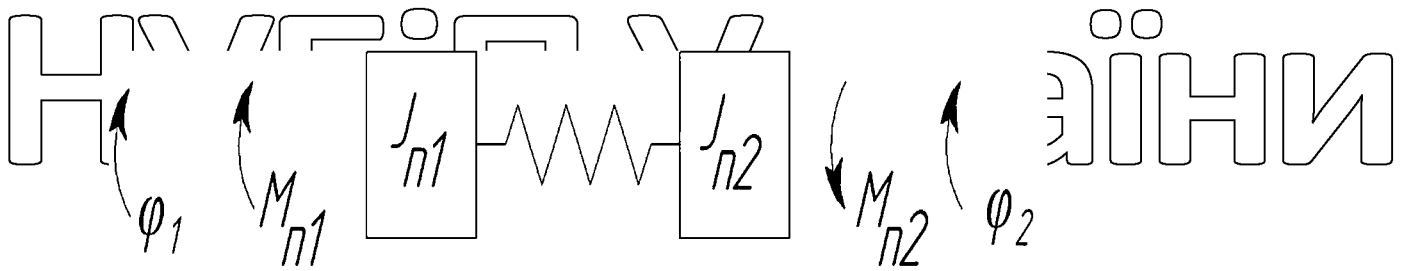


Рис. 3.3. Динамічна модель приводного механізму мотовила

На рис. 3.3 прийняті такі позначення: $J_{п1}$ – приведений момент інерції першої частини, який складається з приведених моментів інерції двигуна і пружної частини передавального механізму; $J_{п2}$ – приведений момент інерції другої частини моделі, який складається з моменту інерції мотовила; $M_{п1}$ і $M_{п2}$ – приведені моменти сил першої і другої частини динамічної моделі, від дії відповідно рушійного моменту на валу гідравлічного двигуна та моменту сил опору на мотовилі; c – приведена жорсткість передавального механізму (пасової передачі)

Визначимо параметри динамічної моделі приводного механізму мотовила. $M_H = 100. \text{ Н} \cdot \text{ м}$; - номінальний момент на валу гідромотора приводного механізму мотовила; $M = 200. \text{ Н} \cdot \text{ м}$; - максимальний крутний момент гідромотора; $c = 2500; \text{ Нм/рад}$ - коефіцієнт жорсткості паса, зведений до осі вала мотовила; $D_M = 1,0 \text{ м}$ - діаметр мотовила; $m = 400$ - вага мотовила.

Визначимо момент сил опору на валу мотовила

$$M_{п2} = M_H \cdot U = 100 \cdot 9,5 = 950 \text{ Н} \cdot \text{ м};$$

Приймаємо момент сил опору на валу мотовила

$$M_{п2} = 950 \text{ Н} \cdot \text{ м}.$$

Визначаємо номінальну кутову швидкість мотовила:

НУБІП України
 $\omega_H = 0,7 * \omega_0 = 0,7 * 78,5 = 54,9 \text{ рад/с};$
Приймаємо номінальну кутову швидкість двигуна

НУБІП України
 $\omega_H = 54,9 \text{ рад/с};$
Визначимо моменти інерції J_M та $J_{п2}$ зведених мас динамічної моделі приводного механізму двигуна:

НУБІП України
 $J_1 = 0,08 \text{ кгм};$
 $J_2 = 0,05 \text{ кгм};$

НУБІП України
Зведений момент інерції першої маси динамічної моделі
 $J_{п1} = (J_1 + J_2) * U^2 = (0,08 + 0,05) * 6,6^2 = 5,2 \text{ кг. м}^2; \quad (3.4)$
Зведений момент інерції другої маси динамічної моделі

НУБІП України
 $J_{п2} = J_3 + J_4;$
 $J_3 = J_2 * u^2 = 0,05 * 6,6^2 = 2,17 \text{ кг. м}^2;$

НУБІП України
 $J_4 = \frac{1}{2} * m * r^2 = \frac{1}{2} m \frac{D_M^2}{4} = \frac{1}{2} * 400 * \frac{1^2}{4} = 62,5 \text{ кг. м}^2;$
Після проведених розрахунків отримуємо таке значення зведеного моменту інерції двигуна

НУБІП України
 $J_{п2} = J_3 + J_4 = 2,17 + 62,5 = 64,67 \text{ кгм}^2. \quad (3.5)$
3.3. Побудова математичної моделі приводного механізму двигуна

На основі отриманої динамічної моделі формальними методами побудуємо математичну модель приводного механізму мотопила.

Математичні моделі механічних систем становлять, як правило, диференціальні рівняння руху.

Для отримання диференціальних рівнянь руху механічних систем при відомих їхніх динамічних моделях використовуються три основних методи:

1) метод рівноваги з використанням принципу д'Аламбера; 2) принцип можливих переміщень; 3) принцип Гамільтона-Остроградського.

Для складання диференціальних рівнянь руху приводного механізму мотопила використаємо принцип д'Аламбера. Згідно цього методу розглядається динамічна рівновага кожної з мас моделі, на які діють активні сили, сили інерції та реакції в'язів.

Складемо за допомогою цього методу диференціальні рівняння руху динамічної моделі, показаної на рис. 3.3. Для цього розчленуємо динамічну модель приводу мотопила на окремі маси, як це показано на рис. 3.4.

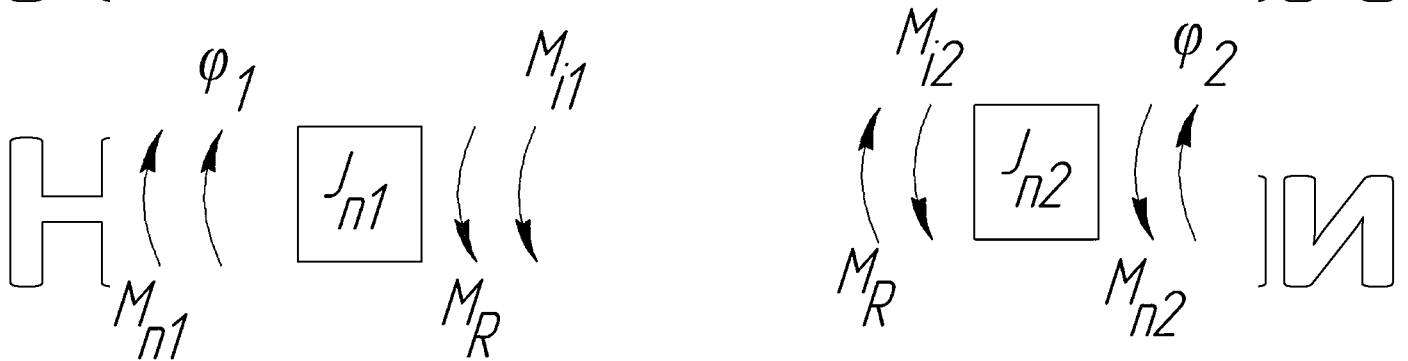


Рис. 3.4. Схеми динамічної рівноваги мас динамічної моделі

Для кожної з цих мас, склавши рівняння динамічної рівноваги (сума моментів всіх сил відносно осі обертання, оскільки обидві маси динамічної моделі здійснюють обертальний рух), отримаємо наступну систему рівнянь

$$\begin{cases} M_{p1} - M_{i1} - M_R = 0; \\ M_R - M_{p2} - M_{i2} = 0. \end{cases} \quad (3.6)$$

Тут M_{i1} – момент сил інерції першої маси динамічної моделі; M_{i2} – момент сил інерції другої маси динамічної моделі; M_R – момент реакції пружного зв'язку між масами динамічної моделі, які виражаються наступними залежностями:

$$\begin{aligned} M_{i1} &= J_{\Pi 1} \cdot \ddot{\varphi}_1; \\ M_{i2} &= J_{\Pi 2} \cdot \ddot{\varphi}_2, \end{aligned} \quad (3.7)$$

$$M_R = C \cdot (\varphi_1 - \varphi_2).$$

Підставивши вирази (3.7) в систему рівнянь (3.6), отримаємо систему диференціальних рівнянь, які описують динаміку руху приводу руху мотовила

$$\begin{cases} M_{\Pi 1} - C(\varphi_1 - \varphi_2) - J_{\Pi 1} \ddot{\varphi}_1 = 0 \\ C(\varphi_1 - \varphi_2) - M_{\Pi 2} - J_{\Pi 2} \ddot{\varphi}_2 = 0 \end{cases} \quad (3.8)$$

Систему диференціальних рівнянь (3.8) запишемо в класичному вигляді, тоді вона буде представлена в такому виді:

$$\begin{cases} J_{\Pi 1} \ddot{\varphi}_1 + C(\varphi_1 - \varphi_2) = M_{\Pi 1} \\ J_{\Pi 2} \ddot{\varphi}_2 - C(\varphi_1 - \varphi_2) = -M_{\Pi 2} \end{cases} \quad (3.9)$$

Отриману систему рівнянь (3.9) з урахуванням механічної характеристики приводного гідродвигуна приводу мотовила представимо наступним чином:

$$\begin{aligned} J_{\Pi 1} \ddot{\varphi}_1 &= M_H + (M_{\Pi} - M_H) \sqrt{\frac{\varphi_1}{\omega_0}} * u * \eta_{\text{гас}} - c(\varphi_1 - \varphi_2) \\ J_{\Pi 2} \ddot{\varphi}_2 &= -M_{\Pi 2} + c * (\varphi_1 - \varphi_2). \end{aligned} \quad (3.10)$$

Отримана система рівнянь (3.10) являє собою систему двох нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку, нелінійність цієї системи рівнянь отримана за рахунок нелінійної залежності рушійного моменту приводного гідродвигуна, що рівнозначно кутовій швидкості першої приведенної маси динамічної моделі приводу мотовила. Оскільки отримана система нелінійних

диференціальних рівнянь не може бути розв'язана аналітичними методами, то для її розв'язку скористаємось чисельними методами з програмного середовища Wolfram Mathematica.

НУБІП України

3.4. Результати досліджень динаміки руху приводного механізму

Мотовила

НУБІП України

Результати досліджень динаміки руху приводного механізму мотовила представлений у вигляді графічних залежностей

(рис.3.5...рис.3.12)

НУБІП України

В результаті проведених розрахунків побудовані кінематичні (рис.3.5-3.8), силкові (рис.3.9-3.10) та енергетичні (рис.3.11) характеристики приводного механізму мотовила жатки

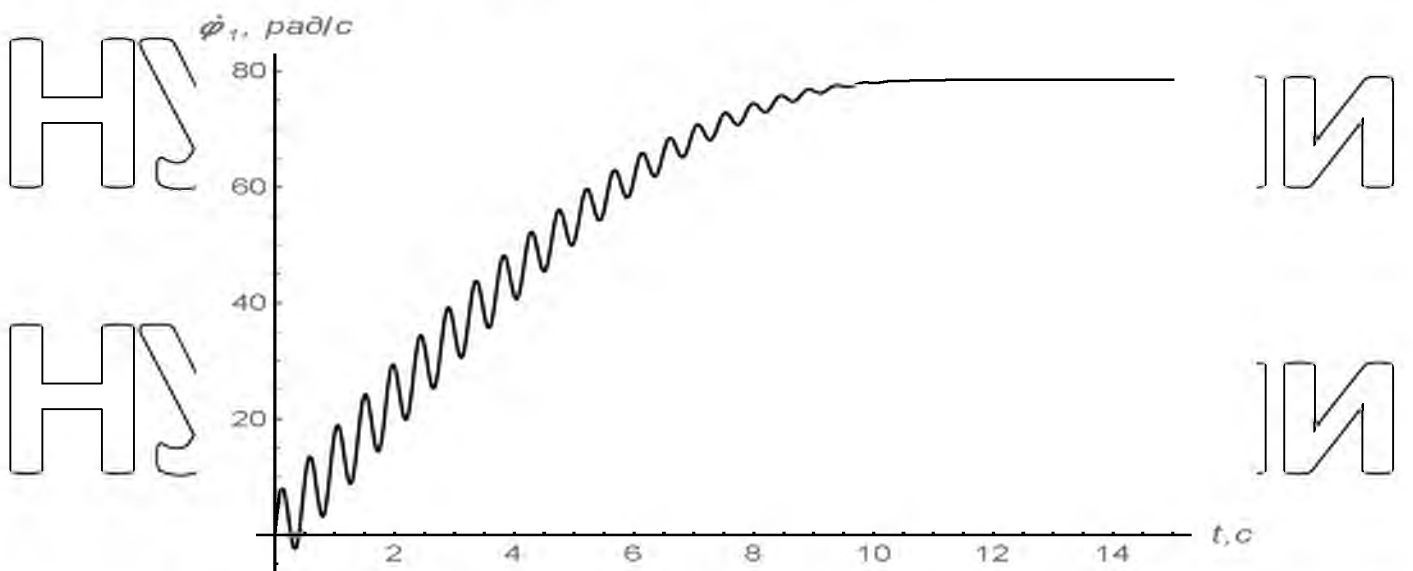


Рисунок 3.5 - Графік кутової швидкості валу гідродвигуна приводу мотовила

НУБІП України

На графічній залежності кутової швидкості валу гідродвигуна приводу мотовила жатки (рис.3.5) можна бачити високочастотні коливання при значній амплітуді, яка приймає найбільші значення на початку руху і протягом процесу пуску ці коливання практично затухають. При виході на усталений рух через 10 секунд руху швидкість валу гідродвигуна стабілізується.

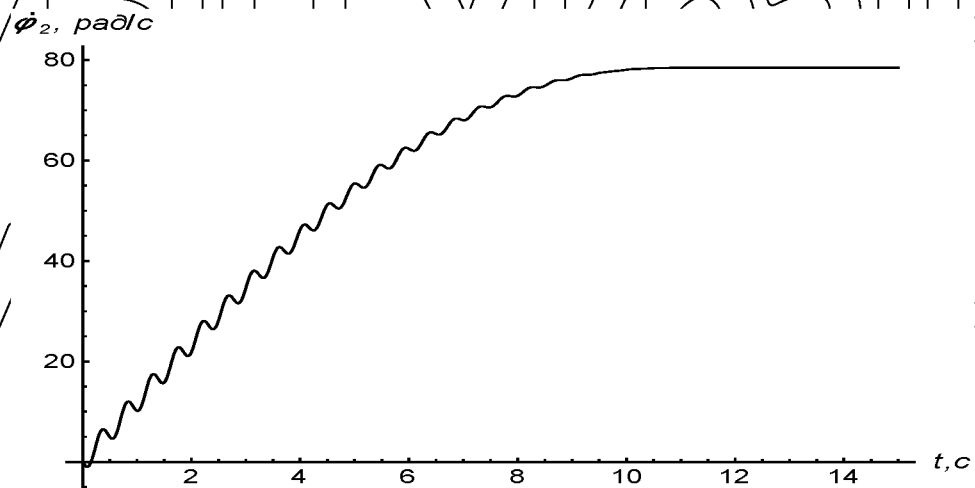


Рисунок 3.6 - Графік кутової швидкості валу мотовила жатки

При русі валу мотовила також спостерігаються високочастотні коливання кутової швидкості (рис.3.6), але тут спостерігається менша амплітуда коливань в порівнянні з валом гідродвигуна (рис.3.5). Коливання кутової швидкості валу мотовила також затухають протягом процесу пуску і при виході на усталений рух повністю затухають.

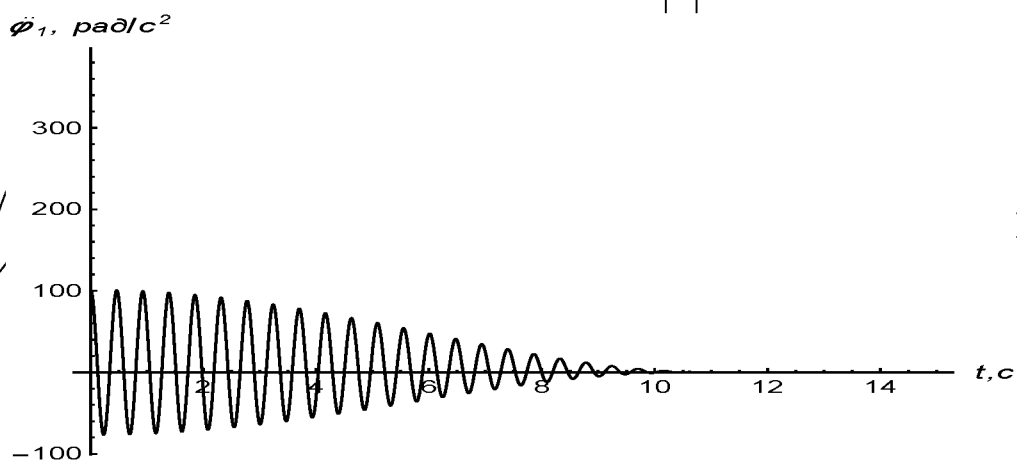


Рисунок 3.7 - Графік кутового прискорення валу гідромотора

З наведеного графіка кутового прискорення валу гідромотора (рис. 3.7) спостерігаються високочастотні коливання зі значною амплітудою, де максимальне значення амплітуди прискорення досягає 100 рад/с^2 , але ці коливання через 10 с руху практично зникають. Це вказує на те, що найбільші динамічні навантаження в приводному механізмі мотовила жатки виникають в початковому періоді процесу пуску.

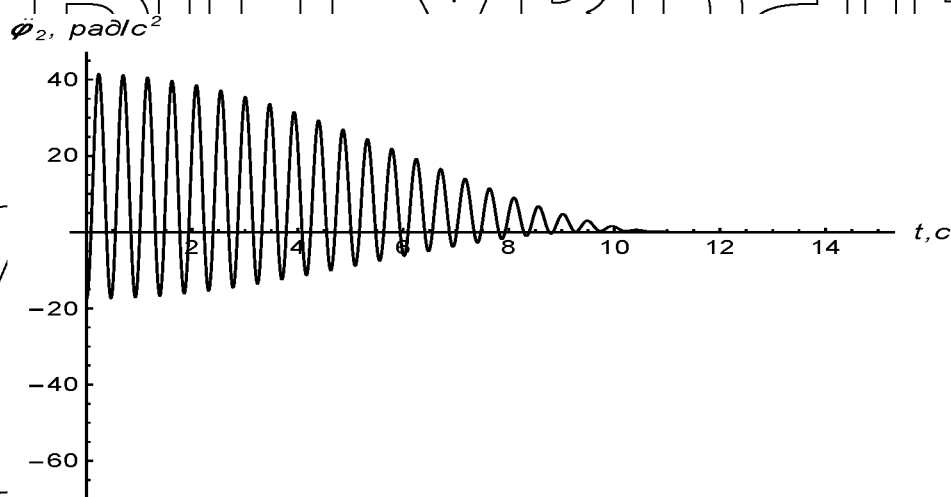


Рисунок 3.8 - Графік прискорення валу жатки

З графічної залежності кутових прискорень валу мотовила (рис. 3.8) також можна спостерігати високочастотні коливання, але з меншою амплітудою. Так, наприклад, на валу мотовила максимальне значення амплітуди становить 40 рад/с^2 , що в $2,5$ рази менше в порівнянні з кутовою швидкістю валу гідромотора. Звідси можна зробити висновок, що коливання мотовила і жатки в цілому будуть меншими в порівнянні з коливаннями ланок приводного механізму.

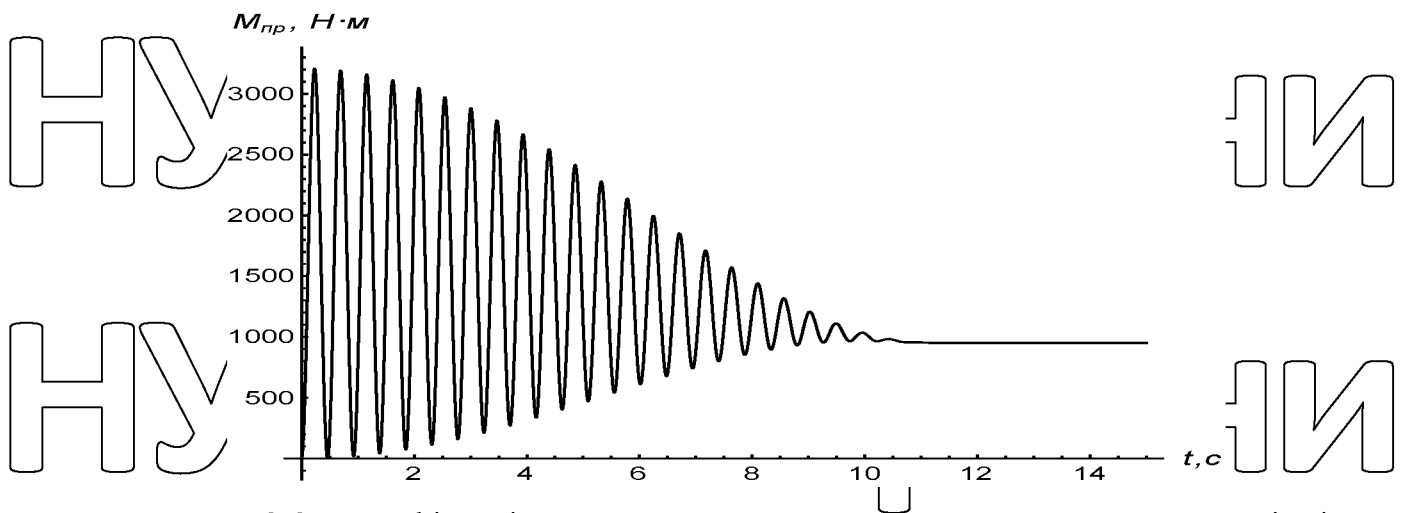


Рисунок 3.9 - Графік зміни пружного моменту в передавальному механізмі

приводу мотовила

Графік зміни пружного моменту в в передавальному механізмі (пасовій передачі) (рис.3.9) має значні високочастотні коливання, де амплітуда коливань більше ніж вдвічі перевищує ustalene значення пружного зусилля в приводному шківі мотовила.

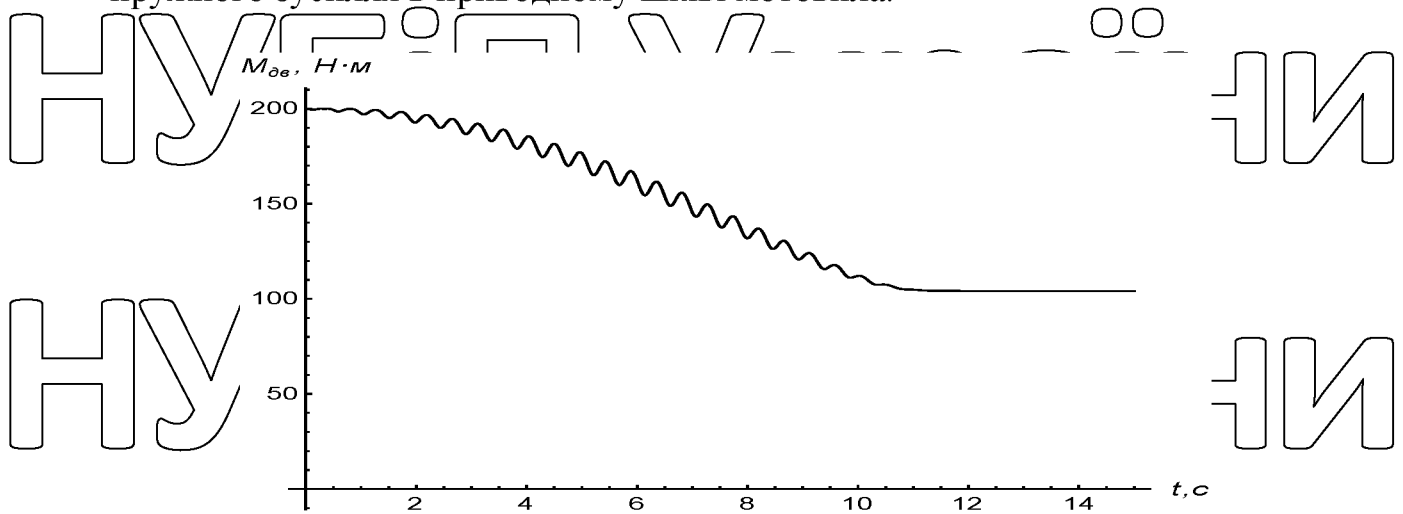


Рисунок 3.10 - Графік зміни рушійного моменту приводного гідродвигуна

З наведеного графіка (рис.3.10) можна зробити висновок, що рушійний момент змінюється плавно при незначних високочастотних коливаннях, амплітуда яких не перевищує 5% ustalene значення рушійного моменту.

Крім того, максимальне значення рушійного моменту лише вдвічі перевищує його ustalene значення.

З рис.3.9 і 3.10 можна бачити, що вал приводного гідродвигуна працює в нормальному режимі, а передавальний механізм має

значні перевантаження. Це вказує на те, що параметри і характеристики передавального механізму є недосконалими і потребують удосконалення.

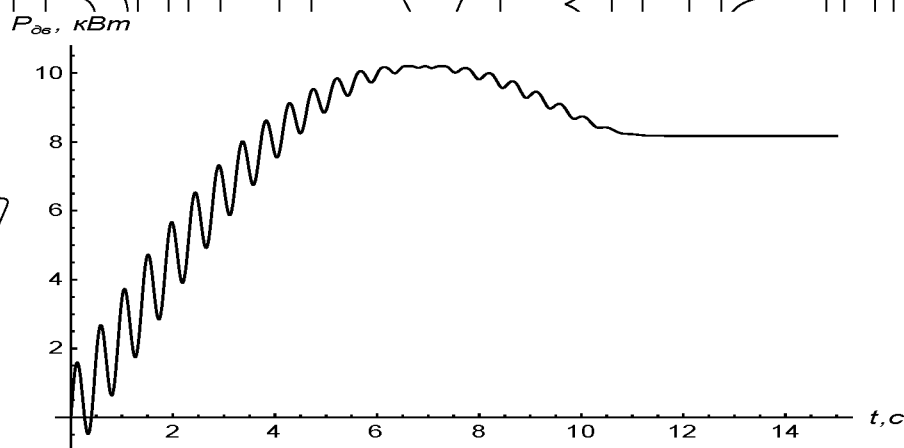


Рисунок 3.11 - Графік зміни потужності приводного гідродвигуна

З графічної залежності потужності (рис.3.11) видно, на початку руху мають місце високочастотні коливання, які з часом затухають і до 12 с руху зникають. Максимальне значення потужності лише на 25% перевищує установлене значення. Це вказує на те, що гідродвигун приводу мотовила працює без значних перевантажень.

Побудовано фазовий портрет коливань приводного механізму мотовила жатки (рис.3.12).

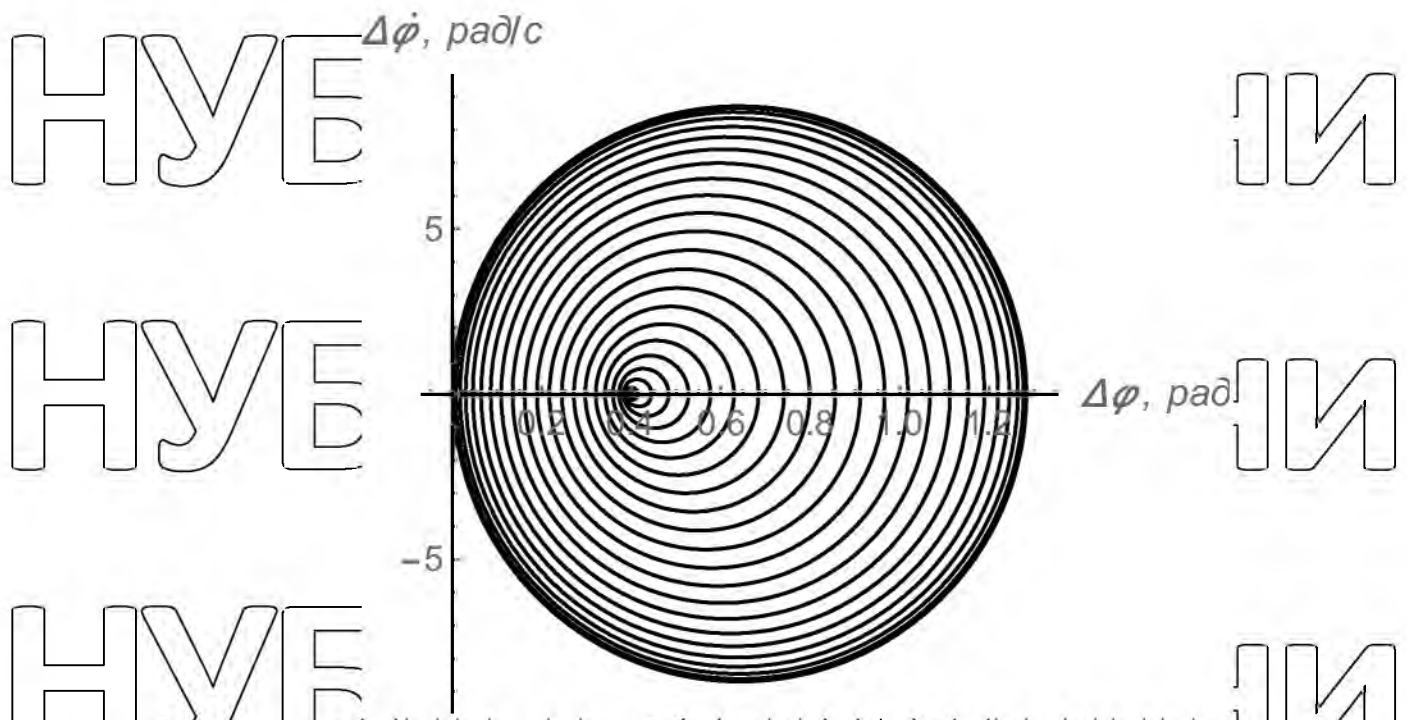


Рисунок 3.12 - Фазовий портрет коливань механізму підйому

З наведеної графічної залежності (рис.3.12) можна бачити поступове плавне зменшення коливань в ланках приводного механізму мотовила жатки. Після процесу затухання залишається пружна деформація приводного механізму, яка дорівнює 0,4 рад, тобто вал мотовила по відношенню до валу гідродвигуна має незначне зміщення.

З динамічного аналізу приводного механізму мотовила жатки можна зробити висновок, що в процесі пуску в його елементах зароджуються високочастотні коливання, які з часом затухають і на ділянці усталеного руху мотовила коливання відсутні.

РОЗДІЛ 4.

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ ПРИВОДНОГО МЕХАНІЗМУ МОТОВИЛА

4.1. Про оптимізацію режиму руху механізмів зернозбирального комбайна

Поставлена задача оптимізації режимів руху приводного механізму мотовила жатки. Сучасні зернозбиральні комбайни працюють зі значними швидкостями руху механізмів, що приводить до підвищення їхньої продуктивності. Однак, це в багатьох випадках приводить до виникнення підвищених динамічних навантажень на їхні елементи і, як наслідок, знижується їхня надійність роботи. Крім того, робота зернозбиральних комбайнів повинна характеризуватися високою енергоефективністю та надійністю. Забезпечити виконання цих характеристик досить складно, бо вони носять суперечливий характер. Підвищення продуктивності вимагає збільшення швидкостей руху механізмів і, як наслідок, приводить до підвищення енергетичних витрат. Для поєднання цих характеристик виникає потреба дослідження динамічних та енергетичних процесів, що виникають під час руху зернозбиральних комбайнів та їхніх окремих механізмів, зокрема, приводного механізму жатки. Для забезпечення ефективної експлуатації зернозбиральних комбайнів є потреба в оптимізації режимів руху їх механізмів, особливо на ділянках перехідних процесів (пуск, гальмування, зміна швидкості руху тощо). Вирішення оптимізаційних задач керування рухом механізмів зернозбиральних комбайнів є досить актуальною задачею, оскільки вирішення її дає можливість підвищити продуктивність та надійність роботи окремих механізмів та зернозбирального комбайна в цілому, а також покращити енергоефективність роботи механізмів комбайна..

Аналіз останніх досліджень динаміки та оптимізації режимів руху зернозбиральних комбайнів та їхніх механізмів показує доцільність саме

такого напрямку підвищення ефективності роботи зернозбиральних комбайнів. Динамічні та енергетичні процеси у зернозбиральних комбайнах та їхніх механізмах досліджені на недостатньому рівні. При цьому ще не в повній мірі враховуються можливості сучасних систем керування рухом окремими механізмами і зернозбиральним комбайном в цілому.

Сучасні системи керування дозволяють реалізувати практично всі існуючі діаграми зміни швидкості або рушійного моменту приводних механізмів зернозбиральних комбайнів.

В багатьох наукових роботах показано, що при ручному керуванні швидкістю руху приводного механізму зернозбирального комбайна в його елементах виникають значні динамічні навантаження. Крім того, при такому керуванні швидкістю руху мають місце інтенсивні енергетичні втрати в приводах окремих механізмів зернозбирального комбайна. Для усунення цих

небажаних чинників роботи механізмів зернозбиральних комбайнів, а також з метою підвищення продуктивності роботи зернозбирального комбайна за рахунок усунення коливань, в його елементах необхідно виконати оптимізацію режиму його руху на ділянках перехідних процесів.

Аналіз існуючих публікацій за цією тематикою показує, що шляхом оптимізації режимів руху окремих механізмів зернозбиральних комбайнів вдається зменшити рівень динамічних навантажень в механізмах комбайна, підвищити його ефективність роботи, збільшити продуктивність та надійність роботи і в багатьох випадках зменшити навантаження на комбайнера.

Мета даного дослідження полягає в оптимізації режимів руху механізмів зернозбирального комбайна та їхнього впливу на динамічні характеристики окремих механізмів та комбайна в цілому..

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити та поставити задачу оптимального керування рухом приводного механізму мотовила жатки, оскільки в неї в значній мірі залежить якість збирання зернових культур. Для проведення оптимізації режиму руху приводного механізму

мотовила жатки використаємо двомасову динамічну модель руху, яка була використана при динамічному аналізі приводного механізму мотовила жатки зернозбирального комбайна.

4.2. Визначення оптимального режиму руху приводного механізму

мотовила жатки

Для проведення оптимізації режиму руху приводного механізму мотовила жатки зернозбирального комбайна використаємо двомасову динамічну модель, яка представлена на рис.3.2. Цій моделі однозначно відповідає система двох диференціальних рівнянь другого порядку, яка є математичною моделлю динаміки руху приводного механізму мотовила жатки. Така математична модель отримана на основі принципу Д'Аламбера системою двох диференціальних рівнянь другого порядку і має такий вигляд:

$$J_{n1}\ddot{\varphi}_1 = M_{n1} - c(\varphi_1 - \varphi_2);$$

$$J_{n2}\ddot{\varphi}_2 = c(\varphi_1 - \varphi_2) - M_{n2}, \quad (4.1)$$

де J_{n1}, J_{n2} - відповідно зведені моменти інерції першої та другої зведених мас вала гідродвигуна з приводним шківом приводного механізму

та мотовила жатки; M_{n1}, M_{n2} - моменти сил першої та другої зведених мас

динамічної моделі приводного механізму жатки; c - коефіцієнт жорсткості пружного елемента приводу механізму приводу мотовила, φ_1, φ_2 - кутові координати першої та другої зведених мас приводного механізму жатки.

В приводному механізмі мотовила жатки найбільші динамічні навантаження коливального характеру виникають в пружному елементі приводу (пасовій передачі), тому за критерій оптимізації оберемо середньоквадратичне значення швидкості зміни пружного моменту в в пасовій передачі, що з'єднує вихідний вал гідродвигуна та вал мотовила. Цей критерій є інтегральним, тобто оцінює роботу приводного механізму за певний проміжок часу, і виражається наступною залежністю

$$M_n = \left(\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} M_n^2 dt \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (4.2)$$

де t, t_1 – координата часу та тривалість процесу пуску приводного механізму мотовила; M_n – швидкість зміни пружного моменту в пасовій передачі приводного механізму мотовила.

Швидкість зміни пружного моменту в пасовій передачі приводного механізму мотовила визначається за наступною залежністю:

$$M_n = c(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = J_{n2}\ddot{\varphi}_2 \quad (4.3)$$

Умовою мінімуму інтегрального критерію (4.2) з урахуванням виразу (4.3) є рівняння Ейлера-Пуассона, яке дає диференціальне рівняння шостого порядку:

$$\ddot{\varphi}_2 \neq 0.$$

Послідовне інтегрування цього рівняння за часом дає наступні залежності:

$$\ddot{\varphi}_2 = C_1;$$

$$\dot{\varphi}_2 = C_1 t + C_2;$$

$$\varphi_2 = \frac{C_1 t^2}{2} + C_2 t + C_3;$$

$$\ddot{\varphi}_2 = \frac{C_1 t^3}{6} + \frac{C_2 t^2}{2} + C_3 t + C_4;$$

$$\varphi_2 = \frac{C_1 t^4}{24} + \frac{C_2 t^3}{6} + \frac{C_3 t^2}{2} + C_4 t + C_5;$$

$$\varphi_2 = \frac{C_1 t^5}{120} + \frac{C_2 t^4}{24} + \frac{C_3 t^3}{6} + \frac{C_4 t^2}{2} + C_5 t + C_6, \quad (4.4)$$

де C_1, \dots, C_6 – постійні інтегрування, які визначаються з крайових умов руху приводного механізму мотовила:

$$t = 0: \quad \varphi_1 = \varphi_2 = 0; \quad \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 = 0;$$

$$t = t_1: \quad \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 = v; \quad \ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_2 = 0.$$

За допомогою другого рівняння системи (4.1), виразимо залежності між координатами першої та другої зведених мас та їхніми похідними за часом у такому вигляді:

$$\varphi_1 = \varphi_2 + \frac{J_{n2}\dot{\varphi}_2 + M_{n2}}{c};$$

$$\begin{aligned}\dot{\varphi}_1 &= \dot{\varphi}_2 + J_{n2}\ddot{\varphi}_2/c; \\ \ddot{\varphi}_1 &= \ddot{\varphi}_2 + J_{n2}\ddot{\ddot{\varphi}}_2/c; \\ \ddot{\ddot{\varphi}}_1 &= \ddot{\ddot{\varphi}}_2 + J_{n2}\ddot{\ddot{\ddot{\varphi}}}_2/c.\end{aligned}\quad (4.5)$$

Для знаходження постійних інтегрування використаємо 6 умов, які мають наступний вигляд:

$$t=0: \varphi_2 = 0, \dot{\varphi}_2 = 0, \ddot{\varphi}_2 = -M_{n2}/J_{n2}, \ddot{\ddot{\varphi}}_2 = 0; \quad t=t_1: \dot{\varphi}_2 = v, \ddot{\ddot{\varphi}}_2 = 0.$$

В результаті підстановки крайових умов в залежності (4.4), знайдемо вирази постійних інтегрування, які визначаються такими виразами:

$$\begin{aligned}C_1 &= -24(v/t_1 + M_{n2}/J_{n2})/t_1^3; \quad C_2 = 12(v/t_1 + M_{n2}/J_{n2})/t_1^2; \\ C_3 &= 0; \quad C_4 = -M_{n2}/J_{n2}; \quad C_5 = 0; \quad C_6 = 0.\end{aligned}\quad (4.6)$$

Підставивши постійні інтегрування (4.6) в залежності (4.4), отримаємо кінематичні характеристики другої зведеної маси, а через них за виразами (4.5) – характеристики першої зведеної маси.

Знайшовши характеристики зведених мас, визначаємо силові та енергетичні характеристики приводного механізму мотовила жатки:

- пружний момент в пасовій передачі приводного механізму мотовила жатки визначається такою залежністю:

$$M_n = J_{n2}\ddot{\varphi}_2 + M_{n2}; \quad (4.7)$$

- рушійний момент на валу приводного гідродвигуна зведений до валу мотовила має такий вигляд:

$$M_p = J_{n1}\ddot{\varphi}_1 + M_n; \quad (4.8)$$

- швидкість зміни пружного моменту в пасовій передачі приводного механізму мотовила визначається такою залежністю:

$$\dot{M}_n = J_{n2}\ddot{\ddot{\varphi}}_2; \quad (4.9)$$

- потужність на валу приводного гідродвигуна, зведена до вихідного валу мотовила визначається так:

$$P = M_p\dot{\varphi}_1. \quad (4.10)$$

Для приводного механізму мотовила жатки, динамічна модель якого характеризується параметрами: $J_{n1} = 1,26 \cdot 10^6$ кг·м²; $J_{n2} = 3,72 \cdot 10^6$ кг·м²; $c = 6,43 \cdot 10^6$ Нм/рад; $M_{n2} = 125300$ Нм; $\nu = 0,105 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$; $t_n = 8$ с визначені

кінематичні, силові та енергетичні характеристики, які представлені у вигляді графічних залежностей на рис.4.1-4.7.

Рисунок 4.1 - Кутова швидкість ротора гідромотора

З рис.4.1 можна бачити, що кутова швидкість ротора гідромотора приводного механізму мотовила при оптимальному режимі руху змінюється плавно без коливань за параболічним закону до усталеної швидкості руху.

Такий режим руху приводного механізму мотовила зводить до мінімуму навантаження в механізмі приводу мотовила жатки.

Рисунок 4.2 - Кутова швидкість валу мотовила

Як і вал гідродвигуна (рис.4.1), так і вал мотовила жатки (рис.4.2) має плавний характер зміни кутової швидкості при оптимальному режимі руху. Кутова швидкість вала мотовила плавно зростає без коливань за параболічним законом до устаденої швидкості руху. Такий оптимальний режим руху зводить до мінімуму дію динамічних навантажень в приводному механізмі мотовила жатки.

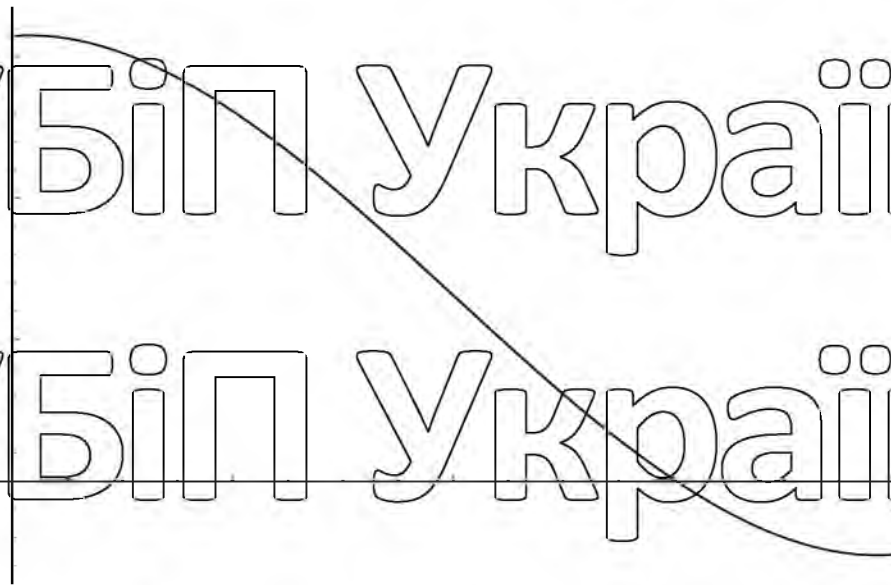


Рисунок 4.3 - Кутове прискорення валу гідродвигуна

З рис. 4.3 видно, що прискорення валу гідродвигуна змінюється плавно за параболічним законом від максимального значення до нуля протягом процесу пуску, а на ділянці устаденого руху дорівнює нулю. При цьому коливання прискорення валу гідродвигуна відсутні, що вказує на те, що приводний механізм мотовила жатки працює при мінімальних динамічних навантаженнях і, як наслідок, забезпечує його надійну роботу.

НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ

Рисунок 4.4 - Кутове прискорення валу мототила

Кутове прискорення валу мототила (рис.4.4) механізму приводу

мототила жатки також змінюється плавно без коливань при оптимальному

режимі руху. Зміна прискорення йде від максимального значення до нуля

протягом процесу пуску. При цьому коливання валу мототила відсутні.

Такий режим роботи мототила зводить до мінімуму динамічні навантаження

на елементи жатки і підвищує надійність її роботи.

НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ

Рисунок 4.5 - Графік зміни пружного моменту в приводному механізмі мототила

Пружний момент в приводному механізмі мотовила (рис. 4.5) при оптимальному режимі пуску змінюється плавно без коливань від максимального до усталеного значення на ділянці пуску. При цьому максимальне значення в 2,5 рази перевищує усталене значення, що менше (2,9) допустимого перевантаження гідродвигуна та приводного механізму мотовила в цілому.



Рисунок 4.6 - Графік зміни рушійного моменту приводу мотовила

З графіку рушійного моменту приводного механізму мотовила (рис.4.6) при оптимальному режимі пуску видно, що останній змінюється плавно без коливань від максимального до усталеного значення. При цьому максимальне значення в 2,9 разів перевищує усталене значення, що відповідає рекомендованому перевантаженню гідродвигуна механізму приводу мотовила в процесі пуску.

НУБІП України

НУБІП України

Рисунок 4.7 - Графік зміни потужності на валу гідродвигуна приводного механізму мотовила

Потужність на валу приводного гідродвигуна приводного механізму мотовила (рис. 4.7) при оптимальному режимі пуску змінюється

плавно без коливань за параболічним законом з досягненням максимального

значення з подальшим зниженням до усталеної величини. На ділянці усталеного руху. При цьому максимальне значення потужності в 1,8 разів перевищує усталене значення, що відповідає встановленим нормам перевантаження гідродвигуна за потужністю.

З отриманих графічних залежностей кінематичних (рис.4.1 – 4.4), силових (рис.4.5, 4.6) та енергетичних (рис.4.7) характеристик оптимального режиму руху приводного механізму мотовила жатки можна зробити висновок, що коливання в ланках приводу та мотовила відсутні. Це вказує на

те, що динамічні навантаження зменшуються до мінімуму і рух ланок приводного механізму мотовила є плавним і досить сприятливим для виконання технологічних операцій жаткою. Разом з тим, при оптимальному режимі руху приводу жатки до мінімуму зменшуються енергетичні витрати.

З усього наведеного можна зробити висновок, що оптимальний режим руху приводного механізму мотовила жатки має значні переваги перед некерованим рухом, при якому мають місце значні коливальні процеси та перевантаження елементів приводу та гідродвигуна, що не сприяє

нормальній роботі як приводному механізму мотовила жатки, так і зернозбирального комбайна в цілому.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 5.

ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ

Зернозбиральні комбайни є важливими машинами для збирання різноманітних врожаїв. Використання цих машин повинно відбуватися з дотриманням правил техніки безпеки, оскільки їх неправильне використання може стати причиною серйозних травм або навіть загибелі людини. Нижче наведені деякі рекомендації щодо техніки безпеки при використанні зернозбиральних комбайнів:

1. До початку роботи необхідно переконатися в тому, що комбайн є в гарному технічному стані. Перевірте сталі гальма і колеса, включіть всі світлові сигнали та забезпечте відповідну роботу всіх інших систем комбайна.
2. Переконайтеся в тому, що всі частини комбайна, включаючи жатку, є належно змонтованими та зафіксованими.
3. Ніколи не розпочинайте роботу на похилих ділянках землі, де існує ризик перекидання комбайна.
4. Ніколи не заходьте під жатку, коли вона в русі.
5. Завжди знімайте ключ запалювання, перед тим, як розпочати будь-які роботи з обслуговування комбайна.
6. Завжди носіть відповідний захисний одяг та засоби індивідуального захисту, включаючи шолом, окуляри, вушні протектори та захисні рукавиці.
7. Ніколи не знаходьтеся поруч із комбайном, коли він знаходиться в русі.
8. Не допускайте на територію, де працює комбайн, неповнолітніх осіб, а також тих, хто не має необхідного досвіду та знань.
9. Завжди дотримуйтесь інструкцій виробника, щодо правильного використання комбайна та обслуговування його частин і компонентів.

10. Не здійснюйте будь-яких ремонтних робіт на комбайні без належної кваліфікації та інструментів.

11. Завжди забезпечуйте належний догляд за паливною системою комбайна, а також відповідне зберігання палива.

12. Ніколи не зупиняйте жатку на середині поля, коли на ній є культура, яку треба зібрати.

13. Уникайте роботи з комбайном за умов низької видимості, наприклад, в густій тумані або під час сутінків.

14. Завжди слідкуйте за тим, щоб двері кабіни комбайна були належно закриті.

15. Ніколи не спробуйте зупинити жатку або іншу частину комбайна руками, коли вона в русі. Використовуйте лише відповідні регулюючі пристрої та механізми.

Загалом, техніка безпеки при використанні зернозбиральних комбайнів включає у себе як дотримання певних правил поведінки під час роботи з комбайном, так і дотримання належного технічного обслуговування машини та відповідного захисту працівників, які займаються збиранням врожаю.

16. Завжди користуйтеся особистим захистом, включаючи захист від шуму, окуляри, рукавиці, захист від пилу та інші засоби захисту від можливих небезпек.

17. Перед початком роботи з комбайном перевірте, чи правильно установлені всі охоронні пристрої, такі як огорожувальні бар'єри, знаки безпеки тощо.

18. Ніколи не працюйте з комбайном, якщо ви втомлені, знаходитесь у стані алкогольного сп'яніння або наркотичного спокуси.

19. Завжди дотримуйтеся інструкцій по використанню комбайна, які надані виробником, і ніколи не виконуйте роботу, яка виходить за межі його технічних можливостей.

20. Перед початком роботи з комбайном ознайомтеся з територією, де він буде працювати, та виявіть можливі небезпеки, такі як каміння, бочки, проводи, ями тощо.

21. Не дозволяйте людям, які не мають належної кваліфікації, здійснювати ремонтні роботи на комбайні або виконувати будь-які інші роботи, пов'язані з його експлуатацією.

22. Перед початком роботи з комбайном переконайтеся, що всі вимикачі, переключачелі та інші електричні пристрої належно захищені та не можуть стати причиною пожежі чи короткого замикання.

23. Ніколи не пересувайте комбайн без належного контролю та безпекових заходів. Дотримуйтеся всіх правил дорожнього руху та інструкцій, що стосуються пересування вагтажних автомобілів.

24. Завжди слідкуйте за рівнем палива в комбайні та заправляйте його, як

25. вказано в інструкції, у відведеному для цього місці, після вимкнення двигуна та з використанням належного захисту від пожежі.

26. Перед початком роботи з комбайном перевірте, чи правильно встановлені всі налаштування, такі як глибина збирання, швидкість передачі, нахил головки та інші параметри.

27. Ніколи не залишайте комбайн працювати без нагляду та завжди переконайтеся, що всі пристрої та механізми належно працюють та не потребують ремонту.

28. У разі виникнення будь-яких неполадок з комбайном негайно зупиняйте роботу та виконуйте необхідні ремонтні роботи.

29. Ніколи не намагайтеся зняти зупинку або інші заходи захисту, які встановлені на комбайні, за винятком випадків, коли це передбачено інструкцією та виконується кваліфікованим персоналом.

30. Завжди дотримуйтеся правил безпеки, коли ви збираєте зерно, транспортуєте його та зберігаєте на складах.

31. При виконанні робіт з комбайном завжди пам'ятайте про безпеку, дотримуйтеся всіх правил та інструкцій, та не ризикуйте своїм здоров'ям та життям.

Ці правила безпеки повинні бути дотримувані кожним, хто виконує роботи з зернозбирачним комбайном. Необхідно використовувати всі доступні засоби захисту та завжди пам'ятати про своє здоров'я та безпеку, щоб запобігти можливим небезпекам.

32. Перед тим, як почати збирати зерно, переконайтеся, що всі механізми та прилади комбайна працюють належним чином.

33. Ніколи не займайтеся обслуговуванням комбайна під час його роботи.

34. Ніколи не вхідте до зони дії зубчатого валу або інших обертових механізмів, коли комбайн працює або коли обладнання не зупинено та не заблоковано.

35. Уникайте працювати в грязному, мокрому або скользькому місці, оскільки це може призвести до травм.

36. Переконайтеся, що зубчатий вал та інші механізми зупинені, перш ніж почати чистити комбайн.

37. Ніколи не залишайте робочу платформу комбайна, якщо вона не забезпечена безпечним доступом та ручними поручнями.

38. Завжди тримайте руки, волосся та одяг подалі від зубчастого валу та інших механізмів.

39. Завжди дотримуйтеся правил безпеки під час роботи з вогнем, електричними приладами та іншими джерелами тепла та іскр.

40. У разі виникнення пожежі на комбайні, негайно виконуйте заходи для її ліквідації та викликайте пожежну охорону.

41. Ніколи не працюйте з комбайном, якщо ви втомилися, п'яні або під впливом наркотиків, оскільки це може призвести до нещасного випадку.

Ці правила безпеки повинні дотримуватися кожним, хто взаємодіє з зернозбирачним комбайном, включаючи операторів, обслуговуючий

персонал та інших робітників. Пам'ятайте, що безпека є найважливішим аспектом при роботі з комбайном, і дотримання правил безпеки може запобігти травмам та нещасним випадкам.

Завжди слід вести себе обережно, уникати ризиків та слідкувати за своїм оточенням. Не забувайте, що безпека на робочому місці є спільною відповідальністю кожного працівника та керівництва, тому важливо співпрацювати та взаємодіяти для створення безпечних умов праці.

Якщо ви є оператором зернозбирального комбайна, пам'ятайте, що ваша робота потребує великої уваги та відповідальності. Ви повинні дотримуватися всіх правил безпеки, слідкувати за станом обладнання та своєю працюючою обстановкою, а також бути готовими до реагування на непередбачені ситуації.

Якщо ви працюєте на підприємстві, де використовуються зернозбиральні комбайни, слід забезпечити відповідну підготовку та навчання для всіх робітників, які будуть працювати з цим обладнанням.

Крім того, слід забезпечити регулярну технічну перевірку та обслуговування зернозбиральних комбайнів, щоб запобігти непередбачуваним ситуаціям та забезпечити безпеку на робочому місці.

Висновок: Зернозбиральні комбайни – це незамінний інструмент для збирання зернових культур, проте вони можуть становити серйозну небезпеку для людей, які з ними працюють. Тому дуже важливо дотримуватися правил безпеки під час роботи з цим обладнанням, а також забезпечувати відповідну підготовку та навчання для всіх робітників.

РОЗДІЛ 6

РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

НУБІП України

Для розрахунку економічної ефективності розробки скористаємося

вихідними вимогами (таблиця 4.1).

НУБІП України

Таблиця 4.1

Вихідні дані для розрахунку економічних показників.

Показник	Позначення	Значення показників	
		Скіф 280 А	Скіф 280А (модернізований)
1. Оптова ціна, грн	Ц _о	1 250 000	1 260 000
2. Балансова ціна, грн	Б	1 375 000	1 386 000
3. Коефіцієнт перерахунку оптової ціни у балансову	К _б	1.1	1.1
4. Маса машин, кг		13650	13662
5. Річне завантаження, год	Т	300	300
6. Кількість обслуговуючого персоналу	Л	1	1
7. Коефіцієнт відрахування на амортизацію	а	0.1	0.1
8. Коефіцієнт відрахування на технічне обслуговування та ремонт	г _т	0.1	0.1
9. Термін служби, рік	п	10	10

НУБІП України

10.Погодинна ставка оплати праці, грн./люд.-год	тарифна r	19.34	19.34
11.Продуктивність на обмолоті, тонн за годину часу:			
Основного	W_0	14.7	25.8
Змінного	W_z	9.5	16.5
Експлуатаційного	W_e	8.8	15.2
12.Питомі витрати палива, кг/т	g	2.45	2.1
13.Вартість палива, грн./кг	C_p	20.1	20.1
14.Коефіцієнт ефективності інвестиційних вкладень	E_n	0.2	0.2
15.Ціна зерна, грн./т	C_z	4600	4600
16.Кількість зерна збереженого від втрат, %	Q_z	-	0.2
17.Кількість зерна збереженого від подрібнення, %	Q_n	-	0.8

Оптова ціна комбайна Скіф 280 А було взята відповідно до даних відділу збуту Херсонського машинобудівельного заводу. Ціну модернізованої машини встановлено відповідного до значення собівартості.

Проведемо розрахунки економічної ефективності вказаних у таблиці комбайнів.

Комбайн Скіф 280 А

Балансова ціна:

$$B = C_0 \cdot K_6 \quad (6.1)$$

$$B = 1\,250\,000 \cdot 1.1 = 1\,375\,000 \text{ грн.}$$

Амортизаційні відрахування на реновацію:

$$A = \frac{B \cdot a}{W_e \cdot T}, \quad (6.2)$$

$$A = \frac{1\,375\,000 \cdot 0.1}{8.8 \cdot 300} = 52.08 \text{ грн/т}$$

Відрахування на ремонт та техобслуговування:

$$P_o = \frac{B \cdot r_T}{W_e \cdot T}, \quad (6.3)$$

$$P_o = \frac{1\,375\,000 \cdot 0.1}{8.8 \cdot 300} = 52.08 \text{ грн/т}$$

Заробітна плата механіка 5 розряду:

$$B_{oc} = \frac{r \cdot L}{W_3}, \quad (6.4)$$

$$B_{oc} = \frac{19.34 \cdot 1}{9.5} = 2.03 \text{ грн/т}$$

Витрати на пальне:

$$B_{п} = g \cdot C_{п}, \quad (6.5)$$

$$B_{п} = 2.45 \cdot 20.1 = 49.25 \text{ грн/т}$$

Питомі експлуатаційні затрати:

$$E_3 = A + P_o + B_{oc} + B_{п}, \quad (6.6)$$

$$E_3 = 52.08 + 52.08 + 2.03 + 49.25 = 155.44 \text{ грн/т}$$

Питомі капіталовкладення:

$$K = \frac{B}{W_e \cdot T}, \quad (6.7)$$

$$K = \frac{1\,375\,000}{8.8 \cdot 300} = 520.8 \text{ грн/т}$$

Приведені питомі затрати:

$$П = E_3 + K \cdot E_H, \quad (6.8)$$

$$П = 155.44 + 520.8 \cdot 0.2 = 259.6 \text{ грн/т}$$

Комбайн Скіф 280 А (модернізований).

Балансова ціна (4.1):

$$B = 1\,260\,000 \cdot 1.1 = 1\,386\,000 \text{ грн}$$

Амортизаційні відрахування на реновацію (4.2):

$$A = \frac{B \cdot a}{W_e \cdot T}$$

$$A = \frac{1\,386\,000 \cdot 0.1}{15.2 \cdot 300} = 30.39 \text{ грн/т}$$

Відрахування на ремонт та техобслуговування (4.3):

$$P_0 = \frac{1\,386\,000 \cdot 0.1}{15.2 \cdot 300} = 30.39 \text{ грн/т.}$$

Заробітна плата механіка 5 розряду (4.4):

$$B_{oc} = \frac{19.34 \cdot 1}{16.5} = 1.17 \text{ грн/т.}$$

Витрати на паливе (4.5):

$$B_n = 2.1 \cdot 20.1 = 42.21 \text{ грн/т.}$$

Питомі експлуатаційні затрати (4.6):

$$E_3 = 30.39 + 30.39 + 1.17 + 42.21 = 104.16 \text{ грн/т}$$

Питомі капіталовкладення (4.7):

$$K = \frac{1\,386\,000}{15.2 \cdot 300} = 303.9 \text{ грн/т.}$$

Приведені питомі затрати (4.8):

$$П = 104.16 + 303.9 \cdot 0.2 = 164.94 \text{ грн/т.}$$

Річний економічний ефект від експлуатації (6.9):

$$E_p = (П_6 - П_1) \cdot W_e \cdot T + Q_3 \cdot Ц_3 + Q_n \cdot Ц_3 \quad (6.9)$$
$$E_p = (259.6 - 164.94) \cdot 15.2 \cdot 300 + 0.002 \cdot 950 + 0.008 \cdot 950 =$$

431 659.1 грн;

Економічний ефект від виготовлення і експлуатації комбайна (6.10):

$$E = \frac{E_p}{a + B_n} \quad (6.10)$$

$$E = \frac{431\,659.1}{0.1 + 0.2} = 838\,863.6 \text{ грн.}$$

Висновок: Отже економічний ефект від виготовлення і експлуатації комбайну «Скіф 280 А» (модернізований) відносно «Скіф 280 А» становить 838 тис. грн.

ВИСНОВКИ

В результаті виконання магістерської роботи досліджено та удосконалено основний робочий орган жатки зернозбирального комбайна мотовило жатки.

Порівняно з класичною схемою мотовила та його приваду удосконалений механізм сприяє зменшенню втрат зерна та простою зернозбирального комбайна. Запропонована конструкція мотовила сприяє покращенню стійкості руху в процесі обертання. Мотовило здійснює плавний пуск без коливань.

Розроблений пристрій зменшує пожежну небезпечність, оскільки в новій конструкції мотовила відсутнє намотування стебел та рослин в місцях розташування шарнірів мотовила. Спрощена конструкція пристрою полегшує умови роботи комбайнера під час обслуговування удосконаленого робочого органу мотовила та приводного механізму, що складається з гідродвигуна і пасової передачі.

Заміна ланцюгового приводу мотовила на пасову передачу дозволяє зменшити вартість приводу, спростити конструкцію, яка легко монтується в процесі експлуатації.

Проведений динамічний аналіз режиму руху приводного механізму мотовила дозволив встановити наявність значних динамічних навантажень в пружному елементі приводу мотовила жатки. Для проведення динамічного аналізу приводного механізму жатки розроблено двомасова обертальну динамічну модель і визначені її основні параметри. На основі динамічної моделі побудовано математичну модель, яка являє собою систему диференціальних рівнянь. Отримані рівняння розв'язано чисельним методом з використанням комп'ютерної програми. В результаті проведених розрахунків визначені кінематичні, динамічні та енергетичні характеристики приводного механізму мотовила, які показали наявність значних коливань в системі приводу мотовила і підвищених динамічних навантажень.

Запропоновано усувати ці навантаження шляхом проведення оптимізації режиму пуску приводного механізму мотовила. Для оптимізації режиму руху

приводного механізму мотовила використана його двомасова динамічна модель, яка описується системою двох диференціальних рівнянь другого порядку. За критерій оптимізації використано середньоквадратичне значення швидкості зміни рушійного моменту приводу мотовила. В результаті проведеної оптимізації отримано плавні режими зміни кінематичних, динамічних та енергетичних характеристик приводного механізму мотовила. Реалізація оптимального режиму руху мотовила здійснюється шляхом керування приводним гідродвигуном.

Виконані розробки дозволяють не тільки спростити конструкцію мотовила та приводного механізму, а також підвищити експлуатаційну надійність роботи всього зернозбирального комбайна шляхом якісної роботи мотовила та його приводного механізму.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

Снісок використаних джерел

1. Детали машин. Методика и примеры выбора подшипников качения по динамической и статической грузоподъемности: Методические указания по курсовому и дипломному проектированию для студентов инженерных специальностей стационарного и заочного обучения / Редактор Ф.Н. Кирсеев;
2. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. / Решетов Д.Н. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.: ил.;
3. Звіт про наукову дослідну роботу «Розробити механіко-технологічні передумови розвитку комбайнового збирання зернових культур та вирішення головних проблем, спрямованих на зменшення втрат і пошкодження зерна, покращення економічності та екологічності технологій і комплексів зерно-соломозбиральних машин». Проект 40.02-034/01Ф (проміжний). Том 1, ННЦ «ІМЕСГ». Глеваху 2007. Керівник НДР Недовесов В.І.
4. Звіт про науково-дослідну роботу «Розробити механіко-технологічні передумову розвитку комбайнового збирання зернових культур та вирішення головних проблем, спрямованих на зменшення втрат та пошкодження зерна, покращення економічності та екологічності технологій і комплексів зерно-соломозбиральних машин». Проект 40.02-34Ф (проміжний), ННЦ «ІМЕСГ». Глеваху 2008. Керівник НДР Недовесов В.І.;
5. Звіт про науково-дослідну роботу «розробити систему мало затратних зональноадаптивних технологій та комплексів машин нового покоління для комбайнового збирання зернових культур зі гальцюю дією на зерно та ґрунт». Проект 02.02.01Ф (заключний). Том 1, ННЦ «ІМЕСГ». Глеваху 2005. Керівник НДР Недовесов В.І.;
6. Зерноуборочные комбайны / Г.Ф. Серый, И.И. Косилов, Ю.Н. Ярмашев, А.И. Русанов. – М.: Агропромиздт, 1986 – 248 с. / ил.;

7. зернозбиральні комбайни. / Погорілець О.М., Живолуп Г.І. – К.6 Урожай, 1994. – 232с.;

8. Експлуатація та ремонт сільськогосподарської техніки: Підручник У 3 кн. Кн.2: Комбайни зернозбиральні / А.Ф. Головчук, В.І. Марченко, В.Ф. Орлов. За ред. А.Ф. Головчука. – К.: Грамота, 2004. – 320 с.: іл.;

9. Курсове проектування деталей машин. Навчальний посібник. / С.І. Пастушенко, О.В. Гольдшмідт, В.Ф. Ярошенко; - К., Видавництво «Аграрна освіта», 203.-291 с., іл.;

10. Методичні вказівки до розрахунку пасових передач кафедри конструювання машин;

11. Механіка матеріалів і конструкцій: Навч. Посібник / Цурпал І.А. – К.: Вища освіта, 2005. – 367 с.: іл.;

12. Охорона праці: Підручник / Г.М. Гряник, С.Д. Лехман, Д.А. Бутко, В.А. Луценков, В. І. Работягов – К. «Урожай», 1994. – 272 с.;

13. Розрахунок валів на міцність, жорсткість і коливання. Методичні вказівки для студентів інженерних спеціальностей. Укладач Калайда В.В.;

14. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та ін.; за ред. Д.Г. Войтюка. – К. Вища освіта, 2005. – 464 с.: іл.;

15. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т.1 - 5-оє видавництво, перераб. доп. / Анурьев В.И. - М.: Машиностроение, 1980. - 728с., ил.;

16. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т.2 - 5-оє видавництво, перераб. доп. 2 / Анурьев В.И. - М.: Машиностроение, 1980. - 559с., ил.;

17. Технологический процесс, настройка, регулировка и контроль качества работы зерноуборочных комбайнов : практическое пособие /

В.Р. Петровец, Н.И. Дудко, В.Л. Самсонов. – Горки: БГСХА, 2012.-56 с: ил.;

18. А.Г. Степанов. Динамика машин. – Екатеринбург: УрО РАН, 1999 ISBN 5-7691-0877-8.

19. Ловейкін В.С., Назаренко І.І., Онищенко О.Г. Теорія технічних систем: Навч. Посібник. – Київ – Полтава: ІЗМН ПДТУ, 1998. – 185 с.

20. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин: Учеб. Пособие /В.С. Ловейкин. – Киев: УМК ВО, 1990. – 168 с.

21. Снесарев Г.А., Тибанов В.П., Зябликов В.М. Расчет механизмов кранов. - МГТУ им. Баумана, 1994 г, 60 с

22. <http://electronpo.ru>

23. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. Динаміка машин. К.: Комапринт, 2012, 223с.

24. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. Теорія технічних систем. К.: Компринт, 2018, 283 с.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України