

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

Навчально-науковий видавничо-поліграфічний інститут
(повна назва інституту/факультету)

Кафедра машин та агрегатів поліграфічного виробництва
(повна назва кафедри)

«До захисту допущено»

В.о. завідувача кафедри

_____ А. І. Іванко _____
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ ____ ” _____ 2026 р.

Дипломний проєкт
освітнього рівня «бакалавр»
за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування

на тему: Удосконалення пристрою для плоского штанцювання картонних розгортки

Виконала: студент IV курсу, групи СМ-21
(шифр групи)

_____ Кришталь Тимофій Олегович _____
(прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Керівник доцент кафедри МАПВ, к.т.н., доцент Іванко А.І. _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Рецензент асистент каф. ТПВ, к.т.н., асистент Фоменко О. І. _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

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

Студент _____
(підпис)

Київ – 2026 року

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

Навчально-науковий видавничо-поліграфічний інститут
Кафедра машин та агрегатів 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

Кришталю Тимофію Олеговичу

1. Тема проєкту: «Удосконалення пристрою для плоского штанцювання картонних розгорток», затверджено наказом по університету від «25» травня 2026 р. № 1860-с
2. Термін подання студентом проєкту: 05 червня 2026 року.
3. Вихідні дані до проєкту: номінальне робоче зусилля штанцювання - 11 т; продуктивність обладнання: 50 ударів на хвилину; тип головного приводу - електромеханічний із застосуванням маховика; номінальна потужність двигуна - 2,9 кВт; маса маховика - 22 кг; ексцентриковий вал на вигин: $n \geq 2.0$; Система тягових колон на згин та розтяг: $n \geq 3.5$; Палець шатуна (на стиск): $n \geq 4.46$;
4. Зміст пояснювальної записки: огляд літературних та інтернет джерел, в пошуку інформації щодо сучасних видів пристроїв штанцювання картонних розгорток та інших матеріалів в на поліграфічних виробництвах, для аналізу уже розроблених пристроїв штанцювання картонних розгорток; визначення технологічних та фізичних параметрів що впливають на висікання картону; модернізація пристрою для плоского висікання картонних розгорток з впровадженням сферичного підшипнику та системи регулювання висоти для регулювання тиску в робочій зоні.

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо): Графіки досліджених характеристик (A1), складальне креслення вид збоку розробленого пристрою преса (A1), складальне креслення вид спереду розробленого пристрою преса (A1), кінематичні схеми пристроїв плоского штанцювання картонних розгортки (A1), , деталювання (A1)

6. Дата видачі завдання: 01 березня 2026 року.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проєкту	Термін виконання етапів проєкту	Примітка
1.	Пошук технічної документації	13.03.2026	Виконано
2.	Огляд і аналіз технічних матеріалів за темою дослідження	20.03.2026	Виконано
3.	Формування описів розробленого механізму	10.04.2026	Виконано
4.	Дослідження існуючих пристроїв штанцювання картонних розгортки плоского типу	21.04.2026	Виконано
5.	Проведення розрахунків щодо фізичних та кінематичних параметрів преса і вплив його на висікальний матеріал. Розробка системи регулювання тиску та висоти преса та розробка основної конструкції	05.05.2026	Виконано
6.	Проектування технічних креслень	15.05.2026	Виконано
7.	Написання загальних висновків	29.05.2026	Виконано
8.	Оформлення пояснювальної записки та графічного матеріалу	02.06.2026	Виконано
9.	Здача дипломного проєкту на кафедру	03.06.2026	Виконано

Студент _____ Тимофій КРИШТАЛЬ

Керівник проєкту _____ Андрій ІВАНКО

РЕФЕРАТ

Кришталь Тимофій Олегович

«Удосконалення пристрою для плоского штанцювання картонних розгорток»

Національний технічний університет України “КПІ ім. Ігоря Сікорського”
кафедра МАПВ, 2026

83 стор., 14 рис., 6 табл., 25 бібліогр., 2 додатки

Даний дипломний проєкт присвячений комплексному дослідженню, аналізу та вдосконаленню технологічного обладнання, що займає ключове місце у циклі виробництва картонної тари — пристрою для плоского штанцювання.

Актуальність роботи обумовлена стрімким розвитком ринку екологічного пакування та постійним зростанням вимог до точності геометричних параметрів виробів. Сучасні виробничі лінії потребують високої швидкості роботи при збереженні ідеальної чистоти зрізу та ліній бігування. Це зумовлює необхідність модернізації застарілих механічних вузлів та впровадження систем керування, які дозволяють мінімізувати вплив людського фактора та зменшити відсоток технологічного браку.

Об'єктом дослідження є конструктивна схема та принцип функціонування преса для плоского штанцювання. Особлива увага приділена, механізмам приводу безпосередньо самого преса, а також системі регулювання робочого зазору, що забезпечує рівномірний розподіл зусилля по всій площині заготовки.

Метою проєкту є суттєве підвищення продуктивності обладнання та надійності процесу штанцювання. Це досягається шляхом модернізації головного приводу з впровадженням регулюючих елементів які дозволяють регулювати силу навантаження на певну частину робочої плити та регулювання зазору між плитами щоб досягти ідеальних результатів якості штанцювання при мінімальному зносі ріжучих елементів.

Ключові слова: штанцювання, картонна розгортка, плоске штанцювання, штанцювальний прес, кінематичний аналіз, ексцентриковий вал, зусилля різання, привід механізму

ABSTRACT

Krystal Tymofii Olehovych

«Improvement of a Device for Flat Die-Cutting of Cardboard Blanks»

National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute" Department of Machinery and Automation of Printing Production, 2026

83 pages, 14 figures, 6 tables, 25 references, 2 appendices

This diploma project is dedicated to a comprehensive study, analysis, and improvement of process equipment that occupies a key position in the cardboard packaging production cycle - the flat die-cutting press.

The relevance of the work is driven by the rapid growth of the sustainable packaging market and the continuously increasing requirements for the dimensional accuracy of finished products. Modern production lines demand high operating speeds while maintaining clean cut edges and crease lines. This necessitates the modernization of outdated mechanical assemblies and the introduction of control systems that minimize the human factor and reduce the percentage of process defects.

The object of study is the structural configuration and operating principle of the flat die-cutting press. Particular attention is paid to the drive mechanisms of the press itself, as well as to the working gap adjustment system, which ensures uniform force distribution across the entire surface of the blank.

The aim of the project is a substantial increase in equipment productivity and process reliability of die-cutting. This is achieved through modernization of the main drive with the introduction of adjusting elements that allow regulation of the load force applied to specific zones of the cutting platen, as well as adjustment of the gap between the platens in order to achieve optimal die-cutting quality with minimal wear of the cutting elements.

Keywords: die-cutting, cardboard blank, flat die-cutting, die-cutting press, kinematic analysis, eccentric shaft, cutting force, mechanism drive

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	4
ABSTRACT	5
ВСТУП.....	8
РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ПРИСТРОЇВ І ТЕХНОЛОГІЙ ДЛЯ ПЛОСКОГО ШТАНЦЮВАННЯ КАРТОННИХ РОЗГОРТОК	13
1.1 Історія розвитку та еволюція методів штанцювання картонних заготовок ..	13
1.2 Класифікація та порівняння сучасних методів штанцювання картонних розгорток.....	15
1.3. Порівняльний аналіз існуючих пристроїв та вибір аналога для модернізації	24
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПРИСТРОЮ ДЛЯ ПЛОСКОГО ШТАНЦЮВАННЯ КАРТОННИХ РОЗГОРТОК	41
2.1 Розробка конструкції пристрою для плоского штанцювання на прикладі преса з ексцентриковим приводом та системою направляючих колон	41
2.2 Опис запропонованого пристрою та принцип його роботи	44
2.3 Вибір матеріалів та основних компонентів.....	48
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ТА ВИБІР ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИСТРОЮ .	52
3.1. Визначення технологічних параметрів процесу штанцювання	52
3.2. Кінематичний та силовий розрахунок приводного механізму	53
3.3. Розрахунок ексцентрикового вала на міцність	57
3.4. Розрахунок шатуна на міцність.....	61
3.5. Геометричний розрахунок черв'ячної передачі механізму регулювання	61
3.6. Силовий розрахунок системи тягових колон.....	63
3.7. Розрахунок компенсаційних пружин механізму повернення	66

3.8. Розрахунок вузла жорсткого кріплення напрямних колон до рухомих плит преса	69
ВИСНОВКИ.....	73
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ.....	76
ДОДАТКИ.....	80

ВСТУП

Загальна характеристика стану галузі та тенденції розвитку пакувального виробництва

Сучасна світова та вітчизняна індустрія пакування перебуває на етапі глибокої технологічної трансформації. Станом на 2025–2026 роки ринок картонної тари демонструє стабільне зростання, що зумовлено кількома глобальними факторами:

Екологічний вектор та законодавчі ініціативи. Відмова від одноразового пластику на користь біорозкладних матеріалів стала базовим стандартом. Картон, як відновлювана та легко перероблювана сировина, став основним інструментом сталого розвитку. Сучасні споживачі все частіше віддають перевагу брендам, що використовують пакування без пластикових вставок та ламінації[1], що ставить перед виробниками обладнання нове завдання — забезпечити якісне штанцювання нових типів екологічного картону, який може мати іншу щільність та волокнисту структуру.

Стрімкий розвиток онлайн-торгівлі змінив вимоги до функціональності тари. Пакування тепер має бути не просто естетичним, а й максимально міцним, щоб витримувати численні етапи логістичного ланцюга. Це призвело до збільшення попиту на складні конструкції розгорток, які забезпечують захист товару без використання додаткових наповнювачів. Як наслідок, критично зросла роль операції штанцювання, яка повинна гарантувати ідеальну геометрію для автоматизованого складання коробок.

Цифровізація та автоматизація. Ринок вимагає переходу від масового виробництва до малих та середніх тиражів з високим ступенем індивідуалізації. Це створює серйозний виклик для традиційних штанцювальних пресів: час на переналагодження обладнання та виготовлення нових штанц-форм стає критичним показником конкурентоспроможності. Впровадження систем швидкої фіксації інструменту та автоматизованого позиціонування плити є однією з основних цілей сучасних друкарень та підприємств.

Попри позірну простоту процесу плоского штанцювання, його реалізація на високих швидкостях із дотриманням мікронної точності супроводжується низкою складних технічних суперечностей. Аналіз експлуатації сучасних висікальних пресів дозволяє виділити наступні ключові проблеми:

Нерівномірність розподілу динамічних навантажень.

Одним із головних викликів є забезпечення паралельності між штанц-формою та контрплитою в момент максимального зусилля. Навіть мінімальний перекис (у межах декількох сотих міліметра) призводить до того, що в одній частині розгортки ніж не прорізає картон повністю, а в іншій — надмірно заглиблюється в марзани (контрплиту). Це не лише погіршує якість продукції, а й спричиняє прискорений абразивний знос дороговартісних різальних ліній та деформацію станини пристрою.

Контроль зусилля при роботі з багатошаровими матеріалами.

Сучасний гофрокартон та багатошаровий крейдований картон мають неоднорідну структуру. Перед спеціалістами з'являється задача створення прецизійного механізму регулювання тиску. Жорсткі ексцентрикові або колінчасто-важільні механізми старого зразка не дозволяють адаптивно змінювати зусилля в реальному часі. Як наслідок, при зміні вологості або щільності матеріалу виникає ризик розтріскування верхнього шару на лініях бігування.

Динамічна нестабільність на високих швидкостях.

Збільшення продуктивності автоматичних ліній вимагає підвищення частоти циклів «удар–повернення». Це неминуче породжує інерційні навантаження та вібрації, які негативно впливають на систему позиціонування листа. Викликом є розробка такої кінематичної схеми привода, яка б забезпечувала плавний вхід ножів у матеріал та швидке відведення плити без виникнення резонансних коливань.

Ефективність видалення технологічного облою.

Процес відокремлення відходів від готової розгортки часто стає найслабшою ланкою в автоматизації. При складному контурі висікання дрібні елементи картону можуть застрягати у штанц-формі або хаотично розлітатися по робочій зоні, що

призводить до зупинки всієї лінії. Розробка інтегрованого модуля секції видалення відходів, який би працював синхронно з пресом, є складним конструкторським завданням, що потребує точного розрахунку траєкторій руху штовхачів.

Проблема термічного розширення та точності приводів.

Під час тривалої роботи механічні вузли нагріваються, що спричиняє зміну зазорів у підшипниках та напрямних. Для пристроїв плоского штанцювання це означає дрейф «нульової точки» висікання. Технічним викликом тут є впровадження систем компенсації термічних деформацій або використання матеріалів із низьким коефіцієнтом розширення у поєднанні з інтелектуальним сервоприводом.

Обґрунтування актуальності теми проекту

Актуальність дослідження та модернізації пристрою для плоского штанцювання картонних розгорток зумовлена сукупністю економічних, технологічних та екологічних чинників, що визначають вектор розвитку сучасної промисловості пакування.

Стратегічне значення пакувальної галузі в умовах глобалізації. На сучасному етапі розвитку економіки пакування перестало виконувати суто захисну функцію. Воно перетворилося на складний маркетинговий інструмент та невід'ємну частину логістичної системи. Зростання обсягів онлайн-торгівлі та глобальних поставок вимагає виробництва тари, що має високу точність виготовлення для безперебійної роботи на автоматичних лініях пакування. Будь-яка похибка при штанцюванні призводить до перекосів при складанні коробок, що робить актуальним пошук рішень для підвищення прецизійності обладнання.

Технологічний перехід до складних конструкцій. Сучасний дизайн пакування стає дедалі складнішим: впроваджуються багатоточкові системи склеювання, фігурні вікна, мікроперфорація та складні замкові з'єднання. Традиційні методи штанцювання на застарілому обладнанні не здатні забезпечити стабільність виконання таких елементів у великих тиражах. Модернізація пристроїв плоского штанцювання є актуальною саме через необхідність обробки складних контурів без зниження швидкості виробничого циклу.

Екологічна трансформація та нові матеріали. Згідно з глобальними екологічними протоколами 2025–2026 років, спостерігається масовий перехід від пластику до гофрокартону та хром-ерзац картону. Проте ці матеріали мають специфічні фізико-механічні властивості (напрямок волокон, пористість, чутливість до вологи). Актуальність теми полягає у необхідності адаптації штанцювального обладнання до роботи з різними типами картону, забезпечуючи стабільну силу удару та чистий зріз незалежно від характеристик сировини.

Ресурсозбереження та мінімізація відходів. У структурі собівартості картонного пакування вартість матеріалу становить до 60–70%. Тому зменшення технологічних відходів (облою) та виключення браку через недорізи або перетискання є важливим завданням для підприємства. Актуальність проєкту підкріплюється впровадженням систем автоматичного видалення відходів та точного позиціонування, що безпосередньо впливає на рентабельність виробництва та зменшення навантаження на навколишнє середовище.

Необхідність імпортозаміщення та модернізації вітчизняного парку обладнання. Для багатьох вітчизняних підприємств закупівля нових закордонних ліній є фінансово обтяжливою. Тому науково-технічне обґрунтування модернізації існуючих пристроїв шляхом інтеграції сучасних вузлів керування (сервоприводів, контролерів, сенсорів) є надзвичайно актуальним прикладним завданням. Це дозволяє отримати обладнання європейського рівня якості за значно менших капітальних інвестицій.

Об'єкт дослідження — процес механічного штанцювання (висікання, бігування, перфорування) картонних листових заготовок на плоских пресах, а також конструктивна сукупність механічних, гідравлічних та електричних систем, що забезпечують перетворення енергії привода у зусилля деформації матеріалу.

Предмет дослідження — закономірності взаємодії робочих органів пристрою (штанц-форми та контрплити) з оброблюваним матеріалом, кінематичні та динамічні характеристики приводних механізмів, а також методи оптимізації конструктивних параметрів вузлів для підвищення точності та продуктивності обладнання.

Мета роботи — на основі системного аналізу існуючих конструкцій та процесів розробити проєкт модернізації пристрою для плоского штанцювання картонних розгорток. Проєкт має бути спрямований на:

Підвищення якості готової продукції шляхом стабілізації зусилля висікання по всій площині листа;

Зниження енергомісткості процесу через використання сучасних систем керування головним приводом.

Основні завдання проєкту

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

Провести аналітичний огляд сучасного стану технологій штанцювання та виконати порівняльний аналіз технічних характеристик обладнання провідних світових виробників.

Дослідити напружено-деформований стан елементів конструкції пристрою під час робочого ходу для виявлення зон критичних навантажень та можливих деформацій станини.

Виконати модернізацію кінематичної схеми пристрою, обґрунтувати вибір типу привода (наприклад, перехід на сервопривід або вдосконалений колінчасто-важільний механізм) для забезпечення оптимальної діаграми швидкостей.

Спроекувати систему регулювання навантаження на різні частини плити для того щоб компенсувати тиск в тому випадку коли штанцформа не є симетричною на одну частину потрібно дати більше зусилля а на іншу менше для подовження строку служби ріжучих елементів штанцформ та оптимізації навантажень.

Здійснити інженерні розрахунки основних вузлів на міцність, жорсткість та довговічність.

РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ПРИСТРОЇВ І ТЕХНОЛОГІЙ ДЛЯ ПЛОСКОГО ШТАНЦЮВАННЯ КАРТОННИХ РОЗГОРТОК

1.1 Історія розвитку та еволюція методів штанцювання картонних заготовок

Історія штанцювання тісно переплетена з розвитком друкарства та паперової промисловості. Еволюція цього процесу пройшла шлях від примітивних ручних інструментів до складних автоматизованих комплексів, що керуються штучним інтелектом.

Етап 1: Зародження та ручне виробництво (XIX століття)

До середини XIX століття пакування з картону виготовлялося виключно вручну. Майстри використовували звичайні ножі та лінійки для вирізання розгорток, що робило картонні коробки предметом розкоші. Перший значний прорив стався у 1840-х роках, коли з'явилися перші важільні преси. Проте вони не мали спеціальних форм — ніж щоразу виставлявся вручну.

1879 рік вважається переломним: Роберт Гейр, власник друкарні в Брукліні, випадково винайшов метод одночасного друку та висікання. Під час друку пакетів металева лінійка, що випадково піднялася занадто високо, прорізала папір. Це наштовхнуло його на ідею створення штанц-форми, де різальні та бігувальні (згинальні) правила поєднувалися в одному дерев'яному блоці.

Етап 2: Механізація та поява «тигельних» пресів (початок XX століття)

Зі зростанням промислового виробництва товарів виникла потреба в масовому пакуванні. У цей період домінуючою технологією стали тигельні преси, які спочатку призначалися для друку.

Механізм працював за принципом «книжки», де одна плита була нерухомою (з формою), а інша притискала лист картону.

Проблема: Швидкість була низькою (до 500–1000 відбитків на годину), а ризик травматизму працівників — надзвичайно високим, оскільки подача листа здійснювалася вручну безпосередньо в зону удару.

Етап 3: Перехід до площинних та циліндричних систем (середина XX століття)

Після Другої світової війни відбувся перехід до напівавтоматичних ліній. Виникли два основні напрямки:

Циліндричні преси: Аркуш картону проходив між важким циліндром та плоскою формою. Це забезпечувало високу точність, але обмежувало швидкість через особливості механіки.

Автоматичні плоскоштанцювальні преси: У 1940-х роках компанія Bobst (Швейцарія) представила перший автоматичний прес Autoplaten AP 900. Це була революція: лист подавався автоматично за допомогою вакуумних присосок та ланцюгового транспортера. Його зображення на фотографії (рис.1.1)



Рисунок 1.1 – Фотографія Bobst AP900 [2]

Етап 4: Ера автоматизації та впровадження секцій видалення облою (1970–1990 рр.)

У цей період конструктори зосередилися на видаленні «пляшкових горл» у виробництві. Висікання стало лише частиною процесу.

Було винайдено секції автоматичного видалення облою, що дозволило позбутися ручної праці при вибиванні залишків картону.

Механічні приводи стали складнішими: використання колінчасто-важільних механізмів дозволило досягти зусилля в сотні тонн, що було необхідно для роботи з товстим гофрокартоном.

Етап 5: Цифровізація та сервоприводи (XXI століття – сьогодення)

Сучасний етап розвитку характеризується відмовою від громіздких механічних систем передач на користь Direct Drive та сервомоторів.

Інтелектуальні системи: Сучасні пристрої для плоского штанцювання оснащені камерами, які автоматично вирівнюють лист по друку з точністю до 0,01 мм.

Швидкість: Сучасні автомати здатні обробляти до 12 000 аркушів на годину.

Гібридні рішення: З'являються лазерні системи висікання, проте для масового виробництва плоске механічне штанцювання залишається неперевершеним за собівартістю та якістю бігування.

Висновок: Аналіз історії розвитку показує, що головним вектором еволюції є перехід від статичних механічних систем до гнучких автоматизованих комплексів.

1.2 Класифікація та порівняння сучасних методів штанцювання картонних розгортки

Вибір методу штанцювання залежить від тиражності продукції, складності контуру, типу матеріалу та вимог до швидкості переналагодження обладнання. Розглянемо основні альтернативи плоскому способу.

1.2.1 Ротаційне штанцювання

Цей метод базується на використанні циліндричних форм. Картон проходить між двома валами: на одному закріплена вигнута штанц-форма, а інший слугує опорним валом (рис.1.2).

Переваги: Найвища продуктивність серед усіх методів (до 18 000–20 000 заготовок на годину). Ідеально підходить для лінійного виробництва гофротари.

Недоліки: Висока вартість виготовлення циліндричних форм. Через вигин ножів важко досягти такої ж точності бігування, як на плоских пресах.

Порівняння з плоским методом: Ротація виграє у швидкості на мільйонних тиражах, але програє плоскому штанцюванню у точності та гнучкості при роботі зі складними конструкціями пакування.



Рисунок 1.2 - Приклад сучасної машини ротаційного способу штанцювання
Canghai [3]

1.2.2 Лазерне висікання

Безконтактний метод, де замість механічних ножів використовується сфокусований лазерний промінь високої потужності (рис1.3).

Переваги: Відсутність витрат на виготовлення фізичних штанц-форм, все працює за цифровим макетом. Можливість вирізати надзвичайно складні, "мереживні" візерунки, які неможливо зробити механічним ножом.

Недоліки: Низька швидкість обробки на великих накладах. Головна технологічна проблема — обвуглювання на краях зрізу картону та специфічний запах. Також лазер не може виконувати класичне бігування (згинання без розриву волокон).

Порівняння з пласким методом: Лазер ідеальний для прототипування та мікро-тиражів (1–100 шт.), але для промислового виробництва пакування він залишається допоміжною технологією.



Рисунок 1.3 - Приклад пристрою лазерного штанцювання Perfect laser PEC-1208 [4]

1.2.3 Плоттерне (планшетне) різання

Використовує цифрову систему позиціонування рухомої головки з механічним ножом осцилюючим або статичним.

Переваги: Як і лазер, не потребує форм. Висока точність і чистий зріз без нагару.

Недоліки: Дуже низька продуктивність. Поки ніж прорізає весь контур однієї коробки, плоский прес встигає зробити 50–100 ударів.

Порівняння з плоским методом: Плоттери використовуються переважно в конструкторських бюро для створення зразків перед запуском серійного виробництва на плоских автоматах



Рисунок 1.4 - Приклад ріжучого (планшетного) плоттера Saga MHC 4560 [5]

Тепер проведемо порівняльний аналіз всіх актуальних і сучасних способів штанцювання і зведемо данні в (табл.1.1)

Таблиця 1.1 – Порівняльний аналіз сучасних методів штанцювання

Характеристика	Платке штанцювання	Ротаційне штанцювання	Лазерне висікання	Плоттерне різання
Продуктивність	Висока	Дуже висока	Низька	Дуже низька
Точність контур	Висока (0.1 мм)	Середня	Дуже висока	Висока
Якість бігування	Ідеальна	Задовільна	Відсутня (тільки перфорація)	Висока
Вартість оснастки	Середня	Висока	Відсутня	Відсутня
Час на підготовку	30–60 хв	40–90 хв	5–10 хв	2–5 хв
Сфера застосування	Складна тара, середні/великі наклади	Гофрокороби, масові наклади	Декор, малі наклади	Прототипи, спецзамовлення

Висновок та обґрунтування вибору плоского способу

Аналіз сучасних методів підтверджує, що плоске штанцювання залишається найбільш збалансованою технологією для сучасної пакувальної галузі. Воно поєднує в собі:

Здатність працювати з будь-якими видами картону та пластику.

Найвищу якість ліній бігування, що критично для автоматичних ліній склеювання.

Економічну доцільність для більшості тиражів, що випускаються в Україні.

Саме тому модернізація пристрою для плоского штанцювання є найбільш актуальним інженерним завданням, оскільки вдосконалення його кінематики та автоматизації може дати можливість наблизити швидкість плоского методу до ротаційного, зберігаючи при цьому еталонну якість та точність.

1.2.4 Класифікація за ступенем автоматизації робочого циклу

Обладнання для плоского штанцювання класифікується за декількома основними ознаками: рівнем автоматизації, конструктивним виконанням робочих плит та характером циклу роботи. У даному проєкті робиться фокус саме на системи та пристрої, де робочі органи штанц-форма та контрплита мають плоску поверхню.

Рівень автоматизації пристроїв плоского штанцювання безпосередньо впливає на продуктивність, собівартість одиниці продукції та вимоги до кваліфікації обслуговуючого персоналу. Сучасне обладнання за цією ознакою поділяється на чотири основні групи.

1.2.5 Ручні тигельні преси

Це обладнання з мінімальним рівнем автоматизації, де оператор є одною із ланок технологічного циклу. Типовий приклад зображено на (рис.1.5)

Особливості роботи: Подача кожного окремого листа картону на талер та його знімання після удару здійснюється вручну.

Переваги: Низька вартість обладнання, швидка заміна штанц-форми, дозволяє працювати з дуже товстими або специфічними матеріалами.

Технічні виклики: Головною проблемою є високий ризик травматизму та критична залежність продуктивності від втоми оператора. Швидкість зазвичай не перевищує 500–1000 циклів за годину.

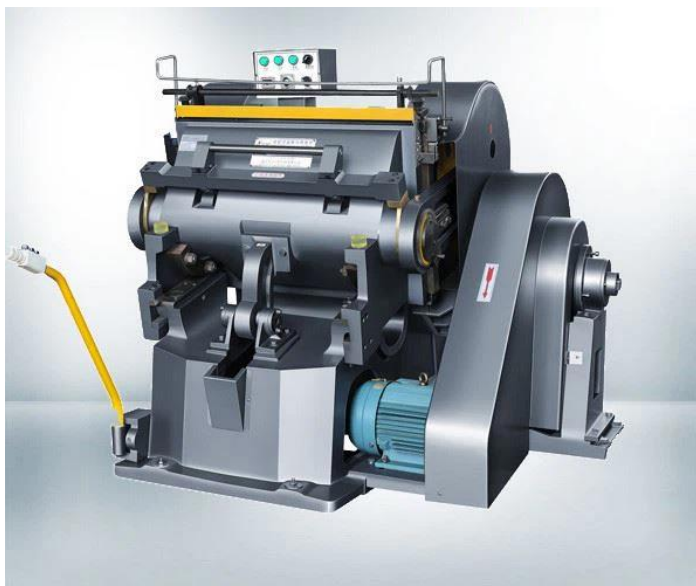


Рисунок 1.5 - Приклад ручного тишельного пресу SHENDA моделі ML-750 (SZ1300) [6]

Основні харатеристики

Максимальний розмір вирубки: 750 × 520 мм (формат A2+).

Швидкість роботи: 25 ± 2 цикли за хвилину (залежить від досвіду оператора).

1.2.6 Напівавтоматичні пристрої

У таких машинах автоматизовано лише одну або дві ключові операції, найчастіше — подачу листа.

Особливості роботи: Система автоматичної подачі (самонаклад) забирає лист зі стопи та позиціонує його в зоні різання. Проте знімання готової продукції та, головне, очищення розгортки від відходів облою виконується оператором вручну поза зоною пресування (рис 1.6).

Застосування: Найчастіше використовуються для обробки гофрокартону великих форматів, де вага та габарити листа ускладнюють ручну подачу, але повна автоматизація є економічно недоцільною для малих тиражів.



Рисунок 1.6 – Приклад напівавтоматичного плоскорізального
штанцювального простиною Century серії MWB 1450Q [7]

Швидкість роботи

Максимальна механічна швидкість: до 4500–5000 листів/годину.

Реальна робоча швидкість: Зазвичай становить 3500–4200 листів/годину.

Формат та робочі розміри

Максимальний розмір листа: 1480мм × 1080 мм.

Мінімальний розмір листа: 600мм × 500 мм.

Максимальний розмір висічки (робоче поле): 1450мм × 1050 мм.

Точність висікання: ± 0.5 мм (залежить від стану ножів та налаштувань).

1.2.7 Автоматичні плоскоштанцювальні преси

Це найбільш поширений тип промислового обладнання

Особливості роботи: Весь цикл від забору заготовки з палети до викладу готового виробу відбувається без втручання людини. Машина оснащена:

Вакуумним самонакладом для швидкісної подачі листів.

Системою ланцюгових транспортерів із захватами (грейферами), що жорстко утримують передню кромку листа під час проходження через усі секції.

Секцією висікання, де відбувається основний процес деформації.(рис.1.7)



Рисунок 1.7 – Приклад автоматичного плоскорізального штанцювального простирою Century MWZ 1650G [8]

Основні технічні характеристики

Максимальний формат листа: 1650мммм × 1200 мм.

Мінімальний формат листа: 650мммм × 500 мм.

Максимальний розмір висікання: 1630мммм × 1180 мм.

Швидкість роботи:

Механічна швидкість: до 5500 листів/год.

Робоча швидкість: 3000–5200 листів/год (залежно від якості матеріалу).

Для дипломної проєкту доцільно обрати напівавтоматичний або автоматичний плоскоштанцювальний прес, оскільки він дозволяє реалізувати завдання з модернізації.

1.3. Порівняльний аналіз існуючих пристроїв та вибір аналога для модернізації

1.3.1 Тигельний прес із рухомою інструментальною плитою

Зображений на (рис1.8)

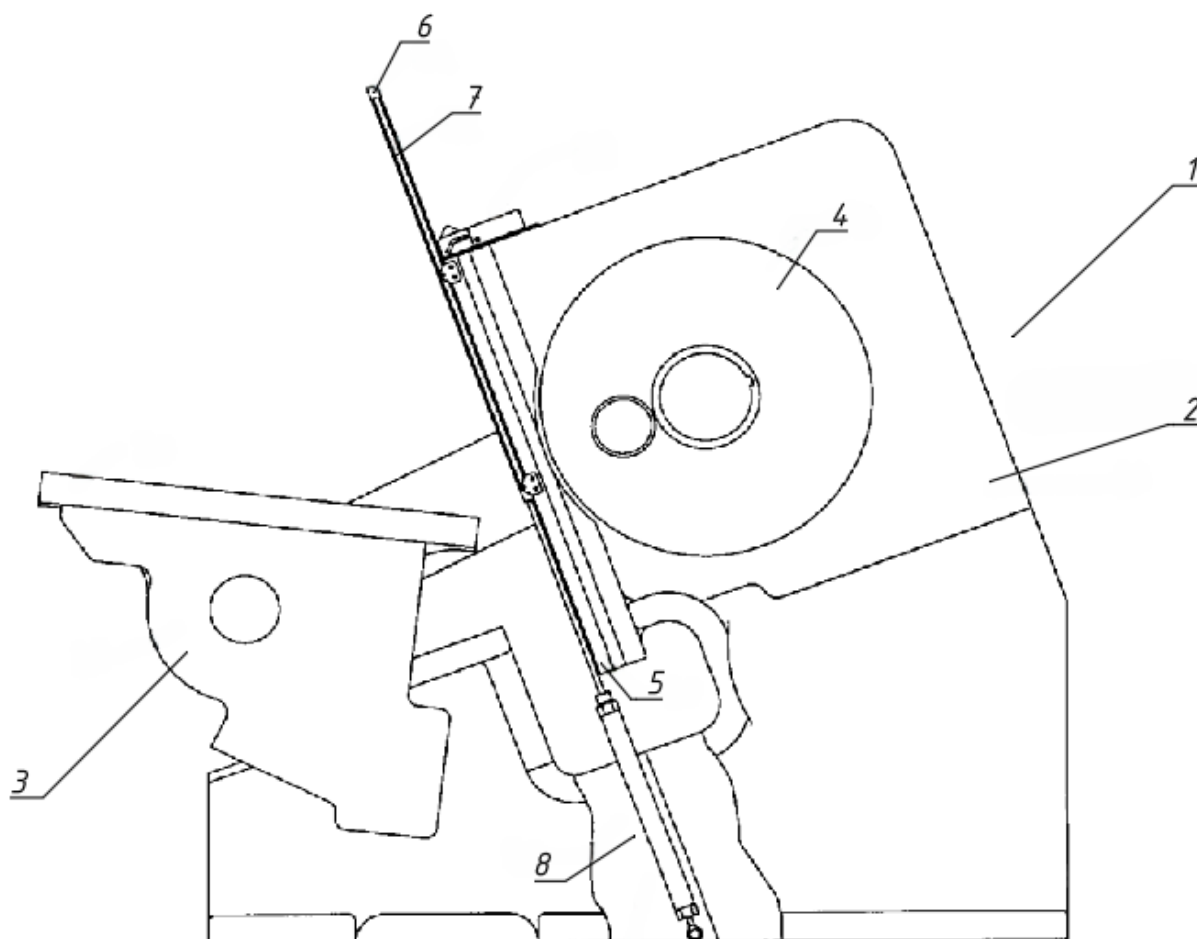


Рисунок 1.8 – Кінематична схема тигельного класичного тигельного преса з рухомою інструментальною плитою [9]

Пристрій представляє собою класичний тигельний прес який має декілька переваг для підвищення ефективності, швидкості та безпеки процесу зміни робочих штамів, плоских ножів чи матриць у тигельних пресах, що застосовуються для штамцювання, висікання розгорток, тиснення фольгою або конгравного тиснення підкладок.

Замість традиційного трудомісткого та небезпечного повного демонтажу важкої (вагою понад 70 кг) та часто гарячої стільникової плити (ув'язки) за

допомогою підйомних кранів або зусиль кількох людей, винахід пропонує механізм, який дозволяє переміщувати ув'язку у верхнє положення для зміни інструменту, залишаючи її надійно з'єднаною зі станиною машини. Це дає змогу швидко виконувати операцію переналагодження зусиллями всього одного оператора.

Конструктивні особливості

Конструкція тигельного преса містить такі основні вузли та механізми:

Основа преса (1): Включає в себе станину (корпус) машини (2), рухомий тигель / талер (3) із закріпленою на ньому плитою протитиску або контрплитою, а також колінчасто-важільний привід (4) для здійснення робочого ходу. На станині (2) жорстко змонтована опорна плита — нерухомий талер (5).

Інструментальна плита (6): Виконана у вигляді стільникової плити (ув'язки), на якій безпосередньо монтується штанцювальний чи тисильний інструмент. На її протилежних бічних кромках виконано два поздовжні напрямні пази або треки (7). На верхній кромці плити передбачені скошені опорні фаски.

Напрямний вузол швидкої зміни інструменту складається з напрямних пазів (7) ув'язки та чотирьох роликів блоків. Кожен блок містить монтажну пластину, що кріпиться до станини (2), вал ролика та сам ролик, який безпосередньо входить у паз (7) для спрямування руху ув'язки.

Актуатор переміщення ув'язки (8): Включає два гідроциліндри, корпуси яких закріплені на станині (2) під плитою. Штоки цих циліндрів з'єднані з нижньою частиною інструментальної плити (6) за допомогою шарнірних з'єднань типу «куля-гніздо».

Вузол точного суміщення: Призначений для автоматичного вирівнювання плити (6) відносно талера станини (5) при поверненні в робоче положення. Складається з верхнього клиноподібного реєстраційного виступу на плиті та відповідного верхнього паза в опорному талері станини, а також нижнього клиноподібного виступу на талері станини та нижнього паза в інструментальній плиті. Ці елементи точно центровані відносно вертикальної осі симетрії преса.

Механізм блокування забезпечує жорстке замикання плити в робочому положенні. Містить гідроциліндр затиску, з'єднаний через вилку з поворотним привідним валом. На валу змонтовані лівий та правий затискні оператори.

Затискні оператори: Кожен оператор складається з важільної вилки, що жорстко сидить на валу, рухомої L-подібної затискної планки зі скошеною контактною поверхнею, пружини стиснення та нерухомого монтажного блока з кронштейнами. Кронштейни мають фігурні пази колінчастої (зигзагоподібної) форми, у яких переміщуються напрямні штифти та планки.

Принцип роботи

Пристрій функціонує за таким алгоритмом:

Робоче положення штанцювання: Інструментальна плита (6) знаходиться в крайньому нижньому (робочому) положенні. Гідроциліндр механізму блокування висунутий, що утримує вал у закритому стані. L-подібні затискні планки під дією стиснутих пружин насунуті на верхню кромку ув'язки (6), щільно притискаючи її контактними поверхнями до фасок. При цьому клинові виступи повністю зайшли у пази, жорстко зафіксувавши плиту по вертикалі та горизонталі. Рухомий тигель (3) здійснює коливальні рухи, притискаючи картонні розгортки до штанцформи.

Розблокування механізму затиску: Для переналагодження прес зупиняють, а циліндр втягується, обертаючи привідний вал за годинниковою стрілкою. Важільна вилка тягне за собою тягу та планку назад. Під час руху назад штифти ковзають по фігурних колінчастих пазах, через що планка додатково піднімається вгору, повністю звільняючи простір над верхньою кромкою ув'язки (6).

Момент висування плити для обслуговування: Активуються гідроциліндри підйому. Штоки висуваються і штовхають ув'язку (6) вгору. Напрямні ролики котяться у бічних пазах (7), забезпечуючи плавне лінійне переміщення плити без перекосів. Плита висувається у верхнє положення (частково виходячи за межі верхнього зрізу станини), що відкриває оператору вільний та зручний доступ до інструментальної поверхні.

Повернення до роботи: Після проведення маніпуляцій з інструментом циліндри підйому втягуються, опускаючи плиту (6) вниз. На фінальній стадії

опускання клинові виступи та пази автоматично центрують плиту в початкову точну позицію суміщення. Потім циліндр знову висувається, повертаючи затискні планки у робоче положення поверх фасок плити та надійно блокуючи систему.

Переваги та недоліки

Переваги:

Висока швидкість зміни тиражу: Процес виведення плити в зону обслуговування повністю автоматизований, що скорочує час простою тигельного преса з години до лічених хвилин.

Обслуговування однією людиною: Завдяки тому, що плита постійно залишається зчепленою зі станиною через роликовий механізм, оператору не потрібно піднімати чи утримувати її вагу, що дозволяє виконувати роботу самостійно та безпечно.

Висока точність позиціонування: Поєднання клинових виступів та пазів гарантує безпомилкове повторне автоматичне суміщення штампа з опорною плитою станини як по горизонталі, так і по вертикалі.

Надійність фіксації під час пресування: Затискний механізм із потужними пружинами та колінчастими пазами жорстко утримує плиту, нівелюючи величезні технологічні зусилля тиску, що виникають під час плоского штанцювання.

Недоліки:

Конструктивна складність: Впровадження в зону станини трьох додаткових гідроциліндрів, поворотного вала, системи важелів та фігурних напрямних суттєво ускладнює кінематичну схему та загальну конструкцію машини.

Підвищена вартість виробництва: Виготовлення фігурних пазів колінчастої форми, точна підгонка клинових елементів реєстрації та інтеграція елементів гідроприводу збільшують собівартість обладнання.

Вразливість до забруднень: Процес висікання картону супроводжується утворенням значної кількості паперового пилу та дрібних обрізків. Накопичення цих відходів у бічних пазах плити (7) або у фігурних пазах затискачів може спричинити заклинювання роликів чи штифтів, що вимагає постійного технічного догляду.

Вимоги до габаритів приміщення: Вертикальне висування інструментальної плити вгору над станиною збільшує максимальну робочу висоту преса в момент обслуговування, що накладає обмеження на висоту стелі в цеху.

1.3.2 Пресс з кривошипним приводом рухомої нижньої плити

Зображений на (рис1.9)

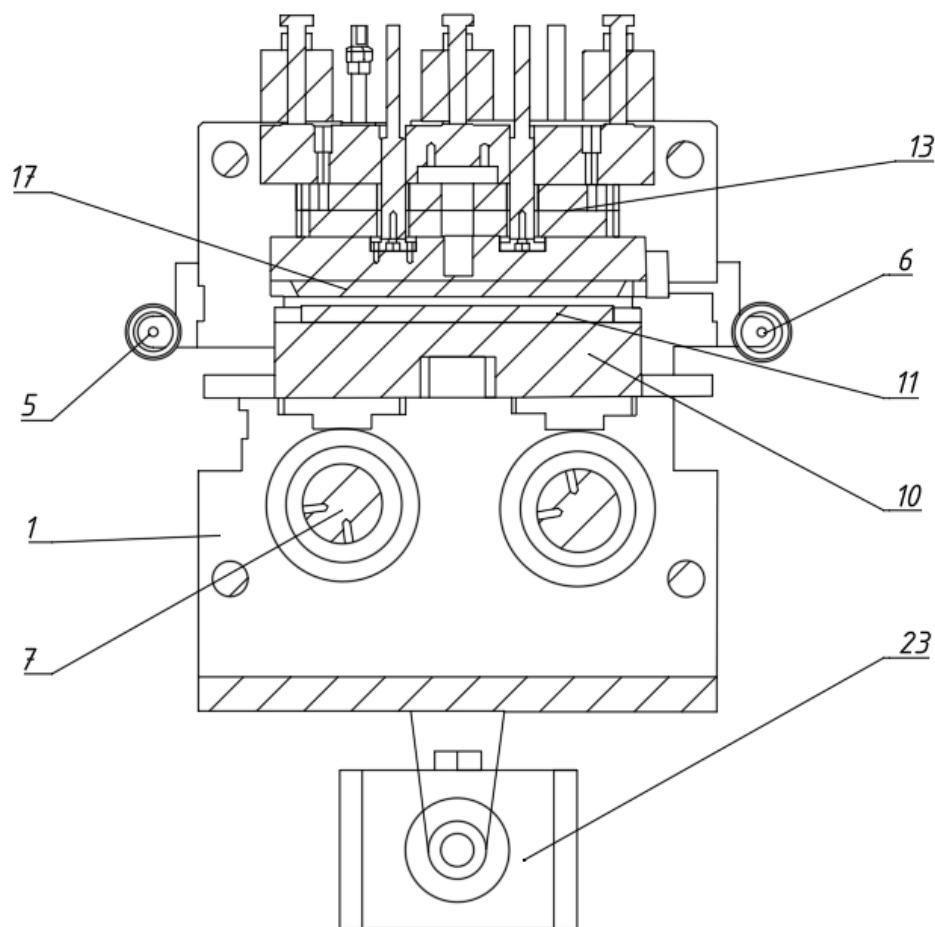


Рисунок 1.9 – Кінематична схема преса з кривошипним приводом рухомої нижньої плити [10]

Пристрій призначений для безперервного плоского штанцювання рулонних або листових пакувальних матеріалів із забезпеченням рівномірного натягу та запобіганням утворенню зморшок під час різання. Основна концепція полягає в реалізації прямолінійного зворотно-поступального руху рухомої нижньої плити (5) відносно нерухомої верхньої контрплити (8). Зусилля різання генерується

кривошипним механізмом, який піднімає нижню частину з ножами вертикально вгору. Вся конструкція базується на жорсткій станині (1).

Робочий цикл преса виконується у такій послідовності:

Подача матеріалу: Картонна розгортка подається в робочу зону між нерухомою контрплитою (8) та рухомою матрицею (6) за допомогою вхідного подавального валка (2). Верхня лінія подавального (2) та приймального (3) валків розташована на одному горизонтальному рівні з площиною нижньої матриці (6), що гарантує рівне проходження матеріалу без перекосів.

Передача крутного моменту: Серводвигун (9) через передачу обертає масивний кривошипний вал (4). Обертальний рух кривошипного вала (4) перетворюється на зворотно-поступальний рух, завдяки чому рухома нижня плита (5) разом із закріпленою матрицею (6) піднімається строго вертикально.

Процес штанцювання: Під час підйому плити різальні ножі врізаються в матеріал, притискаючи його до нерухокої верхньої контрплити (8). Рівномірність зусилля та компенсація мікронерівностей забезпечуються пластиною регулювання тиску (7).

Зворотний хід та відведення: При подальшому обертанні кривошипного вала (4) рухома нижня плита (5) опускається в початкове положення. Приймальний валок (3) витягує готову відштамповану заготовку з робочої зони, після чого цикл повторюється.

Переваги:

Прямолінійна кінематика різання: Оскільки рух матриці відбувається строго вертикально (а не по дузі, як у класичних тигельних пресах «ракушкового» типу), кут входження ножів у матеріал завжди становить 90 градусів. Це забезпечує чистіший різ та мінімізує зсув чи зминання багатошарового картону.

Лінійне проведення полотна: Розташування подавальних та приймальних валків (2, 3) на одній осі з різальною площиною зменшує ризик застрягання та зморщування матеріалу.

Тонке налаштування зусилля: Наявність регульовальної пластини (7) з пружинами і манометром дозволяє дуже точно компенсувати зношення ножів та

адаптувати прес під різну товщину картону без повної зупинки та розбирання вузла.

Недоліки:

Обмежений доступ для обслуговування: Через те, що матриця з ножами (6) встановлена на рухомій нижній плиті в глибині станини під масивним верхнім блоком, швидка заміна інструменту значно ускладнена порівняно з тигельними пресами, що розкриваються.

Зношення кривошипно-повзунного механізму: Усі ударні навантаження від процесу висікання передаються безпосередньо на підшипники кривошипного вала (4). Це вимагає використання масивних деталей та регулярного змащування, інакше механізм швидко вийде з ладу через втому металу.

1.3.3 Гідравлічний прес із рухомим столом та верхнім приводом

Зображений на (рис1.10)

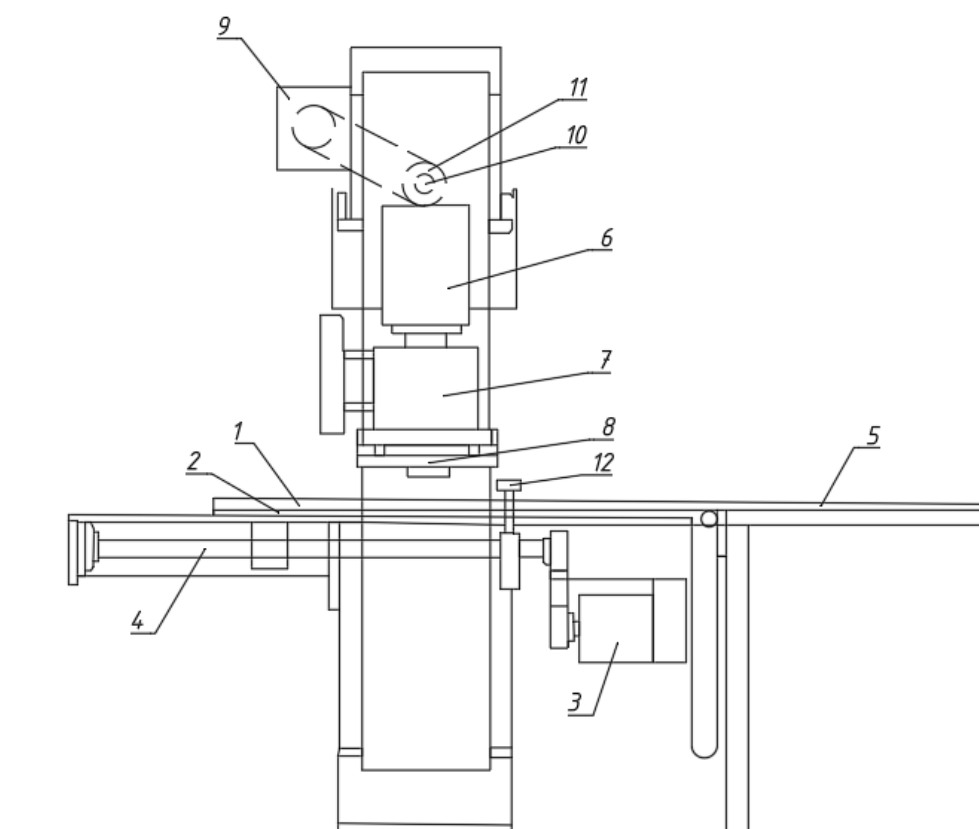


Рисунок 1.10 – Кінематична схема гідравлічного преса із рухомим столом та верхнім приводом [11]

Головною особливістю та серцем цього пристрою є система автоматичного рухомого столу. Це рішення докорінно змінює процес штанцювання: замість того, щоб подавати матеріал у небезпечну робочу зону під прес, оператор укладає заготовку на стіл, який знаходиться поза пресом. Після цього стіл автоматично «заїжджає» у зону висікання.

Це перетворює прес із небезпечного виробничого вузла на ергономічну систему, де: матеріал (5) фіксується на столі поза зоною змикання плит. Виключається ризик травмування персоналу під час завантаження/вивантаження. Збільшується точність позиціонування матеріалу під штанцформою.

Система рухомого столу: Каретка (1), що рухається по рейках (2). Приводиться в дію високоточним сервоприводом (3) через гвинт (4). Саме цей вузол забезпечує продуктивність, безпеку та точність подачі матеріалу (5).

Пресувальна частина:

Робочий прес: Гідравлічний циліндр (6) створює зусилля на пресувальну головку (7). На головці жорстко закріплена штанцформа (8) з різальним інструментом, яка виконує безпосереднє штанцювання картону.

Механізм горизонтального зсуву пресової головки: Серводвигун (9) обертає ходовий гвинт (10), переміщуючи гайку (11). Цей вузол не працює під час циклу висікання. Його єдина мета — відвести пресову головку вбік для зручної заміни штанцформи (8) або проведення технічного обслуговування. Це полегшує доступ до робочих частин, які в класичних пресах часто є важкодоступними.

Завантаження: Оператор укладає матеріал (5) на стіл (1), який знаходиться за межами корпусу преса.

Подача: Двигун (3) переміщує стіл (1) з матеріалом у робочу зону точно під прес.

Висікання: Гідроциліндр (6) опускає головку (7). Притискна планка (12) фіксує матеріал, після чого штанцформа (8) виконує висікання.

Зворотний хід: Головка піднімається. Стіл (1) автоматично виїжджає на позицію розвантаження.

Сервісний цикл: Коли потрібно змінити ніж або форму (8), оператор активує привід (9), який зсуває всю пресову частину вбік по валу (10), відкриваючи вільний доступ до інструмента.

Переваги:

Висока ергономіка та безпека: Оператор завжди працює поза робочою зоною преса, що мінімізує ризики та втому.

Точність подачі: Використання сервоприводу (3) для столу гарантує ідеальне суміщення матеріалу зі штанцформою.

Зручність обслуговування: Система зсуву головки (9, 10, 11) дозволяє замінити штанцформу за лічені хвилини без необхідності розбирати прес.

Недоліки:

Циклічність: Необхідність переміщення столу туди-назад фізично обмежує швидкість роботи порівняно з безперервними ротаційними машинами.

Складність: Впровадження рухомого столу та додаткової системи зсуву головки робить механіку машини складнішою, а також збільшує її загальні габарити.

1.3.4 Тигельний прес з активною системою локального мікрорегулювання тиску

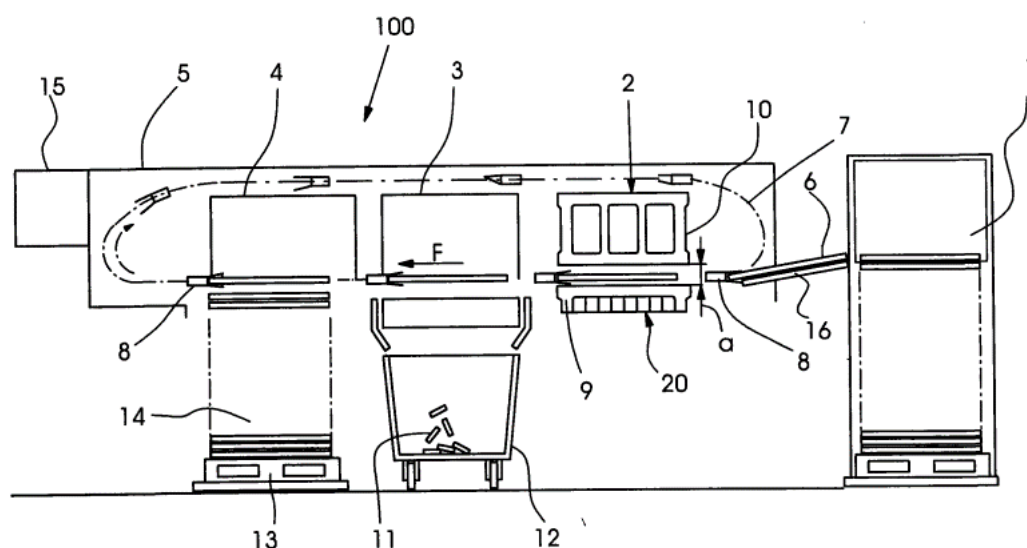


Рисунок 1.11 – Кінематична схема тигельного преса з активною системою локального мікрорегулювання тиску [12]

Пристрій призначений для високоточного плоского штанцювання листових матеріалів (картону, паперу) із вбудованою системою автоматичного компенсаційного вирівнювання тиску різання.

Основна концепція: Традиційно нерівномірність тиску ножів через зношення або мікродеформації плит преса компенсується ручною «приправкою» — тривалим процесом наклеювання тонкого паперу під контрплиту або на штамп. Цей винахід замінює ручну працю масивом керованих мікроактуаторів, які здатні локально і динамічно змінювати висоту опорної поверхні в процесі роботи.

Конструктивні особливості

Робоча зона преса містить такі елементи:

(10) Ріжучий інструмент: Рухома штанцформа, яка складається з фанерної основи та встановлених у ній різальних, бігувальних або перфораційних лінійок.

(11) Нижній інструмент (контрплита): Тонка металева штанцювальна плита, яка слугує твердою опорою (ковадлом) для різання матеріалу.

(14) Листовий матеріал: Картонна розгортка, яка проходить процес висікання.

(16) Штанцювальний ніж: Різальна лінійка, закріплена у верхньому інструменті (10), яка безпосередньо прорізає матеріал.

(20) Нерухома база (робочий стіл/талер): Масивна опорна конструкція преса, яка сприймає на себе всі технологічні навантаження під час штанцювання.

(21) Актуатор (виконавчий елемент): Ключовий елемент системи — один із багатьох мікромеханізмів (п'єзоелектричних, гідравлічних або електромеханічних клинів), інтегрованих між базою (20) та контрплитою (11).

Напрямок подачі: Вектор, що показує напрямок руху картонного листа крізь секцію висікання.

Напрямок мікрорегулювання: Вектор робочого розширення або переміщення актуатора (вертикально вгору/вниз), що впливає на локальний тиск.

Робота системи компенсації тиску в зоні різання відбувається так:

Подача: Картонний лист (14) переміщується в напрямку (а) і зупиняється між верхнім (10) та нижнім (11) інструментами.

Робочий хід (висікання): Прес змикається, і ніж (16) врізається в матеріал (14), притискаючи його до металевої контрплити (11).

Виявлення нерівномірності: Якщо в певній зоні тиск ножів є недостатнім (наприклад, картон не прорізається до кінця через зношення ножа або мікропрогин талера), система керування отримує сигнал (наприклад, від тестового прогону або вбудованих сенсорів).

Активне мікрорегулювання: Замість зупинки преса для ручного наклеювання приправки, електронна система подає сигнал на конкретний актуатор (21), розташований саме під проблемною зоною.

Компенсація: Актуатор (21) розширюється або піднімається в напрямку (b) на кілька мікрометрів. Це трохи вигинає контрплиту (11) вгору на локальній ділянці, гарантуючи ідеальний контакт ножа (16) з матеріалом (14) при наступному робочому циклі.

Переваги та недоліки

Переваги:

Радикальне скорочення часу переналагодження: Процес ручної приправки, який міг займати від 30 хвилин до кількох годин, замінюється автоматичним цифровим налаштуванням за лічені хвилини. Це ідеально для друкарень, які працюють з малими тиражами.

Збільшення ресурсу інструменту: Завдяки надточному дозуванню тиску в кожній точці, штанцювальні ножі не перетискаються і тупляться значно повільніше.

Висока якість продукції: Повністю виключається людський фактор під час налаштування — картон прорізається рівномірно по всій площі, без "волосків" та недорізів.

Недоліки:

Надзвичайна складність і вартість: Впровадження сотень мікроактуаторів (21) під робочою плитою вимагає дуже складної електроніки, дорогого програмного забезпечення та високоточної механообробки бази (20). Це робить такий прес вкрай дорогим у виробництві.

Проблеми з обслуговуванням: Робоча зона штанцювання характеризується наявністю дрібного абразивного пилю від картону. Якщо такий пил потрапить у систему мікроактуаторів, це може призвести до їхнього заклинювання або виходу з ладу, що вимагатиме дороговартісного ремонту.

1.3.5 Прес з ексцентриковим приводом та системою направляючих колон

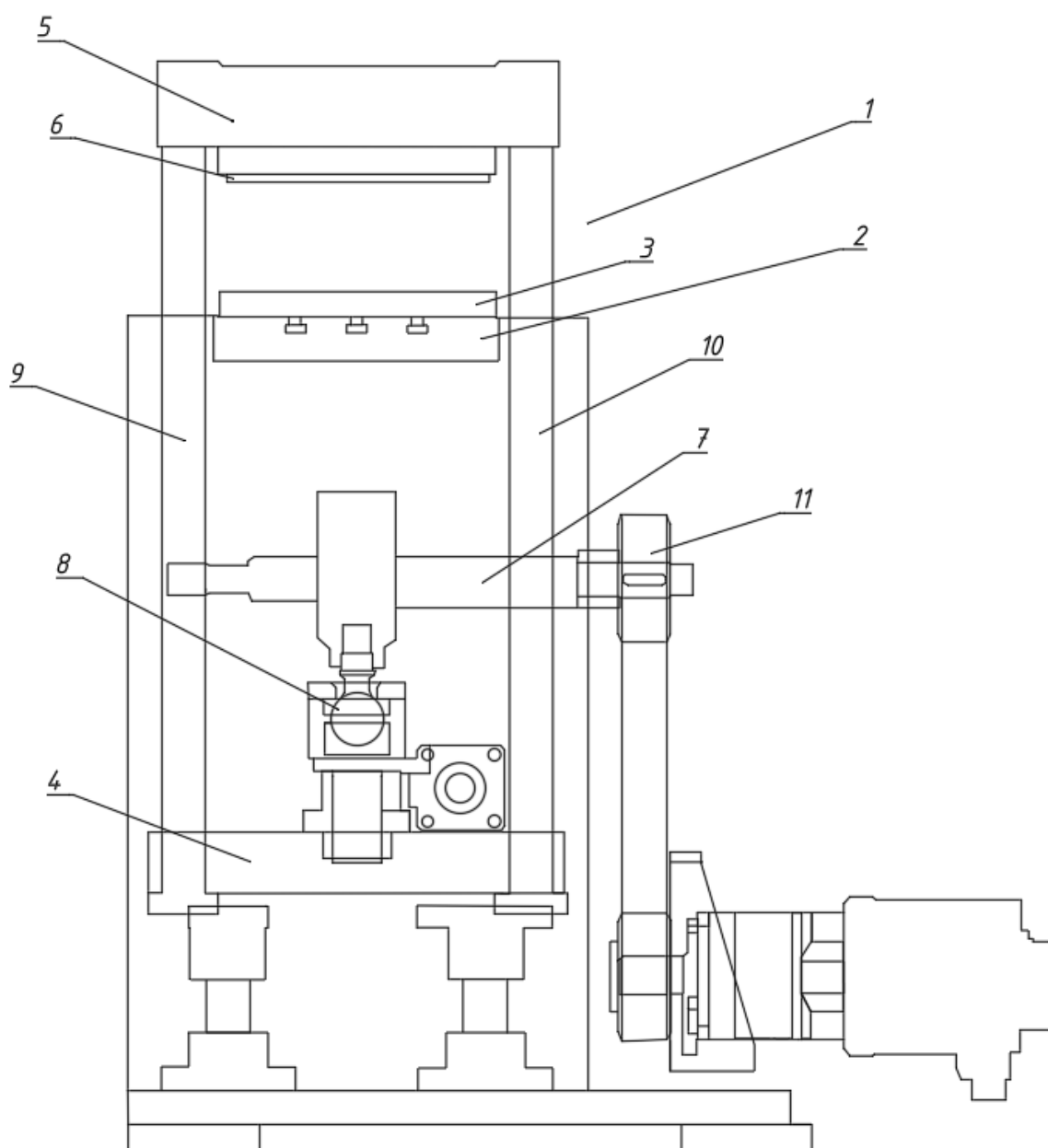


Рисунок 1.12 – Кінематична схема преса з ексцентриковим приводом та системою направляючих колон [13]

Прилад являє собою високошвидкісний пристрій для безперервного плоского штанцювання, що забезпечує ідеально паралельний рух різального інструменту відносно площини матеріалу.

На відміну від консольних або тигельних систем, тут використовується масивна конструкція колонного типу. Обертальний рух приводу перетворюється на вертикальний рух верхньої плити, яка жорстко стабілізується системою симетричних балансувальних осей (колон).

Секція пресування складається з таких вузлів:

(1) Секція штанцювання: Основна робоча зона машини, де відбувається процес висікання.

(2) Нерухома нижня плита: Базова нижня конструкція преса, яка сприймає робоче навантаження.

(3) Контактна (опорна) плита: Тверда та ідеально плоска поверхня на нерухомій нижній плиті, на якій лежить матеріал під час різання.

(4) Нижня рухома плита: Масивна деталь преса, що здійснює зворотно-поступальний рух (вгору-вниз) отримуючи основне навантаження від приводу та передає цей рух через колонни на верхню робочу плиту.

(5) Верхня рухома плита: Плита яка виконує основний процес пресування через колонни які закріплені на нижній рухомій плиті(4).

(6) Різальний інструмент: Штанцформа, встановлена на верхній рухомій плиті для прорізання контуру.

(7) Головний вал: Ексцентриковий вал привідного модуля, який генерує кінематику та вертикальне зусилля.

(8) Балансувальний вузол: Загальна система стабілізації геометрії преса.

(9, 10) Фіксовані напрямні осі (колони): Вертикальні циліндричні стрижні, які передають вертикальний рух від нижньої рухомої плити (4) до верхньої плити (5). Вони забезпечують суворо вертикальний вектор руху без будь-яких відхилень.

Принцип роботи

Цикл роботи цього механізму відбувається за таким алгоритмом:

Подача: Стрічка матеріалу (плівка, папір або картон) подається в секцію штанцювання (1) і позиціонується на контактній плиті (3) нерухомої нижньої плити(2).

Трансформація руху: Головний двигун передає крутний момент на клинопасову передачу (11). Його ексцентричний рух штовхає масивну рухому плиту (4) вертикально вниз.

Стабілізований робочий хід: Під час опускання плити (4) її положення жорстко контролюється фіксованими напрямними осями (9, 10). Балансувальний вузол (8) унеможливорює "кивання" або перекиї плити навіть на частки міліметра.

Висікання: Штанцформа (6) одночасно і рівномірно по всій площі торкається матеріалу та прорізає його до контакту з плитою (3). Рівномірність удару гарантує, що тонкий матеріал не буде зморщений або деформований.

Зворотний хід: При подальшому обертанні вузла (7) рухома плита (4) піднімається разом з колоннами (9, 10) у верхню мертву точку, звільняючи шлях для протягування матеріалу на наступний крок.

Переваги та недоліки

Переваги:

Висока точність та рівномірність різання: Завдяки системі напрямних колон (9, 10), ножі входять у матеріал строго під кутом 90 градусів по всій площі штампа. Це критично важливо для дуже тонких або еластичних матеріалів.

Висока швидкість роботи: Механічний ексцентриковий привід (7) дозволяє досягти високої частоти тактів, роблячи машину дуже продуктивною.

Недоліки:

Залежність від "приправки": Будь-яка зміна ножів (навіть мікроскопічна) або зміна товщини матеріалу вимагає ручного втручання, бо неможливо просто "підкрутити" глибину різання.

Несприйнятливість до асиметрії: Якщо штанцформа має нерівномірний розподіл ножів (наприклад, більше ножів з одного краю), жорстка рама не вміє "компенсувати" це зусилля, вона просто тисне з однаковою силою по всій площі,

що призводить до недорізів (на "слабкому" краї) або надмірного зносу (на "сильному" краї).

Висновки до розділу 1.3:

На основі проведеного порівняльного аналізу існуючих конструктивних рішень для плоского штанцювання можна відзначити, що кожна з розглянутих систем ефективно вирішує певні технологічні завдання, маючи свої сильні сторони:

Тигельна машина з рухомою інструментальною плитою здатна суттєво скоротити час простою під час заміни тиражу. Автоматизоване виведення важкої плити забезпечує високу ергономіку для оператора, хоча кінематика руху по дузі залишається обмежуючим фактором для складного розкрою.

Система з нижнім кривошипним приводом гарантує ідеально прямий кут входження ножів у матеріал (90 градусів) завдяки підйому нижньої матриці. Це забезпечує високу точність висікання картону та відсутність його перекосу, незважаючи на дещо ускладнений сервісний доступ до вузлів.

Гідравлічний прес із рухомим координатним столом повністю виводить зону завантаження за межі дії преса, що гарантує абсолютну безпеку оператора. Система здатна забезпечити стабільне зусилля та ідеальну паралельність плит, будучи оптимальним вибором для високоточних процесів.

Конструкція з активною системою мікрорегулювання тиску демонструє можливості повної цифровізації процесу "приправки". Завдяки інтегрованим мікроактуаторам машина здатна автоматично вирівнювати зусилля по всій площі штанцформи, забезпечуючи бездоганну якість різки, хоча й відрізняється надзвичайною складністю електронної бази.

Прес для штанцювання з ексцентриковим приводом та системою направляючих колон поєднує високу продуктивність механічного приводу з кінематичною стабільністю. Наявність масивних напрямних колон гарантує жорстку паралельність робочих плит навіть при безперервній роботі та високій частоті тактів, роблячи цей пристрій винятково надійним для промислового виробництва.

Тепер проведемо аналіз основних характеристик та особливостей всіх розглянутих пристроїв-аналогів та зведемо основні показники в (табл 1.2)

Таблиця 1.2 – Порівняльний аналіз існуючих пристроїв аналогів для плоского штанцювання картонних розгорток

Назва пристрою	Тип приводу та кінематика	Головна інновація	Основна перевага	Основний недолік
1. Тигельний прес із рухомою інструментальною плитою	Механічний колінчасто-важільний, рух по дузі	Автоматизоване висування стільникової плити	Значне прискорення заміни інструменту одним оператором	Конструктивна складність напрямних, вразливість до пилу
2. Пристрій плоского штанцювання з кривошипним приводом рухомої нижньої плити	Механічний кривошипний, прямолінійний нижній хід	Вертикальний підйом нижньої матриці, пряма подача	Ідеальний кут різання (90°), відсутність перекосу матеріалу	Ускладнений доступ для сервісу, швидке зношення підшипників
3. Гідравлічний прес із рухомим столом та верхнім приводом	Гідравлічний, прямолінійний верхній хід	Сервопривідний виїзний стіл, зсувна пресова головка	Максимальна ергономіка та безпека завантаження матеріалу	Низька продуктивність через циклічний рух столу,
4. Тигельний прес з активною системою локального	Механічний, рух по дузі	Вбудований масив мікроактуатор	Цифрова автоматична приправка, рівномірне	Надзвичайно висока вартість, складність

мікрорегулюван ня тиску		ів під контрплитою	зношення ножів	електронної складової
5. Прес для штанцювання з ексцентриковим приводом та системою направляючих колон	Механічний ексцентрикови й, прямолінійний верхній хід	Масивна колонна система стабілізації	Висока частота тактів із бездоганною паралельніст ю плит	Потреба у складній системі охолодження та змащування колон

З огляду на найкращий баланс швидкості, кінематичної точності та структурної жорсткості, саме остання архітектура (ексцентриковий привід із направляючими колонами) обирається як базова для подальшої модернізації в рамках дипломного проекту.

Напрямки модернізації базової конструкції

Незважаючи на високу надійність обраної моделі, класична жорстка кінематика ексцентрика вимагає тривалої ручної "приправки", особливо при роботі з асиметричними штанцформами, де різальні ножі нерівномірно розподілені по площі. Для вирішення цієї проблеми та перетворення преса на адаптивну систему пропонується реалізувати дві взаємопов'язані концепції модернізації:

Адаптивний механізм керування вектором тиску: Встановлення рухомого повзуна на ексцентрик та інтеграція сферичного підшипника кочення у шатун. Це дозволить змінювати кут нахилу шатуна, штучно зміщуючи центр докладання сили тяги в бік найбільшого скупчення ножів на штанцформі (або залишати його по центру для симетричних форм). При цьому масивні напрямні колони повністю сприйматимуть бокові навантаження, зберігаючи сувору паралельність нижньої та верхньої плит.

Автоматична компенсація та мікрорегулювання закритої висоти: Оскільки нахил шатуна призводить до зменшення його ефективної вертикальної довжини, у нижню рухому плиту буде інтегровано спеціальний опорний масивний гвинт із

керованою черв'ячною гайкою. Обертання гайки за допомогою окремого серводвигуна виштовхуватиме гвинт, що дозволить автоматично компенсувати різницю у висоті шатуна та дистанційно налаштовувати глибину висікання без зупинки машини.

Запропоновані рішення дозволять замінити тривалу ручну приправку на автоматизоване налаштування, значно розширивши технологічну гнучкість машини при збереженні її високої продуктивності.

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПРИСТРОЮ ДЛЯ ПЛОСКОГО ШТАНЦЮВАННЯ КАРТОННИХ РОЗГОРТОК

2.1 Розробка конструкції пристрою для плоского штанцювання на прикладі преса з ексцентриковим приводом та системою направляючих колон

Цей розділ присвячений детальному опису конструкції преса з ексцентриковим приводом та системою направляючих колон. Детальний розгляд архітектури та кінематики цієї машини в базовому варіанті слугуватиме фундаментом для подальшого технічного обґрунтування та впровадження конструкторської модернізації у наступних підрозділах.

2.1.1 Загальна конфігурація та принцип дії

Даний пристрій належить до класу високошвидкісних механічних пресів для безперервного плоского штанцювання листових або рулонних матеріалів. Головною концептуальною відмінністю цієї машини є використання замкненої тягової рами колонного типу, що забезпечує високу жорсткість конструкції та точність робочого ходу.

Структурно пристрій можна розділити на кілька основних функціональних зон:

- Привідна секція: генерує крутний момент та перетворює обертальний рух на зворотно-поступальний.
- Вузол передачі та балансування зусилля: рівномірно розподіляє кінематичну енергію від приводу на рухомі елементи станини.

- Рухома пресувальна рама: масивний контур, що складається з нижньої та верхньої плит, з'єднаних колонами, який виконує безпосередній робочий хід.
- Нерухома матриця (станина): базова опорна конструкція, на якій розміщується оброблюваний матеріал та через яку проходять рухомі елементи.

Принцип дії полягає у трансформації обертального руху головного приводу у строго вертикальне переміщення масивної пресувальної рами, яка опускає закріплений на ній різальний інструмент на картонну заготовку.

2.1.2 Опис основних конструктивних вузлів

Робочий цикл преса у базовому виконанні забезпечується чіткою взаємодією його конструктивних вузлів.

Кінематичний ланцюг починається з електродвигуна, який передає обертальний рух на масивний ексцентриковий вал. Ексцентриковий вал слугує головним генератором робочого зусилля. На його шийці закріплено шатун, який трансформує обертальний рух вала у лінійний рух (вгору-вниз).

Шатун з'єднаний із балансирним вузлом, головне завдання якого — сприйняти зусилля від одного центрального джерела (шатуна) і рівномірно передати його на площину нижньої рухомої плити. Ця нижня плита є основою рухомої частини преса.

У тіло нижньої рухомої плити намертво вмонтовані чотири масивні направляючі колони (по дві з лівого та правого боків). Ці колони проходять вертикально вгору крізь спеціальні отвори (напрямні втулки ковзання), які розташовані в нерухомій станині машини. Саме ці втулки в рамі виконують роль стабілізаторів, не дозволяючи колонам відхилятися від вертикальної осі.

На верхніх кінцях направляючих колон жорстко закріплена верхня рухома плита, на яку безпосередньо монтується штанцформа (фанерна основа з різальними лінійками).

Під час робочого циклу ексцентриковий вал через шатун та балансирний вузол штовхає нижню рухому плиту вниз. Вона, своєю чергою, тягне за собою намертво закріплені направляючі колони, які ковзають крізь нерухому раму і тягнуть за собою верхню рухому плиту з інструментом. Верхня плита опускається

на нерухому опорну матрицю, де знаходиться картонна заготовка, здійснюючи її прорізання. Після проходження нижньої мертвої точки ексцентрика вся рама піднімається вгору, звільняючи простір для протягування наступного аркуша картону.

2.1.3 Обґрунтування вибору схеми

Вибір преса з ексцентриковим приводом та системою направляючих колон [4] як базової моделі для модернізації зумовлений його винятковими механічними характеристиками, які найкраще відповідають вимогам сучасного виробництва пакування.

По-перше, архітектура з чотирма направляючими колонами гарантує бездоганну паралельність верхньої та нижньої плит під час удару. Різальні ножі входять у картон строго під кутом 90 градусів по всій площі листа. Це повністю виключає ризик зсуву, зминання або перекосу матеріалу, що є критично важливим при роботі з багатошаровими або крейдованими картонами.

По-друге, використання механічного ексцентрикового приводу дозволяє досягти стабільної та високої швидкості роботи (у діапазоні 40–60 ударів на хвилину), що робить цю машину значно продуктивнішою порівняно з гідравлічними або класичними тигельними аналогами. За таких швидкостей система направляючих колон не перегрівається, що виключає необхідність встановлення складних систем примусового охолодження.

Проте, попри високу надійність і точність, базовий варіант цієї конструкції має суттєвий недолік — абсолютну технологічну ригідність (жорсткість) кінематичного зв'язку. Машина у стандартному виконанні не має вбудованих механізмів адаптації. Це означає неможливість оперативного регулювання глибини різання та нездатність конструкції самостійно компенсувати асиметричне навантаження, яке виникає при використанні несиметричних штанцформ. Ці фактори зумовлюють значні витрати часу на ручну "приправку" тиражу. Саме вирішення цих технологічних проблем визначає вектор подальшої модернізації пристрою у дипломному проєкті.

2.2 Опис запропонованого пристрою та принцип його роботи

Запропонований пристрій є модернізованою версією преса для плоского штанцювання з ексцентриковим приводом та системою направляючих колон. Розробка спирається на надійну базову архітектуру прототипу, але передбачає глибоке вдосконалення його кінематичної схеми для усунення технологічної ригідності та забезпечення гнучкості налаштувань під час виробничого процесу.

2.2.1 Конструктивні елементи

Конструкцію запропонованого пристрою можна умовно розділити на чотири основні функціональні зони. До складу кожної зони входять наступні деталі та вузли:

Привідна секція:

- Головний електродвигун;
- Клинопасова передача;
- Маховик;
- Ексцентриковий вал;
- Головні опорні підшипники.

Вузол передачі та балансування зусилля:

- Повзун втулка
- Шатун;
- Балансирний вузол;
- Гвинт регулювання висоти
- Черв'ячне колесо
- З'єднувальні пальці та осі.

Рухома пресувальна рама:

- Нижня рухома плита;
- Направляючі колони;
- Верхня рухома плита;
- Штанцформа з різальними лініями.
- Пружини компенсування

Нерухома матриця (станина):

- Головна базова рама преса;
- Опорна контактна плита;
- Направляючі втулки ковзання для направляючих колон.

2.2.2 Впровадження модернізації

Робочий цикл запропонованого преса базується на класичному перетворенні обертального руху на зворотно-поступальний. Однак, для усунення технологічної ригідності та забезпечення можливості адаптивного налаштування преса під конкретний тираж, у кінематичну схему впроваджено комплекс взаємопов'язаних модернізацій. Розглянемо ці зміни у логічному порядку передачі зусилля.

Адаптивний вузол ексцентрика та шатуна

Першим етапом модернізації є зміна вузла з'єднання ексцентрикового вала та шатуна. На ексцентриковий вал встановлюється спеціальний рухомий повзун (втулка), який дозволяє цілеспрямовано змінювати положення верхньої головки шатуна по горизонталі вліво або вправо від центральної осі преса. Оскільки таке зміщення неминуче призводить до того, що шатун починає працювати під кутом, у його верхню головку інтегрується сферичний підшипник.

Мета модернізації: Дане рішення впроваджується для компенсації асиметричного навантаження. У реальному виробництві штанцформа часто має нерівномірний розподіл різальних лінійок наприклад, щільне скупчення ножів з одного боку і майже порожня площа з іншого. Зміщення повзуна дозволяє перенести вектор головного тягового зусилля від шатуна безпосередньо в зону найбільшого опору матеріалу. Сферичний підшипник дає змогу шатуну нахилитися, не заклинаючи механізм. При цьому масивні направляючі колони виконують роль жорстких стабілізаторів: вони сприймають на себе всю горизонтальну складову сили від нахиленого шатуна, гарантуючи, що верхня та нижня рухомі плити опускатимуться ідеально паралельно.

Система автоматичної компенсації та мікрорегулювання

Коли шатун відхиляється від вертикальної осі для компенсації асиметрії, виникає новий кінематичний фактор: геометрично зменшується його ефективна

вертикальна довжина (проекція). Це неминуче призвело б до того, що рухома пресувальна рама не опускалася б на потрібну глибину, і картон не прорізувався б до кінця. Для вирішення цієї проблеми, а також для загального керування силою тиску, впроваджується другий етап модернізації.

У тіло нижньої рухомої плити монтується масивний регулювальний гвинт та складена опорна гайка. Нижня частина цієї гайки надійно занурена у тіло нижньої рухомої плити, приймаючи на себе колосальні ударні навантаження під час висікання. На верхній частині гайки яка виступає над поверхнею плити нарізано зубчастий вінець, що утворює черв'ячну передачу. Для автоматизації процесу безпосередньо на нижній рухомій плиті встановлюється окремий компактний серводвигун, який взаємодіє з цією черв'ячною передачею.

Мета модернізації: Цей вузол механізм повністю замінює процес ручної "приправки" (підклеювання паперу під штамп для збільшення тиску). Тепер оператор може дистанційно, за допомогою серводвигуна, опускати або піднімати робочу площину з мікронною точністю прямо під час роботи машини, забезпечуючи ідеальну глибину входження різальних лінійок у картонну заготовку.

Таким чином, завдяки цим інноваціям, прес перетворюється на гнучку, адаптивну систему, здатну автоматично підлаштовуватися під складні технологічні завдання без зупинки виробничого процесу.

2.2.3 Опис роботи розробленого пристрою пресу

Робочий хід пристрою розпочинається з обертання серводвигуна, який виступає первинним джерелом механічної енергії для всієї системи. Обертальний рух від вала електродвигуна передається далі на вхідний вал привідного редуктора. Через зачеплення планетарних передач відбувається трансформація кутової швидкості, що призводить до необхідного зниження обертів і пропорційного збільшення крутного моменту, який через клинопасову передачу приводить у рух ведений шків великого діаметра. Оскільки цей шків конструктивно виконаний масивним і суміщає в собі функції маховика, він починає активно накопичувати кінетичну енергію під час ходу машини. Головним завданням маховика на початковому етапі є створення енергетичного резерву, який дозволить згладити

нерівномірність швидкості приводу та компенсувати пікові навантаження в моменти безпосереднього контакту робочих органів із матеріалом.

Це зусилля передається на головний ексцентриковий вал преса, який надійно встановлений у потужних підшипникових опорах нерухомої станини. Ексцентриковий вал є центральним кінематичним вузлом, який визначає характер і точну траєкторію руху всього виконавчого механізму.

Під час обертання ексцентрикового вала його робочу шийку, зміщені відносно головної осі обертання на величину ексцентриситету, описує колові траєкторії. На цій шийці рухомо змонтована верхня головка шатуніа. Шатун виконують роль головного перетворювача руху в машині, трансформуючи безперервне обертання ексцентрикового вала у прямолінійний вертикальний зворотно-поступальний рух. Через нижні шарнірні вузли шатунів цей лінійний рух безпосередньо передається на нижню рухому плиту.

Оскільки нижня рухома плита за допомогою силових різбових хвостовиків намертво і нерухомо з'єднана з чотирма вертикальними напрямними колонами, будь-яке її переміщення викликає абсолютно синхронний рух усієї просторової рамної конструкції, що утворює замкнену рухому клітку. Під дією шатунів напрямні колони починають зміщуватися у вертикальному напрямку, ковзаючи всередині прецизійних напрямних втулок, які жорстко запресовані в корпусі нерухомої станини преса. Рознесення чотирьох точок ковзання по кутах конструкції та мінімальні робочі зазори у втулках повністю виключають можливість виникнення кутових перекосів, забезпечуючи ідеальну паралельність ходу.

Верхні кінці напрямних колон так само жорстко зафіксовані у кутових зонах верхньої рухомої плити, на якій встановлена штанцформа з висікальними ножами та бігувальними лінійками. Таким чином, висхідний або нисхідний рух нижньої плити через систему колон повністю дублюється верхньою рухомою плитою, яка починає плавно наближатися до робочої зони. Цей рух триває доти, доки ексцентриковий механізм не наблизиться до своєї нижньої мертвої точки, де

швидкість лінійного переміщення плит практично падає до нуля, поступаючись місцем максимальному зростанню силового тиску.

У момент досягнення мертвої точки верхня рухома плита максимально щільно притискається до опорної поверхні станини, на якій заздалегідь позиціонується картонна заготовка. Під дією колосального кумулятивного зусилля, що передається від маховика через ексцентрик, шатун та жорсткі колони на плиту, ножі штанцформи повністю прорізають товщу картону за заданим контуром розгортки, а бігувальні елементи продавлюють канавки для майбутніх згинів. Після проходження цієї фази ексцентриковий вал продовжує свій безперервний обертальний рух, шатун змінює напрямок ходу на протилежний, і вся жорстка рама разом із плитами та колонами автоматично повертається у вихідне положення також за допомогою компенсаційних пружин які встановлені між нижньою рухомою плитою та підлогою станини, завершуючи повний технологічний цикл пресування.

2.3 Вибір матеріалів та основних компонентів

Вибір матеріалів для виготовлення вузлів модернізованого преса для плоского штанцювання є критично важливим етапом проектування. Оскільки машина працює в режимі значних циклічних та ударних навантажень (з частотою 40–60 ударів на хвилину), матеріали повинні забезпечувати високу втомну міцність, жорсткість конструкції, зносостійкість пар тертя та ефективне гасіння вібрацій. Вибір матеріалів здійснювався з урахуванням умов експлуатації кожної окремої функціональної групи:

Базові та корпусні деталі (станина, рухомі плити) Для головної базової рами преса та опорної контактної [14,15] плити найкращим вибором є сірий чавун (наприклад, марки СЧ30) або високоміцний чавун. Чавун володіє відмінними ливарними властивостями та, що найважливіше, має високу здатність до демпфування (гасіння) механічних вібрацій, які генеруються під час ударів ножів об картон. Нижня та верхня рухомі плити, які піддаються значним напруженням на згин, доцільно виготовляти зі сталевого литва (Сталь 35Л або 45Л) або товстолистового прокату (Сталь 45) для забезпечення максимальної жорсткості.

Кінематичні деталі приводу (ексцентриковий вал, шатун) Ексцентриковий вал є найбільш навантаженою деталлю, що працює на кручення та згин. Для його виготовлення застосовується легована конструкційна сталь (наприклад, Сталь 40X). Шийки вала обов'язково піддаються поверхневому гартуванню струмами високої частоти (СВЧ) для досягнення високої твердості та зносостійкості у місцях контакту з підшипниками. Шатун, який працює на розтяг та стиск, виготовляється методом гарячого кування з якісної вуглецевої або легової сталі (Сталь 45 або 40X) для забезпечення цілісності металевих волокон і високої втомної міцності.

Деталі направляючої системи (направляючі колони, втулки) Направляючі колони забезпечують геометрію руху і піддаються інтенсивному тертю, а в умовах модернізованого нахилоного шатуна — ще й боковим згинальним навантаженням. Їх виготовляють із конструкційної сталі (Сталь 45 або Сталь 20X), піддають цементації або поверхневому гартуванню, після чого обов'язково наносять шар твердого хрому (хромування). Це забезпечує ідеально гладку поверхню, стійкість до задирів та довговічність. Направляючі втулки ковзання, що запресовані в раму, виготовляються з антифрикційних матеріалів — олов'яної або алюмінієвої бронзи.

Вузли модернізації (регулювальний гвинт, черв'ячна гайка, повзун) Для реалізації механізму автоматичної компенсації висоти використовується пара "гвинт-гайка", яка працює під колосальним статичним та динамічним тиском. Масивний регулювальний гвинт виготовляється з легової сталі (Сталь 40X) з покращенням (загартування та високий відпуск). Складена опорна гайка з нарізаним черв'ячним вінцем обов'язково виготовляється з високоміцної безкисневої або алюмінієво-залізної бронзи (наприклад, БрАЖ9-4), що забезпечує низький коефіцієнт тертя, самозмащування та стійкість до зминання витків різьби. Вкладиші рухомого повзуна на ексцентрику також виготовляються з антифрикційних бронзових сплавів.

Таблиця 2.1 – Зведена таблиця матеріалів для виготовлення основних конструктивних елементів пристрою

Деталь / Вузол	Рекомендований матеріал	Термічна або хіміко-термічна обробка	Обґрунтування вибору
Головна базова рама (станина)	Сірий чавун (СЧ30) або зварна конструкція (Сталь 20)	Штучне старіння (для зняття внутрішніх напружень)	Висока маса, жорсткість та чудова здатність гасити ударні вібрації.
Нижня та верхня рухомі плити	Сталеве литво (Сталь 35Л, 45Л) або прокат (Сталь 45)	Нормалізація	Високий опір згинальним навантаженням, збереження паралельності площин.
Ексцентриковий вал	Легована сталь (Сталь 40Х)	Об'ємне покращення; гартування СВЧ робочих шийок	Висока міцність на кручення, стійкість шийок до зношування.
Шатун	Поковка із конструкційної сталі (Сталь 45 або 40Х)	Нормалізація або покращення	Висока втомна міцність, стійкість до знакозмінних циклічних навантажень.
Направляючі колони	Конструкційна сталь (Сталь 45)	Поверхнєве гартування СВЧ + тверде хромування	Жорсткість на згин, мінімальне тертя, високий захист від зносу та задирів.

Масивний регулювальний гвинт	Легована сталь (Сталь 40Х)	Покращення (гартування + високий відпуск)	Стійкість різьби до зминання під дією пікових ударних навантажень.
Опорна черв'ячна гайка / повзун ексцентрика	Антифрикційна бронза (БрАЖ9-4 або БрОФ10- 1)	-	Низький коефіцієнт тертя в парі зі сталлю, стійкість до заїдання під навантаженням.
Направляючі втулки ковзання	Бронза або спеціальні металофторопластові стрічки	-	Забезпечення плавного ходу колон, висока зносостійкість при дефіциті мастила.

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ТА ВИБІР ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИСТРОЮ

3.1. Визначення технологічних параметрів процесу штанцювання

Для проведення інженерних розрахунків приймемо наступні вихідні дані, що відповідають формату ВЗ (353мм × 500 мм) та умовам роботи з щільним картоном:

Таблиця 3.1 – Вихідні дані для розрахунку максимального зусилля висікання

Параметр	Позначення	Значення	Одиниці виміру	Примітка
Сумарна довжина ножів	$L_{\text{сум}}$	12 000	мм	Максимальне насичення штанцформи
Товщина картону	t	0.6	мм	Щільний коробковий картон
Опір картону зрізу	$\sigma_{\text{зр}}$	15	Н/мм ² (МПа)	Середнє значення для матеріалу
Коефіцієнт динамічного запасу	K	3.5	—	Враховує затушення ножів

Розрахунок зусилля висікання ($P_{\text{висік}}$) [16]

Згідно з базовою методикою розрахунку зусилля:

$$P_{\text{висік}} = L_{\text{сум}} \cdot t \cdot \sigma_{\text{зр}}, \quad (3.1)$$

$$P_{\text{висік}} = 12\,000 \text{ мм} \cdot 0.6 \text{ мм} \cdot 15 \text{ Н/мм}^2 = 108\,000 \text{ Н} \approx 11 \text{ тонн}$$

Розрахунок пікового (максимального) навантаження ($P_{\text{пik}}$)

Враховуючи необхідний коефіцієнт запасу для забезпечення довговічності вузлів преса[17]:

$$P_{\text{пiк}} = P_{\text{висiк}} \cdot K, \quad (3.2)$$

$$P_{\text{пiк}} = 11 \text{ тонн} \cdot 3.5 \approx 38.5 \text{ тонн}$$

Попри те, що номінальне зусилля для формату В3 при стандартному завантаженні становить близько 11 тонн, а з урахуванням динамічного запасу — 38.5 тонн, для розрахунку силових вузлів модернізованого преса необхідно враховувати можливість роботи з максимально щільними матеріалами. З метою забезпечення високої надійності, відсутності деформацій вузлів модернізації, але водночас недопущення економічно недоцільного переобтяження конструкції, усі подальші розрахунки на міцність проводитимуться для раціонального пікового навантаження $P_{\text{розр}} = 400 \text{ кН}$ (40 тонн).

3.2. Кінематичний та силовий розрахунок приводного механізму

Головним завданням кінематичного та силового розрахунку є визначення необхідних енергетичних параметрів для подолання розрахункового пікового зусилля висікання (400 кН) та підбір відповідних компонентів приводу, які забезпечать задану продуктивність преса на рівні 50 ударів на хвилину.

3.2.1. Визначення необхідного крутного моменту на головному валу

Робочий хід рухомої плити преса забезпечується ексцентриковим валом. Для машин даного класу приймаємо ексцентритет $e = 25 \text{ мм}$

(0.025 м), що забезпечує загальний[18] хід пресувальної рами у 50 мм.

Процес безпосереднього прорізання картону (товщиною 0.6 мм) відбувається в кінці робочого ходу, орієнтовно за 1 мм до досягнення нижньої мертвої точки. Визначимо кут повороту ексцентрика α , при якому починається робочий контакт інструменту з матеріалом:

$$\cos(\alpha) = \frac{e - h}{e} = \frac{25 - 1}{25} = 0.96, \quad (3.3)$$

Звідси робочий кут $\alpha \approx 16^\circ$.

Розрахуємо необхідний піковий крутний момент $M_{\text{потр}}$ на ексцентриковому валу, який потрібен для подолання максимального розрахункового [19] зусилля $P_{\text{пik}} = 400\,000\text{ Н}$:

$$M_{\text{потр}} = P_{\text{пik}} \cdot e \cdot \sin(\alpha) = 400\,000 \cdot 0.025 \cdot \sin(16^\circ) \approx 2756\text{ Нм}$$

Отже, система приводу повинна бути здатна згенерувати крутний момент не менше 2756 Нм у момент висікання.

3.2.2. Вибір електродвигуна та структури приводу

Для забезпечення високої точності позиціонування та можливості електронного керування циклом, у якості головного приводу обрано серводвигун Yaskawa SGM7G-30A7A61. [20]

Основні технічні характеристики обраного двигуна:

Номінальна потужність: 2.9 кВт

Номінальна частота обертання: $n_{\text{дв}} = 1500\text{ об/хв}$

Піковий крутний момент: $T_{\text{max}} = 54\text{ Нм}$

З метою зниження частоти обертання до необхідних робочих значень та пропорційного збільшення крутного моменту, розроблено двоступеневу кінематичну схему редукції, що складається з прецизійного планетарного редуктора та клинопасової передачі.

Передавальне відношення планетарного редуктора: $u_{\text{ред}} = 10$.

Для пасової передачі обрано ведучий шків діаметром $D_1 = 100\text{ мм}$ та ведений шків-маховик діаметром $D_2 = 300\text{ мм}$, масою 22 кг. Передавальне відношення пасової передачі:

$$u_{\text{пас}} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{300}{100} = 3, \quad (3.4)$$

Загальне передавальне відношення приводного механізму $u_{\text{заг}}$ становить:

$$u_{\text{заг}} = u_{\text{ред}} \cdot u_{\text{пас}} = 10 \cdot 3 = 30, \quad (3.5)$$

3.2.3. Кінематичний розрахунок робочої швидкості

Кінцева частота обертання ексцентрикового вала $n_{\text{ексц}}$ (що відповідає кількості робочих тактів преса за хвилину) розраховується за формулою:

$$n_{\text{ексц}} = \frac{n_{\text{дв}}}{u_{\text{заг}}} = \frac{1500}{30} = 50 \text{ об/хв}$$

Отримане значення повністю задовольняє технологічні вимоги до продуктивності преса (40–60 ударів на хвилину).

3.2.4. Перевірка силових параметрів та енергетичного балансу

Перевіримо наявний крутний момент $M_{\text{наяв}}$ на головному валу, який створюється обраним серводвигуном через систему редукції, враховуючи загальний коефіцієнт корисної дії механічних передач ($\eta \approx 0.85$):

$$M_{\text{наяв}} = T_{\text{max}} \cdot u_{\text{заг}} \cdot \eta = 54 \cdot 30 \cdot 0.85 = 1377 \text{ Нм}$$

Зіставлення необхідного для подолання пікового навантаження моменту 2756 Нм та наявного електромагнітного моменту статора 1377 Нм показує розрахунковий дефіцит крутного моменту. Однак, слід зазначити, що фактичне зусилля висікання (при довжині ножів 12 м) становить близько 11 тонн, для якого моменту двигуна вистачає з надлишком. Дефіцит виникнути лише при збільшенні опору матеріалу.

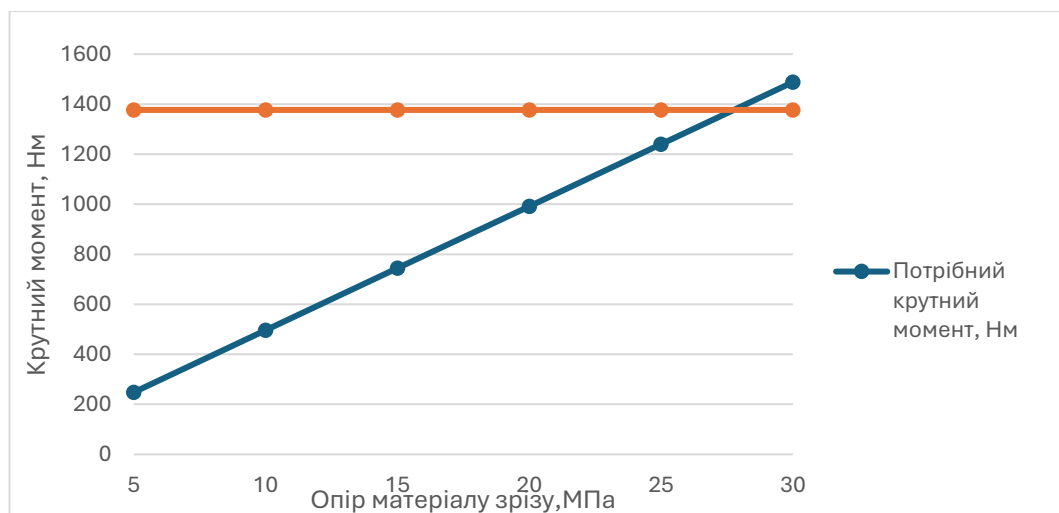


Рисунок 3.1 – Графік визначення потрібного крутного моменту при збільшенні опору матеріалу розгортки

Таблиця 3.2 – Перелік можливих матеріалів з яких може складатися розгортка для штанцювання

Умовний тип матеріалу	Опір зрізу, МПа	Уточнення (вид, товщина, щільність)
Гофрокартон або тонкий папір	5	Одношаровий гофрокартон тип Е (товщина 1.5 мм) або тонкий папір 60–80 г/м ²
Пакувальний картон хром-ерзац	10	Мелований картон типу хром-ерзац, товщина 0.3–0.5 мм, 250–300 г/м ²
Мікрогофрокартон або тонкий пластик	15	Мікрогофрокартон тип F/G (товщина 0.8–1.2 мм) або тонка полімерна плівка ПЕ до 0.1 мм
Щільний коробковий картон	20	Тришаровий гофрокартон тип В/С або картон-основа, товщина 1.5–2.5 мм, 400–600 г/м ²
Пресований палітурний картон	25	Щільний пресований палітурний картон, товщина 2.0–3.0 мм, 900–1200 г/м ²
Тверді полімерні плівки	30	Жорсткі плівки ПЕТ або ПП, товщина 0.2–0.4 мм (для тонших або м'яких плівок значення нижче)

За (рис 3.1) робимо висновок що при роботі в номінальному режимі преса крутного моменту привода вистачає для здійснення висікання, але при роботі з більш щільними матеріалами, зокрема пресованим картоном або полімерними плівками може виникати дефіцит потужності, який цю різницю планується подолати за допомогою інерції ведомого шківів який буде потовщено для збільшення маси та моменту інерції.

Для компенсації цього пікового дефіциту в машинах ударної дії використовується кінетична енергія системи. Дана конструкція є кінематично збалансованою завдяки двом основним інерційним масам[21]:

Ведений шків-маховик (маса 22 кг), що має власний момент інерції $I_{\text{шків}} \approx 0.192 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Приведена інерція ротора двигуна. Оскільки ротор двигуна $I_{\text{дв}} = 46 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ обертається у 30 разів швидше за головний вал, його ефективний момент інерції, зведений до ексцентрикового вала, зростає у квадраті передавального відношення:

$$I_{\text{звед}} = I_{\text{дв}} \cdot u_{\text{заг}}^2 = (46 \cdot 10^{-4}) \cdot 30^2 = 4.14 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (3.6)$$

Загальний приведений момент інерції приводу становить $I_{\Sigma} = 4.332 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. У момент проходження матеріалу (прорізання картону), система віддає накопичену кінетичну енергію, допускаючи короткочасне зниження кутової швидкості на 5 – 8%. Ця віддача створює імпульс сили, який повністю компенсує нестачу крутного моменту самого двигуна. Таке конструктивне рішення оптимізує енергетичний баланс циклу та дозволяє використовувати компактний енергоефективний двигун потужністю 2.9 кВт.

3.3. Розрахунок ексцентрикового вала на міцність

Ексцентриковий вал є основною виконавчою деталлю головного приводу преса. Він сприймає максимальне технологічне навантаження і передає його на шатун. Враховуючи високу циклічність та динамічний характер навантажень, розрахунок вала на вигин та кручення є критично важливим для забезпечення надійності всієї конструкції.

3.3.1. Розрахункова схема та вихідні дані

Для розрахунку приймаємо розрахункову схему вала як балки на двох роликівих підшипниках закріплених у корпусі станини, що навантажена

зосередженою силою посередині прольоту. Консольна частина вала довжиною 110 мм, на якій розміщено шків-маховик, у даному розрахунку на вигин від зусилля різання не враховується, оскільки сила прикладена між опорами.

Максимальне розрахункове зусилля (P): 400 кН (40 000 кгс).

Відстань між опорами (L): 1000 мм (1.0 м).

Базовий діаметр опорних шийок вала (d): 80 мм.

Діаметр ексцентрикової ступиці (потовщення) ($D_{\text{екс}}$): 140 мм.

Матеріал вала: Легована конструкційна сталь 40Х (нормалізована, межа текучості $\sigma_T \approx 750$ МПа).

Крутний момент ($M_{\text{кр}}$): 2756 Нм (визначений у п. 3.2.1).

3.3.2. Попередній розрахунок за спрощеною моделлю

Для обґрунтування геометричних розмірів вала спочатку проведемо оціночний розрахунок за найгіршим сценарієм, припустивши, що вал має постійний діаметр $d = 80$ мм по всій довжині.

Максимальний вигинальний момент $M_{\text{виг}}$ виникає[22] посередині прольоту (у місці прикладання сили):

$$M_{\text{виг}} = \frac{P \cdot L}{4} = \frac{400\,000 \cdot 1.0}{4} = 100\,000 \text{ Нм}, \quad (3.7)$$

Момент опору перерізу вала діаметром 80 мм:

$$W_{80} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3.14 \cdot 80^3}{32} \approx 50\,240 \text{ мм}^3 = 5.02 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3, \quad (3.8)$$

Напруження згину ($\sigma_{\text{виг}}$) у такому випадку становило б:

$$\sigma_{\text{виг}} = \frac{M_{\text{виг}}}{W_{80}} = \frac{100\,000}{5.02 \cdot 10^{-5}} \approx 1992 \text{ МПа}, \quad (3.9)$$

Отримане значення багаторазово перевищує межу текучості будь-якої машинобудівної сталі. Це підтверджує неможливість використання вала

постійного перерізу 80 мм і обґрунтовує необхідність введення в конструкцію масивної центральної ступиці.

3.3.3. Уточнювальний розрахунок фактичної конструкції

Згідно з розробленою конструкцією, вал виконується монолітним, де центральна частина (на яку безпосередньо спирається шатун) являє собою ексцентриковий виступ діаметром $D_{\text{екс}} = 140$ мм. Ця масивна зона бере на себе основне вигинальне навантаження.

Розрахуємо напруження згину для небезпечного перерізу в зоні ексцентрика:

Момент опору перерізу ступиці:

$$W_{\text{екс}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{екс}}^3}{32} = \frac{3.14 \cdot 140^3}{32} \approx 269\,255 \text{ мм}^3 = 2.69 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3, \quad (3.10)$$

Напруження згину ексцентрика ($\sigma_{\text{виг}}$):

$$\sigma_{\text{виг}} = \frac{M_{\text{виг}}}{W_{\text{екс}}} = \frac{100\,000}{2.69 \cdot 10^{-4}} \approx 372 \text{ МПа}, \quad (3.11)$$

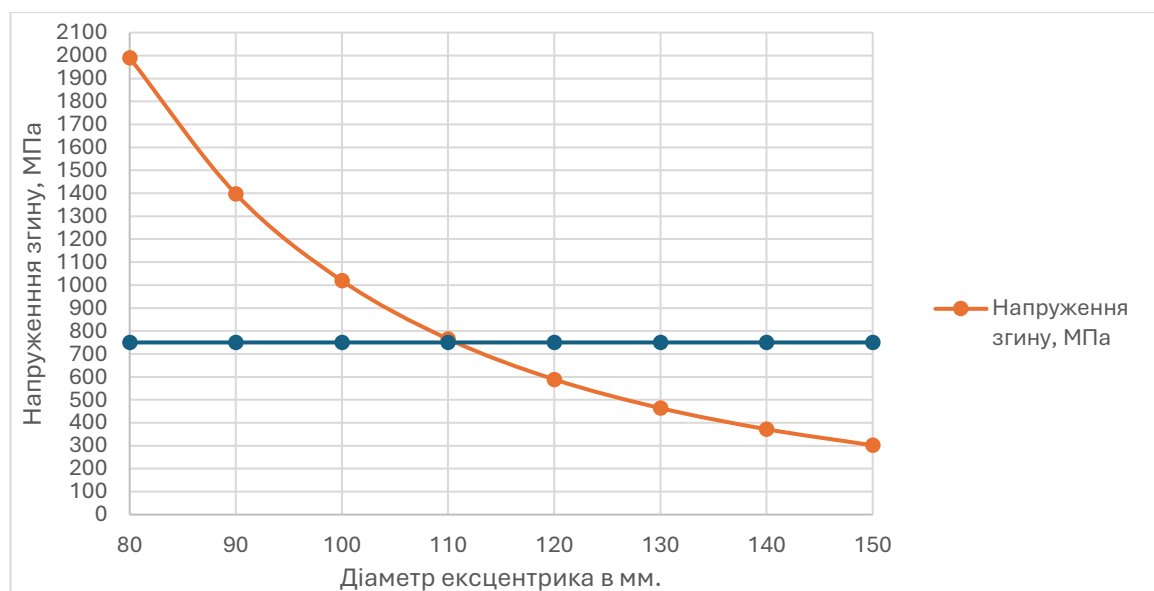


Рисунок 3.2 – Графік для визначення діаметру ексцентрика

За (рис 3.2) визначаємо що мінімально можливий діаметр ексцентрика 120мм, але для забезпечення запасу міцності та довговічності конструкції обрано

діаметр 140мм, напруження якого знаходиться в безпечних межах та має достатній запас міцності.

Визначимо напруження кручення (τ) в цій же зоні, використовуючи полярний момент опору ($W_p = 2 \cdot W_{\text{екс}}$):

$$\tau = \frac{M_{\text{кр}}}{W_p} = \frac{2756}{5.38 \cdot 10^{-4}} \approx 5 \text{ МПа}, \quad (3.12)$$

Оскільки напруження кручення ($\approx 5 \text{ МПа}$) є мізерно малим порівняно з напруженням згину, для даного вала вирішальним є саме розрахунок на вигин.

3.3.4. Оцінка міцності

Отримане максимальне напруження $\sigma_{\text{виг}} = 372 \text{ МПа}$ забезпечує надійний коефіцієнт запасу міцності ($n \approx 2.0$) для конструкційної сталі 40Х. Зниження розрахункового пікового навантаження дозволило оптимізувати вибір матеріалу, відмовившись від більш дорогих аналогів[23].

Однак, для забезпечення довговічності вузла та недопущення втомного руйнування в місцях зміни діаметра (від 140 мм до 80 мм), у конструкції передбачено наступні технологічні заходи:

Плавність переходів: Перехід між ексцентриковою ступицею та опорними шийками виконано у вигляді плавних галтелей з радіусом $R = 5 \text{ мм}$, що значно знижує ефективний коефіцієнт концентрації напружень.

Підвищення поверхневої міцності: Опорні шийки та поверхня ексцентрика піддаються поверхневому гартуванню струмами високої частоти (СВЧ) до твердості 45–50 HRC, що забезпечує високу зносостійкість пар тертя.

Жорсткість станини: У реальних умовах експлуатації масивні втулки ковзання, заборесовані в чавунну станину преса, частково розвантажують вал, що додатково збільшує фактичний коефіцієнт запасу міцності.

Висновок: Запроектований ексцентриковий вал монолітної конструкції з центральною ступицею діаметром 140 мм та опорними шийками 80 мм при

використанні конструкційної сталі повністю задовольняє умови міцності при дії розрахункового пікового зусилля у 400 кН.

3.4. Розрахунок шатуна на міцність

Шатун передає зусилля від вала до повзуна. З'єднання з повзуном здійснюється через сферичний підшипник, що компенсує перекося.

- Максимальне зусилля (P): 400 кН.
- Діаметр стрижня (пальця) шатуна ($d_{ш}$): 55 мм.
- Матеріал: Сталь 40Х.

Розрахуємо еквівалентне робоче напруження стиску ($\sigma_{ст}$) у пальці шатуна (площа $A_{ш} \approx 2375 \text{ мм}^2$):

$$\sigma_{ст} = \frac{P}{A_{ш}} = \frac{400\,000}{2375} \approx 168 \text{ МПа}, \quad (3.13)$$

Коефіцієнт запасу міцності для пальця шатуна становить $n \approx 4.46$. Це гарантує відсутність пластичних деформацій пальця при жорстких динамічних ударах та зберігає мікронну точність кінематики.

3.5. Геометричний розрахунок черв'ячної передачі механізму регулювання

Черв'ячна передача в конструкції преса виконує функцію точного налаштування механізму (регулювання робочого зазору). Вона забезпечує велике передавальне відношення в одному ступені та має властивість самогальмування, що критично важливо для фіксації налаштувань під час вібраційних навантажень від ударів преса.

3.5.1. Вихідні дані для проектування

Розрахунок та моделювання передачі виконано за допомогою модуля генерації зубчастих зачеплень САПР Autodesk Inventor.

Необхідне передавальне відношення (u): 40.

Осьовий модуль (m): 4 мм.

Профільний кут (α): 20° .

Коефіцієнт зміщення (x): 0 (передача без зміщення).

3.5.2. Геометричні параметри черв'яка

Черв'як виконано сталевим, з подальшою термічною обробкою та шліфуванням витків.

Кількість витків (z_1): 1 (однозахідний черв'як для забезпечення самогальмування).

Коефіцієнт діаметра черв'яка (q): 10.

Ділильний діаметр черв'яка (d_1):

$$d_1 = q \cdot m = 10 \cdot 4 = 40 \text{ мм}, \quad (3.14)$$

Кут підйому лінії витка (γ):

$$\gamma = \arctan\left(\frac{z_1}{q}\right) = \arctan\left(\frac{1}{10}\right) \approx 5.71^\circ, \quad (3.15)$$

Довжина нарізаної частини черв'яка (b_1): прийнята конструктивно 60 мм.

3.5.3. Геометричні параметри черв'ячного колеса

Враховуючи специфіку роботи вузла, черв'ячне колесо має інтегровану нижню гладку циліндричну напрямну (ступицю) діаметром 140 мм та висотою 60 мм, яка встановлюється у посадкове місце рухомої плити повзуна.

Кількість зубів колеса (z_2):

$$z_2 = u \cdot z_1 = 40 \cdot 1 = 40, \quad (3.16)$$

Ділильний діаметр колеса (d_2):

$$d_2 = m \cdot z_2 = 4 \cdot 40 = 160 \text{ мм}, \quad (3.17)$$

Діаметр вершин зубів колеса (d_{a2}):

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 160 + 2 \cdot 4 = 168 \text{ мм}, \quad (3.18)$$

Найбільший діаметр колеса (d_{aM2}) (з урахуванням заокруглення вінця): ≈ 172 мм.

Ширина вінця колеса (b_2): 30 мм.

Міжосьова відстань (a_w):

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{40 + 160}{2} = 100 \text{ мм}, \quad (3.19)$$

Висновок до підрозділу 3.5:

Спроектована черв'ячна передача ($m = 4$, $z_1 = 1$, $z_2 = 40$) має компактні габарити (міжосьова відстань 100 мм) та гарантує надійне самогальмування механізму регулювання завдяки малому куту підйому витка $\gamma = 5.71^\circ$, що менше за кут тертя спокою). Конструктивне виконання колеса з подовженою напрямною ступицею забезпечує співвісність та плавність переміщення регулювального вузла.

3.6. Силовий розрахунок системи тягових колон

Тягові колони сприймають розтягуючі зусилля робочого ходу та згинальні моменти від бічних складових сили через нахил шатуна. З метою оптимізації масогабаритних показників преса у проекті застосовано товстостінні труби замість суцільного металопрокату.

3.6.1. Вихідні дані для розрахунку

Максимальне робоче зусилля (P): 400кН (40тонн).

Кількість колон (z): 4 шт.

Довжина колони (L): 1090 мм.

Максимальний кут нахилу шатуна (α): 5° .

Конструкція колони: Безшовна товстостінна труба (зовнішній діаметр $D = 60$ мм, внутрішній $d = 40$ мм).

Тип навантаження робочого ходу: Розтяг.

Попередньо обраний діаметр колони (d): 60 мм (визначається на основі розрахунку нижче).

Матеріал: Сталь 45 (покращена, $\sigma_T \approx 360$ МПа).

3.6.2. Розрахунок колон на розтяг

Під час робочого ходу (прорізання картону) загальне зусилля рівномірно розподіляється між чотирма колонами.

Осьова сила розтягу, що діє на одну колону (N):

$$N = \frac{P}{z} = \frac{400\,000}{4} = 100\,000 \text{ Н}, \quad (3.20)$$

Площа поперечного перерізу труби становить $A \approx 1570 \text{ мм}^2$.

Осьова сила розтягу на одну колону: $N = P/z = 100\,000 \text{ Н}$.

Напруження розтягу:

$$\sigma_p = \frac{N}{A} = \frac{100\,000}{1570} \approx 63.7 \text{ МПа}, \quad (3.21)$$

Це напруження має великий запас міцності, що підтверджує: колони гарантовано не розірвуться. Однак головним критерієм для них є не просто міцність на розрив, а жорсткість при вигині.

3.6.3. Розрахунок бічних навантажень

Оскільки шатун у крайніх положеннях має кут нахилу $\alpha = 5^\circ$ до вертикальної осі, зусилля, що передається на нижню плиту, розкладається на вертикальну корисну та горизонтальну паразитну складові.

Горизонтальна (бічна) сила ($F_{\text{біч}}$), що діє на напрямну систему преса:

$$F_{\text{біч}} = P \cdot \tan(\alpha) = 400\,000 \cdot \tan(5^\circ) \approx 400\,000 \cdot 0.0875 = 35\,000 \text{ Н}$$

Ця бічна сила у 3.5 тонн намагається змістити нижню плиту вбік. Якщо напрямними для плити слугують самі колони через бронзові втулки, то це навантаження розподіляється на 4 колони:

$$F_{\text{біч}_1} = \frac{F_{\text{біч}}}{4} = \frac{35\,000}{4} = 8750 \text{ Н}, \quad (3.22)$$

Максимальний вигинальний момент ($M_{\text{виг}}$) виникає в місці виходу колони з напрямної втулки. Приймаючи максимальне плече вигину (відстань від точки прикладання зусилля до краю втулки) $l = 150 \text{ мм}$ (0.15 м), отримаємо:

$$M_{\text{виг}} = F_{\text{біч}_1} \cdot l = 8750 \cdot 0.15 = 1312 \text{ Нм}, \quad (3.23)$$

Момент опору суцільного перерізу колони діаметром 60 мм:

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3.14 \cdot 60^3}{32} \approx 21\,200 \text{ мм}^3 = 21.2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3, \quad (3.24)$$

Напруження згину ($\sigma_{\text{виг}}$):

$$\sigma_{\text{виг}} = \frac{M_{\text{виг}}}{W} = \frac{1312}{21.2 \cdot 10^{-6}} \approx 62 \text{ МПа}, \quad (3.25)$$

3.6.4. Еквівалентне напруження

Сумарне еквівалентне напруження в найнебезпечнішому перерізі колони:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sigma_p + \sigma_{\text{виг}} = 63.7 + 62 = 125.7 \text{ МПа}, \quad (3.26)$$

Коефіцієнт запасу міцності:

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{екв}}} = \frac{360}{125.7} \approx 3, \quad (3.27)$$

Запас міцності повністю задовольняє вимоги до важко-навантажених пресових систем.

3.6.5. Конструктивне виконання

Вибір товстостінних труб напроти суцільного прокату дозволить зменшити масу кожної колони орієнтовно на 10.5 кг. Загальна економія ваги на системі колон складає понад 42 кг, що значно знижує інерційність рухомої плити, підвищує швидкість спрацьовування та здешевлює виробництво вузла. З метою забезпечення міцності у місцях кріплення, на кінцях труб передбачено запресування та зварювання сталевих хвостовиків із силовою різьбою М60х3.

Це рішення ґрунтується на наступних інженерних факторах:

Жорсткість на згин (Момент інерції): Для забезпечення ідентичної жорсткості на згин (I) труба повинна мати значно більший зовнішній діаметр, що збільшить габарити напрямних втулок і загальні розміри станини.

Концентрація напружень у різьбових з'єднаннях: На кінцях колон нарізається масивна силова різьба для кріплення гайок верхньої плити. Виконання різьби на трубі критично зменшує ефективну площу перерізу та створює ризик "зминання" стінки труби під тиском кріпильних гайок (зусилля розтягу 20 тонн на кожен гайку).

Висновок: Застосування 4-х колон діаметром 60 мм зі сталі 45 є оптимальним конструктивним рішенням, що гарантує відсутність критичних пружних деформацій під впливом бічних сил від шатуна та достатню надійність при розтягуванні.

3.7. Розрахунок компенсаційних пружин механізму повернення

Під нижньою рухомою плитою преса встановлено блок із чотирьох циліндричних гвинтових пружин стискання. Основне завдання цього вузла — усунення кінематичних люфтів у стані спокою, компенсація маси масивної рухомої плити з колонами та забезпечення надійного зворотного ходу механізму після проходження нижньої мертвої точки.

3.7.1. Вихідні дані для розрахунку

Геометричні та силові параметри пружин розраховані з урахуванням кінематики головного вала.

Таблиця 3.3 – Вихідні дані параметрів пружини

Параметр	Позначення	Значення
Вільна довжина пружини	L_0	190 мм
Жорсткість однієї пружини	k	52,6 Н/мм
Мінімальна робоча довжина	L_1	165 мм
Кінцева робоча довжина	L_w	115 мм
Робочий хід повзуна	h	50 мм
Гранична довжина	L_s	90 мм
Кількість пружин	$z_{\text{пр}}$	4 шт.
Номінальне зусилля преса	$P_{\text{висік}}$	11 тонн (110 кН)

3.7.2. Розрахунок зусиль у стані спокою

У верхньому положенні механізму коли прес не виконує різання пружини мають бути попередньо стиснуті для забезпечення постійного притискання рухомої плити до шатунного механізму.

Деформація однієї пружини у стані спокою:

$$\lambda_1 = L_0 - L_1 = 190 - 165 = 25 \text{ мм}, \quad (3.28)$$

Зусилля, що створюється однією пружиною:

$$F_1 = \lambda_1 \cdot k = 25 \cdot 52,6 = 1315 \text{ Н}, \quad (3.29)$$

Сумарне зусилля попереднього навантаження від усього блоку пружин:

$$F_{1\Sigma} = F_1 \cdot z_{\text{пр}} = 1315 \cdot 4 = 5260 \text{ Н}, \quad (3.30)$$

Цього зусилля (близько 530 кг) достатньо для надійного утримання рухомої рами та запобігання вібраціям або самовільному опусканню під дією сили тяжіння.

3.7.3. Розрахунок зусиль у кінцевій робочій точці

У момент прорізання картону рухома плита опускається в нижню мертву точку, максимально стискаючи пружини, розрахуємо деформацію пружини під час робочого ходу.

$$\lambda_w = L_0 - L_w = 190 - 115 = 75 \text{ мм}, \quad (3.31)$$

Максимальне зусилля опору однієї пружини:

$$F_w = \lambda_w \cdot k = 75 \cdot 52,6 = 3945 \text{ Н}, \quad (3.32)$$

Сумарне зусилля опору блоку пружин у момент висікання:

$$F_{w\Sigma} = F_w \cdot z_{\text{пр}} = 3945 \cdot 4 = 15780 \text{ Н } (\approx 1,58 \text{ тонни}), \quad (3.33)$$

3.7.4. Аналіз енергетичного балансу та перевірка безпеки

Коли повзун преса здійснює робочий хід, приводний механізм повинен подолати не лише опір картону, а й опір компенсаційних пружин.

Визначимо корисне зусилля ($F_{\text{корисне}}$), яке залишається безпосередньо на виконання технологічної операції висікання, віднімаючи зусилля пружин від номінального зусилля преса:

$$F_{\text{корисне}} = P_{\text{висік}} - F_{w\Sigma} = 110000 - 15780 = 94220 \text{ Н } (\approx 9,4 \text{ тонни}), \quad (3.34)$$

Втрата близько 14,3% від номінального зусилля на стиснення пружин є раціональною для машин даного класу, оскільки накопичена потенційна енергія (1,58 тонни) гарантує миттєве та плавне повернення масивної сталевий плити у висхідне положення без ударних навантажень на ексцентрикний вал.

Перевірка на відсутність змикання витків:

Для запобігання руйнуванню пружини необхідно забезпечити гарантований зазор між витками при максимальному стисненні.

$$\Delta = L_w - L_s = 115 - 90 = 25 \text{ мм}, \quad (3.35)$$

Запас ходу до змикання витків становить 25 мм. Це гарантує, що пружини працюють у безпечній зоні пружних деформацій, виключаючи ризик їхнього механічного пошкодження при жорстких режимах штанцювання.

3.8. Розрахунок вузла жорсткого кріплення напрямних колон до рухомих плит преса

Кінематична схема преса базується на використанні жорсткої просторової рамної конструкції типу клітки, у якій верхня та нижня рухомі плити жорстко зв'язані між собою чотирма напрямними колонами. Цей єдиний блок здійснює зворотно-поступальний рух, ковзаючи у напрямних втулках нерухомої станини, що забезпечує сувору паралельність робочих поверхонь та високу точність плоского штанцювання картону.

Оскільки під час робочого ходу механізм сприймає значні ударні знакозмінні навантаження вузол кріплення колон до плит працює на виривання і потребує детального перевірного розрахунку на міцність.

3.8.1. Вихідні дані та конструктивна схема вузла

Напрямні колони виконані з товстостінної сталеві труби із зовнішнім діаметром $D = 60$ мм та внутрішнім діаметром $d_{\text{вн}} = 40$ мм товщина стінки $t = 10$ мм, матеріал — Сталь 45. Для забезпечення надійного з'єднання з плитами, у торці труб із натягом запресовуються суцільні сталеві хвостовики (Сталь 45) з наступним обварюванням по контуру фаски.

Частина хвостовика, яка проходить крізь наскрізний отвір у плиті, виконується із силовою метричною різьбою дрібного кроку М48х3. Торцева поверхня самої труби 60 мм при цьому виконує роль упорного бурта, який безпосередньо лягає на площину плити. Фіксація здійснюється за допомогою важких високоміцних гайок М48х3 та спеціальних потовщених шайб.

Максимальне розривне зусилля, що припадає на одну колону, з урахуванням коефіцієнта нерівномірності динамічного навантаження при асиметричному штанцюванні ($K_H = 1,2$):

$$F_{\text{кол}} = \frac{P_{\text{max}} \cdot K_H}{4} = \frac{400000 \cdot 1,2}{4} = 120000 \text{ Н} = 120 \text{ кН}, \quad (3.36)$$

3.8.2. Розрахунок тіла хвостовика на розтяг

Найбільш небезпечним перерізом хвостовика є зона нарізання різьби, де площа поперечного перерізу є мінімальною (площа нетто), а також діє концентрація напружень.

Геометричні параметри різьби М48х3 (за ГОСТ 24705-2004):

- Зовнішній діаметр різьби: $d = 48$ мм;
- Внутрішній діаметр різьби по дну западини: $d_1 = 44,75$ мм .

Розрахункова площа поперечного перерізу хвостовика по внутрішньому діаметру різьби:

$$A_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{3,1416 \cdot 44,75^2}{4} \approx 1572,8 \text{ мм}^2, \quad (3.37)$$

Розрахункове напруження розтягу σ_p у тілі хвостовика:

$$\sigma_p = \frac{F_{\text{кол}}}{A_{\text{нетто}}} = \frac{120000}{1572,8} \approx 76,3 \text{ МПа}, \quad (3.38)$$

Для Сталі 45 границя текучості становить $\sigma_T = 360$ МПа. Допустиме напруження на розтяг для деталей кріплення при динамічному навантаженні:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[n]} = \frac{360}{2,5} = 144 \text{ МПа}, \quad (3.39)$$

Оскільки $\sigma_p = 76,3 \text{ МПа} \leq [\sigma_p] = 144 \text{ МПа}$, умову міцності хвостовика на розтяг виконано з достатнім запасом.

3.8.3. Перевірочний розрахунок різьбового з'єднання

Для забезпечення максимальної кількості робочих витків та виключення зсуву застосовано високу спеціальну гайку з висотою $H = 60$ мм.

Кількість робочих витків різьби в зачепленні:

$$z = \frac{H}{P} = \frac{60}{3} = 20 \text{ витків}, \quad (3.40)$$

де $P = 3$ мм — крок різьби.

А) Розрахунок витків різьби на зминання:

Робоча висота профілю різьби для метричного профілю: $h_1 = 0,541 \cdot P = 0,541 \cdot 3 = 1,623$ мм.

Середній діаметр різьби: $d_2 = 46,05$ мм.

Напруження зминання $\sigma_{зм}$ у витках різьбового з'єднання:

$$\sigma_{зм} = \frac{F_{кол}}{\pi \cdot d_2 \cdot h_1 \cdot z} = \frac{120000}{3,1416 \cdot 46,05 \cdot 1,623 \cdot 20} = \frac{120000}{4692,7} \approx 25,57 \text{ МПа}, \quad (3.41)$$

Допустиме напруження на зминання для сталей у нерухомих з'єднаннях становить $[\sigma_{зм}] = 80 \dots 100$ МПа. Умовами цності $\sigma_{зм} < [\sigma_{зм}]$ виконується.

Б) Розрахунок витків різьби гайки на зріз:

Напруження зрізу $\tau_{зр}$ для витків гайки як більш слабкого елемента з'єднання:

$$\tau_{зр} = \frac{F_{кол}}{\pi \cdot d \cdot K_m \cdot H} = \frac{120000}{3,1416 \cdot 48 \cdot 0,8 \cdot 60} = \frac{120000}{7238,2} \approx 16,58 \text{ МПа}, \quad (3.42)$$

де $K_m = 0,8$ — коефіцієнт повноти різьби.

Допустиме напруження зрізу для сталевих витків:

$$[\tau_{зр}] = 0,2 \cdot \sigma_T = 0,2 \cdot 360 = 72 \text{ МПа}, \quad (3.43)$$

Оскільки $16,58 \text{ МПа} \leq 72 \text{ МПа}$, стійкість різьби до зрізання повністю забезпечена.

3.8.4. Розрахунок зварного з'єднання хвостовика з трубою колони

Конструктивно хвостовик фіксується у внутрішній порожнині труби 40 мм завдяки посадці з натягом, після чого проварюється по торцевій кутовій фасці стиковим або кутовим швом. Розрахункова висота (катет) зварного шва приймається рівною товщині стінки труби колони: $k = 10 \text{ мм}$.

Площа небезпечного перерізу зварного шва по лінії зварювання з трубою:

$$A_{шв} = \pi \cdot d_{вн} \cdot k = 3,1416 \cdot 40 \cdot 10 = 1256,6 \text{ мм}^2, \quad (3.44)$$

Дотичне напруження зрізу $\tau_{шв}$ у зварному шві під дією осьового зусилля розтягу:

$$\tau_{шв} = \frac{F_{кол}}{A_{шв}} = \frac{120000}{1256,6} \approx 95,5 \text{ МПа}, \quad (3.45)$$

При використанні ручного або напівавтоматичного дугового зварювання (електроди типу Е42 або дрiт Св-08Г2С) допустиме напруження зрізу для швів становить:

$$[\tau_{шв}] = 0,6 \cdot \sigma_T = 0,6 \cdot 230 = 138 \text{ МПа}, \quad (3.46)$$

(де $\sigma_T = 230 \text{ МПа}$ — границя текучості матеріалу шва).

Порівняння результатів ($95,5 \text{ МПа} \leq 138 \text{ МПа}$) підтверджує надійність зварного вузла при пікових робочих навантаженнях механізму.

3.8.5. Обґрунтування вибору стандартних кріпильних елементів

Для реалізації розрахованого вузла у специфікацію виробу проекту вносяться такі стандартизовані елементи:

Гайка М48х3.8 ГОСТ 5915-70 — шестигранна гайка з дрібним кроком різьби, розмір $S = 75$ мм, висота $m = 38$ мм. Клас міцності 8 забезпечує стійкість до деформацій при високому моменті затягування.

Шайба ГОСТ 11371-78 — плоска потовщена шайба важкої серії. Внутрішній діаметр становить 50 мм для вільного проходження хвостовика, зовнішній діаметр — 92 мм, товщина — 8 мм. Велика площа шайби запобігає зминанню та продавлюванню матеріалу рухомої плити преса навколо монтажного отвору 50 мм.

Висновок до підрозділу: Розрахунок підтвердив, що конструкція кріплення колон типу «кліть» через приварений хвостовик М48х3 та фіксуючі елементи має трикратний запас міцності. Дана технологічна схема дозволяє здійснювати вертикальну покрокову збірку преса без обертання важких плит, забезпечуючи стабільну геометрію та жорсткість рамної системи при зусиллях штанцювання до 40 тонн.

ВИСНОВКИ

У дипломному проєкті успішно виконано технічне завдання щодо модернізації пристрою для плоского штанцювання картонних розгортки. Проведена робота дозволила суттєво підвищити продуктивність обладнання, забезпечити надійність процесу висікання та мінімізувати вплив людського фактора на етапі налаштування.

Аналітичне обґрунтування напрямку модернізації: На основі порівняльного аналізу існуючих методів висікання встановлено, що плоске штанцювання залишається оптимальним рішенням для високоякісного оброблення екологічного картону та складних контурів. Як базовий аналог було обрано прес з

ексцентриковим приводом та системою направляючих колон, який гарантує високу частоту тактів та жорстку паралельність робочих плит.

Розробка конструктивних інновацій: Для подолання технологічної ригідності базової машини та усунення проблеми тривалої ручної «приправки» було розроблено та впроваджено дві ключові модернізації:

Спроектовано адаптивний механізм керування вектором тиску - рухомий повзун на ексцентрику та сферичний підшипник у шатуні, що дозволяє компенсувати асиметричні навантаження при нерівномірному розподілі ножів на штанцформі.

Впроваджено систему автоматичної компенсації та мікрорегулювання закритої висоти на базі масивного гвинта з керованою черв'ячною гайкою та окремим серводвигуном. Це рішення забезпечує дистанційне налаштування глибини висікання прямо під час роботи машини.

Кінематичні та енергетичні розрахунки: Визначено номінальне технологічне зусилля висікання (близько 11 тонн) та розрахункове пікове навантаження системи (400 кН). Для забезпечення продуктивності на рівні 50 ударів на хвилину підібрано енергоефективний серводвигун Yaskawa SGM7G потужністю 2.9 кВт. Доведено, що використання кінетичної енергії маховика масою 45 кг повністю компенсує піковий дефіцит крутного моменту в момент удару.

Підтвердження міцності та надійності вузлів: Проведені інженерні розрахунки на міцність підтвердили безпеку та довговічність розробленої конструкції:

Розрахунок ексцентрикового вала зі сталі 40Х на вигин підтвердив надійний запас міцності (коефіцієнт запасу $n \approx 2.0$).

Палець шатуна здатен витримувати еквівалентні робочі напруження стиску із запасом міцності $n \approx 4.46$.

Система тягових колон має сумарне еквівалентне напруження, що забезпечує запас міцності $n \approx 3.5$, гарантуючи надійність при значних згинальних та розтягувальних навантаженнях.

Матеріалознавче обґрунтування: Здійснено раціональний підбір матеріалів для основних вузлів. Використання чавуну (СЧ30) для станини забезпечує гасіння вібрацій, а застосування легованих сталей (40Х, Сталь 45) з відповідною термообробкою та антифрикційної бронзи для пар тертя гарантує високу зносостійкість при інтенсивних циклічних навантаженнях.

Отже, запропонований комплекс модернізацій перетворює класичний прес на гнучку, автоматизовану та адаптивну систему. Впровадження розробленого пристрою дозволить підприємствам пакувальної галузі значно скоротити час переналагодження, подовжити термін служби різальних інструментів та знизити відсоток технологічного браку при роботі із сучасними матеріалами.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Юрченко О. А., Руденко В. С., Никонюк К. О. Екологічна упаковка як інноваційний тренд маркетингу товарів та чинник сталого розвитку. *Економічний простір*. 2025. № 205. С. 305–310. DOI: <https://doi.org/10.30838/EP.205.305-310>.
2. BOBST: 125 years of packaging production. *Packaging journal* [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://packaging-journal.de/bobst-125-jahre-verpackungsherstellung/>.
3. Rotary Die Cutting Machine. *Canghai Machinery* [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://canghaimachinery.en.made-in-china.com/product/lvknTcHyYDrR/China-Rotary-Die-Cutting-Machine-Manufacturers.html>.
4. Die board cutting machine. *Perfect Laser* [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.perfectlaser.net/die-board/die-board-cutting.html>.
5. Saga MHC 4560 Digital Die Cutting Flatbed. *JC Machinery* [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://jcmachinery.in/saga-mhc-4560-digital-die-cutting-flatbed/>.
6. Manual and automatic die cutting & creasing machine SZ1300. *Shenda Paper Cutter* [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.shenda-paper-cutter.com/showroom/manual-and-automatic-die-cutting-creasing-machine-sz1300-.html>.
7. Century MWB-1450Q with stripping semi-auto flatbed die cutter. *Eureka Machinery* [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.eureka-machinery.com/hot-new-products-cardboard-die-cutting-machine-century-mwb-1450q-with-stripping-semi-auto-flatbed-die-cutter-eureka-product/>.
8. Automatic flatbed die cutter. *Century Pack International* [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://centurypack-intl.com/3-4-automatic-flatbed-die-cutter/223417/>.
9. Пат. 5997453 США. Clamshell press having shiftable honeycomb chase / Robert G. Weidhaas, Sr., Matthew S. Amburg, Robert G. Weidhaas, Jr. ; власник Presco Industries, Inc. – заявл. 15.04.1998 ; опубл. 07.12.1999. URL:

<https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/022029775/publication/US5997453A?q=pn%3DUS5997453A>.

10. Пат. 217597282 U Китай. A flat-bed die-cutting device / Zhang Yuchen ; власник Dongguan Weitian Intelligent Equipment Co., Ltd. – заявл. 16.06.2022 ; опубл. 18.10.2022. URL:

<https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/083589712/publication/CN217597282U?q=pn%3DCN217597282U>.

11. Пат. 3185019 B2 Японія. Press cutting machine and cutting die / власник Wacoal Corp. – заявл. 14.11.1997 ; опубл. 09.07.2001. URL:

<https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/018035446/publication/JP3185019B2?q=pn%3DJP3185019B2>.

12. Пат. 101112800 B Китай. Sheet die-cutting and embossing machine with adjustable die-cutting or embossing pressure / власник Heidelberger Druckmaschinen Aktiengesellschaft. – заявл. 26.07.2007 ; опубл. 25.07.2012. URL: <https://patents.google.com/patent/CN101112800B/en>.

13. Пат. 10-2015-0055369 Республіка Корея. Die cutting press machine and method for cutting film with the same / Kim Jong Sik. – заявл. 13.11.2013 ; опубл. 21.05.2015. URL:

<https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/053390983/publication/KR20150055369A?q=pn%3DKR20150055369A>.

14. Бодрова Л. Г. та ін. Технологія конструкційних матеріалів та матеріалознавство. Розділ «Матеріалознавство» : навч. посібник. Тернопіль : ТНТУ, 2023. 157 с. URL: <http://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/41575>.

15. ДСТУ EN 10083-2:2008. Сталі для гартування та відпускання. Частина 2. Технічні умови постачання нелегованих сталей (EN 10083-2:2006, IDT). К. : ДП «УкрНДНЦ», 2008. 31 с.

16. Стрелець В. В. Деталі машин та основи конструювання : конспект лекцій. Суми : Сумський державний університет, 2022. 150 с. URL: <https://essuir.sumdu.edu.ua/server/api/core/bitstreams/d3d879cf-7df4-44d1-902f-4b7254a3b7bf/content>.

17. Заховайко О. П. Теорія механізмів і машин : курс лекцій для студентів спеціальності «Динаміка і міцність машин». К. : НТУУ «КПІ», 2010. 243 с. URL: <https://mmi-dmm.kpi.ua/images/pdf/personnel/Zakhov/Lectures.pdf>.
18. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин : підручник. Київ : Наукова думка, 2002. 663 с. URL: https://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/2021/Kinitsky_2002_661.pdf.
19. Писаренко Г. С., Квітка О. Л., Уманський Е. С. Опір матеріалів : підручник / за ред. Г. С. Писаренка. 2-ге вид., допов. і переробл. К. : Вища школа, 2004. 655 с. URL: <https://btpm.nmu.org.ua/ua/download/%D0%9F%D0%B8%D1%81%D0%B0%D1%80%D0%B5%D0%BD%D0%BA%D0%BE%20%D0%93.%D0%A1.%20%D0%9E%D0%BF%D1%96%D1%80%20%D0%BC%D0%B0%D1%82%D0%B5%D1%80%D1%96%D0%B0%D0%BB%D1%96%D0%B2.pdf>.
20. Rotary Servomotors SGM7G-30A7A61. Yaskawa [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://www.yaskawa.eu.com/motion-control/Sigma-7/s7-rotary-servomotors/productdetail/product/sgm7g-30a7a61_5783.
21. Uicker J. J. Jr., Pennock G. R., Shigley J. E. Theory of Machines and Mechanisms. 5th ed. New York : Oxford University Press, 2017. 928 p. URL: [https://ftp.idu.ac.id/wp-content/uploads/ebook/tdg/DESIGN%20SISTEM%20DAYA%20GERAK/Theory%20of%20Machines%20and%20Mechanisms%20\(%20PDFDrive%20\).pdf](https://ftp.idu.ac.id/wp-content/uploads/ebook/tdg/DESIGN%20SISTEM%20DAYA%20GERAK/Theory%20of%20Machines%20and%20Mechanisms%20(%20PDFDrive%20).pdf).
22. Рудь Ю. С. Основи конструювання машин : підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2-ге вид., переробл. Кривий Ріг : Видавець ФО-П Чернявський Д. О., 2015. 492 с. URL: https://lib.iitta.gov.ua/id/eprint/706451/1/%D0%A0%D1%83%D0%B4%D1%8C_%D0%AE.%D0%A1.%D0%9E%D1%81%D0%BD%D0%BE%D0%B2%D0%B8%20%D0%BA%D0%BE%D0%BD%D1%81%D1%82%D1%80%D1%83%D1%8E%D0%B2%D0%B0%D0%BD%D0%BD%D1%8F_2015.pdf.
23. Романюк О. Д. Теорія механізмів і машин : конспект лекцій (для напрямів підготовки: 6.050502 «Інженерна механіка», 6.050503 «Машинобудування», 6.070106 «Автомобільний транспорт»). Дніпродзержинськ : ДДТУ, 2016. 112 с. URL: <https://www.dstu.dp.ua/Portal/Data/1/5/1-5-kl15.pdf>.

24. ДСТУ ISO 281:2017. Вальниці кочення. Динамічна вантажопідіймальність і номінальна довговічність (ISO 281:2007, IDT). [Чинний від 2018-01-01]. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2018. 59 с. (Національний стандарт України).
25. Регей І. І. Споживче картонне пакування (матеріали, проектування, обладнання для виготовлення) : навч. посіб. Львів : УАД, 2011. 144 с.

СПЕЦИФІКАЦІЯ ДО СКЛАДАЛЬНОГО КРЕСЛЕНИКА ПРЕСУ

Таблица А. 1

[illegible]

[illegible]

ТЕЗИ ДОПОВІДІ НА МІЖНАРОДНІЙ НАУКОВО-ПРАКТИЧНІЙ КОНФЕРЕНЦІЇ «ДРУКАРСТВО МОЛОДЕ»

III. УСТАТКУВАННЯ

Література/References:

1. Inking system. *PrintWiki*. Retrieved from https://printwiki.org/Inking_System [in English].
2. Prinect inking system. *Heidelberg*. Retrieved from <https://www.heidelberg.com> [in English].
3. Fluid dispensing systems. *Graco Inc.* Retrieved from <https://www.graco.com> [in English].
4. Precision dispensing systems. *Nordson EFD*. Retrieved from <https://www.nordson.com> [in English].
5. *Ultra Dispense Automatic Ink Dispenser. Systematic Automation*. Retrieved from <https://systauto.com/screen-printing-machines/prINTER-add-ons/automatic-ink-dispenser/> [in English].

УДК 686.12.056

© Тимофій Кришталь, студент 4-го курсу, НН ВПІ КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна, 2026 р.

Науковий керівник: А. І. Іванко, канд. техн. наук, доц., НН ВПІ КПІ ім. Ігоря Сікорського



КОНСТРУКЦІЯ ПРИВОДІВ ШТАНЦОВАЛЬНОГО ПРЕСА

В статті проаналізовано конструкції приводів штанцювальних пресів. Виявлено позитивні та негативні явища, що впливають на процес штанцювання картонних розгортки.

Ключові слова: привод; картонна розгортка; динамічні навантаження; штанцювальний прес; пакування; кінематична схема; комбінований механізм.

The article analyzes the designs of drives for die-cutting presses. Positive and negative phenomena affecting the process of die-cutting cardboard webs are identified.

Keywords: drive; cardboard web; dynamic loads; die-cutting press; packaging; kinematic diagram; combined mechanism.

Ключове місце у циклі виробництва картонної тари займає обладнання для плоского штанцювання. Стрімкий розвиток ринку екологічного пакування та постійне

III. УСТАТКУВАННЯ

зростанням вимог до точності геометричних параметрів виробів вимагає удосконалювати існуюче обладнання та проектувати нове.

Запропоновано методику покращення кінематичних характеристик штанцювального преса шляхом моделювання роботи комбінованого механізму [1]. Часові інтервали повороту кривошипа, необхідні для забезпечення руху зі змінною швидкістю сервопривода відбуваються шляхом подачі імпульсів двигуна. За допомогою запропонованої методики можливо коригувати закон руху механізму, покращувати його кінематичні та енергосилові характеристики. Це сприятиме підвищенню довговічності механізму та забезпечить більш плавний рух виконавчих ланок.

Спроектований стенд штанцювального преса із механізмом привода натискної плити, що передбачає застосування універсального приводу (двигуна, пасових передач) [2]. Отримані дані щодо крутного моменту на приводному валу механізму при висіканні вздовж та поперек волокон для діапазону товщин картону 0,3–0,7 мм висікальними лінійками з радіусом заокруглення крайки леза 9 мкм. При висіканні картону поперек волокон значення крутного моменту на приводному валу комбінованого механізму приводу натискної плити для картону хромерзац приблизно на 18 % більше, ніж при висіканні вздовж волокон.

Двигун штанцювального преса повинен акумулювати енергію та передати її маховику для наступної циклічної дії.

Потужність електродвигуна становить: $N = \frac{A \cdot n}{60 \cdot \eta}$, де n —

кількість циклів за хвилину; η — ККД механічних передач. Відповідно крутний момент на валу зазвичай розраховується за формулою: $M = F \cdot r$, де: F — зусилля штанцювання (залежить від фізико-механічних характеристик матеріалу та його товщини); r — радіус кривошипа.

Сучасні виробничі лінії потребують високої швидкості роботи при збереженні ідеальної чистоти зрізу, ліній бігування та перфорації. Тому вивчення кінематичних



схем та принципів функціонування преса для плоского штамцювання є актуальним. Особлива увага приділена взаємодії різальних елементів штамп-форми з контрплатою, механізмам циклічної подачі аркушевого матеріалу (картону), а також системі регулювання робочого зазору, що забезпечує рівномірний розподіл зусилля по всій площині заготовки.

Привод штамцювального преса перетворює обертальний рух двигуна на поступальний рух основного виконавчого механізму — плити. Від його типу залежить зусилля штамцювання та продуктивність роботи обладнання.

Кривошипно-шатунний механізм тигельного преса вміщує в собі систему зубчастих коліс та маховик, який накопичує інерцію. Обертний рух передається на кривошип і шатуни, які переміщують рухомих плит. За рахунок інерції маховика можуть виникати значні удари плити із штамцювальними інструментами. Хоча проста конструкція привода є великою перевагою, однак величезні сили удару плити, високий рівень вібрації та шуму вимагають модернізувати штамцювальне обладнання такого типу.



Література/References:

1. Kandiak, N., & Ostafiyuk, Y. (2025). Pокrashchennia kinematychnykh kharakterystyk pryvoda shtantsiuvального преса iz kombinovanim kryvoshypno-povzunnym mekhanizmom [Improvement of kinematic characteristics of the die-cutting press drive with a combined crank-slider mechanism]. *Technical Sciences and Technologies*, (3(41)), 54–62. [https://doi.org/10.25140/2411-5363-2025-3\(41\)-54-62](https://doi.org/10.25140/2411-5363-2025-3(41)-54-62) [in Ukrainian].
2. Ternytskyi, S. V., Kandiak, N. M., Vlach, V. V. & Palamar, O. O. (2018). Kombinovanyi mekhanizm pryvodu natysknoi plyty ploskoho shtantsiuvального преса (eksperymentalna otsinka navantazhen) [Combined drive mechanism of the pressure plate of a flat stamping press (experimental assessment of loads)]. *Naukovi zapysky*, 1(56), 11–19. Retrieved from <https://nz.uad.lviv.ua/static/media/1-56/3.pdf> [in Ukrainian].

УДК 686.12.056

© **Вадим Гарус**, студент 4-го курсу, НН ВПІ КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна, 2026 р.
Науковий керівник: А. І. Іванко, канд. техн. наук, доц., НН ВПІ КПІ ім. Ігоря Сікорського

ПНЕВМАТИЧНИЙ ПРИВОД ШТАНЦЮВАЛЬНИХ МАШИН

В статті розглянуто способи використання пневматичних циліндрів для переміщення натискної плити у штамцювальних машинах.

Ключові слова: привод; пневматичний циліндр; натискна плита; штамцювальна машина; картонна розгортка; механізм.

The article discusses the methods of using pneumatic cylinders to move the pressure plate in die-cutting machines.

Keywords: drive; pneumatic cylinder; pressure plate; die-cutting machine; cardboard blanks; mechanism.

Пневматичний привод у штамцювальних машинах може використовуватися як комбінована система, що забезпечує переміщення виконавчих органів, зокрема натискної плити. Також пневматичні механізми використовуються для допоміжних операцій: подачі матеріалу, фіксації аркушів та загальної синхронізації рухів виконавчих ланок.

Принцип дії пневматичного привода базується на використанні енергії стисненого повітря, яка перетворюється у механічний поступальний або обертальний рух [1, 2]. Стиснене повітря через систему підготовки надходить до розподільчих клапанів, що керують напрямом руху. Для нашого випадку, при штамцюванні машина повинна виконувати наступні операції:

- подача та переміщення картонної розгортки допоміжними механізмами;
- фіксація картонної розгортки у робочій зоні;
- процес циклічної дії натискної плити;
- демпфування ударних навантажень;

