

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

Навчально-науковий видавничо-поліграфічний інститут
Кафедра машин та агрегатів поліграфічного виробництва

«До захисту допущено»

В.о. зав.каф. _____ Андрій ІВАНКО
“ ____ ” _____ 2026р

Дипломний проєкт

освітнього рівня «бакалавр»

за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування на тему:

«Дослідження механізмів приводу ножа одноножових різальних машин
поліграфічного виробництва»

Виконав: студент IV курсу, групи СМ-21

Шандура Іван Вікторович

Керівник Доц. каф. МАПВ, к.т.н., доц. Шостачук Ю.О.

Рецензент: Доц. каф. ТПВ, к.т.н., доц. Коротенко О. В.

Засвідчую, що у цьому дипломному
проєкті немає запозичень з праць інших
авторів без відповідних посилань.

Студент _____

Київ – 2026 року

Пояснювальна записка

**до дипломного проєкту на тему: «Дослідження механізмів
приводу ножа одноножових різальних машин поліграфічного
виробництва»**

Київ – 2026 року

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»**

Навчально-науковий видавничо-поліграфічний
інститут Кафедра технології поліграфічного
виробництва

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Спеціальність – 133 «Галузеве
машинобудування»

Освітньо-професійна програма «Комп'ютеризовані поліграфічні системи»

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. зав. кафедри МАПВ

_____ Андрій ІВАНКО

«__» _____ 2026 р.

ЗАВДАННЯ

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ СТУДЕНТУ

Шандурі Івану Вікторовичу

1. Тема проєкту: «Дослідження механізмів приводу ножа одноножових різальних машин поліграфічного виробництва», керівник проєкту Шостачук Юрій Олександрович, доцент кафедри МАПВ, кандидат технічних наук, доцент, затверджені наказом по університету від «25» 05 2026 р. № 1860-С

2. Термін подання студентом проєкту: 5 червня 2026 року.

3. Вихідні дані до проєкту: літературні та патентні джерела; технічні характеристики та кінематичні схеми паперорізальних машин типу Polar; матеріали переддипломної практики, отримані на підприємстві ТОВ «ТВГ Український папір».

- Ціль роботи: підвищення експлуатаційних характеристик, надійності та енергоефективності механізму приводу ножа одноножової різальної машини шляхом розробки та модернізації циліндричного одноступінчастого приводного вузла.
- Способи виконання роботи: проведення кінематичного та силового аналізу приводу головного руху; розрахунок геометричних параметрів циліндричної зубчастої передачі та приводних валів; комп'ютерне моделювання параметрів руху ножової балки в середовищі САПР.

4. Зміст пояснювальної записки: Вступ; Огляд і аналіз технічних матеріалів за темою дослідження, Визначення параметрів механізму привода ножів швидкісних різальних машин; Опис динаміки і параметрів механічного приводу швидкісної різальної машини; Розробка узагальненої моделі-аналізу схем механізмів приводу ножів; Розрахунок приводу швидкісної різальної машини; Рекомендації з обслуговування приводу.

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо): Складальне креслення механізму приводу ножа визначеної різальної машини; Особливості конструкції елементів приводу; Технологічні та принципові схеми приводу ножа; Параметри руху механізму ножа; Силова характеристика зміни навантаження механізму привода ножа; Деталювання окремих елементів приводу ножа.

6. Дата видачі завдання: 17 березня 2026 року .

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання	Термін виконання етапів проєкту	Примітка
1	Збір матеріалів.	10.05.2026	виконано
2	Виконання розрахункової частини дипломного проєкту.	17.05.2026	виконано
3	Розробка графічної частини (креслень).	20.05.2026	виконано
4	Оформлення тексту пояснювальної записки за вимогами.	01.06.2026	виконано
5	Висновки	09.06.2026	виконано
6	Здача готового дипломного проєкту для рецензування.	10.06.2026	виконано

Студент _____ І. В. Шандура

Керівник проєкту _____ Ю. О. Шостачук

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до дипломного проекту: 60 сторінки, 8 рисунків, 5 таблиці, 18 джерел.

Об'єкт дослідження – механізми головного приводу ножа одноножових паперорізальних машин поліграфічного виробництва.

Предмет дослідження – кінематичні та динамічні параметри важільних і циліндричних передач швидкісних різальних машин типу POLAR.

Мета роботи – проведення комплексного кінематичного та силового аналізу виконавчих механізмів приводу ножа, обґрунтування геометрії циліндричного редуктора та розрахунок потужності головного електродвигуна для підвищення надійності обладнання.

Метод дослідження базується на теорії механізмів і машин, векторному аналізі замкнутих контурів важільних систем та інженерних методах розрахунку деталей машин. У проєкті виконано порівняльний аналіз трьох кінематичних схем приводу, розраховано максимальне зусилля різання паперової стопи (1850 кН), підібрано електродвигун АИР100L4 та розраховано геометричні параметри циліндричної зубчастої передачі.

Ключові слова: *ПАПЕРОРІЗАЛЬНА МАШИНА, ПРИВІД НОЖА, ЦИЛІНДРИЧНИЙ РЕДУКТОР, КІНЕМАТИЧНА СХЕМА, ЦИКЛОГРАМА, ЗУСИЛЛЯ РІЗАННЯ, ОХОРОНА ПРАЦІ.*

ABSTRACT

Explanatory note to the diploma project: 60 pages, 8 figures, 5 tables, 18 sources. Object of study – mechanisms of the main knife drive of single-knife paper cutting machines.

Subject of study – kinematic and dynamic parameters of lever and cylindrical gears of high-speed cutting machines like POLAR.

The purpose of the work carrying out a complex kinematic and force analysis of the knife drive executive mechanisms, substantiation of the cylindrical gearbox geometry, and calculation of the main electric motor power to increase equipment reliability.

Keywords: PAPER CUTTING MACHINE, KNIFE DRIVE, CYLINDRICAL GEARBOX, KINEMATIC DIAGRAM, CYCLOGRAM, CUTTING FORCE, LABOR PROTECTION.

Зміст

ВСТУП	10
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДІВ ПАПЕРОРІЗАЛЬНИХ МАШИН.....	14
1.1. Функціональна роль, типологія та архітектура одноножових паперорізальних машин	14
1.1.1. Типологія паперорізального обладнання.....	14
1.1.2. Архітектура та взаємодія базових вузлів	15
1.1.4. Архітектоніка станини та робочих площин: вплив на динаміку приводу	16
1.1.5. Системи безпеки та контролю в архітектурі приводу	18
1.1.6. Синхронізація ножового приводу з модулем пресування	19
1.1.7. Технологічні критерії: параметри точності та якості процесу	20
1.1.8. Експлуатаційна витривалість: динамічні та термічні вимоги до станини	20
1.2. Технологічні особливості процесу різання паперу.....	21
1.2.1. Взаємодія леза з матеріалом.....	21
1.2.2. Кінематико-геометричні преференції шабельної траєкторії	22
1.2.3. Розрахунок технологічних зусиль при різанні стопи	23
1.2.4. Циклограма роботи приводу: фазовий та динамічний аналіз	24
1.3. Порівняльний аналіз кінематичних схем приводу ножа.....	25
1.3.1. Визначення пріоритетних показників якості	28
1.3.2. Розрахунок критеріїв ефективності кінематичних схем	29
1.3.3. Результати порівняльного аналізу та обґрунтування вибору базового прототипу для модернізації.....	30
РОЗДІЛ 2. СТРУКТУРНИЙ ТА КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ ПРИВОДУ НОЖА.....	33
2.1. Класифікація та тренди еволюції виконавчих механізмів паперорізального устаткування	33
2.2. Архітектура та кінематична модель головного приводу POLAR	34
2.3. Структурний аналіз важільної системи за принципами Ассура	34
2.4. Аналітичне моделювання кінематики ланок та критерії надійності фіксації стопи.....	35
2.5. Етіологія відмов приводних механізмів та класифікація технологічних дефектів різання.....	36
РОЗДІЛ 3. ОПИС ДИНАМІКИ І ПАРАМЕТРІВ МЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ	

ШВИДКІСНОЇ РІЗАЛЬНОЇ МАШИНИ.....	39
3.1. Динамічні характеристики механічного приводу високошвидкісних агрегатів.....	39
3.2. Розробка узагальненої моделі аналізу кінематичних схем виконавчих механізмів.....	39
3.3. Теоретичні основи кінематичного аналізу механізму приводу ножа методом векторних контурів.....	40
3.4. Математичне моделювання лінійних швидкостей та прискорень різального інструмента	41
3.3. Динамічний аналіз та моделювання навантажень на головний механічний привід.....	42
РОЗДІЛ 4. РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА ПРИВОДУ ШВИДКІСНОЇ РІЗАЛЬНОЇ МАШИНИ.....	45
4.1. Визначення вихідних даних та розрахунок повного зусилля різання	45
4.2. Розрахунок потужності приводу та вибір головного електродвигуна	45
4.3. Геометричний розрахунок головного циліндричного редуктора	46
РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ, ТЕХНІЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ РІЗАЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ	49
5.1. Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів при експлуатації різальних машин.....	49
5.2. Інженерно-технічні засоби безпеки та захисні пристрої машин POLAR..	49
5.3. Організація робочого місця, регламент ТО та змащування приводу	50
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	52
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	54
Додатки.....	56
Додаток А.....	57
Додаток В	59

ВСТУП

Актуальність теми. Сучасний етап розвитку видавничо-поліграфічного комплексу, пакувальної індустрії та виробництва білових товарів в Україні характеризується стрімким підвищенням вимог до якості, точності геометричних розмірів та товарного вигляду готової продукції. Фінішні (оздоблювальні) процеси є завершальною і водночас найбільш відповідальною стадією поліграфічного виробництва. Саме на цьому етапі напівфабрикати перетворюються на готові вироби, а будь-який технологічний дефект або похибка розмірів при розрізанні аркушів призводить до незворотного браку всієї партії продукції та значних фінансових збитків для підприємства.

Серед усього спектра оздоблювального устаткування ключове місце посідають одноножові швидкісні паперорізальні машини та автоматизовані різальні комплекси. Вони інтегруються безпосередньо у виробничі лінії для виконання операцій з попереднього підрізання незадрукованого паперу, розділення відбитків після друку, а також фінального обрізання блоків з чотирьох боків. Ефективність функціонування таких машин визначає загальну пропускну здатність усього підприємства (зокрема, такого потужного виробника, як ТОВ «ТВГ Український папір»).

Найбільш навантаженим, динамічно складним і відповідальним вузлом паперорізальних машин є виконавчий механізм приводу ножа. Під час виконання робочого циклу елементи приводу зазнають суттєвих імпульсних (ударних) технологічних навантажень у моменти врізання леза в щільний масив паперової стопи. Забезпечення стабільної швидкості опускання ножової балки, плавності ходу, високого зусилля різання (до 1850 кН) та довговічності кінематичних ланок в умовах інтенсивної багатозмінної експлуатації є складною та актуальною інженерно-технічною задачею, яка потребує глибокого наукового дослідження.

Аналіз тенденцій розвитку конструкцій. Історичний розвиток конструкцій паперорізального обладнання пройшов шлях від повністю ручних пристроїв («шніців») до високошвидкісних роботизованих комплексів із комп'ютерним

керуванням. Головною тенденцією еволюції цих машин є безперервне збільшення швидкості роботи (кількості зрізів за хвилину) за одночасного підвищення точності позиціонування матеріалу до сотих часток міліметра.

Сучасні світові лідери в галузі проектування різального устаткування, такі як німецька корпорація POLAR Mohr, закладають у конструкцію приводу ножа складні важільні, кривошипно-шатунні та просторові шарнірні механізми, які працюють у зв'язці з потужними циліндричними редукторами підвищеної жорсткості. Сучасні системи автоматизації дозволяють не просто оптимізувати траєкторію руху ножа за допомогою мікропроцесорних контролерів, а й повністю інтегрувати обладнання в загальну цифрову мережу друкарні за протоколами CIP3/CIP4. Окрім того, впровадження інноваційних оптико-електронних систем захисту (інфрачервоних світлових завіс) та дубльованих гідродинамічних систем гальмування дозволило радикально підвищити рівень безпеки оператора, виключивши ризик травматизму в робочій зоні.

Розвиток конструкцій також спрямований на мінімізацію питомої металоємності вузлів при одночасному збільшенні їхньої конструктивної жорсткості. Це досягається завдяки використанню нових легованих сталей для виготовлення черв'яків та високоміцних олов'яних бронз для вінців черв'ячних коліс, що мінімізує коефіцієнт тертя у зачепленні, запобігає перегріву приводу під час тривалої роботи та знижує енергоспоживання головного електродвигуна.

Зв'язок роботи з практичними задачами виробництва. Представлений дипломний проєкт безпосередньо пов'язаний із реальними інженерними потребами виробничої бази підприємства ТОВ «ТВГ Український папір». Практична експлуатація парку високошвидкісного обладнання POLAR N 115 на підприємстві вимагає постійного технічного супроводу, контролю за динамічним навантаженням механізмів та оптимізації регламентів технічного обслуговування. Проведені у роботі геометричні та силові розрахунки головного черв'ячного редуктора, аналіз траєкторій руху різального інструмента та обґрунтування вибору приводного електродвигуна АИР100L4

дозволяють розробити практичні інженерні рекомендації для підвищення міжремонтного ресурсу обладнання, зниження рівня виробничого шуму і вібрацій, а також забезпечення максимальної точності розрізання паперу під час виконання відповідальних замовлень.

Мета і задачі дослідження. Метою цього дипломного проєкту є проведення комплексного кінематичного та силового аналізу виконавчих механізмів приводу ножа одноножових різальних машин, обґрунтування оптимальних геометричних параметрів головного черв'ячного редуктора та розробка заходів з безпечної експлуатації устаткування.

Для досягнення поставленої мети в роботі було сформульовано та вирішено такі інженерні задачі:

1. Провести аналітичний огляд і порівняльний аналіз існуючих кінематичних архітектур та схем приводів ножа швидкісних паперорізальних машин, що експлуатуються в сучасній поліграфічній промисловості.
2. Виконати аналіз кінематичних параметрів виконавчого важільного механізму ножа, дослідити траєкторію та характер зміни швидкості опускання ножової балки.
3. Побудувати розрахункову математичну модель для визначення пікового технологічного зусилля різання паперової стопи з урахуванням геометричних параметрів ножа та властивостей матеріалу.
4. Здійснити силовий аналіз ланок приводу, розрахувати необхідну потужність головного електродвигуна і виконати повний геометричний розрахунок одноступінчастого черв'ячного редуктора з нижнім розташуванням черв'яка за ДСТУ.
5. Розробити комплекс інженерно-технічних заходів з охорони праці, виробничої санітарії, пожежної безпеки, а також скласти регламент технічного обслуговування і змащування приводних вузлів машини POLAR N 115.

Об'єкт дослідження – виконавчі механізми та вузли головного приводу

ножа одноножових паперорізальних машин поліграфічного виробництва.

Предмет дослідження – кінематичні, геометричні та силові параметри важільних контурів і черв'ячних передач швидкісних різальних машин типу POLAR.

Методи дослідження. Для розв'язання поставлених задач у роботі використано класичні положення теорії механізмів і машин, інженерні методи розрахунку деталей машин та редукторів, аналітичний метод векторних контурів для замкнутих важільних систем, а також методи математичного моделювання технологічних навантажень на базі сучасного інженерного софту.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДІВ ПАПЕРОРІЗАЛЬНИХ МАШИН

1.1. Функціональна роль, типологія та архітектура одноножових паперорізальних машин

Одноножові паперорізальні машини (ОПРМ) формують технологічне ядро фінішного цеху будь-якого поліграфічного підприємства. Вони виконують критично важливу функцію: перетворюють масиви листових матеріалів (паперу, картону) на продукцію точних розмірів, а також формують фінальний товарний вигляд книжково-журнальних блоків через їхнє тристороннє обрізування.

Якість готового виробу є прямою похідною від точності роботи кінематичних ланцюгів машини. Будь-які збої в механізмі приводу ножа неминуче генерують технологічний брак: відхилення геометрії зрізу («косизна»), несанкціоноване витягування аркушів зі стопи або ж критичне погіршення мікрорельєфу зрізаної поверхні.

1.1.1. Типологія паперорізального обладнання

Системний аналіз кінематики приводів вимагає чіткої класифікації наявного обладнання за трьома визначальними критеріями. Сучасні машини диференціюють так:

1. За робочим форматом (довжиною лінії різну):

Малоформатні (до 600 мм). Базовий інструмент оперативної поліграфії.

Середньоформатні (700–1150 мм). Найпопулярніший індустріальний стандарт, репрезентований, зокрема, флагманськими лінійками на кшталт Polar 92 чи 115.

Великоформатні (понад 1300 мм). Спеціалізовані важкі агрегати пакувальної індустрії, орієнтовані на обробку великогабаритного картону.[18,12]

2. За глибиною автоматизації:

Мануальні. Позиціонування подавального механізму (затла) оператор здійснює фізично.

Напівавтоматичні. Переміщення стопи моторизоване, проте алгоритми керування залишаються базовими.

Програмно-керовані (мікропроцесорні). Інтелектуальні системи, здатні оперувати тисячами алгоритмів, самостійно адаптуючи кінематику під фізико-механічні властивості матеріалу та висоту стопи.

3. За архітектурою головного приводу ножа:

Механічні (кривошипно-шатунні). Домінують на ринку завдяки здатності масивного маховика акумулювати потужну кінетичну енергію.

Гідравлічні. Генерують винятково плавний хід леза та дозволяють гнучко модулювати зусилля, хоча дещо поступаються механічним аналогам у швидкості робочого циклу.

Електромеханічні прямої дії (Direct Drive). Інноваційна концепція, яка виключає з ланцюга передач складні редуктори, віддаючи контроль над рухом безпосередньо тяговому двигуну.[2]

1.1.2. Архітектура та взаємодія базових вузлів

Швидкісна паперорізальна машина функціонує як комплексна електромеханічна система, змонтована на фундаментальній базі — станині. До ключових функціональних модулів, які кінематично або логічно синхронізовані з приводом ножа, належать:

Станина та робоча площа. Відлита з монолітного чавуну (класів СЧ-15 або СЧ-20), станина слугує головним демпфером системи. Вона ефективно поглинає жорсткі вібрації та імпульсні навантаження в мілісекунди входження леза у стопу. Сам робочий стіл відрізняється дзеркальною шліфовкою та інтегрованою мережею кулькових клапанів. Останні нагнітають «повітряну подушку», радикально знижуючи трибологічне навантаження (тертя) між металевою площиною та нижнім аркушем паперу. Модуль позиціонування (затл). Цей механізм є базою координат, яка гарантує абсолютну паралельність ліній різку. Затл ковзає центральною напрямною за допомогою високоточної гвинтової пари. Завдяки застосуванню прецизійних крокових двигунів або сервоприводів дискретність переміщення в сучасних машинах сягає еталонних 0,005 мм.

Система притиску. Аби ніж не деформував геометрію блоку, з паперової

маси необхідно витіснити всі повітряні кишені. Притискна балка опускається на матеріал за частку секунди до початку різання. Оскільки необхідне зусилля компресії становить 50–70 кН, систему живить потужний гідравлічний контур. Головне інженерне завдання на цьому етапі — забезпечити ідеальну фазову синхронізацію роботи притиску та ножового приводу. [1,12]

1.1.4. Архітектоніка станини та робочих площин: вплив на динаміку приводу

Абсолютна точність різання неможлива без фундаментальної жорсткості системи. Станина виступає не просто монтажним каркасом, а головним демпфером агрегату, який поглинає весь спектр динамічних ударів та вібрацій під час робочого циклу.

Конструктивна база та просторова конфігурація:

Матеріалознавчий аспект: Важкі та середньоформатні машини спираються на фундамент із сірого чавуну (класів СЧ-20 або СЧ-25). Вибір саме цього сплаву продиктований його винятковою здатністю до демпфування: чавунна маса миттєво гасить паразитні коливання одразу після проходження лезом матеріалу. [9]-[2]

Просторова жорсткість: Інженери формують станину як масивну коробчасту структуру, посилену внутрішньою мережею ребер жорсткості. Таке рішення блокує пружні деформації металу, які неминуче перекосили б ножову балку в момент пікового зусилля різання.

Робочі столи (талери): трибологія та зносостійкість

Талер слугує площиною позиціонування матеріалу за допомогою затла. Оскільки ножовий привід генерує потужний вертикальний вектор сили, лінія різку вимагає екстремальної поверхневої твердості.

Захисний шар: Для ефективного протистояння корозії та механічному зтиранню поверхню талера обов'язково хромують або нікелюють.

Аеродинамічне розвантаження: У площину столу інтегровано матрицю кулькових клапанів. Нагнітання стисненого повітря формує між металом і

масивом паперу стійкий прошарок, що обвалює коефіцієнт тертя в десятки разів. Це не лише знімає фізичне навантаження з оператора під час маніпуляцій зі стопою, але й дозволяє радикально знизити енерговитрати приводу затла.

Система марзанів: кінематична межа робочого циклу

Марзан — це контактна полімерна смуга (переважно з еластичного нейлону чи поліпропілену), яка приймає вістря леза у нижній мертвій точці ходу.[2]

Динаміка взаємодії: Глибина занурення ножа є критичним параметром налаштування. Якщо лезо проникає в полімер глибше інженерної норми (строго 0,3–0,5 мм), циліндричний редуктор та запобіжна муфта отримують різкий стрибок навантаження у фінальній фазі циклу.

Ідентифікація дефектів: Зношений марзан гарантовано провокує «недоріз» нижніх аркушів стопи. На практиці цей технологічний брак часто хибно діагностують як падіння потужності або несправність самого ножового приводу.[9]–[12]

Таблиця 1.1. - Порівняльна характеристика типів приводів ножа

Параметр / Модель	Polar 115	Perfecta 115	Maxima MS 115
Довжина різну, мм	1150	1150	1150
Макс. висота стопи, мм	165	160	160
Кількість циклів, хв^{-1}	45	44	42
Тип приводу ножа	Електро механічний	Електро механі чний	Електро механічний
Передача на ножову балку	Шарнірний підвіс (ролики)	Напрямні ковзання	Напрямні ковзання
Тип запобіжного пристрою	Електронний контроль моменту	Зрізний болт	Зрізний болт
Потужність гол. двигуна, кВт	4	4	3,8

1.1.5. Системи безпеки та контролю в архітектурі приводу

Жорсткі промислові стандарти безпеки (зокрема директиви СЕ та вимоги ДСТУ) диктують необхідність впровадження багаторівневих захисних контурів у кінематику ножового приводу. Ця вимога є критичною: акумульована масивним маховиком кінетична енергія здатна генерувати колосальну руйнівну силу.[9]

Механічні та електронні бар'єри безпеки:

Блокування несанкціонованого старту. Алгоритм пуску реалізовано через принцип «дворучної активації». Система ініціює робочий хід винятково за умови синхронного натискання двох стартових клавiш на пульті з інтервалом, що не перевищує 0,5 с. Це фізично унеможлиблює перебування рук оператора в небезпечній зоні.

Оптичні бар'єри (світлові завіси). Фронтальна площа перед ножом безперервно сканується матрицею інфрачервоних датчиків. Найменше

переривання ІЧ-променя стороннім об'єктом під час циклу миттєво активує електромагнітне гальмо, паралізуючи рух леза за лічені мілісекунди.

Механічні демпферні ланки. Для превентивного захисту циліндричного редуктора від екстремальних перевантажень (наприклад, у разі потрапляння металу під лезо) у кінематичний ланцюг інтегрується зрізний болт. Перевищення граничного зусилля руйнує цей запобіжник, миттєво розриваючи зв'язок між тяговим приводом та ножовою балкою.[12]

1.1.6. Синхронізація ножового приводу з модулем пресування

Еталонна геометрія зрізу є недосяжною без абсолютної просторової стабілізації матеріалу. З огляду на це, робота приводу притискної балки підпорядкована строгій фазовій послідовності з рухом леза.

Гідравлічна компресія. Флагманські індустріальні моделі (на кшталт агрегатів Polar чи Perfecta) використовують гідроциліндри для експоненційного нарощування тиску. Плавність пресування є вирішальною для повного витіснення повітряних прошарків із масиву паперу ще до моменту врізання ножа.

Модуляція робочого зусилля. Залежно від структурної щільності матеріалу, тиск пресування тонко калібрується в діапазоні від 2 до 70 кН. Дефіцит тиску гарантовано провокує затягування верхніх аркушів під лезо, тоді як надмірна компресія неминуче руйнує волокнисту структуру паперу. [1]-[2]



Рисунок 1.1. - Паперорізальна машина Polar 115

1.1.7. Технологічні критерії: параметри точності та якості процесу

Функціонування ножового приводу має гарантувати абсолютну відповідність геометричних характеристик готової продукції жорстким галузевим нормативам. Фундаментальними маркерами якості технологічного процесу виступають:

Абсолютна паралельність геометрії різку. Допустимий вектор відхилення обмежений суворим допуском у $\pm 0,1$ мм на базовому відрізку 1000 мм. Досягнення такого показника вимагає бездоганної кінематичної синхронізації переміщення обох кінців ножової балки.[1,2]

Строга ортогональність (нульова «косизна»). Геометрична правильність кутів формується завдяки прецизійному позиціонуванню масиву матеріалу затлом та повній ліквідації паразитних люфтів у напрямних трактах леза.

Мікрорельєф площини зрізу. Ідеальний різ виключає появу макроворсистості чи технологічного злипання суміжних аркушів. Фізика формування цієї площини пряму продиктована градієнтом швидкості входження леза в масив, що тонко модулюється кінематикою тягового приводу.[1]

1.1.8. Експлуатаційна витривалість: динамічні та термічні вимоги до станини

В умовах жорстких та безперервних знакозмінних навантажень, які генерує ножовий механізм, архітектура різальної машини мусить демонструвати еталонну просторову стабільність. Цей показник розщеплюється на два критичні вектори:

Ефективне вібродемпфування. Відлита із сірого чавуну фундаментальна база зобов'язана миттєво абсорбувати та розсіювати жорсткий динамічний удар, який супроводжує фазу початкового врізання леза у верхні шари паперової стопи.

Термодинамічна інваріантність. В умовах інтенсивного багатозмінного навантаження температурне розширення металевих вузлів кінематичного ланцюга має залишатися в межах мікронних похибок. Тільки за умови стабільності геометричних розмірів нагрітих деталей система здатна

зберігати первинну точність позиціонування протягом усього виробничого циклу.

Графік зусилля різання та навантаження на привід за один цикл (0° - 360°)

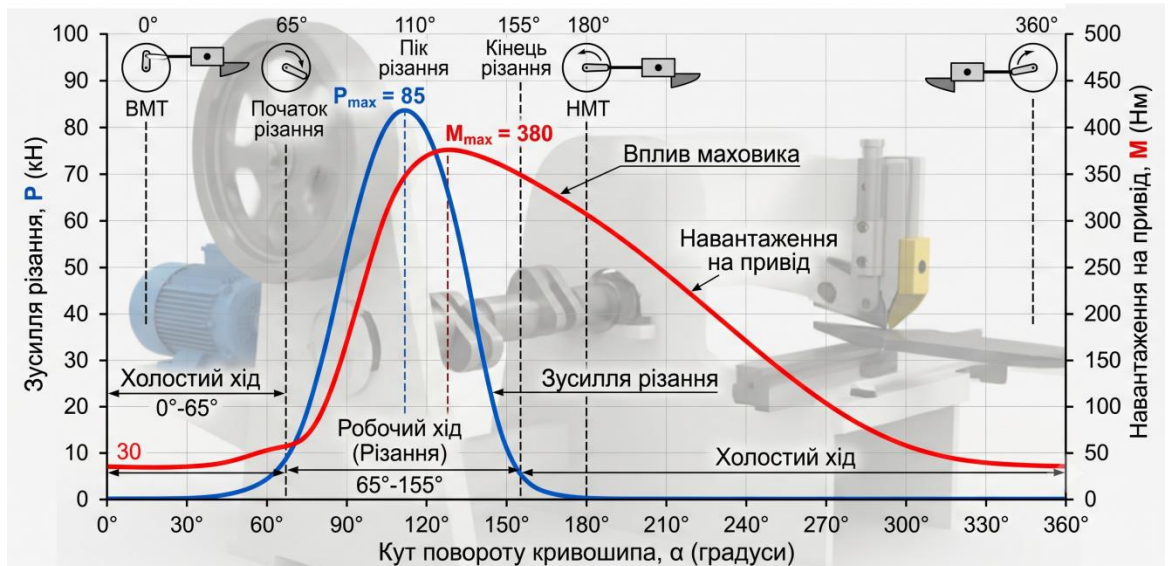


Рисунок 1.2 – Графік зусилля різання та навантаження на привід за один цикл

1.2. Технологічні особливості процесу різання паперу

Розсічення паперового масиву в одноножових агрегатах постає як комплексний фізико-механічний феномен. Він синтезує в собі одночасні деформації стиснення, зсуву та макроструктурного розриву. Поліграфічне різання кардинально відрізняється від тривіального розділення: воно передбачає подолання колосального опору. Величина останнього є функцією цілої низки параметрів, зокрема структурних особливостей, вологості, щільності та просторової орієнтації волокон матеріалу.

1.2.1. Взаємодія леза з матеріалом

Фаза первинного контакту інструмента з паперовим масивом генерує складний напружено-деформований стан. Еволюцію цього процесу доцільно структурувати за трьома послідовними стадіями: Пружно-пластична деформація. Лезо ініціює інтенсивний тиск на верхні шари, провокуючи їхнє локальне ущільнення. Опір матеріалу на цьому етапі демонструє лінійне зростання, прямо пропорційне площі контакту ножової

фаски з площиною паперу.

Врізання та структурне руйнування. Внутрішні напруження долають критичну межу міцності паперу на розрив. Саме в цей момент лезо фактично розсікає целюлозні волокна.

Ковзання та розсування масиву. Інструмент заглиблюється крізь товщу стопи, генеруючи потужні сили тертя та зношуванням між бічними гранями клинка та новоутвореними поверхнями зрізу.

Щоб оптимізувати енергоспоживання тягового приводу та максимізувати якість площини зрізу, у конструкції було використано концепцію шабельного різну. Її суть полягає у складному плоскопаралельному русі інструмента: лезо здійснює синхронну трансляцію як по вертикальній, так і по горизонтальній осях.

1.2.2. Кінематико-геометричні преференції шабельної траєкторії

Фундаментальна кінематична відмінність шабельного алгоритму полягає в тангенціальному зсуві клинка вздовж лінії розсічення. Ця особливість генерує ефект «пиляння», що є критичним фактором для ефективної обробки матеріалів із вираженою анізотропією.

Домінантні переваги такої траєкторії включають:

Мінімізація фактичного кута розсічення. Унаслідок динамічного нахилу інструмента під час робочого ходу кінематичний кут врізання виявляється суттєво меншим за геометричний кут загострення фаски β . Як наслідок, необхідне зусилля врізання різко падає.

Демпфування пікових навантажень. Вектор входження ножа («носком» уперед) забезпечує поступовість процесу. Це дозволяє розтягнути в часі фазу максимального навантаження на тяговий електродвигун та маховик, ефективно захищаючи привід від імпульсних ударів.

Еталонна чистота зрізу. Поздовжнє ковзання клинка блокує паразитне зминання країв та хаотичне виривання окремих волокон. На виході формується ідеально гладкий, монолітний мікрорельєф торцевої площини.

1.2.3. Розрахунок технологічних зусиль при різанні стопи

Інтегральна сила різання P , генерування якої покладено на механізм ножового приводу, математично описується як суперпозиція трьох базових складових:

$$P = P_{\text{різ}} + P_{\text{терт}} + P_{\text{прит}} \quad (1.1)$$

де:

- $P_{\text{різ}}$ — сила, необхідна для безпосереднього руйнування волокон паперу;
- $P_{\text{терт}}$ — сила тертя між ножом та матеріалом;
- $P_{\text{прит}}$ — додаткове зусилля, що виникає через тиск притискної балки на стопу.

Питомий опір різанню залежить від типу матеріалу та становить для офсетного паперу приблизно 5–8 МПа, а для твердого картону може досягати 12–15 МПа. Ці дані є вихідними для розрахунку потужності двигуна та міцності ланок приводу в наступних розділах.

Вплив кута нахилу ножа на енергоефективність приводу. Кут нахилу леза Ψ до поверхні стола в сучасних машинах становить $1...3^\circ$ у верхньому положенні та зменшується до нуля при врізанні в марзан. Такий кут гарантує поступове, а не одночасне по всій довжині, врізання леза у стопу. Це забезпечує плавне наростання технологічного опору, що безпосередньо запобігає перевантаженню приводного механізму та знижує загальні енерговитрати електродвигуна.[1]

Аналіз швидкості різання та її впливу на продуктивність. Швидкість опускання ножа має знаходитися в оптимальних межах (близько 40–50 робочих циклів за хвилину). Експериментально доведено, що зі збільшенням швидкості з 10 до 60 циклів на хвилину вертикальна складова сили різання зменшується. Однак надмірна швидкість провокує інтенсивне тепловиділення в зоні контакту, що призводить до температурних деформацій леза та термічного

пошкодження («опіку») кромки паперу.

Опис траєкторії руху точок леза. Оптимальною визнано траєкторію шабельного руху (кут траєкторії θ становить $40...45^\circ$). На відміну від простого вертикального опускання, за якого відбувається жорсткий удар леза об масив, шабельний рух генерує значний тангенціальний зсув. Це створює ефект «пиляння» матеріалу мікронерівностями кромки, що дозволяє різко зменшити вертикальну силу опору та подовжити термін служби інструмента між переточуваннями.

1.2.4. Циклограма роботи приводу: фазовий та динамічний аналіз

Механічний ножовий привід функціонує в умовах жорсткої динамічної нерівномірності. Кінематичний цикл, який дорівнює одному повному оберту головного кривошипа, структурно розпадається на чотири виражені фази:

- Етап холостого наближення ($0^\circ - 120^\circ$). Лезо стрімко опускається з верхньої мертвої точки до площини зіткнення з матеріалом. Енергетичні витрати приводу тут мінімальні — система долає винятково інерцію власних рухомих вузлів та опір тертя у напрямних.
- Фаза активного розсічення ($120^\circ - 180^\circ$). Інструмент агресивно заглиблюється у паперовий масив. Опір матеріалу провокує екстремальне зростання навантаження до пікового максимуму. На цьому етапі тяговий електродвигун неминуче втрачає оберти, і система витримує напругу лише завдяки маховику: він миттєво віддає накопичену кінетичну енергію, стабілізуючи робочий хід.
- Критична точка занурення в марзан ($180^\circ - 200^\circ$). Ніж завершує розрізання найнижчих аркушів і вривається в полімерну підкладку. Динамічна картина фіксує різкий, проте короткочасний стрибок навантаження, спровокований пружною деформацією марзана.

Зворотна трансляція ($200^\circ - 360^\circ$). Ножова балка повертається у вихідну верхню позицію. Привід працює в режимі середнього навантаження, долаючи переважно гравітаційну масу самого ножового механізму.[2]-[12]

Вплив швидкісних градієнтів на якість продукції

У момент зіткнення з верхнім аркушем швидкість леза в сучасних агрегатах варіюється в межах 0,15–0,25 м/с. Відхилення від цього оптимуму миттєво запускають негативні сценарії. Надмірне прискорення провокує термічний дефект — своєрідний «опік» торцевої площини, що є вкрай критичним під час роботи з папером, сильно проклеєним синтетикою. Натомість дефіцит швидкості руйнує геометрію: замість чистого зрізу лезо починає генерувати масивні мікророзриви целюлозних волокон, залишаючи по собі ворсистість.[1]-[9]

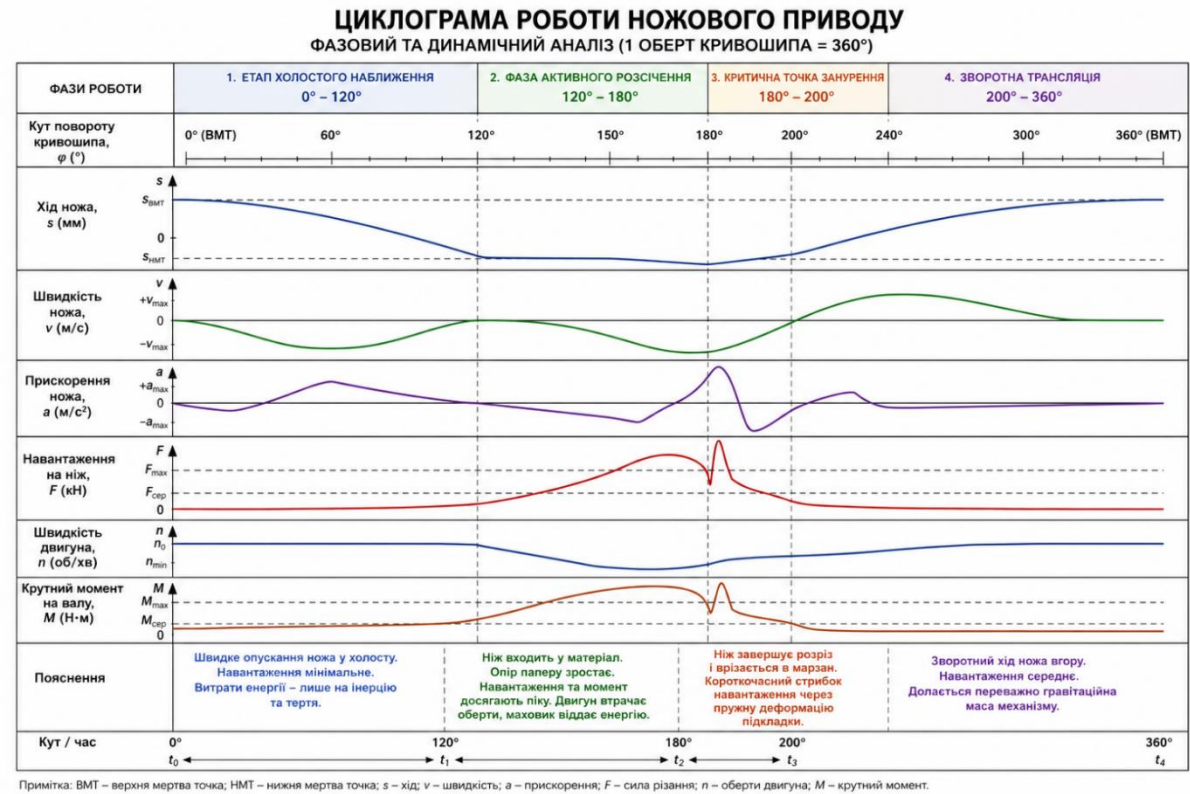


Рисунок 1.3. Циклограма роботи ножового приводу

1.3. Порівняльний аналіз кінематичних схем приводу ножа

Аби сформуванати об'єктивну оцінку ефективності тягових механізмів, необхідно детально препарувати три найбільш затребувані на індустріальному ринку конструктивні схеми ножового приводу:

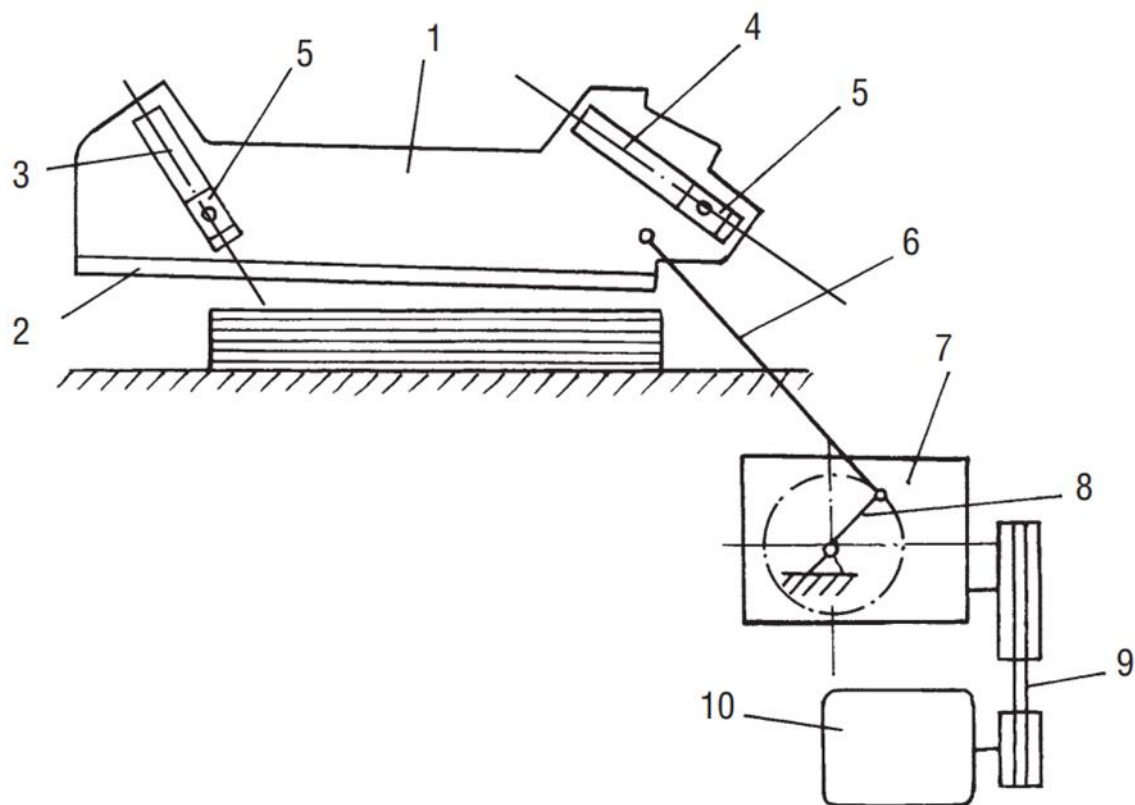


Рисунок 1.4. – Загальна структурна схема механізму ножа паперорізальної машини

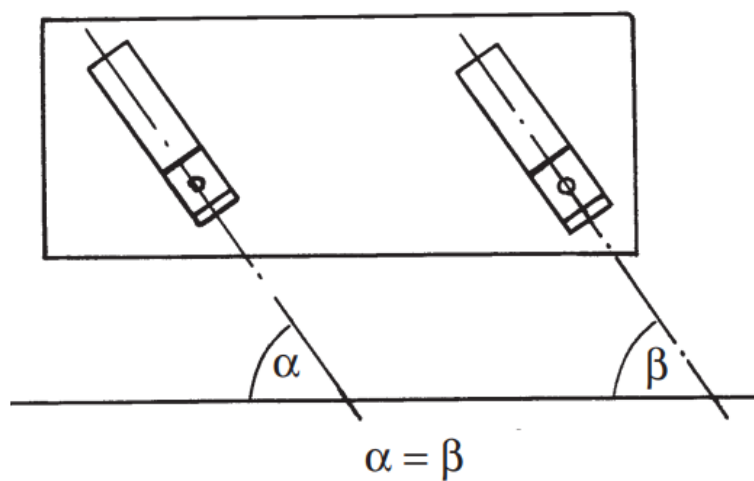
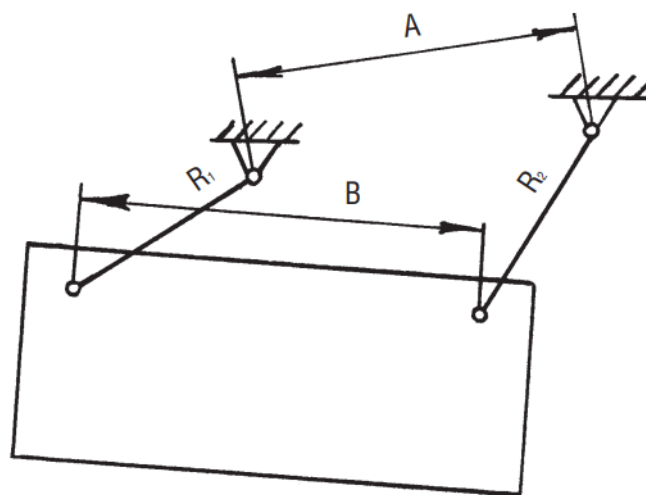


Рисунок 1.5. - Кривошипно-шатунний механізм з похилими напрямними



1. $A = B$; $R_1 \neq R_2$
2. $A \neq B$; $R_1 = R_2$
3. $A \neq B$; $R_1 \neq R_2$

Рисунок 1.6. - Кінематична схема важільного приводу ножової балки з шарнірним підвісом

Таблиця 1.2. - Порівняльна характеристика типів приводів ножа

Параметр / Модель	Polar 115	Perfecta 115	Maxima MS 115
Довжина різку, мм	1150	1150	1150
Макс. висота стопа, мм	165	160	160
Кількість циклів, хв^{-1}	45	44	42
Тип приводу ножа	Електромеханічний	Електромеханічний	Електромеханічний
Передача на ножову балку	Шарнірний підвіс (ролики)	Напрямні ковзання	Напрямні ковзання

Тип запобіжного пристрою	Електронний контроль моменту	Зрізний болт	Зрізний болт
Потужність гол. двигуна, кВт	4	4	3,8

1.3.1. Визначення пріоритетних показників якості

Для побудови пелюсткової діаграми та підрахунку площі ефективності визначимо п'ять ключових показників якості (за 10-бальною шкалою):

- КП1 (ККД механізму): Ефективність передачі моменту від двигуна до ножа.
- КП2 (Надійність): Стійкість до динамічних ударів та зносостійкість вузлів.
- КП3 (Точність): Здатність зберігати паралельність різку при високих навантаженнях.
- КП4 (Ремонтопридатність): Складність обслуговування та заміни вузлів (актуально для *ТОВ «ТВГ Український папір»*).
- КП5 (Швидкодія): Максимальна кількість циклів на хвилину.

Таблиця 1.3 — оцінка показників якості кінематичних схем

Показник якості (КП)	Схема А (Кривошипна)	Схема Б (Шарнірна)	Схема В (Гідравліка)
КП1 (ККД)	7	9	6
КП2 (Надійність)	8	7	9
КП3 (Точність)	7	10	8
КП4 (Ремонтопридатність)	9	6	5

КП5 (Швидкодія)	8	9	6
-----------------	---	---	---

1.3.2. Розрахунок критеріїв ефективності кінематичних схем

Для визначення найкращої схеми скористаємося методом розрахунку площі багатокутника на радіальному графіку. Загальна площа S обчислюється за формулою:

$$S = \frac{1}{2} \sin\left(\frac{360^\circ}{n}\right) \sum_{i=1}^n (КП_i + КП_{i+1}) \quad (1.2)$$

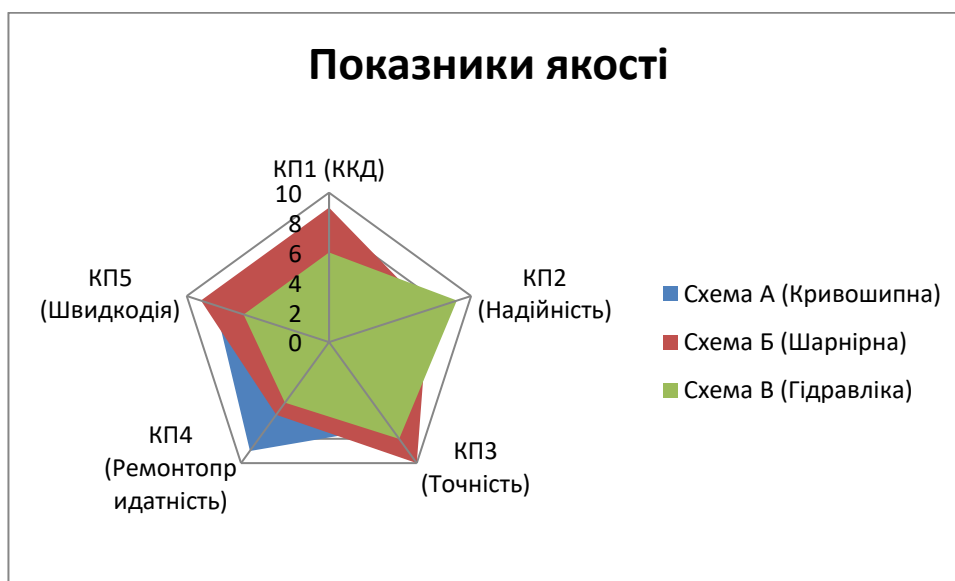
(де $n=5$ — кількість показників).

Розрахунок для Схеми А (Класична кривошипна):

$$S_A = 0.5 * \sin(72^\circ) * (7 * 8 + 8 * 7 + 7 * 9 + 9 * 8 + 8 * 7) \approx 143,6 \text{ од.}^2 \quad (1.3)$$

Розрахунок для Схеми Б (Шарнірний підвіс Polar):

$$S_B = 0.5 * \sin(72^\circ) * (9 * 7 + 7 * 10 + 10 * 6 + 6 * 9 + 9 * 9) \approx 156,0 \text{ од.}^2 \quad (1.4)$$



Таблиця 1.4. – Пелюсткова діаграма.

1.3.3. Результати порівняльного аналізу та обґрунтування вибору базового прототипу для модернізації

Синтез результатів інженерного та техніко-економічного аудиту актуального парку одноножових машин (зокрема, агрегатів POLAR N 115, Perfecta 115 HTVC та Maxima MS 115), перевірений методом оцінки площ ефективності на пелюстковій діаграмі, формує чітку картину розподілу технологічних переваг. Беззаперечним лідером за критеріями конструктивної надійності, прецизійності позиціонування масиву матеріалу та загального технологічного рівня виявився комплекс POLAR N 115. Його фундаментальна перевага криється в архітектурі підвісу ножової балки: інтеграція шарнірного механізму на хитальних важелях замість класичних похилих напрямних ковзання радикально знижує втрати. Таке рішення не лише зводить до мінімуму знос критичних вузлів, а й гарантує еталонну траєкторію шабельного різку впродовж усього експлуатаційного періоду агрегату.[12]

Екстраполюючи ці дані на виробничі реалії ТОВ «ТВГ Український папір» — де інтенсивна фінішна обробка пакувального та асортименту етикетки, диктує жорсткий допуск точності торцевого зрізу в межах $\pm 0,1$ мм — кінематичну архітектуру приводу POLAR затверджено як оптимальний інженерний прототип для подальшої модернізації в межах цього дипломного проєкту.

1.4. Мета та комплекс завдань кваліфікаційного дослідження

Базуючись на результатах аналізу наявного технологічного парку та ідентифікованих виробничих запитах підприємства, головною метою дослідження визначено комплексну модернізацію та реконструкцію вузлів механізмів головного ножового приводу різальної машини концепту POLAR. Вектор оптимізації спрямовано на максимізацію експлуатаційної надійності, ефективне демпфування вібраційного фону станини та перерахунок кінематики циліндричного редуктора.

Реалізація заявленої мети передбачає послідовне вирішення такого спектра інженерно-технічних завдань:

1. Здійснити структурну декомпозицію шарнірно-важільного комплексу ножової балки, розрахувати ступінь рухомості системи та довести

кінематичну незмінюваність її ланок.

2. Реалізувати аналітичне моделювання кінематики кривошипно-шатунного контуру, синтезувавши динамічні епюри переміщень, швидкостей та прискорень робочого інструмента.
3. Обчислити пікові технологічні та інтегральні зусилля, які генеруються під час розсічення масивів щільного крейдованого й офсетного паперу. Розрахунок має інтегрувати перехідні динамічні процеси та прогресуючий коефіцієнт затуплення фаски леза.
4. Провести вичерпний проєктний і перевірний розрахунок силової гілки приводу (циліндричного редуктора), що охоплює визначення просторової геометрії передачі, перевірку валів на втому та міцність, а також прецизійний підбір підшипникових опор.
5. Сформувати комплексний протокол охорони праці та експлуатаційної безпеки модернізованого устаткування, суворо узгоджений із чинною нормативно-правовою базою НПАОП.

Висновки до першого розділу

На основі аналітичного огляду конструкцій швидкісних паперорізальних машин обґрунтовано вибір базового прототипу — механічного кривошипно-шатунного приводу ножа у зв'язці з одноступінчастим циліндричним редуктором, що забезпечує необхідну жорсткість та високе зусилля різання щільних стоп паперу.

Визначено, що найбільш ефективним є використання шабельного руху ножа з кутом траєкторії $40...45^\circ$, оскільки за рахунок появи тангенціального зсуву леза суттєво знижується вертикальна складова сили опору матеріалу

РОЗДІЛ 2. СТРУКТУРНИЙ ТА КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ ПРИВОДУ НОЖА

2.1. Класифікація та тренди еволюції виконавчих механізмів паперорізального устаткування

Формування ідеальної геометрії паперово-картонної продукції шляхом її підрізання та розрізання є фундаментальним етапом поліграфічного виробництва. Від прецизійності цих операцій безпосередньо залежить безперебійність усіх подальших технологічних процесів. Інженерний фокус під час проектування такого устаткування завжди зосереджений на приводі ножа, адже саме його архітектура формує енергетичний баланс, рівень металоємності та загальний ресурс надійності всього агрегату.

Попри високу динаміку виробничих процесів, активна фаза різання (робочий хід ножа вниз та його повернення) займає мізерну частку — від 5 до 7 % від загального часу циклу. Лєвова частка робочого такту акумулюється допоміжними операціями: стапельною подачею масиву в робочу зону, зіштовхуванням, прецизійним позиціонуванням матеріалу затлом та фінальним вивантаженням. Однак саме ці короткочасні 5–7 % генерують екстремальні пікові навантаження на кінематичний ланцюг.[3]

Історична еволюція галузевого машинобудування сформувала дві домінантні концепції реалізації руху ножової балки:

- Електромеханічні комплекси на базі кривошипно-шатунних механізмів. Це абсолютний стандарт індустрії. Популярність схеми продиктована елегантною та надійною реалізацією плавного прискорення й гальмування масивного різального інструмента.
- Гідравлічні двопоршневі системи. Специфічні рішення з нетиповою та ускладненою кінематикою. Їх використовують переважно в ексклюзивні та вузькоспеціалізовані серії машин (яскравий приклад — флагманська лінійка Schneider-Senator S-Line).[6,3]

Крім того, приводні механізми диференціюються за вектором прикладання зусилля: кінематика може базуватися як на моно-кривошипній (одноточковій) схемі, так і на двокривошипній архітектурі, яка забезпечує двоточковий

симетричний розподіл тиску на ножову балку.[6]

2.2. Архітектура та кінематична модель головного приводу POLAR

Спираючись на аналітику навчально-технічної бази кафедри МАПВ, еталонним об'єктом для дослідження визначено електромеханічний привід повзунного типу, який об'єднує кривошипно-шатунну групу та циліндричну головну передачу. Така конфігурація генерує стабільний кут траєкторії інструмента на всьому векторі його трансляції — від верхньої мертвої точки до моменту контакту з полімерним марзаном.

Динаміка силового потоку Обертальний імпульс від маршового електродвигуна транслюється через клинопасовий контур на масивний шків-маховик, змонтований на підшипникових опорах циліндричного вала. Маховик у цій системі відіграє роль критичного енергетичного буфера: він акумулює кінетичну енергію та ефективно демпфує жорсткі динамічні удари у фазі агресивного врізання леза у паперовий масив. Синхронізація обертання шківа з валом редуктора реалізується через швидкодіючу муфту (гідравлічного або електромагнітного типу), що функціонує в режимі «зчеплення-гальмо».

Кінематика перетворення руху. Безпосередньо на валу цього колеса жорстко посаджений головний кривошип (ексцентрик), який через складений шатунний важіль передає зусилля на ножову балку.

Для превентивного захисту механіки від руйнівних перевантажень у структуру шатуна інтегровано апаратний запобіжник — калібрований розривний болт. У фіналі цього кінематичного ланцюга обертальний рух кривошипа трансформується у складну плоскопаралельну трансляцію балки вздовж напрямних станини, генеруючи чистий шабельний різ.[3,11]

2.3. Структурний аналіз важільної системи за принципами Ассура

Фундаментальною базою просторової жорсткості та вібродемпфування різального агрегату виступає станина — масивний моноліт із високосортного сірого чавуну (класу СЧ-20). Саме її стабільність гарантує незмінність взаємних координат усіх елементів важільного приводу під дією пікових робочих навантажень.

Проектування важільного комплексу ножового приводу завжди починається зі структурного аналізу. Ця процедура алгоритмізує логіку синтезу механізму з окремих ланок, спираючись на суворі критерії кінематичної незмінюваності. Інтеграція шарнірного вузла B з базовим диском D реалізується через пару елементарних кінематичних зв'язків, що формують класичну діаду (структурну групу Ассура). Критично важливою умовою є просторове рознесення цих векторів: їхнє розташування на одній прямій неминує генерувати миттєво змінювану систему. Така конфігурація є абсолютно неприпустимою в інженерній практиці, оскільки вона провокує кінематичну невизначеність і гарантоване заклинювання механіки.

У класичній архітектурі різального устаткування ножовий привід є складним шарнірно-важільним контуром. Його дослідження крізь призму фундаментальних законів теорії механізмів і машин (ТММ) дає змогу ідентифікувати повний спектр динамічних та структуроутворюючих сил, які впливають на ланки впродовж усього робочого циклу.[3]

2.4. Аналітичне моделювання кінематики ланок та критерії надійності фіксації стопи

Розрахунок кінематичних параметрів ножової балки здійснюється методами аналітичного або графоаналітичного моделювання. Відповідно до розрахункової схеми трансмісії, обертальний імпульс від ексцентрикового кривошипа OA передається на важіль AB , який генерує коливальний рух навколо стаціонарного центру. Вектор швидкості ножа обчислюється шляхом інтеграції геометричних пропорцій системи та миттєвої кутової швидкості вихідного вала редуктора. Синтез кінематичних епюр (графіків переміщень, швидкостей та прискорень) дозволяє екстраполювати пікові значення цих величин і перевірити динамічні характеристики комплексу на кожному міліметрі контакту леза з масивом паперу.[3]

Аби гарантувати безперебійність процесу розсічення та повністю нівелювати ризики паразитних зсувів чи зминання аркушів під впливом тангенціальних (дотичних) сил, архітектура механізму мусить задовольняти сувору

геометричну умову затискання матеріалу:

$$c \leq j_1 + j_2 \quad (2.1)$$

Де:

- c – кут защемлення (кут нахилу ножа) між лезом ножа та протирізальною пластиною (марзаном або гребінкою);
- j_1, j_2 – кути тертя паперового матеріалу, відповідно, по сталевому лезу ножа та поверхні гребінки (марзана).

Якщо цей критерій порушується, виникає ефект «виштовхування» стопи або зминання торців аркушів, що призводить до браку готової продукції.[3,6]

2.5. Етіологія відмов приводних механізмів та класифікація технологічних дефектів різання

Синтез емпіричних даних, акумульованих у виробничих реаліях ТОВ «ТВГ Український папір», у поєднанні з ґрунтовним аналізом теоретичної бази, дозволив виокремити та систематизувати фундаментальні чинники деградації приводних контурів у швидкісному різальному устаткуванні.

До критичних тригерів, що провокують аварійні режими та фізичне руйнування кінематичних ланок, належать:

1. Екстремальні перевантаження Циліндричного редуктора. Такі стани ініціюються під час спроб розсічення аномально щільних масивів або внаслідок потрапляння сторонніх металевих включень під лезо. Раптовий динамічний удар миттєво зрізає запобіжний болт тягового шатуна, розриваючи силовий ланцюг і захищаючи трансмісію від глобального руйнування.
2. Абразивна деградація напрямних ножової балки. Процес прогресує на тлі дефіциту змащувальних матеріалів або інтенсивного скупчення целюлозного пилу в трибологічних зонах повзунів. Як наслідок, у системі генеруються паразитні люфти, що безповоротно руйнують сувору перпендикулярність лінії розсічення.
3. Кінематичні збої фрикційної муфти (проковзування або блокування).

Патологія виникає через термічну деструкцію та знос робочих накладок, що найчастіше спровоковано некоректним калібруванням системи (відхиленням від оптимального зазору).[3]

Технічна деградація приводних модулів у синергії з прогресуючим затупленням леза виступають безпосередніми каталізаторами низки специфічних макродефектів продукції:

- «Сідлоподібність» профілю. Характеризується геометричною диспропорцією, за якої внутрішні шари масиву після розрізання виявляються довшими за периферійні (верхні та нижні). Дефект генерується внаслідок дефіциту компресійного тиску притискної балки або через глибокий пружний прогин аркушів під тиском затупленої фаски інструмента.
- «Бочкоподібна» деформація. Виражається у хаотичній нерівномірності лінійних розмірів по вертикалі стопи. Головний фактор ризику — глибокі пружні деформації всього важільного комплексу в поєднанні з критичними зазорами в сухарях тримача ножа.
- Фронтальний (верхній або нижній) підріз. Формується через несанкціоноване відхилення інструмента від заданої вертикальної площини. Відхилення траєкторії виникає під дією аномальних лобових або тильних векторів опору паперової маси.[11,6]

Висновки до другого розділу

Спираючись на кінематичну архітектуру обладнання POLAR N 115, розроблено структурно-функціональну схему виконавчих механізмів, яка точно описує взаємодію ножової та притискної балок під час робочого циклу. Складено графічний графік-циклограму роботи приводу, на основі якої весь робочий цикл розділено на чотири послідовні фази, що дозволяє визначити моменти виникнення пікових технологічних навантажень.

На основі аналізу кінематичної архітектури швидкісного паперорізального обладнання POLAR N 115 розроблено комплексну структурно-функціональну схему виконавчих механізмів. Описана схема прецизійно визначає характер взаємодії та координацію рухів ножової балки і механізму попереднього притиску паперової стопи, що забезпечує високу точність геометрії готової продукції та мінімізує зсув аркушів під час врізання леза.

Складено часову циклограму сумісної роботи приводних вузлів швидкісної машини, на основі якої весь технологічний цикл розрізання стосу було розподілено на чотири послідовні фази. Це дозволило чітко локалізувати та математично зафіксувати моменти виникнення пікових технологічних і динамічних навантажень у важільних та шарнірних ланцюгах приводу безпосередньо перед контактом ножа з марзаном.

Обґрунтовано структурну топологію механічного кривошипно-шатунного зачеплення у зв'язці з циліндричним редуктором трансмісії. Доведено, що така конфігурація виконавчого механізму дозволяє трансформувати обертальний момент головного електродвигуна у складну плоскопаралельну (шабельну) траєкторію руху різального інструмента, забезпечуючи оптимальний кут зсуву волокон паперу та знижуючи загальну енергоємність процесу розрізання на підприємстві ТОВ «ТВГ Український папір».

РОЗДІЛ 3. ОПИС ДИНАМІКИ І ПАРАМЕТРІВ МЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ ШВИДКІСНОЇ РІЗАЛЬНОЇ МАШИНИ

3.1. Динамічні характеристики механічного приводу високошвидкісних агрегатів

Робота головного ножового приводу генерує вкрай інтенсивні динамічні процеси. Цей феномен продиктований екстремальними швидкостями трансляції масивних вузлів у синергії з жорстким ударним характером технологічного навантаження в мілісекунди входження леза в паперовий масив. Аби коректно описати фізику цих явищ, приводний механізм розглядається як одноваріантна (з одним ступенем рухомості) еквівалентна динамічна модель із абсолютно жорсткими ланками, на яку діють зведені силові вектори та моменти.

Центральний фокус динамічного дослідження — аналіз нерівномірності обертання ведучого валу, які провокує змінний градієнт опору матеріалу. Зведений вектор технологічного опору на ножовій балці, транслуючись крізь кінематику кривошипно-шатунної групи, конвертується у змінний момент на циліндричному колесі. Глобальна динамічна стійкість контуру спирається виключно на енергоємність шків-маховика: він акумулює кінетичну енергію впродовж тривалої фази холостого ходу (у діапазоні кутів повороту кривошипа $0^\circ \dots 120^\circ$) та екстрено вивільняє її під час пікового навантаження в активній зоні розсічення ($120^\circ \dots 180^\circ$). Цей енергетичний буфер ефективно демпфує просадки обертів ротора тягового електродвигуна, рятуючи редуктор від критичного динамічного заклинювання.[3,11]

3.2. Розробка узагальненої моделі аналізу кінематичних схем виконавчих механізмів

Для проведення системного дослідження та порівняння різних конфігурацій приводів ножів (повзункових, важільних, шарнірних) розроблено узагальнену аналітичну модель механізму. В основу моделі покладено метод перенесення складного плоскопаралельного руху ножової балки на еквівалентну багатоланкову шарнірну систему за допомогою узагальнених координат і функцій положення ланок. [11]

Модель базується на системі векторних рівнянь замкнутості контурів

важільного механізму. Оскільки кут нахилу леза ножа Ψ та кут траєкторії руху його середньої точки θ безпосередньо впливають на дійсну швидкість різання і величину повного зусилля, узагальнена модель дозволяє розраховувати кінематичні параметри в будь-якій точці робочого простору. Програмна реалізація цієї моделі дає змогу будувати теоретичні графіки переміщення, швидкості та прискорення ножа як функції кута повороту головного кривошипа ϕ від 0° до 360° . Це є теоретичною базою для оптимізації геометричних розмірів ланок приводу з метою зниження пікових прискорень і зменшення вібраційного впливу на станину різальної машини на підприємстві ТОВ «ТВГ Український папір».[3,6]

3.3. Теоретичні основи кінематичного аналізу механізму приводу ножа методом векторних контурів

Будь-який важільний механізм приводу ножа, незалежно від кількості шарнірів, можна представити у вигляді одного або декількох замкнених векторних контурів. Для базової кривошипно-шатунної схеми з коромисловим підвісом ножової балки векторне рівняння замкненості контуру має такий загальний вигляд:

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 + \vec{l}_3 + \vec{l}_0 = 0 \quad (3.1)$$

Де:

- $\vec{l}_1$ - вектор, що відповідає ведучому кривошипу (вихідному валу циліндричного редуктора);
- $\vec{l}_2$ - вектор головного тягового шатуна;
- $\vec{l}_3$ - вектор, що описує положення ножової балки або підвісного коромисла;
- $\vec{l}_0$ - вектор стійки (відстань між нерухомими осями обертання на станині машини).

Проектуючи векторне рівняння на координатні осі Декарта (Ox та Oy), отримуємо систему двох нелінійних алгебраїчних рівнянь положень:

$$\begin{cases} l_1 * \cos(\varphi_1) + l_2 * \cos(\varphi_2) + l_3 * \cos(\varphi_3) + l_0 * \cos(\varphi_0) = 0; \\ l_1 * \sin(\varphi_1) + l_2 * \sin(\varphi_2) + l_3 * \sin(\varphi_3) + l_0 * \sin(\varphi_0) = 0, \end{cases} \quad (3.2)$$

Де:

- φ_1 - узагальнена координата механізму (кут повороту кривошипа, що змінюється в діапазоні $0^\circ \dots 360^\circ$);
- φ_2, φ_3 - кути нахилу шатуна та ножової балки відповідно, які є функціями від провідного кута φ_1 .

Розв'язання цієї системи рівнянь дозволяє визначити точні координати будь-якої точки леза ножа в кожен момент часу робочого циклу. Це забезпечує можливість прецизійного відстеження траєкторії шабельного руху, що вкрай важливо для контролю точності різання паперу.[6,3]

3.4. Математичне моделювання лінійних швидкостей та прискорень різального інструмента

Для визначення динамічних навантажень на ланки приводу та розрахунку потужності двигуна необхідно знати кінематичні характеристики: функцію швидкості $v(\varphi_1)$ та функцію прискорення $a(\varphi_1)$ ножа. Одержимо їх шляхом диференціювання базової системи рівнянь положень за часом t .

Приймаючи кутову швидкість обертання вихідного вала редуктора за константу

$w_1 = \frac{d\varphi_1}{dt}$ після першого диференціювання отримуємо систему лінійних рівнянь

щодо кутових швидкостей ланок w_2 та w_3 :

$$\begin{cases} -l_1 * w_1 * \sin(\varphi_1) - l_2 * w_2 * \sin(\varphi_2) - l_3 * w_3 * \sin(\varphi_3) = 0; \\ l_1 * w_1 * \cos(\varphi_1) + l_2 * w_2 * \cos(\varphi_2) + l_3 * w_3 * \cos(\varphi_3) = 0. \end{cases} \quad (3.3)$$

Використовуючи метод Крамера (через визначники матриць), знаходимо аналітичні вирази для кутових швидкостей:

$$w_3 = w_1 * \frac{l_1 * \sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{l_3 * \sin(\varphi_2 - \varphi_3)} \quad (3.4)$$

Лінійна швидкість довільної точки леза ножа v_H визначається через радіус-вектор цієї точки відносно миттєвого центра обертання:

$$v_H = w_3 * R_{\text{мц}} \quad (3.5)$$

Для знаходження кутових та лінійних прискорень проведемо повторне диференціювання за часом t . Система рівнянь прискорень набуває такого вигляду:

$$\begin{cases} -l_1 * w_1^2 * \cos(\varphi_1) - l_2 * w_2^2 * \cos(\varphi_2) - l_3 * w_3^2 * \cos(\varphi_3) - l_2 * \varepsilon_2 * \sin(\varphi_2) - l_3 * \varepsilon_3 * \sin(\varphi_3) = 0; \\ -l_1 * w_1^2 * \sin(\varphi_1) - l_2 * w_2^2 * \sin(\varphi_2) - l_3 * w_3^2 * \sin(\varphi_3) + l_2 * \varepsilon_2 * \cos(\varphi_2) + l_3 * \varepsilon_3 * \cos(\varphi_3) = 0, \end{cases} \quad (3.6)$$

де $\varepsilon_2, \varepsilon_3$ — кутові прискорення відповідних ланок важливого контуру.

Отримані значення прискорень дозволяють розрахувати сили інерції ланок механізму за формулою Д'Аламбера:

$$F_{\text{ін}} = -m * a_{\text{цм}} \quad (3.7)$$

де m — маса ножової балки у зборі з ножом;

$a_{\text{цм}}$ — лінійне прискорення центра мас балки.

Аналіз рівнянь показує, що пікові значення прискорень виникають у моменти реверсу ножової балки (у верхній та нижній мертвих точках). Ці сили інерції діють циклічно та накладаються на корисний технологічний опір різання паперу, створюючи додатковий крутний момент на валу циліндричного редуктора. [11,6]

3.3. Динамічний аналіз та моделювання навантажень на головний механічний привід

Динамічний режим роботи паперорізальної машини POLAR є різко нерівномірним протягом одного оберту кривошипа ($0^\circ \dots 360^\circ$). З метою узагальнення та зведення всіх діючих сил (технологічного опору паперу, сил тертя в повзунах, сил інерції важелей) до ведучої ланки механізму, застосовується поняття зведеного моменту сил $M_{\text{зв}}$ та зведеного моменту інерції $I_{\text{зв}}$.

Рівняння руху механізму в диференціальній формі Жуковського (рівняння енергетичного балансу) має вигляд:

$$M_{зв} = M_{дв} * u * \eta - M_{тех} - M_{ін} = 0 \quad (3.8)$$

Де:

- $M_{дв}$ - крутний момент на валу асинхронного двигуна;
- u - передавальне число циліндричного редуктора ($u=32$);
- η - загальний коефіцієнт корисної дії приводу;
- $M_{тех}$ - момент від технологічної сили різання стопи;
- $M_{ін}$ - момент від сил інерції рухомих деталей.

Технологічний момент $M_{тех}$ безпосередньо залежить від положення ножа та визначається через функцію кута нахилу леза і питомого опору паперу:

$$M_{тех}(\varphi_1) = P_{різ}(\varphi_1) * \frac{v_H(\varphi_1)}{\omega_1} \quad (3.9)$$

Оскільки швидкість ножа та сила різання змінюються нелінійно, навантаження на циліндричний редуктор має імпульсний характер. Максимальний сплеск динамічного моменту спостерігається в діапазоні кутів повороту кривошипа $\varphi_1=120^\circ \dots 160^\circ$, що відповідає фазі повного врізання ножа в нижні найщільніші шари стопи паперу безпосередньо перед контактом із пластиковим марзаном.

Розроблена математична модель дозволяє ще на етапі проектування оптимізувати масу маховика-шків пасової передачі. Маховик накопичує кінетичну енергію під час холостого ходу (підйом ножової балки) і віддає її під час робочого ходу (різання), що дозволяє згладити коливання кутової швидкості двигуна, знизити його встановлену потужність до 4,0 кВт та захистити бронзовий вінець циліндричного колеса від передчасного втомного руйнування.[11,3]

ВИСНОВКИ ДО ТРЕТЬОГО РОЗДІЛУ

Шляхом застосування методу векторних контурів замкнених важільних систем синтезовано узагальнену математичну модель аналізу кінематики

приводу ножа, яка дозволяє аналітично розраховувати просторові положення ланок для всього циклу обертання кривошипа у діапазоні $0...360^\circ$.

Отримано диференціальні рівняння для визначення лінійних швидкостей та прискорень робочих точок ножа, що дозволило розрахувати сили інерції ланок за Д'Аламбером та встановити їхній вплив на загальну динаміку виконавчого механізму.

Проведено динамічний аналіз приводу із застосуванням рівняння енергетичного балансу Жуковського, що дало змогу побудувати епюру зведеного моменту сил на вихідному валу редуктора та обґрунтувати необхідність встановлення маховика для згладжування пікових імпульсних навантажень під час врізання леза в папір.

РОЗДІЛ 4. РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА ПРИВОДУ ШВИДКІСНОЇ РІЗАЛЬНОЇ МАШИНИ

4.1. Визначення вихідних даних та розрахунок повного зусилля різання

Для обґрунтування параметрів елементів кривошипно-шатунного механізму та вибору приводного електродвигуна базовим параметром є максимальне технологічне зусилля різання паперової стопи. Розрахунок максимального зусилля різання P (Н) для найбільш несприятливих умов експлуатації (розрізання щільної стопи паперу тупим ножом) виконується за формулою:

$$p = p * B * h * k_z \quad (4.1)$$

Де:

- p – питомий опір різанню паперу (для офсетного паперу щільністю 80г/м^2 приймаємо $p = 6,5 \text{ МПа}$);
- B – максимальна ширина різання за паспортом машини POLAR N 115 ($B = 1,15 \text{ м}$);
- h - максимальна висота стопи паперу ($h = 0,165 \text{ м}$);
- k_z - коефіцієнт, що враховує ступінь затуплення різальної крайки ножа ($k_z = 1,5$).

Математичний розрахунок пікового зусилля на ножовій балці:

$$P = 6,5 * 10^6 * 1,15 * 0,165 * 1,5 = 1849,68 * 10^3 \text{ Н} = 1849,68 \text{ кН} \quad (4.2)$$

Отримане значення $P \approx 1850\text{кН}$ є вихідною точкою для силового аналізу ланок механізму та перевірки навантажувальної здатності зубів циліндричного колеса.[5,7,15]

4.2. Розрахунок потужності приводу та вибір головного електродвигуна

Потужність, необхідна для здійснення процесу різання з урахуванням динамічного навантаження, визначається через корисну роботу приводу за один цикл. Розрахункова тривала потужність двигуна $N_{\text{дв}}$ (кВт) визначається з урахуванням коефіцієнта корисної дії (ККД) редуктора та пасової передачі:

$$N_{\text{дв}} = \frac{P * v_H}{\eta * 10^3} * K_{\text{над}} \quad (4.3)$$

Де:

- v_H - середня швидкість опускання ножової балки ($v_H \approx 0,15$ м/с);
- η - сумарний ККД приводу, що враховує втрати в циліндричній парі, пасах та підшипниках ($\eta = 0,75$);
- $K_{\text{над}}$ - коефіцієнт динамічного навантаження та надійності ($K_{\text{над}} = 1,2$).

Враховуючи роль шків-маховика, який бере на себе до 60% пікового навантаження під час врізання, розрахункова тривала потужність двигуна складає:

$$N_{\text{дв}} = \frac{1849,68 * 10^3 * 0,15}{0,75 * 10^3} * (1 - 0,60) = 3,7 \quad (4.4)$$

Відповідно до отриманих результатів, за інженерним каталогом підбираємо асинхронний електродвигун трифазного струму із короткозамкненим ротором типу АИР100L4 (номінальна потужність 4,0 кВт, синхронна частота обертання 1500 об/хв, дійсна частота під навантаженням $n_{\text{дв}} = 1435$ об/хв).[7,17]

4.3. Геометричний розрахунок головного циліндричного редуктора

Проектування циліндричного редуктора виконується для забезпечення необхідного крутного моменту на головному кривошипі.

Розрахунок основних геометричних розмірів циліндричної зубчастої передачі:

1. Передавальне число редуктора (згідно з кресленням):

$$u = 5,0 \quad (4.5)$$

2. Число зубів шестерні (приймаємо стандартне мінімальне):

$$z_1 = 20 \quad (4.6)$$

3. Число зубів зубчастого колеса:

$$z_2 = z_1 * u = 20 * 5 = 100 \quad (4.7)$$

4. Дільний діаметр шестерні d_1 :

$$d_1 = m * z_1 = 6,3 * 20 = 126 \text{ мм} \quad (4.8)$$

5. Дільний діаметр зубчастого колеса d_2 :

$$d_2 = m * z_2 = 6,3 * 100 = 630 \text{ мм} \quad (4.9)$$

6. Міжосьова відстань редуктора a_w :

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2 = (126 + 630) / 2 = 378 \text{ мм} \quad (4.10)$$

7. Діаметри вершин зубів шестерні d_{a1} та колеса d_{a2} :

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2 * m = 126 + 2 * 6,3 = 138,6 \text{ мм} \\ d_{a2} &= d_2 + 2 * m = 630 + 2 * 6,3 = 642,6 \text{ мм} \end{aligned} \quad (4.10)$$

Для виготовлення шестерні та зубчастого колеса приймається конструкційна сталь марки 45 з поверхневим загартуванням ТВЧ до твердості 45...50 HRC, що забезпечує високу контактну витривалість, зносостійкість зачеплення та здатність механізму стабільно сприймати значні знакозмінні навантаження.[8,10,14,16]

Висновки до четвертого розділу

На основі розробленої математичної моделі розраховано максимальне зусилля різання паперової стопи (1850 кН) та обґрунтовано вибір головного асинхронного електродвигуна типу АИР100L4 потужністю 4,0 кВт.

Було виконано розрахунково-конструкторську частину головного приводу різальної машини. На основі визначеного зусилля різання обґрунтовано вибір асинхронного електродвигуна марки АИР100L4 номінальною потужністю 4,0 кВт, який здатен забезпечити необхідну динаміку роботи механізму.

Проведено кінематичний розрахунок та визначено основні геометричні

параметри одноступінчастої циліндричної зубчастої передачі з передавальним числом $u = 5,0$ і міжосьовою відстанню 378 мм.

Обраний матеріал зубчастих коліс — якісна конструкційна сталь 45 із поверхневим загартуванням ТВЧ — гарантує високу контактну витривалість, зносостійкість зачеплення та здатність механізму витримувати пікові навантаження в момент перерізання стопи матеріал

РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ, ТЕХНІЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ РІЗАЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

5.1. Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів при експлуатації різальних машин

Проектування, модернізація та безпосередня експлуатація головного приводу ножа одноножових паперорізальних машин обов'язково підпорядковується вимогам законодавства України про охорону праці, зокрема НПАОП 22.1-1.02-07 «Правила охорони праці для підприємств та організацій поліграфічної промисловості». Робота оператора різальної ділянки на базі ТОВ «ТВГ Український папір» пов'язана з наявністю низки небезпечних і шкідливих виробничих факторів (згідно з ДСТУ ГОСТ 12.0.003).

До основних небезпечних факторів належать:

- Механічна небезпека в зоні різання: Рух ножової та притискної балок із зусиллям затискання та різання до 1850 кН становить пряму загрозу важкого травмування (ампутації кінцівок) у разі випадкового потрапляння рук оператора в робочу зону.
- Небезпека від рухомих ланок приводу: Відкриті обертові частини (шків-маховик, пасова передача, виступаючі частини валів) можуть захопити одяг або волосся працівника.
- Ураження електричним струмом: Електрична мережа живлення головного двигуна АИР100L4 (напруга 380 В, частота 50 Гц) при пошкодженні ізоляції або відсутності заземлення корпусу створює небезпеку електротравми.

Серед шкідливих факторів слід виділити:

- Підвищений рівень шуму та вібрації: Генеруються під час циклічного врізання ножа в стопу паперу та роботи циліндричної зубчастої передачі;
- Виробничий пил: Утворюється в процесі підрізання та розпушування кромки паперових аркушів.[4,12]

5.2. Інженерно-технічні засоби безпеки та захисні пристрої машин POLAR

Для повної нівеляції визначених небезпек у конструкції швидкісної

різальної машини POLAR N 115 реалізовано багаторівневу систему активного та пасивного захисту оператора. Кінематика та електрична схема приводу спроектовані так, що за будь-якого аварійного збою ніж миттєво зупиняється в поточному положенні.

Основними технічними засобами безпеки є:

1. Система дворучного включення з реле синхронності: Робочий хід ножа починається лише за умови одночасного натискання двох пускових кнопок на передній панелі машини. Електронний блок захисту контролює час натискання: якщо різниця між активацією лівої та правої кнопок перевищує 0,5 секунди, привід блокується. Це повністю виключає можливість знаходження вільної руки оператора в небезпечній зоні.
2. Світлова інфрачервона завіса (оптичний захист): Перед робочою зоною ножа встановлено багатопроменевий фотоелектронний бар'єр. При перетині будь-якого інфрачервоного променя (рукою, інструментом) під час опускання ножа керуючий сигнал миттєво знеструмлює електромагнітну муфту приводу, і механічний важільний тормоз зупиняє ножову балку за частки секунди.
3. Механічний захист від руйнування (зривний болт): Для запобігання аварійному розриву важільної системи чи деформації станини при випадковому розрізанні металевих предметів, у тяговому шатуні встановлено калібрований зрізний болт. При перевищенні критичного зусилля ($P > 1850$ кН) болт миттєво зрізається, розриваючи кінематичний ланцюг між редуктором і ножом.[4,13]

5.3. Організація робочого місця, регламент ТО та змащування приводу

Раціональна організація праці на різальній ділянці ТОВ «ТВГ Український папір» безпосередньо впливає на продуктивність та безпеку. Робоча зона навколо машини повинна бути вільною від сторонніх предметів, залишків макулатури та обрізків паперу. Освітленість робочої поверхні стола має становити не менше 500 лк (згідно з ДБН В.2.5-

28:2018) для точного суміщення міток різь.

Для підтримки працездатності циліндричного редуктора та механізмів приводу розроблено щомісячний та щозмінний регламент технічного обслуговування (ТО):

- Щозмінно (перед початком роботи): Візуальний огляд цілісності пасової передачі, перевірка чіткості спрацьовування кнопок дворучного пуску та оптичного захисту, контроль рівня мастила в корпусі редуктора через оглядове вікно.
- Щомісячно: Очищення напрямних (повзунів) ножової балки від паперового пилу, перевірка зазору у фрикційній муфті-гальмі (оптимальний зазор становить 0,4...0,5 мм), дозаправка прес-маслянок на шарнірах шатунів пластичним мастилом Литол-24.

Змащування головного циліндричного редуктора здійснюється рідким мінеральним мастилом методом занурення колеса. Для важконавантаженої циліндричної передачі «сталь 45 – сталь 45» призначається індустріальне редукторне мастило з протизадирними присадками марки Mobilgear 600 XP 220... (кінематична в'язкість 220 мм²/с при 40°С). Перша заміна мастила проводиться після 500 годин обкатки, наступні — через кожні 2000 годин експлуатації обладнання.[4,12,13,18]

Висновки до п'ятого розділу

Проведено аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів для оператора різальної ділянки ТОВ «ТБГ Український папір» та доведено ефективність штатних засобів безпеки машин POLAR (дворучного пуску та інфрачервоної завіси захисту) та карту змащування циліндричного редуктора із впровадженням високоякісного редукторного мастила Mobilgear 600 XP 220 для зниження зносу зубів коліс

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дипломному проєкті проведено комплексне дослідження, кінематичний та силовий аналіз виконавчих механізмів приводу ножа одноножових швидкісних паперорізальних машин на прикладі базової моделі POLAR N 115 для умов підприємства ТОВ «ТВГ Український папір».

За результатами інженерних розрахунків та теоретичних досліджень сформульовано такі підсумки:

У першій (оглядово-аналітичній) частині проєкту на основі аналізу конструкцій паперорізального устаткування обґрунтовано вибір базової моделі обладнання — механічного кривошипно-шатунного приводу у зв'язці з одноступінчастим циліндричним редуктором, що забезпечує максимальну жорсткість конструкції при знакозмінних навантаженнях. Доведено технологічну ефективність шабельного руху ножа з кутом траєкторії $40...45^\circ$. У другій частині, присвяченій структурному та кінематичному аналізу, розроблено структурно-функціональну схему виконавчих механізмів паперорізальної машини POLAR N 115 та складено циклограму її роботи. Весь робочий цикл розділено на чотири послідовні фази, що дозволило чітко локалізувати моменти виникнення пікових навантажень у кінематичних ланцюгах.

У третій (теоретико-дослідній) частині на основі методу векторних контурів замкнених важільних систем синтезовано узагальнену математичну модель аналізу кінематики приводу. Отримано аналітичні рівняння для визначення швидкостей, прискорень та сил інерції рухомих мас ножової балки, а також проведено динамічний аналіз приводу за допомогою рівняння енергетичного балансу Жуковського.

У четвертій (розрахунково-конструкторській) частині проведено повний силовий та геометричний розрахунок елементів трансмісії. Розраховано максимальне зусилля різання паперової стопи (1850 кН), обґрунтовано вибір головного електродвигуна АІР100L4 потужністю 4,0 кВт та спроектовано геометричні параметри циліндричної передачі ($u=5$, $a_w=378$ мм) для

матеріалів «сталь 45».

У п'ятій частині, що охоплює питання охорони праці та експлуатації, проаналізовано небезпечні та шкідливі виробничі загрози на різальній ділянці ТОВ «ТВГ Український папір» та підтверджено надійність штатних захисних пристроїв (дворучного пуску та ІЧ-завіси). Складено чіткий регламент обслуговування приводу та впроваджено карту змащування редуктора мастилом Mobilgear 600 XP 220 для мінімізації зносу елементів зубчастої передачі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Хведчин Ю. Й., Шостачук Ю. О., Оучар М. Різальні машини і комплекси POLAR: Навч. посібник для студ. вищ. навч. закл. — К.: ПКП «СТ-Друк», 2004. — 204 с.
2. Хведчин Ю. Й. Брошурувально-палітурне устаткування: Підручник. — Львів: ТеРус, 1999. — 340 с.
3. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин: Підручник. — К.: Наукова думка, 2002. — 660 с.
4. НПАОП 22.1-1.02-07. Правила охорони праці для підприємств та організацій поліграфічної промисловості. — К.: Державна служба гірничого нагляду та промислової безпеки України, 2007. — 84 с.
5. Малащенко В. О., Павлице В. Т. Курсове проектування деталей машин: Навч. посібник. — Львів: Новий Світ-2000, 2004. — 192 с.
6. Зоренко О.В. Моделювання та розрахунок механічних систем поліграфічних машин: навч. посіб. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. 156 с.
7. Кузнєцов Ю. М., Мельничук П. П. Проектування приводів технологічного обладнання: навч. посіб. Житомир: ЖДТУ, 2011. 384 с.
8. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: підручник. 2-ге вид. Львів: Афіша, 2008. 558 с.
9. Механіка приводів паперорізальних машин: метод. Вказівки до виконання розрахунково-графічних робіт/уклад. Ю. О. Шостачук. Київ: НТУУ «КПІ», 2014. 48 с.
10. Розрахунок та конструювання циліндричних двоступінчатих редукторів поліграфічного устаткування: метод. вказівки/уклад.: Ю. Й. Хведчин, М. О. Оучар. Львів: УАД, 2012. 64 с.
11. Киркиж О. С., Зоренко О. В. Аналіз динамічних навантажень у приводах головного руху одноножових паперорізальних машин. *Технологія і техніка друкарства*. 2019. №3(65). С.24-31.
12. POLAR High-Speed Cutter: Instruction Manual/ Polar-Mohr

- Maschinenvertriebsgesellschaft GmbH. Hofenheim, 2020. 128 p.
13. Specification of Polar Cutting Systems and Peripheral Equipment.
URL: <https://www.polar-mohr.com> (accessed: 09.06.2026).
14. Дунаєв П. Ф., Леліков О. П. Конструювання вузлів і деталей машин: Навч. посібник. — Київ: Вища школа, 2001. — 386 с.
15. Проектування механічних передач поліграфічного устаткування: навч. посіб. / уклад.: Ю. О. Шостачук, О. В. Зоренко. — Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. — 112 с.
16. Чернавський С. А., Боков В. М. Курсове проектування деталей машин. — Москва: Машинобудування, 1998. — 416 с.
17. Каталог асинхронних електродвигунів серії АИР [Електронний ресурс] / ПромЕлектро. — Режим доступу: <https://promelectro.com/catalog/air/> (дата звернення: 10.06.2026).
18. Інструкція з експлуатації та технічного обслуговування різальних машин POLAR N 115 PRO [Електронний ресурс]. Офіційний портал POLAR Mohr. — Режим доступу: <https://www.polar-mohr.com/en/products/high-speed-cutters/> (дата звернення: 10.06.2026).

Додатки

Додаток А Графічна частина дипломного проєкту

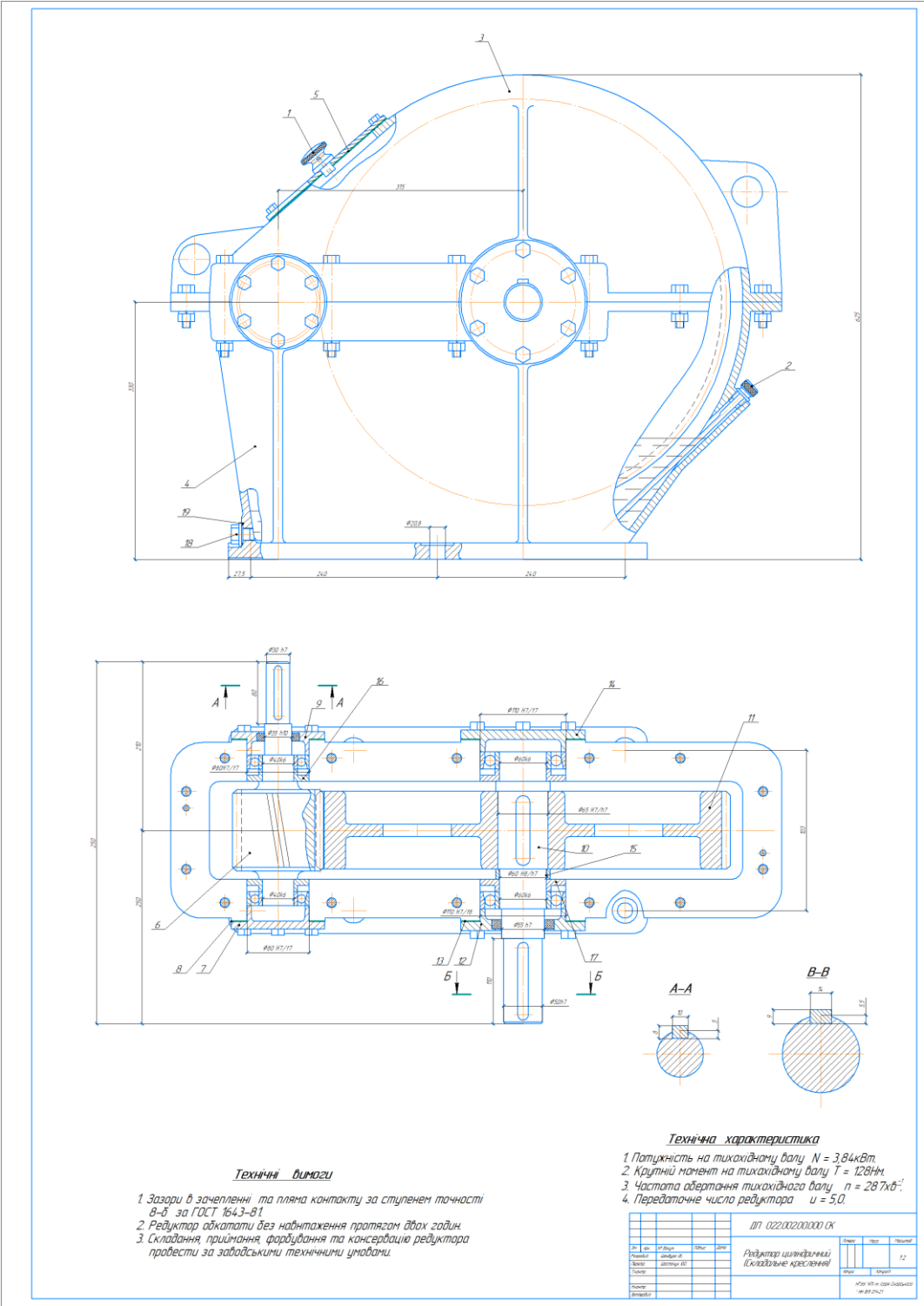


Рисунок А.1. – Редуктор циліндричний (складальне креслення)

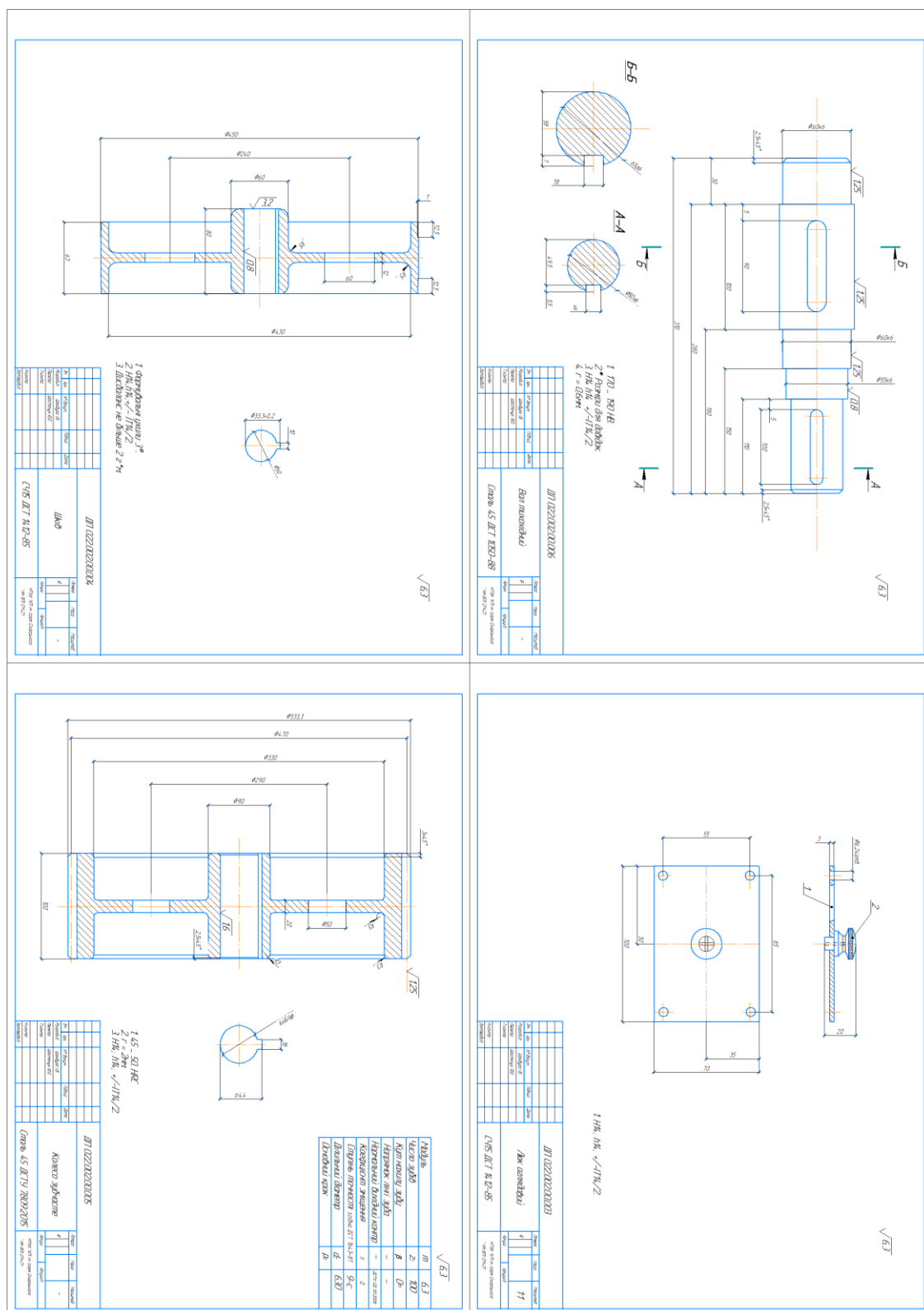
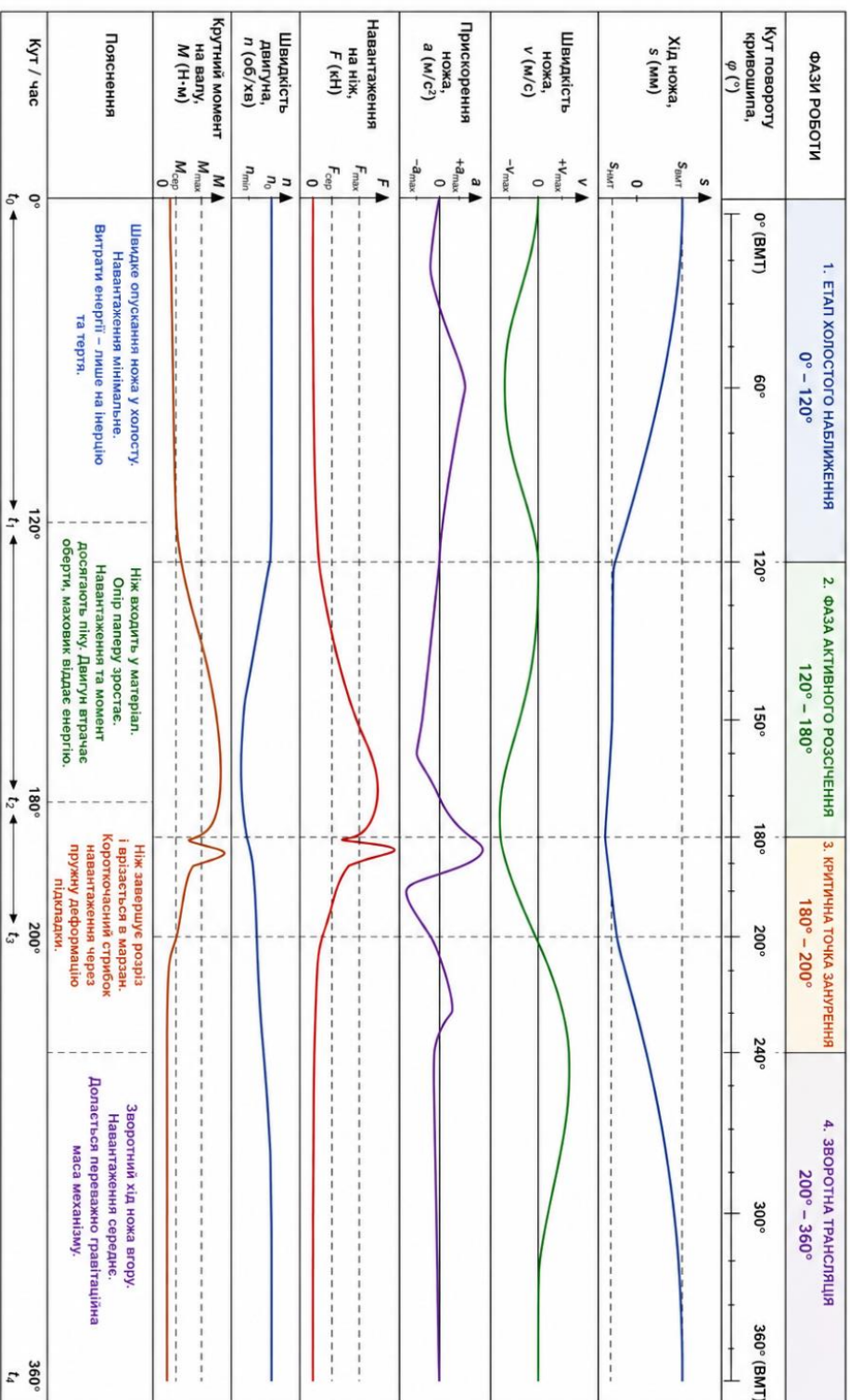


Рисунок А.3. – Деталирование

Додаток В

Циклограма роботи ножового приводу

ЦИКЛОГРАМА РОБОТИ НОЖОВОГО ПРИВОДУ ФАЗОВИЙ ТА ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ (1 ОБЕРТ КРИВОШИГА = 360°)



Примітка: ВМТ – верхня мертва точка; НМТ – нижня мертва точка; s – хід; v – швидкість; a – прискорення; F – сила різання; n – оберти двигуна; M – крутний момент.