

**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 механізму натискної плити штанцювальної машини

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

_____ Гарус Вадим Андрійович _____
(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 доцент кафедри ТПВ, к.т.н., доц. Золотухіна К. 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

Гарусу Вадиму Андрійовичу

1. Тема проєкту: «Удосконалення механізму натискної плити штанцювальної машини», затверджено відповідно до наказу. Наказ № 1860-с від 25.05.2026 р для стаціонару СМ-21.
2. Термін подання студентом проєкту: 05 червня 2026 року.
3. Вихідні дані до проєкту: механізм натиску плити штанцювальної машини; матеріал заготовки – картон; товщина картону – 2,0 мм; внутрішній прямокутний контур – 180 × 120 мм; питомий опір прорізуванню – 1,2 Н/мм²; кількість пневмоциліндрів – 4; робочий тиск пневмосистеми – 0,6 МПа; діаметр поршня – 40 мм; діаметр штока – 16 мм; хід штока – 50 мм
4. Зміст пояснювальної записки: огляд штанцювальних машин і механізмів переміщення та натискання плити; аналіз пневматичного штанцювального пристрою; визначення навантажень під час прорізування картону; розрахунок параметрів пневмоциліндрів, робочого тиску та витрати повітря; перевірка працездатності, синхронізації, технологічності й ремонтпридатності механізму.
5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо): кінематичні схеми існуючих механізмів; два складальні креслення удосконаленого пневматичного штанцювального пристрою;

деталювання основних конструктивних елементів механізму натиску; плакат із результатами розрахунків і схемою синхронізації пневмоциліндрів

6. Дата видачі завдання: 01 березня 2026 року.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проєкту	Термін виконання етапів проєкту	Примітка
1.	Аналіз завдання та джерел	13.03.2026	Виконано
2.	Огляд штанцювальних машин і механізмів натиску	20.03.2026	Виконано
3.	Аналіз пневматичного штанцювального пристрою	10.04.2026	Виконано
4.	Розрахунок зусилля та параметрів пневмоприводу	21.04.2026	Виконано
5.	Перевірка працездатності й витрати повітря	05.05.2026	Виконано
6.	Аналіз синхронізації та рівномірності натиску	15.05.2026	Виконано
7.	Підготовка креслеників та ілюстрацій	29.05.2026	Виконано
8.	Оформлення записки, висновків і додатків	02.06.2026	Виконано
9.	Подання дипломного проєкту на кафедру	03.06.2026	Виконано

Студент

Вадим ГАРУС

Керівник проєкту

Андрій ІВАНКО

Реферат

Гарус Вадим Андрійович

«Удосконалення механізму натискної плити штанцювальної машини»

Національний технічний університет України «КПІ ім. Ігоря Сікорського»
кафедра машин та агрегатів поліграфічного виробництва, 2026

138 стор., 12 рис., 23 табл., бібліогр.: 27 назв, зокрема 7 патентних джерел.

Проведено аналіз штанцювальних машин і пристроїв, що забезпечують переміщення та натискання плити під час оброблення картонних заготовок. Розглянуто призначення, класифікацію та конструктивні особливості штанцювального обладнання, охарактеризовано механізми й приводи, які застосовуються для формування робочого зусилля, а також визначено чинники, що впливають на точність, рівномірність і стабільність натискання плити.

Проаналізовано конструкцію пневматичного штанцювального пристрою та обґрунтовано доцільність використання механізму натиску з чотирма синхронізованими пневмоциліндрами. Така схема забезпечує розподілене прикладання сили до рухомої плити, зменшує ризик її перекосу та створює умови для стабільного прорізування внутрішнього контуру в картонній заготовці.

Виконано розрахунок зусилля висікання картону, визначено навантаження на один пневмоциліндр, потрібний робочий тиск, параметри пневматичного приводу, корисне зусилля прямого та зворотного ходу, коефіцієнт запасу за силою і витрату стисненого повітря. Для розрахунку прийнято внутрішній прямокутний контур розміром 180×120 мм, товщину картону 2,0 мм і питомий опір прорізуванню $1,2 \text{ Н/мм}^2$. Визначено, що розрахункове сумарне зусилля висікання з урахуванням поправкових коефіцієнтів становить 2003,76 Н, а сумарне корисне зусилля чотирьох пневмоциліндрів за робочого тиску 0,6 МПа дорівнює 2714,32 Н.

Проведено перевірку працездатності удосконаленого механізму натиску за силовими параметрами, запасом за зусиллям, умовами синхронізації руху

пневмоциліндрів і витратою повітря. Встановлено, що запропонована конструктивна схема забезпечує необхідне технологічне навантаження для прорізування внутрішнього контуру в картоні, підвищує рівномірність натискання плити та може бути використана під час модернізації штанцювальних пристроїв.

Ключові слова: штанцювальна машина, механізм натиску, пневмоциліндр, картон, висікання, внутрішній контур, робочий тиск, синхронізація, пневматичний привід, штанцювальна форма.

Abstract

Harus Vadym. Improvement of the die-cutting machine pressure plate mechanism
National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic
Institute”, Department of Printing Machines and Automated Complexes, 2026

138 pages, 12 figures, 23 tables, bibliography: 27 titles, including 7 patent sources.

An analysis of die-cutting machines and devices that provide movement and pressing of the plate during the processing of cardboard blanks was carried out. The purpose, classification, and structural features of die-cutting equipment were considered, mechanisms and drives used to generate the working force were characterized, and the factors affecting the accuracy, uniformity, and stability of plate pressing were determined.

The design of a pneumatic die-cutting device was analyzed, and the use of a pressing mechanism with four synchronized pneumatic cylinders was substantiated. This scheme provides distributed force application to the movable plate, reduces the risk of plate misalignment, and creates conditions for stable cutting of an internal contour in a cardboard blank.

The cutting force of cardboard was calculated, the load on one pneumatic cylinder, required operating pressure, pneumatic drive parameters, useful force during the forward and return strokes, force safety factor, and compressed air consumption were determined. An internal rectangular contour of 180×120 mm, cardboard thickness of 2.0 mm, and specific cutting resistance of 1.2 N/mm^2 were adopted for the calculation. It was determined that the calculated total cutting force, taking into account correction factors, is 2003.76 N, while the total useful force of four pneumatic cylinders at an operating pressure of 0.6 MPa is 2714.32 N.

The operability of the improved pressing mechanism was verified according to force parameters, force reserve, synchronization conditions of pneumatic cylinder movement, and air consumption. It was established that the proposed structural scheme provides the

required technological load for cutting an internal contour in cardboard, improves the uniformity of plate pressing, and can be used for the modernization of die-cutting devices.

Keywords: die-cutting machine, pressing mechanism, pneumatic cylinder, cardboard, die-cutting, internal contour, operating pressure, synchronization, pneumatic drive, die-cutting form.

ЗМІСТ

Реферат _____	4
Abstract _____	6
Вступ _____	10
Розділ 1. Огляд штанцювальних машин і пристроїв, що забезпечують переміщення та натискання плити _____	14
1.1. Призначення та класифікація штанцювальних машин _____	14
1.2. Конструктивні особливості штанцювальних машин плоскопресового типу _____	18
1.3. Аналіз механізмів і приводів, що забезпечують переміщення плити _____	23
1.4. Порівняльна характеристика виконавчих механізмів натискання плити _____	29
1.5. Чинники, що впливають на точність, рівномірність і стабільність натискання _____	32
Висновки до розділу 1 _____	35
Розділ 2. Аналіз конструкції пневматичного штанцювального пристрою _____	37
2.1. Будова та принцип роботи пневматичного штанцювального пристрою _____	37
2.2. Аналіз конструктивної схеми механізму натиску _____	43
2.3. Визначення навантажень під час прорізування внутрішнього контуру в картоні _____	50
2.4. Аналіз умов синхронізації роботи чотирьох пневмоциліндрів _____	58
2.5. Технічні вимоги до удосконаленого механізму натиску _____	59
Висновки до розділу 2 _____	64
Розділ 3. Розрахунок пневматичного механізму натиску _____	66
3.1. Вхідні дані для розрахунку _____	66
3.2. Розрахунок зусилля висікання картону _____	70

3.3. Розподіл навантаження між чотирма пневмоциліндрами _____	78
3.4. Визначення потрібного тиску та параметрів пневмоциліндрів _____	85
3.5. Перевірка працездатності механізму натиску _____	94
3.6. Аналіз синхронізації роботи пневмоциліндрів _____	104
Висновки до розділу 3 _____	113
Розділ 4. Оцінювання ефективності запропонованого пневматичного механізму _____	115
4.1. Оцінювання рівномірності натиску при роботі чотирьох пневмоциліндрів _____	115
4.2. Вплив синхронізації на точність прорізування внутрішнього контуру _____	116
4.3. Оцінювання технологічності конструкції та ремонтпридатності _____	117
Висновки до розділу 4 _____	118
Висновки _____	119
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ _____	123
Патенти _____	126
Додатки _____	122

ВСТУП

Поліграфічне та пакувальне виробництво висуває до штанцювального обладнання вимоги, пов'язані з точністю прорізування контурів, стабільністю геометрії заготовки, повторюваністю технологічного циклу та можливістю регулювання робочого зусилля відповідно до властивостей матеріалу. Для машин і пристроїв, що виконують висікання картону, визначальним є механізм натиску, який формує робоче навантаження та передає його на штанцювальну форму. Від характеру роботи цього вузла залежать рівномірність входження різальної кромки в матеріал, повнота прорізування внутрішнього контуру, ресурс виконавчих елементів і стабільність роботи обладнання в повторюваних циклах.

Штанцювання є однією з базових операцій виготовлення картонного пакування, етикеткової продукції, рекламних виробів, обкладинок, вкладок, фігурних елементів і заготовок складної конфігурації. У межах цієї операції можуть виконуватися висікання зовнішнього контуру, прорізування внутрішніх вікон, бігування, перфорація, надсікання та формування технологічних отворів. Для внутрішнього контуру особливо значущими є рівномірність натиску та точність переміщення робочої форми, оскільки неповне прорізування навіть на окремій ділянці призводить до браку заготовки або потреби в додатковому ручному доопрацюванні.

У традиційних штанцювальних машинах механізми натиску можуть будуватися на основі кривошипно-шатунних, кулачкових, важільних, гвинтових, гідравлічних або пневматичних приводів. Кожне з цих рішень має власну сферу ефективного застосування. Механічні схеми забезпечують високу циклічність і значне силове підсилення, однак часто потребують складного регулювання, точного виготовлення кінематичних пар і контролю зношування. Гідравлічні системи дають змогу створювати значні зусилля, але ускладнюють обслуговування та потребують підвищеної герметичності. Пневматичний привід має нижчу позиційну жорсткість порівняно з механічними й гідравлічними системами, проте відзначається

простотою конструкції, доступністю стандартних виконавчих елементів, зручністю керування та можливістю регулювання сили натиску через зміну тиску стисненого повітря.

Актуальність удосконалення механізму натиску плити штанцювальної машини зумовлена потребою в конструктивному рішенні, яке поєднує достатнє технологічне зусилля, рівномірний розподіл навантаження, простоту обслуговування та можливість адаптації до різних режимів прорізування картону. Для операцій, пов'язаних із прорізуванням внутрішніх контурів, доцільним є використання пневматичного механізму з кількома синхронізованими пневмоциліндрами. Така схема дає змогу передавати зусилля не в одній центральній точці, а через кілька опорних зон рухомої плити, що зменшує ризик перекосу штанцювальної форми та підвищує рівномірність натиску по довжині різальної лінії.

Метою роботи є удосконалення механізму натиску плити штанцювальної машини шляхом обґрунтування пневматичної конструктивної схеми з чотирма синхронізованими пневмоциліндрами, розрахунку навантажень під час прорізування внутрішнього контуру в картоні та перевірки працездатності запропонованого рішення.

Для досягнення мети передбачено розв'язання таких завдань: проаналізувати призначення, класифікацію та конструктивні особливості штанцювальних машин; охарактеризувати механізми й приводи, що забезпечують переміщення та натиск плити; визначити чинники, які впливають на точність, рівномірність і стабільність натиску; проаналізувати конструкцію пневматичного штанцювального пристрою; визначити навантаження під час прорізування внутрішнього контуру в картоні; сформулювати технічні вимоги до удосконаленого механізму натиску; виконати розрахунок зусилля висікання, параметрів пневмоциліндрів, робочого тиску та витрати повітря; перевірити працездатність механізму за силовими параметрами;

оцінити вплив синхронізації роботи чотирьох пневмоциліндрів на точність прорізування.

Об'єктом дослідження є процес формування та передавання зусилля натиску в штанцювальному пристрої під час прорізування внутрішнього контуру в картонній заготовці.

Предметом дослідження є конструктивна схема, силові параметри, пневматичний привід і умови синхронної роботи чотирьох пневмоциліндрів механізму натиску плити штанцювальної машини.

Методичну основу роботи становлять аналіз технічних джерел щодо штанцювального обладнання, порівняльне оцінювання виконавчих механізмів натиску, інженерні методи визначення зусилля висікання картону, розрахунок параметрів пневмоциліндрів, перевірка силового запасу, оцінювання витрати стисненого повітря та аналіз умов синхронізації руху виконавчих елементів. Такий підхід дає змогу перейти від загального огляду штанцювальних машин до конкретного розрахунку пневматичного механізму натиску, орієнтованого на виконання заданої технологічної операції.

Практичне значення одержаних результатів полягає в можливості використання запропонованої схеми під час модернізації або проєктування штанцювальних пристроїв для оброблення картонних заготовок із внутрішніми прорізами. Застосування чотирьох пневмоциліндрів дає змогу забезпечити розподілене прикладання сили, регулювання робочого тиску, спрощення конструкції приводу та підвищення ремонтпридатності. Результати розрахунків можуть бути використані для вибору типорозміру пневмоциліндрів, визначення потрібного тиску, перевірки запасу за силою та уточнення вимог до синхронізації рухомої плити.

Побудова роботи підпорядкована логіці переходу від огляду штанцювальних машин до розрахунку конкретного пневматичного механізму натиску. У першому розділі розглянуто призначення, класифікацію, конструктивні особливості

штанцювальних машин і чинники, що впливають на точність натиску. У другому розділі проаналізовано конструкцію пневматичного штанцювального пристрою, визначено попередні навантаження під час прорізування внутрішнього контуру в картоні та сформовано технічні вимоги до удосконаленого механізму. У третьому розділі виконано розрахунок зусилля висікання, параметрів пневмоциліндрів, робочого тиску, витрати повітря, запасу за силою та умов синхронізації. У четвертому розділі оцінено рівномірність натиску, вплив синхронізації на точність прорізування, технологічність і ремонтпридатність запропонованого рішення.

РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ШТАНЦЮВАЛЬНИХ МАШИН І ПРИСТРОЇВ, ЩО ЗАБЕЗПЕЧУЮТЬ ПЕРЕМІЩЕННЯ ТА НАТИСКАННЯ ПЛИТИ

1.1. Призначення та класифікація штанцювальних машин

Штанцювальні машини призначені для виготовлення плоских заготовок паковань, етикеткової та іншої поліграфічної продукції шляхом локального силового впливу інструмента на аркушевий або рулонний матеріал. Функціонально таке обладнання забезпечує не лише висікання зовнішнього контуру, а й бігування, перфорацію, надсікання, висікання вікон, тиснення та суміжні оздоблювальні операції, що формують готову розгортку або напівфабрикат для наступного складання. Для технічної оцінки цих машин визначальними є технологічне зусилля, жорсткість силового контуру, характер переміщення робочих органів і узгодженість кінематики приводу з параметрами матеріалу. Саме тому штанцювальна машина розглядається не лише як окремий прес, а як система, в якій конструкція станини, механізм натискання, подача заготовки та допоміжні пристрої спільно забезпечують точність формоутворення і стабільність циклу [1]-[3].

Узагальнення основних класифікаційних ознак штанцювальних машин подано в (Табл. 1.1). Для теми удосконалення механізму натискання плити найбільш значущою є класифікація за конструкцією робочої зони та способом створення зусилля, оскільки саме вона визначає тип виконавчого механізму, закон руху плити, розподіл навантаження по площі контакту та допустимий діапазон продуктивності [4]-[7].

Таблиця 1.1 - Класифікація штанцювальних машин

Класифікаційна ознака	Види штанцювальних машин	Характеристика
За принципом взаємодії робочих органів	Плоскопресові (тигельні); плоскоциліндрові; ротаційні	У плоскопресових машинах силовий вплив реалізується між двома робочими поверхнями плоского типу; у плоскоциліндрових - між

		плоскою формою та натискним циліндром; у ротаційних - між циліндричними робочими органами
За видом матеріалу	Для паперу; картону; мікро- і гофрокартону; ламінованих матеріалів; напівжорстких пластиків	Конструкція машини та параметри натискання узгоджуються з товщиною, жорсткістю, пружнов'язкими властивостями та структурою матеріалу
За способом подачі матеріалу	Аркушеві; рулонні	Аркушеві машини характерні для пакування і комерційної поліграфії; рулонні - для високошвидкісних ліній і безперервного перероблення матеріалу
За рівнем автоматизації	Ручні; напівавтоматичні; автоматичні	Різняться способом завантаження, виведення заготовок, видалення облоя, зміни замовлення та контролю робочого циклу
За функціональним призначенням	Висікальні; висікально-бігувальні; висікально-перфораційні; комбіновані з тисненням та видаленням облоя	Окремі машини поєднують кілька операцій в одному циклі, що знижує кількість переналагоджень і підвищує технологічну цілісність процесу
За типом виконавчого механізму натискання	Кривошипно-шатунні; кулачково-роликові; кулачково-важільні; гвинт-гайка; комбіновані кулачково-розклинювальні	Тип механізму визначає закон переміщення плити, швидкісний режим, пікове зусилля, плавність входження в контакт і ресурс навантажених елементів

Джерело: систематизовано за [1]-[20].

Найбільш традиційною є класифікація за принципом взаємодії робочих органів. Плоскопресові, або тигельні, машини формують зусилля між плоскою штанцювальною формою і плоскою натискною плитою. Їхньою перевагою є простота реалізації великого контактного зусилля на обмеженій площі, технологічна придатність до точного висікання складних контурів і зручність при

роботі з плоскою формою [4]. Водночас при такій схемі на перший план виходять жорсткість системи, точність паралельності плит і характер зміни швидкості плити поблизу робочого ходу [5]. Саме для цього класу машин особливої ваги набувають конструкції з кулачково-роликівим, кулачково-важільним, гвинтовим або комбінованим приводом натискної плити [8]-[10].

Плоскоциліндрові машини поєднують плоску штанцювальну форму з натискним циліндром, що перекочується по робочій зоні. Така схема дає змогу зменшити миттєве навантаження в зоні контакту порівняно з повноплощинним стиском двох плит і, за належного вибору кінематики, забезпечити більш рівномірний перебіг циклу. У сучасних дослідженнях підкреслено, що плоскоциліндровий принцип здатний поєднувати переваги плоского та ротаційного способів штанцювання, зберігаючи зручність плоскої форми та підвищуючи продуктивність [6], [7]. Для таких машин визначальними є параметри переміщення натискного циліндра, раціональна компоновка приводу та забезпечення пауз у крайніх положеннях, необхідних для подачі й виведення матеріалу [6], [7].

Ротаційні штанцювальні машини реалізують процес у безперервному або квазібезперервному режимі, коли різальний інструмент розташовується на циліндричному носії, а матеріал проходить через контактну зону в русі. Саме тому вони найкраще відповідають умовам високопродуктивного виготовлення однотипної продукції, зокрема в рулонних технологічних лініях. За даними виробників пакувального обладнання, у галузевій практиці ротаційні та плоскі штанцювальні машини співіснують як дві базові конструктивні платформи, причому плоскі машини зберігають перевагу за універсальністю та якістю складного контуру, а ротаційні - за швидкістю та інтеграцією в потокові лінії [15]-[17].

Класифікація за видом матеріалу є не менш суттєвою, оскільки механічні характеристики заготовки безпосередньо впливають на допустиму величину натискання, форму інструмента, параметри бігувальних елементів і вибір приводу.

Офіційні технічні описи сучасних машин виокремлюють папір, картон, гофрокартон, важкий суцільний картон, ламінати та напівжорсткі пластики як основні групи матеріалів, для яких налаштовуються різні режими висікання і бігування [15]. Для малих і середніх форматів у постдрукарському опорядженні додатково підкреслюється придатність плоских машин до роботи з папером, картоном, мікрогофрокартоном і пластиками, що розширює їх функціональне застосування в поліграфічному та пакувальному виробництві [18]. Водночас спеціалізовані високоавтоматизовані плоскі машини веб-типу орієнтовані на високі швидкості та оброблення поширених типів картону, включаючи ламіновані та перероблені марки [19].

Класифікація за способом подачі матеріалу поділяє машини на аркушеві та рулонні. Аркушевий спосіб є типовим для виробництва картонних розгорток, де потрібні точне базування листа, стабільне позиціонування та можливість оброблення форматно змінної продукції. Рулонний спосіб характерний для ліній, де критичними є безперервність руху полотна та висока продуктивність. У технологічних дослідженнях зазначено, що flatbed die-cutting зазвичай є sheet-fed, тоді як rotary die-cutting зазвичай реалізується як reel-fed, хоча в промисловості існують і гібридні варіанти застосування обох підходів [16], [17], [19].

За рівнем автоматизації штанцювальні машини поділяються на ручні, напівавтоматичні та автоматичні. Для сучасного пакувального виробництва визначальними вже є не стільки базові можливості висікання, скільки інтеграція автоматичного самонакладу, секцій відділення облоя, систем виведення готових заготовок, засобів швидкої переналагоди та цифрових сервісів контролю. Саме тому у промисловій номенклатурі великих виробників один і той самий принцип штанцювання представлений лінійками з різним рівнем продуктивності й автоматизації [15]-[18]. Це означає, що класифікація за кінематичною схемою повинна доповнюватися класифікацією за рівнем автоматизованого супроводу

циклу, бо саме така комбінація дає повне уявлення про реальні експлуатаційні можливості обладнання.

Для теми удосконалення механізму натискання плити найбільш прикладне значення має класифікація за типом виконавчого механізму. У плоских штанцювальних пресах застосовуються кривошипно-шатунні, кулачково-роликові, кулачково-важільні, гвинтові та комбіновані механізми. Їх відмінність полягає не лише у будові, а й у характері закону руху натискної плити, наявності або відсутності вертикальної складової зміщення, зміні швидкості в зоні контакту та можливості формування обмеженого або регульованого робочого ходу [4], [5], [8]-[14]. Новітні дослідження українських авторів спрямовані на вдосконалення саме цього вузла: через механізми з передачею «гвинт-гайка», через преси з обмеженим ходом натискної плити та через комбіновані кулачково-розклинювальні системи, які мають підвищувати стабільність, вертикальність руху, енергоефективність та ресурс навантажених поверхонь [9]-[14].

Отже, призначення штанцювальної машини полягає у точному силовому формоутворенні плоскої заготовки з одночасним виконанням допоміжних операцій, а її класифікація повинна враховувати конструкцію робочої зони, вид матеріалу, спосіб подачі, рівень автоматизації та тип виконавчого механізму. Для подальшого дослідження механізму натискання плити найбільш релевантними є плоскопресові та плоскоциліндрові машини, оскільки саме в цих системах параметри приводу безпосередньо визначають точність штанцювання, жорсткість силового контуру, характер динамічного навантаження та ресурс основних деталей [4]-[7], [13], [14].

1.2. Конструктивні особливості штанцювальних машин плоскопресового типу

Штанцювальні машини плоскопресового типу належать до обладнання, у якому технологічний вплив на матеріал реалізується внаслідок зближення двох плоских робочих елементів - штанцювальної форми та натискної плити. У зоні їх

взаємодії забезпечуються висікання, бігування, перфорація, тиснення або комбіноване виконання кількох операцій за один цикл. Така конструктивна схема поширена у виробництві картонного пакування, етикеткової продукції та розгортки складного контуру, оскільки дає змогу поєднати високу точність формоутворення з достатньою універсальністю щодо конфігурації інструмента та асортименту матеріалів [1], [3], [18]-[20].

Головна конструктивна ознака плоскопресової штанцювальної машини полягає в наявності жорсткого силового контуру, в межах якого одна плита або форма залишається нерухомою, а друга здійснює робочий хід із формуванням необхідного тиску на матеріал. У найзагальнішому вигляді до складу такої машини входять станина, привід, передавальний механізм, натискна плита, штанцювальна форма, система подачі аркуша, механізм базування та транспортування матеріалу, вузол видалення відходів і приймальний пристрій. Для цього класу машин визначальними є жорсткість станини, точність взаємного розташування плит, стабільність траєкторії руху натискного органа та здатність конструкції сприймати значні циклічні навантаження без перекосів і втрати паралельності робочих поверхонь [2], [4], [5], [16], [17].

Станина плоскопресової машини виконує не лише опорну, а й силову функцію, оскільки саме через неї замикається основний потік навантажень, що виникають під час робочого ходу. Тому її конструкція, як правило, характеризується підвищеною жорсткістю, значною масою та раціональною просторовою компоновкою ребер і опорних елементів. На нерухомій частині силового контуру розміщується штанцювальна форма або опорна плита, тоді як рухома натискна плита повинна забезпечувати зближення з робочою поверхнею без паразитних кутових відхилень. Для плоскопресових пресів принциповим є досягнення строго плоскопаралельного руху натискної плити, оскільки навіть незначний перекоп змінює розподіл питомого тиску по полю контакту, погіршує якість прорізування та прискорює зношування елементів інструмента і приводу [4], [5], [6], [16], [17].

Центральним вузлом плоскопресової машини є механізм натискання плити, бо саме він визначає закон її переміщення, швидкість входження в контакт, характер наростання зусилля та умови зворотного ходу. У технічній літературі й сучасних розробках розглядаються кілька основних підходів до побудови цього вузла: кулачково-роликові, важільні, кривошипно-ланкові, комбіновані клинові, гвинтові та пневматичні схеми. Кулачково-роликові механізми забезпечують заданий закон руху й високий рівень кінематичної керованості, але потребують ретельного підбору матеріалів і контролю зношування контактних поверхонь. Гвинтові та комбіновані схеми орієнтовані на підвищення плавності ходу, перерозподіл навантаження та поліпшення умов регулювання натиску. Пневматичні рішення розглядаються як засіб одержання більш гнучкої зміни силового режиму за певних технологічних умов [4], [6], [9]-[17].

Для автоматичних плоскопресових машин характерна секційна побудова технологічного тракту. Після самонакладу аркуш надходить у подавальну частину, де здійснюється його захоплення, вирівнювання та передавання в зону позиціонування. Далі працює система базування, яка забезпечує точне суміщення аркуша з інструментом перед входом у штанцювальну секцію. У промислових описах сучасних плоскопресових машин ця ділянка тракту подається як сукупність подавального вузла, вхідної секції з механічним або динамічним реєструванням, власне плоскопресової секції, вузла видалення внутрішніх і крайових відходів та приймального пристрою, який формує стос готових аркушів або шар заготовок, з'єднаних перемичками [18]-[20].

Плоскопресова секція є ядром машини. У ній штанцювальна форма й опорна плита зближуються під дією приводу, а лист, утримуваний транспортною системою, зазнає локального або контурного руйнування матеріалу в місцях розташування різальних ліній та пружнопластичної деформації в місцях бігування. У сучасних машинах ця секція конструктивно поєднується з пристроями тонкого регулювання тиску, системами швидкої заміни інструмента, замиканням рам, а

також механізмами, що забезпечують повторюваність положення транспортувальних органів незалежно від спрацювання ланцюгів чи інших елементів приводу. За рахунок цього підвищується точність реєстрування, скорочується тривалість переналагодження та стабілізуються параметри готової продукції [18]-[20].

Після виконання штанцювання аркуш або шар заготовок надходить у секцію видалення відходів. Її конструкція може містити верхній інструмент для вибивання внутрішніх обрізків, центральну дошку видалення, нижні пальці або інші допоміжні елементи, що забезпечують відокремлення непотрібних частин від корисного контуру. Для частини машин додатково передбачають секцію відділення готових заготовок від решітки, а в приймальному пристрої - механізми формування стосу, безперервної заміни піддонів і стабілізації викладу. Такі конструктивні рішення особливо характерні для автоматичних пресів промислового призначення, де продуктивність і повторюваність процесу тісно пов'язані з мінімізацією ручних операцій [18]-[20].

Суттєвою рисою сучасних плоскопресових машин є інтеграція засобів регулювання та контролю. У технічних характеристиках промислових моделей зазначаються моторизоване регулювання тиску, системи швидкого фіксування рам у секціях штанцювання та видалення відходів, механізми підготовки наступного замовлення, змінні візки для інструмента, а також вузли безперервної подачі та приймання аркушів. Такі елементи не змінюють базової схеми машини, але істотно впливають на її експлуатаційні властивості: зменшують непродуктивні втрати часу, стабілізують якість, полегшують обслуговування та розширюють діапазон матеріалів, які можуть оброблятися на одному обладнанні [18], [19].

Конструктивні параметри плоскопресової машини перебувають у прямій залежності від формату аркуша, товщини матеріалу, допустимого зусилля натиску та цільової продуктивності. За даними виробників, сучасні автоматичні машини цього типу можуть працювати з картоном до 2000 г/м², гофрокартоном до 4 мм,

забезпечувати штанцювальний тиск на рівні 260-300 т і продуктивність близько 7500-8000 арк./год у листових системах або значно вищу частоту циклів у спеціалізованих web-fed модифікаціях. Такі показники досягаються лише за умови раціонального поєднання жорсткої станини, точної транспортної системи, стабільного механізму натискання та коректно організованих допоміжних секцій [18]-[20].

Отже, конструктивні особливості штанцювальних машин плоскопресового типу визначаються поєднанням жорсткого силового контуру, механізму керованого зближення плоских робочих органів, системи точного позиціонування аркуша та секцій видалення відходів і приймання готової продукції. Для подальшого аналізу механізму натискання плити першочергове значення мають структура приводу, закон руху натискної плити, умови забезпечення її плоскопаралельного переміщення та характер розподілу навантаження в робочій зоні, оскільки саме ці параметри визначають технічний потенціал удосконалення машини [4]-[6], [14]-[20].



Рисунок 1.1 – Конструктивна схема штанцювальної машини плоскопресового типу

На рисунку 1.1 подано узагальнену конструктивну схему штанцювальної машини плоскопресового типу, у якій відображено основні функціональні вузли, що формують технологічний цикл оброблення аркушевого матеріалу. Послідовність проходження аркуша охоплює самонаклад, подачу, базування та транспортування, штанцювальну секцію, вузол видалення відходів і приймальний пристрій. Центральне місце в конструкції займає штанцювальна секція, де під дією приводу механізму натискання забезпечується зближення натискної плити зі штанцювальною формою. Така побудова машини дає змогу реалізувати точне висікання й бігування матеріалу за умови достатньої жорсткості станини, стабільності траєкторії руху плити та точного позиціонування аркуша в робочій зоні [4], [5], [18].

1.3. Аналіз механізмів і приводів, що забезпечують переміщення плити

Переміщення натискної плити у штанцювальній машині плоскопресового типу є визначальним елементом усього силового циклу, оскільки саме від характеру цього руху залежить момент входження у контакт, інтенсивність наростання робочого зусилля, рівномірність притискання по площі форми та умови холостого ходу. З огляду на це аналіз механізмів і приводів має спиратися не лише на наукові праці та характеристики серійних машин, а й на патентні рішення, у яких фіксуються конкретні конструктивні підходи до забезпечення вертикального переміщення плити, зменшення перекосу, підвищення жорсткості силового контуру та усунення небажаних коливань під час роботи преса [1]-[5], [21]-[27].

Науково-технічні джерела і патентний ряд дають підстави виокремити кілька основних напрямів побудови приводу натискної плити: кривошипно-ланкові та ексцентрикові механізми, кулачково-роликові схеми, важільні та комбіновані розклинювальні системи, гвинтові механізми типу «гвинт-гайка», а також пневматичні й гідравлічні рішення. Відмінність між ними полягає не лише у способі перетворення руху, а й у характері закону переміщення виконавчої ланки, у

ступені силового підсилення наприкінці робочого ходу, у схильності до виникнення перекосу та в можливостях точного регулювання крайнього положення плити [1], [4], [5], [21]-[27].

Ранні технічні рішення у сфері штанцювальних автоматів були зосереджені на формуванні такого приводу, який поєднував би достатнє зусилля натискання з відносною конструктивною простотою. Патентний ряд [21]-[23] відображає цей етап розвитку через пошук схем, у яких натискна плита переміщується по вертикальних напрямних, а робочий хід формується завдяки системі механічних ланок, ексцентрикових елементів та розклинювальних контурів. Разом із тим подальший розвиток теми показав, що для таких схем критичними залишаються зазори у приводі, шумність, складність налагодження та ризик коливного або нестрого вертикального руху плити, що негативно впливає на точність штанцювання [21]-[23].

Подальший етап конструкторського пошуку, відображений у патентах [24]-[26], пов'язаний із переходом до складніших кінематичних систем, де основна увага приділяється не просто формуванню зусилля, а саме керованості закону руху плити, зменшенню її перекосу, перерозподілу навантаження між правим і лівим контурами та покращенню експлуатаційної ефективності преса. У наукових публікаціях, що аналізують ці рішення, простежується чітка тенденція: конструкторський інтерес зміщується від простої передачі руху до синтезу механізмів, які дозволяють узгодити силові, кінематичні та динамічні параметри натискної плити в межах одного циклу [24]-[26].

Окреме місце в цьому ряду посідає патент [27], у якому технічний результат прямо сформульовано як усунення коливного руху натискної плити протягом робочого та холостого ходів і забезпечення її строго вертикального переміщення. Такий підхід є принципово важливим для плоскопресового штанцювання, оскільки саме вертикальність руху і зменшення паразитних відхилень створюють

передумови для рівномірного розподілу тиску по площі контакту, стабільнішої якості висікання та підвищення надійності роботи силового вузла [27].

Отже, аналіз механізмів і приводів, що забезпечують переміщення плити, свідчить про еволюцію технічних рішень від відносно простих механічних схем до комбінованих систем, орієнтованих на точніше керування законом руху, зменшення коливань і підвищення експлуатаційної стабільності. Для подальшого удосконалення найбільший інтерес становлять ті конструкції, у яких поєднуються високе силове підсилення у кінцевій фазі ходу, можливість точного регулювання крайнього положення плити та умови її близького до строго вертикального переміщення [4], [5], [24]-[27].

Патентні джерела [21]–[27] у подальшому аналізі розглядаються саме як існуючі конструктивні аналоги механізмів натискання плити. До цієї групи належать рішення з кривошипно-ланковими, кулачково-роликowymi, розклинювальними та гвинтовими передавальними системами, у яких робочий хід формується механічним перетворенням обертального руху в поступальне переміщення натискної плити. Їх порівняння потрібне для встановлення технічних обмежень наявних схем: складності кінематичних пар, підвищених контактних навантажень, потреби в точному регулюванні та ризику перекосу робочої плити.

Запропонована пневматична конструкція з чотирма пневмоциліндрами не подається як оглядовий аналог існуючих пресів, а використовується як базова схема власного конструктивного рішення. Тому в оглядовій частині наведено лише аналіз наукових і патентних рішень, що пояснюють еволюцію механізмів натиску, а розрахункове обґрунтування пневматичної схеми перенесено до розділів, присвячених конструкції, навантаженням, вибору пневмоциліндрів і перевірці працездатності.

Існуючі способи формування переміщення та натискання плити у штанцювальних пресах доцільно подати через типові кінематичні схеми. До них

належать кулачково-важільні, кулачково-роликові, кривошипно-шатунні та колінно-важільні рішення, у яких робоче зусилля формується механічним приводом і передається на натискну плиту через систему ланок, роликів, кулачків, шатунів або проміжних валів. Такі схеми наведено на рисунках 1.2–1.5.

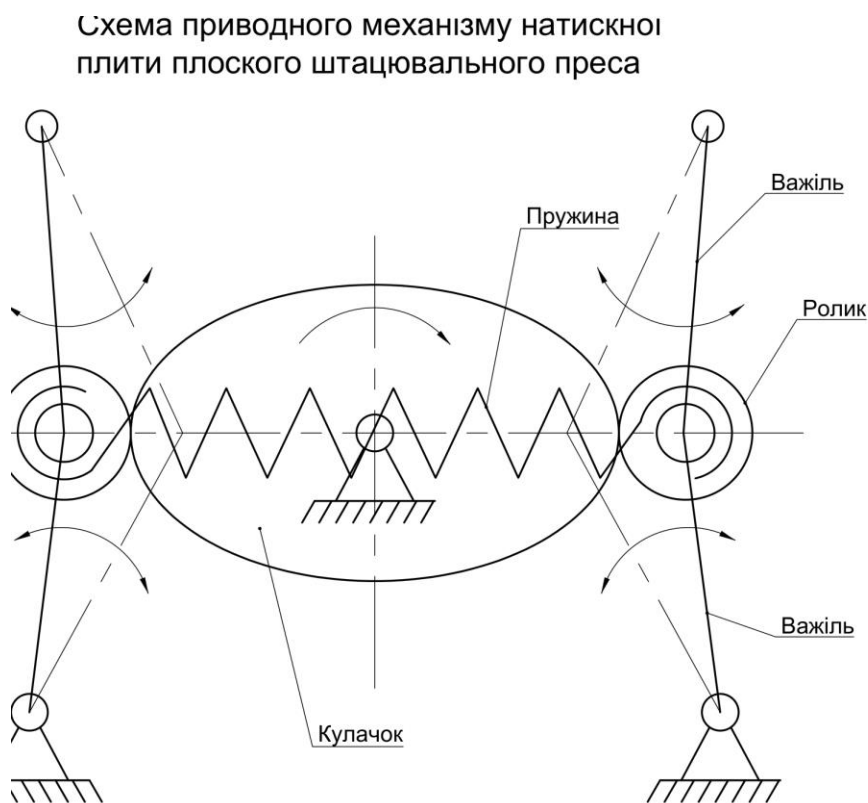


Рисунок 1.2 – Схема приводного механізму натискної плити плоского штацювального преса

Кінематична схема приводного механізму
натискної плити плоского штацювального преса

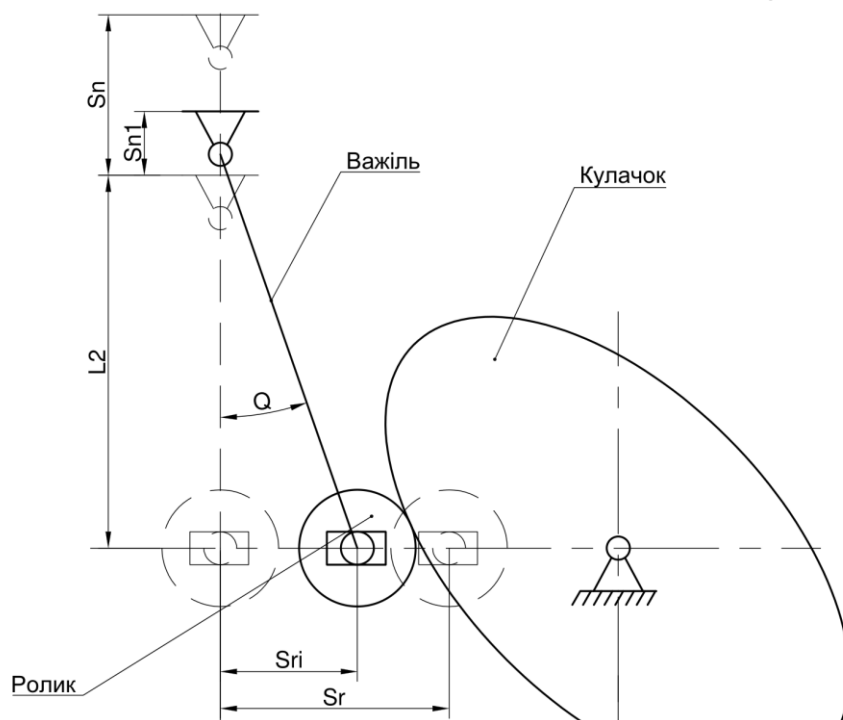


Рисунок 1.3 – Кінематична схема кулачково-важільного приводного
механізму натискної плити

Кінематична схема кривошипно-шатунного преса штацювального автомата

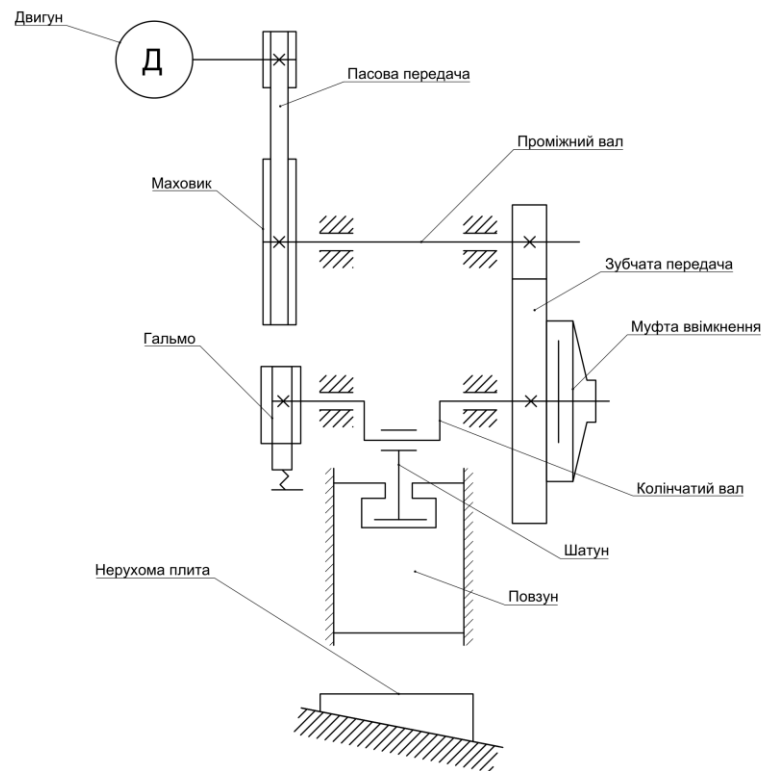


Рисунок 1.4 – Кінематична схема кривошипно-шатунного преса штацювального автомата

Кінематична схема колінно-важільного механізму

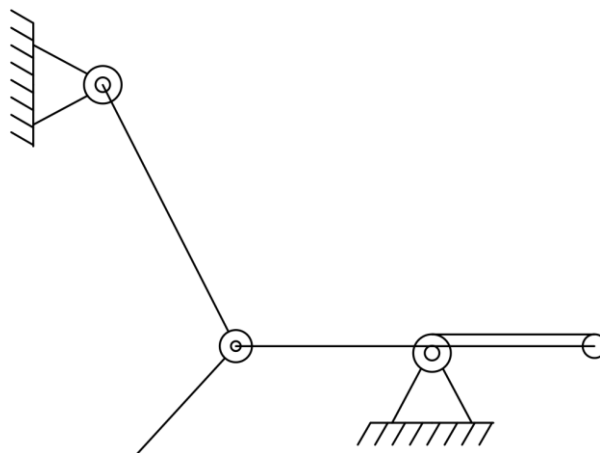


Рисунок 1.5 – Кінематична схема колінно-важільного механізму натискання

Наведені схеми показують, що механічні способи висікання забезпечують передавання значних зусиль на натискну плиту, однак потребують точного виготовлення кінематичних пар, контролю зношування контактних поверхонь і регулярного регулювання зазорів. Для удосконаленого пристрою ця група рішень використовується як база порівняння, тоді як власна конструкція орієнтована на спрощення силового контуру через застосування чотирьох пневмоциліндрів і рівномірне прикладання навантаження до рухомої плити.

1.4. Порівняльна характеристика виконавчих механізмів натискання плити

Порівняльне оцінювання виконавчих механізмів натискання плити доцільно проводити за тими ознаками, які безпосередньо впливають на якість штанцювання та працездатність машини: за законом переміщення плити, характером наростання зусилля, можливістю забезпечення плоскопаралельності, складністю регулювання, чутливістю до зношування та загальною придатністю до модернізації. Для технічної аргументації такого порівняння доцільно враховувати не лише наукові

праці, а й патенти [21]-[27], оскільки вони відображають реальні напрями конструктивної еволюції штанцювальних пресів.

Таблиця 1.2 - Порівняльна характеристика виконавчих механізмів натискання плити

Тип механізму	Принцип формування руху плити	Переваги	Обмеження	Патентні та наукові аналоги
Кривошипно-ланковий, ексцентриковий	Перетворення обертального руху в поступальний через кривошипно-шатунну або ексцентрикову систему	Конструктивна простота, відносно висока циклічність, технологічна відпрацьованість	Складніше забезпечити строго вертикальне та плоскопаралельне переміщення плити; зростають динамічні навантаження	[1], [4], [21]-[23]
Кулачково-роликовий	Рух плити задається профілем кулачка та взаємодією з роликами	Керований закон руху, можливість формування раціонального робочого ходу	Високі контактні напруження, чутливість до зношування профілю, складність точного налагодження	[2], [4], [22], [27]
Важільний, комбінований розклинювальний	Поєднання важільних і розклинювальних контурів для силового підсилення в кінці ходу	Значне підсилення зусилля, кращі умови вирівнювання руху правої та лівої частин плити, зменшення перекосу	Вища конструктивна складність, більша кількість кінематичних пар, підвищені вимоги до виготовлення	[5], [6], [23]-[27]
Гвинтовий типу «гвинт-гайка»	Обертання гвинта або гайки перетворюється у поступальний рух плити	Плавність ходу, точне регулювання положення, добрий силовий вигаш, менша ударність	Нижча циклічність, втрати на тертя, високі вимоги до мащення та точності різьбової пари	[8]-[10]
Пневматичний	Поступальний рух створюється тиском	Гнучкість регулювання, відносна	Нижча жорсткість, залежність від	[4], [13]-[16]

	стисненого повітря	простота інтеграції з автоматикою	параметрів повітря, обмеження за зусиллям	
Гідравлічний	Рух формується силовими гідроциліндрами	Високе зусилля по всьому ходу, проста силова логіка	Нижча швидкодія, складніша система обслуговування, вимоги до герметичності	[13]-[20]

Джерело: узагальнено за [1]-[20].

Зміст (Табл. 1.2) дає підстави стверджувати, що кривошипно-ланкові та ексцентрикові механізми залишаються технічно зрозумілими та придатними для базових конструкцій, однак вони не забезпечують найкращих умов для високоточного плоскопресового штанцювання. Кулачково-роликові системи дають змогу формувати заданий закон руху, проте їх експлуатаційна стабільність істотно залежить від стану контактних поверхонь. Гвинтові механізми демонструють добрі можливості для плавного та керованого натискання, але програють за циклічністю. Найбільш перспективними виглядають комбіновані важільно-розклинювальні схеми, оскільки саме вони найближче підводять механізм до поєднання силового підсилення, точності руху та зменшення перекосу натискної плити [5], [6], [24]-[27].

Патенти [21]-[27] мають тут принципове значення, оскільки вони показують не абстрактну класифікацію, а послідовну зміну технічних акцентів у розвитку приводу натискної плити. Якщо ранні рішення зосереджувалися на забезпеченні самого факту вертикального переміщення і створення потрібного зусилля, то пізніші рішення спрямовані вже на усунення коливного руху, зменшення зазорів, точніше узгодження роботи двох силових контурів і підвищення надійності в реальних режимах експлуатації. Саме тому при виборі напряму удосконалення доцільно орієнтуватися не на ізольовану простоту механізму, а на його здатність

забезпечувати стабільне, контрольоване й максимально вертикальне переміщення натискної плити [21]-[27].

У підсумку порівняльна характеристика виконавчих механізмів натискання плити підтверджує, що найбільш раціональним напрямом подальшого конструкторського опрацювання є використання комбінованих механічних схем, у яких поєднуються високе силове підсилення в кінцевій фазі ходу, точне регулювання крайнього положення та зменшення паразитних коливань натискної плити. Такий висновок логічно узгоджується і з науковими працями, і з патентними рішеннями, поданими у джерелах [21]-[27].

1.5. Чинники, що впливають на точність, рівномірність і стабільність натискання

Точність, рівномірність і стабільність натискання у штанцювальних машинах плоскопресового типу формуються як результат сумарної дії конструктивних, кінематичних, силових, технологічних та експлуатаційних чинників. Для цього класу обладнання визначальним є не лише досягнення потрібного максимального зусилля, а й забезпечення такого режиму зближення робочих поверхонь, за якого тиск по площі контакту розподіляється без локальних перевантажень, а положення натискної плити в кінцевій фазі ходу зберігає плоскопаралельність відносно штанцювальної форми. У працях, присвячених механізмам штанцювальних пресів, підкреслено, що характер натискання безпосередньо залежить від типу виконавчого механізму, величини створюваного зусилля та компоновки рухомої плити, тоді як сучасні промислові системи додатково пов'язують якість різання і бігування з точністю реєстру та стабільністю налаштування тиску [1], [2], [4], [8], [11].

Першу групу чинників становлять жорсткість і геометрична точність силового контуру машини. Недостатня жорсткість станини, опорних вузлів, кріплення форми або самої натискної плити спричиняє пружні деформації, які під навантаженням переходять у перекис робочих поверхонь. Наслідком цього стає

нерівномірне прорізування матеріалу: в одних ділянках контуру виникає надмірний тиск, а в інших - його дефіцит. Для плоскопресового штанцювання навіть малі кутові відхилення плити мають критичне значення, оскільки контакт формується на значній площі, а технологічний ефект залежить від одночасного досягнення достатнього тиску по всій зоні різання та бігування. Дослідження ресурсу приводного механізму натискної плити також показують, що геометрична точність виконавчих ланок поступово погіршується внаслідок зношування контактних поверхонь, через що з часом знижується і стабільність натискання [2], [4], [5].

Другу групу становлять кінематичні параметри механізму натискання. Закон переміщення плити визначає швидкість входження в контакт, тривалість робочої фази, інтенсивність наростання зусилля та умови зворотного ходу. Для кривошипно-ланкових і ексцентрикових схем проблемною ділянкою є узгодження високої циклічності з вимогою плавного завершення робочого ходу. Кулачково-роликові, гвинтові та комбіновані розклинювальні механізми дають змогу цілеспрямовано змінювати кінематику натискання, наближати переміщення плити до плоскопаралельного і формувати підвищене силове підсилення саме в кінцевій фазі циклу. Дослідження двокривошипних розклинювальних механізмів і секційних натискних плит свідчать, що раціональна кінематична схема зменшує перекіс, поліпшує узгодження правої та лівої частин плити й підвищує рівномірність контакту з картонною заготовкою [3], [5].

Третя група чинників пов'язана з величиною та структурою технологічного навантаження. Опір штанцюванню не є сталою величиною: він змінюється залежно від товщини, щільності, вологості, пружнопластичних властивостей матеріалу, конфігурації різальних ліній, кількості одночасно активних елементів форми та ступеня затуплення інструмента. Для картону та споріднених матеріалів локальне перевищення розрахункового опору може спричинити нерівномірне врізання ножів, а надто мала величина натиску - неповне прорізування або нестабільну глибину бігування. У сучасних промислових системах це враховується через моторизоване

регулювання тиску, можливість тонкого підстроювання ріжучої плити та роботу з матеріалами різної товщини - від паперу до суцільного картону і гофрокартону. Отже, стабільність натискання визначається не лише властивостями механізму, а й відповідністю налаштованого силового режиму фактичним характеристикам матеріалу та інструмента [8], [11].

Четверта група охоплює точність подачі та позиціонування аркуша. Навіть за правильно побудованого механізму натискання якість штанцювання погіршується, якщо аркуш надходить у робочу зону зі зміщенням або з нестабільним натягом. У такому разі навантаження на різальні елементи розподіляється нерівномірно, а натискна плита працює в умовах змінної локалізації контактних максимумів. У високопродуктивних flatbed die-cutter системах цю проблему розв'язують за допомогою точного реєстру, керованих подаючих систем і сервоприводних вузлів, що підтримують стабільність положення матеріалу перед штанцювальною секцією. Фактично точність натискання виявляється пов'язаною з точністю всього транспортного тракту машини, а не лише з параметрами силового вузла [8], [11].

П'ята група чинників має експлуатаційний характер. На стабільність натискання впливають зношування кулачків, роликів, шарнірів, гвинтових пар і напрямних, погіршення умов мащення, порушення регулювання, накопичення люфтів, а також температурні деформації елементів, що працюють у повторюваному циклі навантаження. Для механізмів із контактною передачею профілю, зокрема кулачково-роликових, зменшення точності профілю чи зміна умов контакту безпосередньо змінює закон руху плити. Для комбінованих та секційних систем до цього додається потреба в синхронізації кількох силових контурів. Тому довготривала рівномірність натискання забезпечується лише за умови регламентованого технічного обслуговування, контролю стану навантажених поверхонь і періодичного переналагодження тиску та крайніх положень виконавчого механізму [2], [3], [5].

З урахуванням наведеного можна стверджувати, що точність, рівномірність і стабільність натискання формуються на перетині трьох контурів впливу: конструкції машини, параметрів матеріалу та стану експлуатаційного середовища. Перший контур охоплює жорсткість станини, схему механізму, закон руху плити й точність напрямних; другий - товщину, щільність, деформативність матеріалу та стан інструмента; третій - ступінь зношування, якість регулювання і режим технічного обслуговування. Для подальшого конструкторського опрацювання механізму натискання плити це означає, що підвищення якості штанцювання не може бути досягнуте одним лише збільшенням зусилля; потрібне узгоджене вдосконалення кінематики, силової схеми та умов регулювання робочого вузла [1]-[5], [8], [11].

Висновки до розділу 1

У першому розділі встановлено, що штанцювальні машини призначені для виконання комплексу операцій формоутворення картонних, паперових і споріднених заготовок, серед яких основними є висікання, бігування, перфорація, надсікання та прорізування внутрішніх контурів. Класифікація штанцювального обладнання за принципом взаємодії робочих органів, видом матеріалу, способом подачі, рівнем автоматизації та типом виконавчого механізму показала, що для теми удосконалення механізму натиску найбільше значення мають конструкції, у яких якість оброблення визначається точністю переміщення робочої форми, рівномірністю прикладання зусилля та жорсткістю силового контуру.

Аналіз штанцювальних машин плоскопресового типу засвідчив, що їх ефективність залежить від узгодженої роботи станини, натискної плити, штанцювальної форми, системи подачі матеріалу, напрямних елементів і приводу. Механізм натиску є центральним вузлом такої системи, оскільки саме він визначає величину робочого зусилля, характер його передавання на інструмент, умови зближення робочих поверхонь і стабільність прорізування матеріалу. Для якісного

висікання важливим є не лише досягнення потрібної сили, а й забезпечення плоскопаралельного переміщення та відсутність перекосу рухомого вузла.

Порівняння виконавчих механізмів натиску показало, що механічні, гвинтові, гідравлічні та пневматичні схеми мають різні експлуатаційні можливості. Механічні приводи забезпечують високу циклічність і значне силове підсилення, але можуть бути складними в регулюванні та чутливими до зношування кінематичних пар. Пневматичні механізми мають простішу конструкцію, допускають регулювання зусилля через зміну робочого тиску та дають змогу використовувати стандартні виконавчі елементи. Для операції прорізування внутрішнього контуру в картоні саме пневматична схема з кількома синхронізованими циліндрами є раціональним напрямом подальшого конструктивного опрацювання.

Визначено, що точність, рівномірність і стабільність натиску формуються під впливом жорсткості рами, точності напрямних, властивостей картону, стану штанцювальної форми, характеру розподілу сили та синхронності роботи виконавчих елементів. Збільшення зусилля без контролю його рівномірності не гарантує якісного прорізування, оскільки перекіс рухомої плити може спричинити локальне перевантаження одних ділянок контуру та неповне прорізування інших. Тому подальше удосконалення доцільно спрямувати на пневматичний механізм натиску з чотирма пневмоциліндрами, жорсткою рухомою плитою, напрямним супроводом і можливістю регулювання робочого тиску.

РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ПНЕВМАТИЧНОГО ШТАНЦЮВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ

2.1. Будова та принцип роботи пневматичного штанцювального пристрою

Пневматичний штанцювальний пристрій призначений для виконання операції прорізування внутрішнього контуру в картонній або гофрокартонній заготовці шляхом керованого вертикального переміщення робочої штанцювальної форми. За конструктивною побудовою пристрій належить до плоскопресових виконавчих систем, у яких технологічне зусилля створюється не механічною важільною або кривошипною передачею, а групою пневматичних циліндрів. Такий принцип дає змогу спростити силову схему, зменшити кількість проміжних механічних ланок, забезпечити прямолінійний робочий хід і реалізувати регулювання зусилля натиску через зміну тиску стисненого повітря в пневматичній системі.

Конструктивну основу пристрою становить жорстка рамна система, яка сприймає навантаження, що виникають під час робочого ходу, і забезпечує просторову фіксацію всіх основних вузлів. За кресленням загальний вигляд пристрою подано у трьох проєкціях, що дає змогу визначити його компонування, розташування робочих органів і базові габаритні параметри. Габарити конструкції становлять 1300 мм за довжиною, 800 мм за шириною та 1655 мм за висотою, що відповідає рамному пристрою стаціонарного типу, призначеному для встановлення у виробничій зоні або в складі допоміжної штанцювальної ділянки .

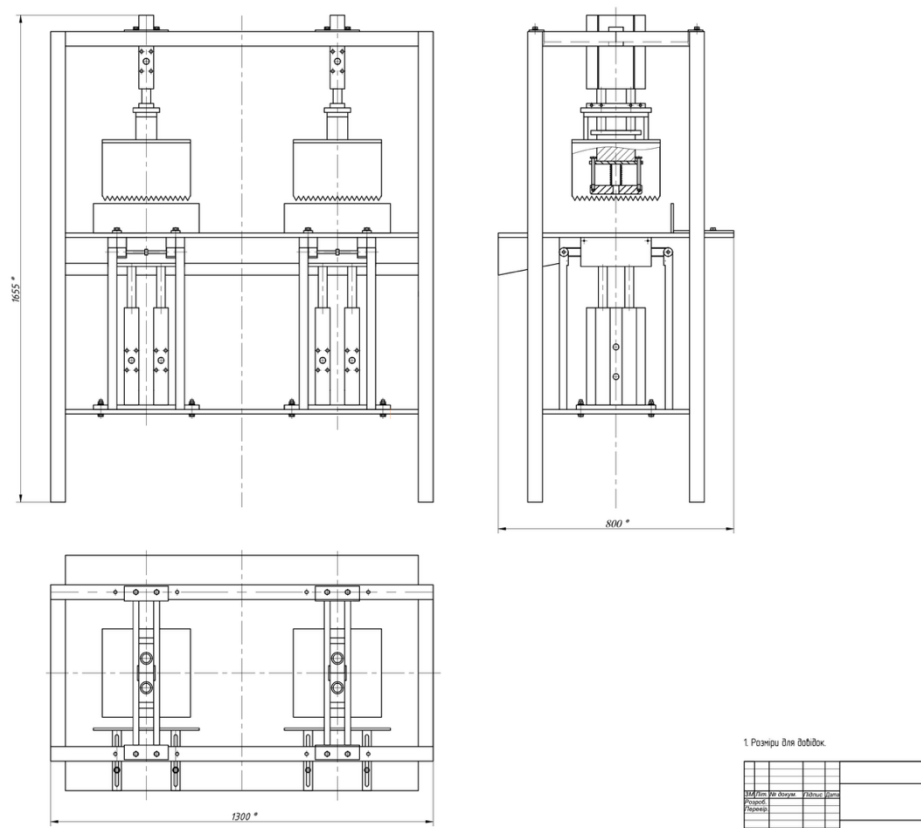


Рисунок 2.1 – Загальний вигляд пневматичного штанцювального пристрою для прорізування внутрішнього контуру в картоні

Несна рама виконує функцію силового контуру, у межах якого замикаються реакції від дії пневмоциліндрів, штанцювальної форми, опорної плити та заготовки. Вона складається з вертикальних стояків, верхньої поперечини, нижньої опорної частини та проміжних елементів, що забезпечують жорсткість конструкції у вертикальному й поперечному напрямках. Така схема потрібна для зменшення пружних деформацій під час натискання, оскільки навіть незначне відхилення робочої форми від заданого положення може спричинити нерівномірне прорізування картону. У плоскопресових пристроях геометрична сталість силового контуру визначає точність взаємного розташування інструмента й заготовки, тому рамна конструкція повинна забезпечувати достатній запас жорсткості при повторюваному циклічному навантаженні.

Робочий рух у пристрої формується чотирма пневмоциліндрами, які розташовані попарно у двох робочих зонах. Кожна пара циліндрів бере участь у переміщенні відповідного натискного вузла, а сумарна дія чотирьох виконавчих елементів створює необхідне зусилля для прорізування внутрішнього контуру. Застосування кількох пневмоциліндрів замість одного центрального силового елемента дає змогу рівномірніше розподілити навантаження по ширині робочої форми, зменшити згинальні моменти в траверсах і знизити ймовірність перекосу під час контакту інструмента з матеріалом. Водночас така схема вимагає синхронної роботи всіх циліндрів, оскільки різниця в швидкості або моменті спрацювання окремих виконавчих елементів може призвести до нерівномірного входження ножів у картон.

Пневмоциліндри виконують функцію перетворення енергії стисненого повітря на поступальний рух штоків. Під час подачі повітря в робочу порожнину циліндра поршень переміщується, шток передає зусилля на натискний елемент, а штанцювальна форма опускається в напрямку заготовки. Після завершення робочого ходу повітря подається в протилежну порожнину або відбувається зворотне переміщення за рахунок конструктивної схеми циліндра, унаслідок чого форма повертається у вихідне положення. У такому циклі робочими параметрами є тиск у пневмосистемі, площа поршня, хід штока, швидкість переміщення та час спрацювання виконавчих елементів.

Робоча форма кріпиться до рухомої частини механізму, яка зв'язана зі штоками пневмоциліндрів. У нижній частині робочої зони розміщується опорна поверхня або матриця, на яку встановлюється картонна заготовка. Під час опускання форми різальні елементи входять у матеріал і прорізають заданий внутрішній контур. Оскільки йдеться саме про внутрішнє висікання, контур може мати замкнену або частково замкнену геометрію, наприклад отвір, вікно, фігурний проріз або елемент конструкції пакування. Для якісного виконання такої операції

потрібне не лише достатнє сумарне зусилля, а й рівномірне притискання по всій довжині різальної лінії.

Напрямні елементи в конструкції забезпечують стабілізацію вертикального переміщення рухомих вузлів. Їх призначення полягає в обмеженні бокових зміщень, зменшенні перекосу форми та збереженні паралельності між інструментом і опорною поверхнею. За відсутності прямого супроводу штоки пневмоциліндрів можуть сприймати не лише осьове навантаження, а й небажані поперечні складові, що знижує ресурс ущільнень, погіршує точність ходу і створює ризик нерівномірного зношування. Тому напрямні в такому пристрої виконують не допоміжну, а конструктивно необхідну функцію: вони розвантажують пневмоциліндри від бічних сил і забезпечують прямолінійність робочого переміщення.

Принцип роботи пристрою передбачає послідовне виконання кількох операцій у межах одного технологічного циклу. Спочатку картонна заготовка встановлюється на опорну поверхню або в зону матриці з дотриманням заданого положення відносно штанцювальної форми. Далі пневматична система подає стиснене повітря до робочих порожнин пневмоциліндрів. Під дією тиску поршні починають переміщуватися, а штоки передають зусилля на рухому частину механізму. Натискна форма опускається, входить у контакт із матеріалом і здійснює прорізування внутрішнього контуру. Після досягнення крайнього нижнього положення та завершення різання система перемикається на зворотний хід, форма підіймається, заготовка вивільняється, а пристрій готується до наступного циклу.

Для забезпечення стабільної роботи чотирьох пневмоциліндрів необхідна їх синхронізація. У конструктивному сенсі синхронність досягається поєднанням кількох рішень: застосуванням однотипних циліндрів із однаковими діаметрами поршнів і ходами штоків, симетричним розташуванням виконавчих елементів відносно робочої форми, використанням спільної пневматичної магістралі або узгоджених каналів подачі повітря, встановленням регуляторів витрати та

забезпеченням достатньої жорсткості рухомої траверси. Якщо один циліндр починає рух раніше або швидше за інші, робоча форма може нахилитися, внаслідок чого частина контуру буде прорізана раніше, а частина - з недостатньою глибиною. Тому синхронізація є обов'язковою умовою не лише для точності, а й для довговічності механізму.

Пневматична схема керування повинна забезпечувати одночасну подачу повітря до всіх виконавчих елементів. Для цього доцільним є використання розподільника, який керує напрямом потоку, регулятора тиску для встановлення необхідного зусилля натиску, дроселів або регуляторів витрати для вирівнювання швидкості переміщення штоків, а також кінцевих датчиків положення для контролю завершення робочого та зворотного ходу. У разі потреби система може доповнюватися ресивером, який стабілізує подачу стисненого повітря під час одночасного спрацювання чотирьох циліндрів. Наявність ресивера зменшує просідання тиску в момент робочого ходу і сприяє більш рівномірному формуванню технологічного зусилля.

Робота пневматичного штанцювального пристрою безпосередньо пов'язана з параметрами матеріалу, що обробляється. Для картону та гофрокартону сила опору різанню залежить від товщини, щільності, вологості, структури шару, довжини різального контуру та стану штанцювального інструмента. Якщо зусилля, створене пневмоциліндрами, менше за необхідне технологічне навантаження, контур прорізається неповністю. Якщо зусилля надмірне, збільшується навантаження на інструмент, опорну поверхню, раму й ущільнення циліндрів. Раціональна робота пристрою передбачає такий вибір пневмоциліндрів і робочого тиску, за якого сумарна сила чотирьох виконавчих елементів перевищує розрахункове зусилля висікання з урахуванням коефіцієнта запасу, але не створює необґрунтованого перевантаження конструкції.

Перевага пневматичного механізму натиску полягає у відносній простоті регулювання зусилля. На відміну від механічних приводів, де зміна робочого

навантаження часто потребує переналагодження кінематичних пар або зміни положення механічних упорів, у пневматичній системі зусилля визначається тиском повітря та площею поршнів. Це дає змогу адаптувати пристрій до матеріалів різної товщини та жорсткості без значного ускладнення конструкції. Крім того, пневматичний привід має просту логіку керування, добру ремонтпридатність, доступність стандартних компонентів і можливість інтеграції з елементами автоматичного контролю.

Разом із тим пневматичний пристрій має конструктивні обмеження, які потрібно враховувати під час розрахунку й експлуатації. Стисливість повітря знижує жорсткість приводу порівняно з гідравлічними або суто механічними системами, тому точність положення рухомої форми залежить від стабільності тиску, якості напрямних і рівномірності навантаження. За великого опору різанню можливе незначне пружне відставання окремих циліндрів, особливо якщо пневматичні магістралі мають різну довжину або різні місцеві опори. Через це конструкція повинна поєднувати пневматичне створення зусилля з механічним забезпеченням паралельності ходу: напрямними, жорсткою траверсою, симетричним розташуванням циліндрів і точним кріпленням робочої форми.

Отже, пневматичний штанцювальний пристрій являє собою рамну силову систему з чотирма синхронізованими пневмоциліндрами, які забезпечують вертикальне переміщення штанцювальної форми та створюють зусилля, необхідне для прорізування внутрішнього контуру в картонній заготовці. Його працездатність визначається жорсткістю рами, точністю напрямних, параметрами пневмоциліндрів, стабільністю тиску в системі, синхронністю переміщення штоків і відповідністю сумарного зусилля фактичному опору висікання. Саме ці параметри формують розрахункову основу для подальшого визначення технологічного навантаження, вибору робочого тиску та перевірки достатності чотирьох пневмоциліндрів для виконання заданої операції.

2.2. Аналіз конструктивної схеми механізму натиску

Конструктивна схема механізму натиску пневматичного штанцювального пристрою ґрунтується на передаванні робочого зусилля від групи пневмоциліндрів до штанцювальної форми, яка виконує прорізування внутрішнього контуру в картонній заготовці. На відміну від кривошипно-шатунних, кулачкових, важільних або гвинтових механізмів, у пневматичній схемі силовий вплив формується безпосередньо за рахунок тиску стисненого повітря в робочих порожнинах циліндрів. Це скорочує кінематичний ланцюг, зменшує кількість проміжних механічних пар і спрощує регулювання сили натиску, оскільки її величина залежить від робочого тиску та площі поршня. Разом із цим пневматичний привід потребує жорсткої механічної основи, точного напрямного супроводу та синхронної роботи виконавчих елементів, адже стисливість повітря може спричиняти нерівномірність переміщення за наявності різних опорів у пневмомагістралях або неоднакового навантаження на окремі штоки.

Зазначена схема трактується як конструктивна основа запропонованого механізму натиску, а не як елемент огляду існуючих машин. Її призначення полягає у фіксації прийнятої компоновки робочого вузла: чотири пневмоциліндри створюють зусилля, рухома плита або траверса розподіляє навантаження, напрямні забезпечують вертикальність ходу, а опорна плита формує базу для картонної заготовки. Такий поділ дає змогу чітко відокремити патентний огляд аналогів від подальшого розрахунку власного технічного рішення.

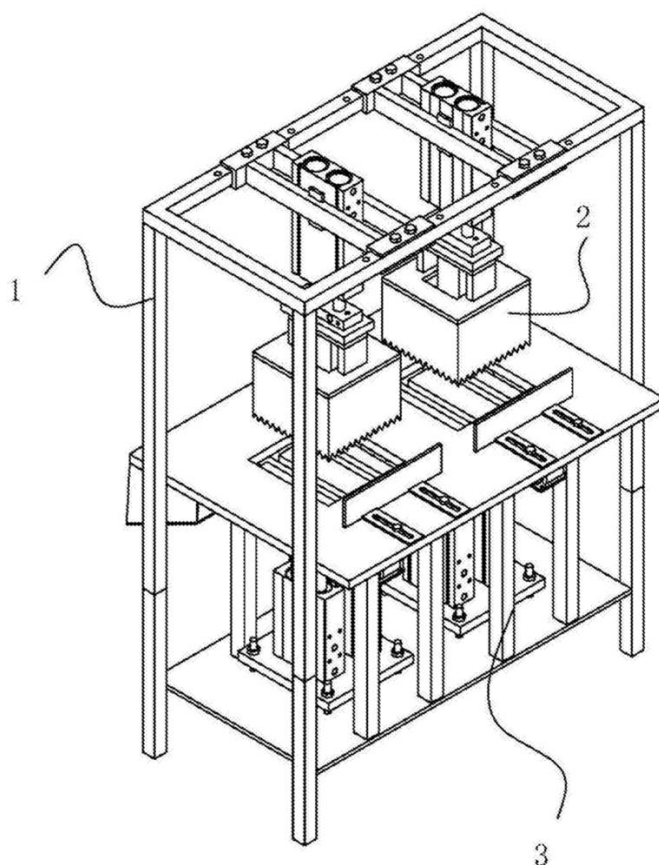


Рисунок 2.2 – Конструктивна схема механізму натиску пневматичного штанцювального пристрою

За конструктивною схемою механізм натиску складається з несної рамної основи, робочого штанцювального вузла, нижнього виконавчого блока, напрямних елементів, опорної плити для розміщення матеріалу та пневматичної системи керування. На рисунку 2.2 позицією 1 позначено рамну конструкцію, яка утворює основний силовий контур пристрою. Саме ця частина сприймає реактивні навантаження, що виникають під час натискання штанцювальної форми на картон. Позицією 2 позначено робочий штанцювальний вузол із різальним інструментом, який безпосередньо взаємодіє із заготовкою. Позицією 3 позначено нижній виконавчий і напрямний блок, пов'язаний зі стабілізацією переміщення робочих елементів у процесі циклу натиску. Така компоновка підтверджує вертикально

орієнтований характер роботи пристрою, за якого штанцювальна форма переміщується у напрямку, близькому до нормалі до площини картонної заготовки.

Несна рама виконує не лише опорну, а й силову функцію. У процесі висікання внутрішнього контуру на неї передаються реакції від пневмоциліндрів, рухомої частини, опорної плити та матеріалу. Через це рама повинна зберігати геометричну сталість під дією повторюваних циклічних навантажень. Якщо жорсткість рами недостатня, частина енергії пневматичного приводу витрачається на пружну деформацію конструкції, а не на прорізування матеріалу. Це знижує фактичне зусилля в зоні різання, порушує паралельність робочих поверхонь і може спричинити неповне прорізування окремих ділянок контуру. Для пневматичного штанцювального пристрою ця вимога посилюється тим, що сам привід має нижчу позиційну жорсткість порівняно з механічними або гідравлічними системами, тому стабільність натиску значною мірою забезпечується саме механічною частиною конструкції.

Робочий штанцювальний вузол є елементом, через який технологічне зусилля передається на матеріал. Його конструкція повинна забезпечувати надійне кріплення різального інструмента, збереження геометрії внутрішнього контуру та рівномірне входження різальних ліній у картон. Під час прорізування навантаження діє не по всій площі форми, а переважно вздовж різального контуру, тому в окремих ділянках можуть виникати локальні максимуми опору. Якщо форма закріплена недостатньо жорстко або має перекіс відносно опорної плити, частина контуру прорізається раніше, а інша частина отримує меншу глибину врізання. Для усунення такого недоліку робочий вузол повинен бути зв'язаний із рухомою плитою або траверсою, яка рівномірно розподіляє зусилля від пневмоциліндрів на всю площу штанцювальної форми.

У розрахунковій схемі приймається застосування чотирьох пневмоциліндрів, які працюють одночасно та формують сумарне зусилля натиску. Такий підхід дає змогу зменшити навантаження на один виконавчий елемент, знизити вимоги до

діаметра окремого циліндра та рівномірніше передати силу на робочу форму. Чотири точки прикладання сили створюють кращі умови для збереження плоскопаралельного переміщення, ніж схема з одним центральним циліндром, особливо коли робоча форма має значну площу або витягнуту геометрію. Разом із тим багатоточкова схема потребує узгодження переміщень усіх штоків, оскільки навіть невелика різниця ходу між циліндрами може спричинити перекіс траверси або нерівномірне врізання інструмента в матеріал.

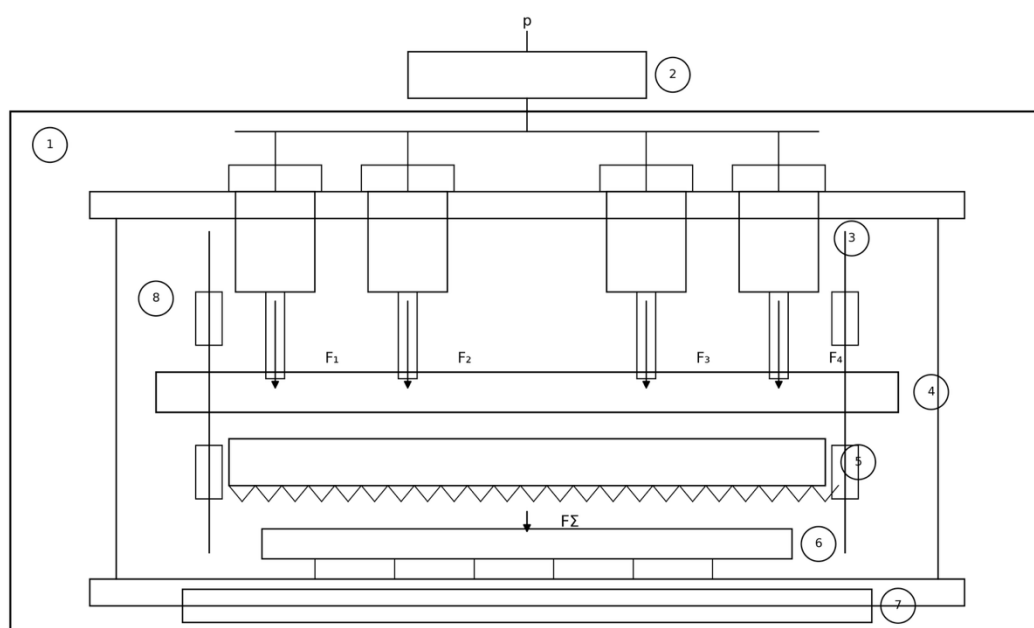


Рисунок 2.3 – Схема розміщення чотирьох пневмоциліндрів механізму натиску

Синхронізація пневмоциліндрів у такій схемі має поєднувати пневматичні та механічні засоби. Пневматична синхронізація забезпечується використанням однакових циліндрів, спільного джерела стисненого повітря, регулятора тиску, розподільника, однакових або симетричних магістралей і регуляторів витрати. Механічна синхронізація досягається завдяки жорсткому з'єднанню штоків із

рухомою плитою або траверсою, а також застосуванню напрямних, які обмежують бокові зміщення. Таке поєднання потрібне для того, щоб робоча форма переміщувалася як єдиний вузол, а не як система окремих точок прикладання сили. У процесі висікання це забезпечує стабільну глибину прорізування по всій довжині внутрішнього контуру.

Напрямні елементи виконують функцію стабілізації вертикального ходу рухомої частини. Вони обмежують поперечні переміщення, зменшують перекіс і розвантажують штоки пневмоциліндрів від бічних сил. Це має значення для ресурсу ущільнень і точності роботи пристрою, оскільки пневмоциліндр конструктивно призначений переважно для сприйняття осьового навантаження. Якщо шток додатково навантажується поперечною силою, зростає тертя в ущільнювальних вузлах, погіршується плавність ходу і прискорюється зношування. Напрямна система повинна сприймати такі небажані навантаження, залишаючи за пневмоциліндрами основну функцію створення поступального зусилля.

Опорна плита або матриця забезпечує базування картонної заготовки в зоні різання. Її площа повинна бути паралельною до штанцювальної форми, оскільки від цього залежить рівномірність входження різальних елементів у матеріал. Якщо заготовка зміщується або має нестабільне положення, внутрішній контур може бути прорізаний із відхиленням від заданої геометрії. Для підвищення повторюваності циклу конструкція повинна передбачати упори, фіксатори або напрямні для матеріалу. У разі оброблення гофрованого картону додатково враховується його шарова структура, через яку опір різанню може бути нерівномірним по довжині контуру.

Функціональний розподіл основних елементів конструктивної схеми наведено в таблиці 2.1. Така систематизація потрібна для подальшого переходу до розрахунку навантаження, оскільки кожен елемент механізму бере участь або у створенні зусилля, або в його передаванні, або в забезпеченні точності переміщення робочого вузла (Табл. 2.1).

Таблиця 2.1 - Функціональні елементи конструктивної схеми механізму натиску

Елемент конструкції	Функціональне призначення	Вплив на роботу пристрою
Несна рама	Сприйняття робочих реакцій і фіксація вузлів пристрою	Визначає жорсткість, стійкість і геометричну сталість механізму
Пневмоциліндри	Створення поступального руху та робочого зусилля	Формують силу натиску, потрібну для прорізування картону
Штоки пневмоциліндрів	Передавання зусилля від поршнів до рухомої частини	Забезпечують вертикальне переміщення робочого вузла
Рухома плита або траверса	Об'єднання зусиль від кількох циліндрів	Зменшує перекид і розподіляє навантаження між ділянками форми
Штанцювальна форма	Безпосереднє прорізування внутрішнього контуру	Визначає геометрію отвору, якість різання та потрібне технологічне зусилля
Опорна плита або матриця	Підтримка картонної заготовки в зоні різання	Впливає на точність прорізування та стабільність положення матеріалу
Напрямні елементи	Стабілізація вертикального переміщення рухомої частини	Обмежують бокові зміщення, перекид і навантаження на штоки
Пневматична система керування	Подача, регулювання та розподіл стисненого повітря	Забезпечує робочий тиск, швидкість ходу та одночасність спрацювання циліндрів

Наведена характеристика показує, що механізм натиску є не сукупністю ізольованих деталей, а взаємопов'язаною силовою системою. Пневмоциліндри створюють робоче зусилля, штоки передають його на рухому частину, траверса або плита розподіляє навантаження між ділянками штанцювальної форми, напрямні підтримують вертикальність ходу, а рама замикає силовий контур. Порушення роботи будь-якого з цих елементів впливає на якість прорізування, тому конструктивний аналіз повинен враховувати не лише величину сили, а й умови її передавання до матеріалу.

Перевагою розглянутої конструктивної схеми є можливість регулювання зусилля натиску без істотної зміни механічної частини пристрою. Для матеріалів

меншої товщини робочий тиск може бути зменшений, а для щільнішого або гофрованого картону - збільшений у межах допустимих параметрів пневмосистеми. Це дає змогу використовувати один пристрій для кількох близьких за технологією операцій. Крім того, пневматична схема характеризується доступністю стандартних комплектуючих, відносною простотою обслуговування та можливістю введення датчиків кінцевих положень для контролю робочого й зворотного ходу.

Обмеження конструкції пов'язані зі стисливістю повітря, потребою в синхронізації чотирьох пневмоциліндрів і залежністю фактичної сили від стабільності тиску. За різкого зростання опору різанню можливе короткочасне пружне відставання рухомої частини, тому під час розрахунку потрібно передбачити коефіцієнт запасу за силою. Також потрібно врахувати, що сумарна сила пневмоциліндрів повинна бути достатньою не лише для прорізування матеріалу, а й для подолання втрат на тертя в напрямних, ущільненнях і з'єднаннях. Через це подальший розрахунок механізму натиску має включати визначення зусилля висікання, розподіл навантаження між чотирма циліндрами, вибір робочого тиску та перевірку достатності прийнятих параметрів.

Конструктивна схема механізму натиску пневматичного штанцювального пристрою придатна для прорізування внутрішнього контуру в картоні за умови виконання трьох технічних вимог: сумарне зусилля чотирьох пневмоциліндрів перевищує розрахункове зусилля висікання з урахуванням запасу; рухома частина переміщується синхронно без перекосу; рама, напрямні та траверса забезпечують паралельність штанцювальної форми відносно опорної плити. Ці положення визначають подальший розрахунок навантажень, вибір параметрів пневмоциліндрів і перевірку працездатності пристрою в заданому технологічному режимі.

2.3. Визначення навантажень під час прорізування внутрішнього контуру в картоні

Визначення навантажень під час прорізування внутрішнього контуру в картоні є переходом від конструктивного опису пристрою до інженерного розрахунку механізму натиску. У цьому підрозділі послідовно визначаються довжина різальної лінії, площа умовного зрізу, базове зусилля прорізування, сумарне розрахункове навантаження з урахуванням поправкових коефіцієнтів, навантаження на один пневмоциліндр і попередня достатність прийнятого діаметра поршня. Такий порядок розрахунку потрібний для того, щоб вибір пневмоциліндрів не був формальним, а прямо впливав із геометрії контуру, товщини картону та питомого опору матеріалу. У цій конструкції робоче навантаження формується чотирма пневмоциліндрами, які через рухома плиту або траверсу передають силу на штанцювальну форму. Різальна кромка форми входить у картонну заготовку, прорізує матеріал по замкненій лінії й створює реакцію, яку повинна сприймати вся силова система механізму.

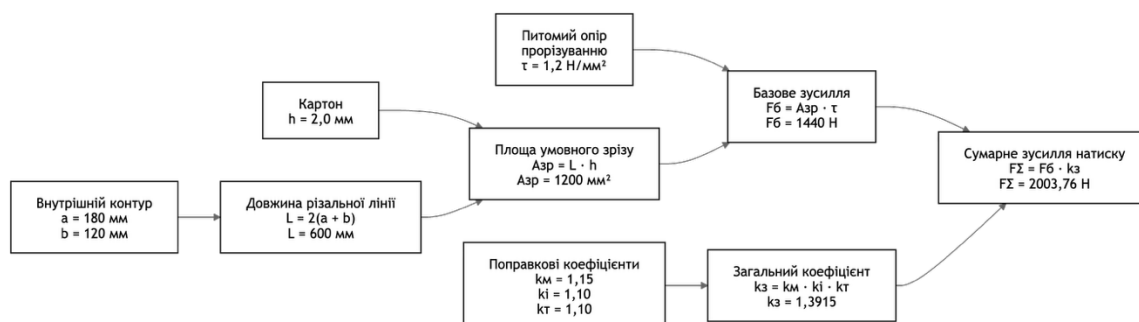


Рисунок 2.4 – Схема прикладання сил під час прорізування внутрішнього контуру в картоні

Для розрахунку приймається внутрішній прямокутний контур 180×120 мм. Повна довжина різальної лінії для такого контуру становить 600 мм, оскільки прорізування відбувається по периметру отвору, а не по площі всієї заготовки.

Товщина картону приймається 2,0 мм, питомий опір прорізуванню — 1,2 Н/мм², робочий тиск у пневмосистемі — 0,6 МПа. Для врахування реальних умов роботи вводяться коефіцієнт нерівномірності матеріалу 1,15, коефіцієнт стану інструмента 1,10 і коефіцієнт втрат на тертя 1,10. Добуток цих коефіцієнтів дорівнює 1,3915, тому розрахунок одразу враховує не ідеальні, а експлуатаційні умови прорізування.

Таблиця 2.2 - Вихідні дані для визначення навантажень під час прорізування внутрішнього контуру в картоні

Показник	Позначення	Значення	Одиниця вимірювання
Довжина внутрішнього отвору	a	180	мм
Ширина внутрішнього отвору	b	120	мм
Товщина картону	h	2,0	мм
Питомий опір прорізуванню	τ	1,2	Н/мм ²
Коефіцієнт нерівномірності матеріалу	k_m	1,15	-
Коефіцієнт стану інструмента	k_i	1,10	-
Коефіцієнт втрат на тертя	k_T	1,10	-
Коефіцієнт нерівномірності між циліндрами	k_n	1,15	-
Кількість пневмоциліндрів	n	4	шт.
Робочий тиск у пневмосистемі	p	0,6	МПа
Прийнятий діаметр поршня	D	40	мм
Коефіцієнт корисної дії силової передачі	η	0,90	-

Довжина різального контуру для прямокутного отвору визначається як периметр внутрішньої фігури:

$$L = 2(a + b) \quad (2.1)$$

Після підстановки прийнятих значень:

$$L = 2(180 + 120) = 600 \text{ мм} \quad (2.2)$$

Площа умовного зрізу матеріалу вздовж різальної лінії визначається добутком довжини контуру на товщину картону:

$$A_{\text{зр}} = L \cdot h \quad (2.3)$$

$$A_{\text{зр}} = 600 \cdot 2,0 = 1200 \text{ мм}^2 \quad (2.4)$$

Базове зусилля прорізування без урахування додаткових коефіцієнтів визначається через питомий опір матеріалу:

$$F_{\text{б}} = A_{\text{зр}} \cdot \tau \quad (2.5)$$

$$F_{\text{б}} = 1200 \cdot 1,2 = 1440 \text{ Н} \quad (2.6)$$

Отримане базове значення 1440 Н характеризує мінімальне теоретичне зусилля, необхідне для прорізування заданого контуру за умови рівномірної структури картону, гострої різальної кромки та відсутності втрат у механізмі. Для реального пневматичного пристрою таке значення не є достатнім, оскільки під час роботи виникають додаткові втрати, пов'язані з неоднорідністю матеріалу, тертям у напрямних і зміною стану різальної кромки. Саме тому в подальшому використовується розрахункове сумарне зусилля 2003,76 Н.

Загальний коефіцієнт запасу за технологічним навантаженням визначається як добуток коефіцієнтів, що враховують нерівномірність матеріалу, стан інструмента та втрати на тертя:

$$k_3 = k_{\text{м}} \cdot k_{\text{і}} \cdot k_{\text{т}} \quad (2.7)$$

$$k_3 = 1,15 \cdot 1,10 \cdot 1,10 = 1,3915 \quad (2.8)$$

Розрахункове сумарне зусилля натиску з урахуванням запасу становить:

$$F_{\Sigma} = F_{\text{б}} \cdot k_3 \quad (2.9)$$

$$F_{\Sigma} = 1440 \cdot 1,3915 = 2003,76 \text{ Н} \quad (2.10)$$

У кілоньютонах це значення дорівнює:

$$F_{\Sigma} = \frac{2003,76}{1000} = 2,004 \text{ кН} \quad (2.11)$$

Отже, пневматичний механізм натиску повинен створювати сумарне робоче зусилля не менше 2003,76 Н, тобто приблизно 2,00 кН. Це навантаження розподіляється між чотирма пневмоциліндрами. За ідеально рівномірного розподілу на один пневмоциліндр припадає 500,94 Н, але для реальної конструкції цього значення недостатньо, оскільки частина навантаження може перерозподілятися через перекіс рухомої плити, різницю опорів у магістралях і неоднакове тертя в напрямних.

$$F_{\text{ц.сер}} = \frac{F_{\Sigma}}{n} \quad (2.12)$$

$$F_{\text{ц.сер}} = \frac{2003,76}{4} = 500,94 \text{ Н} \quad (2.13)$$

У реальній конструкції навантаження між чотирма циліндрами не може вважатися абсолютно рівномірним. Причиною цього є відмінність місцевих опорів у пневмомагістралях, малі відхилення в ущільненнях, різниця тертя в напрямних і можливий перекіс рухомої плити. Тому для перевірки одного пневмоциліндра вводиться коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження:

$$F_{\text{ц.розр}} = F_{\text{ц.сер}} \cdot k_n \quad (2.14)$$

$$F_{\text{ц.розр}} = 500,94 \cdot 1,15 = 576,08 \text{ Н} \quad (2.15)$$

Отже, один пневмоциліндр повинен гарантовано створювати не менше 576,08 Н корисного зусилля. Саме це значення використовується як розрахункове навантаження для вибору діаметра поршня, а не середнє значення 500,94 Н. За робочого тиску 0,6 МПа, що відповідає 0,6 Н/мм² у розрахункових одиницях, потрібна площа поршня визначається з урахуванням коефіцієнта корисної дії силової передачі 0,90.

$$p = 0,6 \text{ МПа} = 0,6 \text{ Н/мм}^2 \quad (2.16)$$

Необхідна площа поршня одного пневмоциліндра з урахуванням коефіцієнта корисної дії силової передачі визначається так:

$$A_{\text{потр}} = \frac{F_{\text{ц.розр}}}{p \cdot \eta} \quad (2.17)$$

$$A_{\text{потр}} = \frac{576,08}{0,6 \cdot 0,90} = 1066,81 \text{ мм}^2 \quad (2.18)$$

Мінімальний діаметр поршня визначається з формули площі круга:

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad (2.19)$$

Звідси:

$$D_{\text{потр}} = \sqrt{\frac{4A_{\text{потр}}}{\pi}} \quad (2.20)$$

$$D_{\text{потр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1066,81}{3,1416}} = 36,85 \text{ мм} \quad (2.21)$$

За результатом розрахунку мінімально потрібний діаметр поршня становить 36,85 мм. Оскільки стандартна номенклатура пневмоциліндрів передбачає типорозміри з округленими діаметрами, приймається найближче більше значення — 40 мм. Такий вибір не створює надмірного запасу, але забезпечує виконання умови за силою навіть за нерівномірного розподілу навантаження між чотирма виконавчими елементами.

$$D = 40 \text{ мм} \quad (2.22)$$

Фактична площа поршня пневмоциліндра діаметром 40 мм становить:

$$A_{40} = \frac{\pi D^2}{4} \quad (2.23)$$

$$A_{40} = \frac{3,1416 \cdot 40^2}{4} = 1256,64 \text{ мм}^2 \quad (2.24)$$

Теоретичне зусилля одного пневмоциліндра за тиску 0,6 МПа:

$$F_{40}^T = p \cdot A_{40} \quad (2.25)$$

$$F_{40}^T = 0,6 \cdot 1256,64 = 753,98 \text{ Н} \quad (2.26)$$

Корисне зусилля одного пневмоциліндра з урахуванням коефіцієнта корисної дії:

$$F_{40}^k = F_{40}^T \cdot \eta \quad (2.27)$$

$$F_{40}^k = 753,98 \cdot 0,90 = 678,58 \text{ Н} \quad (2.28)$$

Сумарне корисне зусилля чотирьох пневмоциліндрів визначається за формулою:

$$F_{4ц} = n \cdot F_{40}^k \quad (2.29)$$

$$F_{4ц} = 4 \cdot 678,58 = 2714,32 \text{ Н} \quad (2.30)$$

Фактичний коефіцієнт запасу механізму за сумарним зусиллям становить:

$$k_{\phi} = \frac{F_{4ц}}{F_{\Sigma}} \quad (2.31)$$

$$k_{\phi} = \frac{2714,32}{2003,76} = 1,35 \quad (2.32)$$

Отриманий коефіцієнт запасу 1,35 підтверджує, що чотири пневмоциліндри діаметром 40 мм за робочого тиску 0,6 МПа забезпечують достатнє сумарне зусилля для прорізування прийнятого внутрішнього контуру. Абсолютний запас становить 710,56 Н, тобто система має резерв на випадок незначного зниження тиску, збільшення опору матеріалу або часткового зношування різальної кромки. При цьому запас не є надмірним, що позитивно впливає на роботу рами, напрямних, кріплення штанцювальної форми та опорної плити.

Для додаткової перевірки визначається гранично допустима довжина різального контуру, яку може прорізати прийнята система з чотирьох пневмоциліндрів за тих самих умов. З формули (2.9) довжина контуру може бути виражена так:

$$L_{\text{доп}} = \frac{F_{4ц}}{h \cdot \tau \cdot k_3} \quad (2.33)$$

$$L_{\text{доп}} = \frac{2714,32}{2,0 \cdot 1,2 \cdot 1,3915} = 812,63 \text{ мм} \quad (2.34)$$

Прийнята довжина внутрішнього контуру становить 600 мм, тому запас за допустимою довжиною різання визначається як:

$$\Delta L = L_{\text{доп}} - L \quad (2.35)$$

$$\Delta L = 812,63 - 600 = 212,63 \text{ мм} \quad (2.36)$$

Відносний запас за довжиною різального контуру:

$$\delta_L = \frac{\Delta L}{L} \cdot 100\% \quad (2.37)$$

$$\delta_L = \frac{212,63}{600} \cdot 100\% = 35,44\% \quad (2.38)$$

Цей результат означає, що прийнята пневматична система може забезпечити прорізування не лише контуру довжиною 600 мм, а й більшого внутрішнього контуру за умови збереження товщини картону 2,0 мм, питомого опору 1,2 Н/мм² і робочого тиску 0,6 МПа. За таблицею перевірки допустима довжина контуру становить близько 812,8 мм, тобто запас за довжиною різання становить приблизно 212,8 мм. Такий резерв є прийнятним для конструкції, призначеної для роботи з картонними заготовками близької товщини.

Таблиця 2.3 - Результати розрахунку навантажень механізму натиску під час прорізування внутрішнього контуру в картоні

Розрахунковий показник	Позначення	Значення	Одиниця вимірювання
Довжина різального контуру	L	600	мм
Площа умовного зрізу	$A_{\text{зр}}$	1200	мм ²
Базове зусилля прорізування	F_6	1440	Н
Загальний коефіцієнт запасу	k_z	1,3915	-
Сумарне розрахункове зусилля	F_{Σ}	2003,76	Н
Середнє навантаження на один циліндр	$F_{\text{ц.сер}}$	500,94	Н

Розрахункове навантаження на один циліндр	$F_{ц,розр}$	576,08	Н
Потрібна площа поршня	$A_{потр}$	1066,81	мм ²
Потрібний діаметр поршня	$D_{потр}$	36,85	мм
Прийнятий стандартний діаметр поршня	D	40	мм
Фактична площа поршня	A_{40}	1256,64	мм ²
Корисне зусилля одного циліндра	$F_{40}^к$	678,58	Н
Сумарне корисне зусилля чотирьох циліндрів	$F_{4ц}$	2714,32	Н
Фактичний коефіцієнт запасу за силою	k_{ϕ}	1,35	-
Допустима довжина різального контуру	$L_{доп}$	812,63	мм
Запас за довжиною контуру	ΔL	212,63	мм
Відносний запас за довжиною контуру	δ_L	35,44	%

Розрахунок показує, що основне технологічне навантаження під час прорізування внутрішнього контуру визначається не площею всієї заготовки, а довжиною різальної лінії, товщиною картону та питомим опором прорізуванню. Для прийнятого контуру 180×120 мм довжина різальної лінії становить 600 мм, площа умовного зрізу — 1200 мм², базове зусилля прорізування — 1440 Н, а сумарне розрахункове зусилля з урахуванням поправкових коефіцієнтів — 2003,76 Н. Ці числові результати є вихідною основою для подальшого розрахунку пневмоциліндрів.

Прийнятий пневмоциліндр діаметром 40 мм за робочого тиску 0,6 МПа створює корисне зусилля 678,58 Н, що перевищує розрахункове навантаження на один виконавчий елемент 576,08 Н. Сумарне корисне зусилля чотирьох пневмоциліндрів становить 2714,32 Н. Фактичний коефіцієнт запасу за силою

дорівнює 1,35, що підтверджує достатність прийнятої силової схеми. Додаткова перевірка за допустимою довжиною різального контуру показує, що прийнятий механізм має не лише мінімально необхідну, а й експлуатаційно стійку силову здатність.

2.4. Аналіз умов синхронізації роботи чотирьох пневмоциліндрів

Синхронізація роботи чотирьох пневмоциліндрів є необхідною умовою стабільного функціонування пневматичного механізму натиску, оскільки робоче зусилля передається на штанцювальну форму не через один центральний виконавчий елемент, а через кілька точок прикладання сили. За такої схеми рухома плита або траверса повинна переміщуватися як єдиний жорсткий вузол. Якщо один із пневмоциліндрів спрацьовує раніше, рухається швидше або має інший фактичний хід, виникає перекіс робочої форми відносно опорної плити. Це призводить до нерівномірного входження різальної кромки в картон, локального перевантаження окремих ділянок контуру та можливого неповного прорізування матеріалу.

Умови синхронної роботи визначаються як пневматичними, так і механічними чинниками. До пневматичних чинників належать однаковий робочий тиск у лініях подачі, рівність або близькість довжин пневмомагістралей, однаковий пропускний переріз трубопроводів, застосування одностипних пневмоциліндрів і регуляторів витрати. Якщо повітря надходить до циліндрів із різною швидкістю або під різним фактичним тиском, штоки переміщуються нерівномірно, навіть якщо геометричні параметри циліндрів однакові. Тому для чотирициліндрової схеми бажаним є симетричне підведення стисненого повітря від спільного розподільника та індивідуальне регулювання витрати на кожному відгалуженні.

Механічна синхронізація забезпечується жорстким з'єднанням штоків із рухомою плитою або траверсою. Такий зв'язок зменшує різницю переміщень між окремими точками прикладання сили та підтримує паралельність штанцювальної форми відносно опорної плити. Напрямні елементи виконують функцію стабілізації вертикального ходу, сприймають бокові навантаження та не допускають зміщення рухомої частини в поперечному напрямі. Це особливо важливо для пневматичного приводу, оскільки стиснене повітря має пружні властивості, а тому точність руху значною мірою залежить від жорсткості механічної частини пристрою.

Для прийнятого механізму з чотирма пневмоциліндрами синхронізація повинна забезпечити однакову глибину прорізування по всій довжині внутрішнього контуру. Розрахункове навантаження на один циліндр із урахуванням нерівномірності становить **576,08Н**, тоді як прийнятий пневмоциліндр діаметром **40мм** за тиску **0,6МПа** створює корисне зусилля **678,58Н**. Наявний силовий запас дає змогу компенсувати помірні відхилення навантаження, але не усуває потреби в точному узгодженні ходу штоків. Тому синхронізація в цій конструкції має забезпечуватися одночасно трьома рішеннями: однаковими пневмоциліндрами, регульованим пневматичним живленням і жорсткою напрямною системою.

Отже, працездатність чотирициліндрового механізму натиску залежить не лише від достатності сумарного зусилля, а й від узгодженості переміщення всіх виконавчих елементів. Синхронна робота пневмоциліндрів забезпечує рівномірне навантаження штанцювальної форми, збереження паралельності робочих поверхонь і стабільне прорізування внутрішнього контуру в картоні.

2.5. Технічні вимоги до удосконаленого механізму натиску

Технічні вимоги до удосконаленого механізму натиску формуються на основі конструктивної схеми пневматичного штанцювального пристрою, характеру

технологічної операції та результатів визначення навантажень під час прорізування внутрішнього контуру в картоні. Механізм натиску повинен забезпечувати стабільне передавання зусилля від чотирьох пневмоциліндрів до штанцювальної форми, зберігати паралельність робочих поверхонь, не допускати перекосу рухомої плити та створювати достатнє технологічне навантаження для повного прорізування матеріалу. Для прийнятого внутрішнього прямокутного контуру розміром 180×120 мм довжина різальної лінії становить 600 мм, а сумарне розрахункове зусилля натиску з урахуванням поправкових коефіцієнтів дорівнює 2003,76 Н. Це значення визначає мінімальний силовий рівень, який має бути гарантовано забезпечений механізмом у робочому циклі.

Силова вимога є базовою, оскільки недостатнє зусилля призводить до неповного прорізування картону, утворення нерівного краю, залишкових перемичок і зниження точності внутрішнього контуру. Для прийнятої схеми з чотирма пневмоциліндрами середнє навантаження на один циліндр становить 500,94 Н, а з урахуванням нерівномірності розподілу навантаження - 576,08 Н. Тому кожен пневмоциліндр має створювати корисне зусилля, яке перевищує це значення. Прийнятий стандартний діаметр поршня 40 мм за робочого тиску 0,6 МПа забезпечує корисне зусилля одного циліндра 678,58 Н, а сумарне корисне зусилля чотирьох циліндрів - 2714,32 Н. Фактичний коефіцієнт запасу за силою становить 1,35, що підтверджує достатність прийнятої силової схеми для заданої операції.

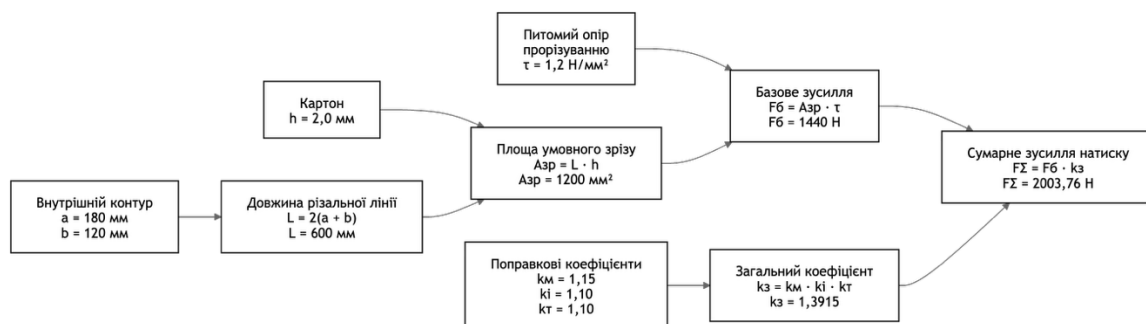


Рисунок 2.5 – Схема формування технічних вимог до удосконаленого механізму натиску

До удосконаленого механізму натиску висувається вимога синхронного переміщення всіх чотирьох пневмоциліндрів. Синхронність потрібна для того, щоб штанцювальна форма опускалася як єдиний жорсткий вузол, а не як система окремих точок прикладання сили. Якщо один із циліндрів спрацьовує раніше або рухається з іншою швидкістю, рухома плита отримує кутове відхилення, що змінює глибину входження різальної кромки в матеріал по довжині контуру. Для зменшення такого ризику в конструкції потрібно застосовувати однотипні пневмоциліндри з однаковим діаметром поршня та однаковим ходом штока, симетричне підведення стисненого повітря, регулятори витрати на лініях подачі та механічний напрямний супровід рухомої частини. Пневматична синхронізація повинна доповнюватися механічною, тому штоки циліндрів мають бути зв'язані з жорсткою траверсою або рухомою плитою.

Жорсткість несної рами, рухомої плити та опорної зони становить окрему технічну вимогу. У процесі прорізування внутрішнього контуру рама сприймає реактивні зусилля від натискання, а рухома плита передає навантаження на штанцювальну форму. За недостатньої жорсткості цих елементів частина зусилля витрачається на деформацію конструкції, через що фактичне навантаження на різальній кромці зменшується. Деформація траверси також спричиняє нерівномірний контакт форми з картоном: ділянки, розташовані ближче до точок прикладання сили, отримують більший тиск, а віддалені ділянки - менший. Тому

рухома плита повинна мати достатню згинальну жорсткість, а несна рама - забезпечувати просторову сталість у межах усього робочого циклу.

Таблиця 2.4 - Технічні вимоги до удосконаленого механізму натиску

Група вимог	Зміст вимоги	Розрахункове або конструктивне обґрунтування
Силова	Забезпечення сумарного зусилля натиску не менше 2003,76 Н	Розрахункове зусилля прорізування внутрішнього контуру з урахуванням поправкових коефіцієнтів
За запасом міцності	Забезпечення фактичного коефіцієнта запасу за силою не нижче 1,3	Прийнята схема забезпечує ($k_{\text{ф}} = 1,35$)
За пневмоциліндрами	Використання чотирьох пневмоциліндрів із діаметром поршня не менше 40 мм	Мінімально потрібний діаметр поршня становить 36,85 мм
За тиском	Робочий тиск у пневмосистемі - 0,6 МПа з можливістю регулювання	Дає змогу створити корисне зусилля одного циліндра 678,58 Н
За синхронністю	Однотимчасне переміщення чотирьох штоків без перекосу рухомої плити	Потрібне для рівномірного прорізування контуру довжиною 600 мм
За жорсткістю	Достатня жорсткість рами, траверси та опорної плити	Зменшує пружні деформації та втрати робочого зусилля
За точністю	Збереження паралельності штанцювальної форми й опорної плити	Забезпечує однакову глибину прорізування по всьому контуру
За напрямним супроводом	Використання напрямних для стабілізації вертикального руху	Знижує бокові навантаження на штоки пневмоциліндрів
За керуванням	Наявність розподільника, регулятора тиску та регуляторів витрати	Забезпечує налаштування сили й швидкості робочого ходу
За експлуатацією	Доступність циліндрів, ущільнень, напрямних і кріплень для обслуговування	Підвищує ремонтпридатність і скорочує час простою

Паралельність штанцювальної форми та опорної плити є обов'язковою умовою якісного прорізування. Для внутрішнього контуру ця вимога має підвищене значення, оскільки різальна лінія є замкненою, а неповне прорізування навіть на невеликій ділянці призводить до браку всієї заготовки. Удосконалений механізм

повинен забезпечувати вертикальне переміщення робочої форми без бокового зміщення. Для цього напрямні мають сприймати поперечні навантаження, які можуть виникати через нерівномірний опір картону або незначну асиметрію роботи пневмоциліндрів. Штоки пневмоциліндрів не повинні працювати як напрямні елементи, оскільки їх основне призначення полягає у передаванні осьового зусилля. Передавання на штоки бокових сил знижує ресурс ущільнень, збільшує тертя та погіршує плавність ходу.

Пневматична система керування повинна забезпечувати не лише подачу стисненого повітря, а й стабільне формування робочого режиму. Для цього в її складі передбачається розподільник, який задає напрям руху штоків, регулятор тиску, що встановлює потрібне зусилля натиску, та регулятори витрати, які дають змогу вирівнювати швидкість переміщення циліндрів. За потреби система може доповнюватися датчиками кінцевих положень, що фіксують завершення робочого й зворотного ходу. Такий контроль потрібний для запобігання повторному циклу до повного повернення рухомої плити у вихідне положення. Стабільність тиску в момент прорізування повинна зберігатися, оскільки короткочасне просідання тиску знижує фактичну силу натиску та може спричинити неповне прорізування матеріалу.

До конструкції висувається вимога технологічності виготовлення та ремонтпридатності. Основні елементи механізму мають виконуватися з доступних конструкційних матеріалів, а стандартні пневмоелементи - підбиратися з номенклатури серійних виробів. Кріплення пневмоциліндрів, штанцювальної форми та напрямних повинні забезпечувати можливість регулювання, заміни й технічного обслуговування без демонтажу всієї рами. Різальна форма має встановлюватися так, щоб її можна було замінити або переналагодити під інший внутрішній контур. Опорна плита або матриця повинна мати достатню зносостійкість, оскільки саме вона сприймає контактне навантаження після прорізування картону.

Окремо задається вимога безпечності роботи. Механізм натиску створює значне зусилля в зоні контакту штанцювальної форми з матеріалом, тому робоча зона має бути конструктивно обмежена від випадкового потрапляння рук оператора під час циклу. У пневматичній системі повинна бути передбачена можливість швидкого скидання тиску, а керування робочим ходом має виключати самовільне спрацювання циліндрів. Для підвищення безпечності можуть застосовуватися кінцеві вимикачі, захисні кожухи, дворуке керування або блокування запуску за відкритої робочої зони. Такі рішення не змінюють основної силової схеми, але підвищують експлуатаційну надійність пристрою.

Технічні вимоги до удосконаленого механізму натиску визначають напрям подальшого конструктивного опрацювання. Механізм повинен створювати сумарне зусилля не менше 2003,76 Н, використовувати чотири синхронізовані пневмоциліндри діаметром 40 мм, працювати за регульованого тиску близько 0,6 МПа, забезпечувати фактичний коефіцієнт запасу за силою 1,35 і зберігати можливість прорізування контуру довжиною до 812,63 мм за прийнятих характеристик картону. Конструкція має поєднувати достатню силову здатність, жорсткість, синхронність, точність переміщення, ремонтпридатність і безпечність роботи. Саме ці вимоги є основою для подальшого розрахунку параметрів пневмоциліндрів, вибору елементів пневматичної системи та оцінювання працездатності удосконаленого механізму натиску.

Висновки до розділу 2

Пневматичний штанцювальний пристрій має рамну конструкцію та працює за принципом передавання зусилля від чотирьох пневмоциліндрів до рухомої плити зі штанцювальною формою. Така схема дає змогу реалізувати вертикальний робочий хід, зменшити кількість проміжних механічних ланок і регулювати силу натиску за рахунок зміни тиску стисненого повітря. Основними елементами

пристрою є несна рама, пневмоциліндри, рухома плита або траверса, штанцювальна форма, напрямні, опорна плита та пневматична система керування.

Конструктивний аналіз показав, що працездатність механізму натиску залежить не лише від сумарного зусилля пневмоциліндрів, а й від жорсткості рами, точності напрямного супроводу та синхронності переміщення всіх виконавчих елементів. Застосування чотирьох пневмоциліндрів забезпечує рівномірніший розподіл навантаження на штанцювальну форму, однак потребує узгодженої роботи штоків. За відсутності синхронізації можливий перекид рухомої плити, що призводить до нерівномірного прорізування внутрішнього контуру в картоні.

Для попереднього визначення навантаження прийнято внутрішній прямокутний контур розміром 180×120 мм, товщину картону 2,0 мм і довжину різальної лінії 600 мм. Розрахунок показав, що сумарне зусилля натиску з урахуванням поправкових коефіцієнтів становить 2003,76 Н. За умови використання чотирьох пневмоциліндрів навантаження на один циліндр з урахуванням нерівномірності розподілу становить 576,08 Н.

Сформовані технічні вимоги до удосконаленого механізму натиску передбачають забезпечення достатнього зусилля висікання, синхронного переміщення чотирьох пневмоциліндрів, жорсткості рухомої плити та рами, паралельності штанцювальної форми й опорної плити, можливості регулювання робочого тиску та безпечної експлуатації пристрою. Отримані результати створюють основу для подальшого розрахунку параметрів пневмоциліндрів, перевірки силового запасу та аналізу працездатності механізму натиску.

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ПНЕВМАТИЧНОГО МЕХАНІЗМУ НАТИСКУ

3.1. Вхідні дані для розрахунку

Вхідні дані для розрахунку пневматичного механізму натиску приймаються з урахуванням конструктивної схеми пристрою, геометрії внутрішнього контуру, характеристик картонної заготовки та параметрів пневматичного приводу. Розрахунок орієнтований на перевірку працездатності механізму, у якому чотири пневмоциліндри синхронно переміщують рухому плиту зі штанцювальною формою та створюють зусилля, достатнє для прорізування внутрішнього контуру в картоні. Основними величинами, які визначають навантаження, є довжина різального контуру, товщина матеріалу, питомий опір прорізуванню, кількість виконавчих елементів, робочий тиск у пневмосистемі, діаметр поршня пневмоциліндра та коефіцієнти, що враховують реальні умови роботи механізму.

Для подальших розрахунків приймається внутрішній прямокутний контур розміром 180 × 120 мм. Така геометрія відповідає типовому прорізу в картонній заготовці, для якого навантаження визначається не площею отвору, а сумарною довжиною різальної лінії. Матеріалом заготовки приймається картон товщиною 2,0 мм. Різання виконується штанцювальною формою, що діє на матеріал у вертикальному напрямку. Робоче навантаження передається через рухому плиту, а реакція сприймається опорною плитою або матрицею. Така схема дає змогу перейти від геометричних параметрів контуру до визначення технологічного зусилля прорізування.

Довжина різального контуру для прямокутного отвору визначається за залежністю:

$$L = 2(a + b), \quad (3.1)$$

де L - довжина різального контуру, мм; a - довжина внутрішнього отвору, мм; b - ширина внутрішнього отвору, мм.

Після підстановки прийнятих геометричних параметрів:

$$L = 2(180 + 120) = 600 \text{ мм.} \quad (3.2)$$

Отримане базове значення 1440 Н характеризує мінімальне теоретичне зусилля, необхідне для прорізування заданого контуру за умови рівномірної структури картону, гострої різальної кромки та відсутності втрат у механізмі. Для реального пневматичного пристрою таке значення не є достатнім, оскільки під час роботи виникають додаткові втрати, пов'язані з неоднорідністю матеріалу, тертям у напрямних і зміною стану різальної кромки. Саме тому в подальшому використовується розрахункове сумарне зусилля 2003,76 Н.

Площа умовного зрізу матеріалу вздовж різальної лінії визначається як добуток довжини контуру на товщину картону:

$$A_{\text{зр}} = L \cdot h, \quad (3.3)$$

де $A_{\text{зр}}$ - площа умовного зрізу, мм²; h - товщина картону, мм.

Для прийнятих вихідних параметрів:

$$A_{\text{зр}} = 600 \cdot 2,0 = 1200 \text{ мм}^2. \quad (3.4)$$

Питомий опір прорізуванню картону приймається $\tau = 1,2 \text{ Н/мм}^2$. Це значення використовується як розрахункова характеристика матеріалу, що відображає силу, необхідну для руйнування одиниці площі умовного зрізу. Фактичне значення цього параметра залежить від щільності картону, вологості, шарової структури, стану різальної кромки та характеру опори під заготовкою. Для інженерного розрахунку прийняте значення дає змогу отримати технологічно обґрунтовану величину навантаження без надмірного ускладнення моделі.

Базове зусилля прорізування без урахування поправкових коефіцієнтів визначається за формулою:

$$F_{\text{б}} = A_{\text{зр}} \cdot \tau, \quad (3.5)$$

де $F_{\text{б}}$ - базове зусилля прорізування, Н; τ - питомий опір прорізуванню, Н/мм².

Підстановка вихідних значень дає:

$$F_{\text{б}} = 1200 \cdot 1,2 = 1440 \text{ Н.} \quad (3.6)$$

Значення $F_6 = 1440\text{Н}$ характеризує мінімальне теоретичне зусилля, потрібне для прорізування контуру за ідеалізованих умов. У реальному механізмі ця величина збільшується через нерівномірність властивостей матеріалу, зношування або неповну гостроту різальної кромки, втрати на тертя в напрямних, а також можливу нерівномірність розподілу сили між чотирма пневмоциліндрами. Для врахування цих чинників у розрахунок вводяться поправкові коефіцієнти.

Таблиця 3.1 - Геометричні та технологічні вхідні дані для розрахунку механізму натиску

Показник	Позначення	Значення	Одиниця вимірювання
Довжина внутрішнього отвору	a	180	мм
Ширина внутрішнього отвору	b	120	мм
Довжина різального контуру	L	600	мм
Товщина картону	h	2,0	мм
Площа умовного зрізу	$A_{зр}$	1200	мм ²
Питомий опір прорізуванню	τ	1,2	Н/мм ²
Базове зусилля прорізування	F_6	1440	Н

Для приведення базового зусилля до реальних умов роботи приймаються коефіцієнти, які враховують відхилення технологічного процесу від ідеалізованої моделі. Коефіцієнт нерівномірності матеріалу $k_m = 1,15$ враховує можливу різницю щільності та структури картону по площі заготовки. Коефіцієнт стану інструмента $k_i = 1,10$ враховує поступове зношування різальної кромки. Коефіцієнт втрат на тертя $k_t = 1,10$ враховує втрати в напрямних, ущільненнях і рухомих з'єднаннях. Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між пневмоциліндрами $k_n = 1,15$ використовується під час перевірки навантаження на один виконавчий елемент.

Загальний коефіцієнт запасу за технологічним навантаженням визначається як добуток трьох коефіцієнтів:

$$k_3 = k_m \cdot k_i \cdot k_T. \quad (3.7)$$

Після підстановки:

$$k_3 = 1,15 \cdot 1,10 \cdot 1,10 = 1,3915. \quad (3.8)$$

Розрахункове сумарне зусилля натиску з урахуванням реальних умов роботи визначається за залежністю:

$$F_\Sigma = F_6 \cdot k_3. \quad (3.9)$$

$$F_\Sigma = 1440 \cdot 1,3915 = 2003,76 \text{ Н}. \quad (3.10)$$

Отже, для прийнятих вхідних даних механізм натиску повинен забезпечити сумарне робоче зусилля не менше 2003,76Н. У кілоньютонах це значення становить:

$$F_\Sigma = 2,004 \text{ кН}. \quad (3.11)$$

Для створення цього навантаження приймається чотири пневмоциліндри. Робочий тиск у пневматичній системі становить $p = 0,6 \text{ МПа}$. Оскільки 1 МПа відповідає 1 Н/мм^2 , у подальших обчисленнях тиск можна використовувати у вигляді:

$$p = 0,6 \text{ МПа} = 0,6 \text{ Н/мм}^2. \quad (3.12)$$

Діаметр поршня приймається $D = 40 \text{ мм}$. Це значення відповідає найближчому більшому стандартному типорозміру після попередньо визначеного мінімально потрібного діаметра. Кількість пневмоциліндрів приймається $n = 4$, оскільки така схема забезпечує розподіл навантаження між чотирма точками прикладання сили та зменшує ризик перекосу рухомої плити.

Таблиця 3.2 - Вхідні дані пневматичного приводу механізму натиску

Показник	Позначення	Значення	Одиниця вимірювання
Кількість пневмоциліндрів	n	4	шт.

Робочий тиск у пневмосистемі	p	0,6	МПа
Робочий тиск у розрахункових одиницях	p	0,6	Н/мм ²
Прийнятий діаметр поршня	D	40	мм
Коефіцієнт корисної дії силової передачі	η	0,90	-
Коефіцієнт нерівномірності навантаження між циліндрами	k_n	1,15	-

Прийняті вхідні дані забезпечують логічний перехід до розрахунку параметрів пневматичного механізму натиску. Геометричні параметри контуру визначають довжину різальної лінії та площу умовного зрізу. Технологічні характеристики картону задають базове зусилля прорізування. Поправкові коефіцієнти переводять це зусилля до умов реальної роботи пристрою. Параметри пневматичного приводу дають змогу перевірити, чи створюють чотири пневмоциліндри діаметром 40 мм достатнє зусилля за прийнятого робочого тиску. Надалі ці величини використовуються для розрахунку зусилля одного пневмоциліндра, сумарної сили приводу, коефіцієнта запасу та допустимої довжини різального контуру.

3.2. Розрахунок зусилля висікання картону

Розрахунок зусилля висікання картону виконується для визначення силового навантаження, яке повинна створювати штанцювальна форма під час прорізування внутрішнього контуру. У пневматичному механізмі натиску це зусилля є основним розрахунковим параметром, оскільки саме від нього залежить вибір пневмоциліндрів, робочого тиску, жорсткості рухомої плити, міцності кріплення штанцювальної форми та допустимого режиму роботи пристрою. При висіканні картону руйнування матеріалу відбувається вздовж різальної лінії, тому

навантаження визначається не площею отвору, а добутком довжини контуру, товщини матеріалу та питомого опору прорізуванню. Для прийнятого внутрішнього прямокутного контуру 180×120 мм довжина різальної лінії становить 600 мм, товщина картону дорівнює 2,0 мм, а питомий опір прорізуванню прийнято $1,2 \text{ Н/мм}^2$.

Основою розрахунку є визначення площі умовного зрізу. Ця площа не є площею самого отвору, оскільки під час висікання матеріал руйнується по вузькій лінії контакту різальної кромки з картоном. Тому площа умовного зрізу приймається як добуток повної довжини різальної лінії на товщину матеріалу:

$$A_{\text{зр}} = L \cdot h, \quad (3.13)$$

де $A_{\text{зр}}$ - площа умовного зрізу матеріалу, мм^2 ; L - довжина різального контуру, мм; h - товщина картону, мм.

Підстановка прийнятих значень дає:

$$A_{\text{зр}} = 600 \cdot 2,0 = 1200 \text{ мм}^2. \quad (3.14)$$

Отримане базове значення 1440 Н характеризує мінімальне теоретичне зусилля, необхідне для прорізування заданого контуру за умови рівномірної структури картону, гострої різальної кромки та відсутності втрат у механізмі. Для реального пневматичного пристрою таке значення не є достатнім, оскільки під час роботи виникають додаткові втрати, пов'язані з неоднорідністю матеріалу, тертям у напрямних і зміною стану різальної кромки. Саме тому в подальшому використовується розрахункове сумарне зусилля 2003,76 Н.

Базове зусилля висікання визначається через питомий опір прорізуванню картону:

$$F_{\text{б}} = A_{\text{зр}} \cdot \tau, \quad (3.15)$$

де $F_{\text{б}}$ - базове зусилля висікання без урахування поправкових коефіцієнтів, Н; τ - питомий опір прорізуванню картону, Н/мм^2 .

Після підстановки числових значень:

$$F_6 = 1200 \cdot 1,2 = 1440 \text{ Н.} \quad (3.16)$$

Базове зусилля 1440Н відображає теоретично необхідну силу для прорізування заданого контуру за ідеальних умов: рівномірної структури картону, гострої різальної кромки, відсутності втрат на тертя та повної паралельності робочих поверхонь. У реальному пневматичному штанцювальному пристрої ці умови не виконуються повністю, тому базове значення потрібно збільшити за допомогою поправкових коефіцієнтів.

Для врахування неоднорідності картону використовується коефіцієнт k_m . Його введення пояснюється тим, що картон має волокнисту структуру, локальні відмінності щільності, можливі зміни вологості та неоднаковий опір різанню по різних ділянках заготовки. У розрахунку приймається:

$$k_m = 1,15. \quad (3.17)$$

Зусилля висікання з урахуванням нерівномірності матеріалу становить:

$$F_m = F_6 \cdot k_m. \quad (3.18)$$

$$F_m = 1440 \cdot 1,15 = 1656 \text{ Н.} \quad (3.19)$$

Отже, лише врахування неоднорідності матеріалу збільшує потрібне зусилля з 1440Н до 1656Н. Це підтверджує, що для картону як багатошарового або волокнистого матеріалу не можна обмежуватися тільки теоретичним опором зрізу.

Далі враховується стан різального інструмента. У процесі експлуатації штанцювальна форма поступово втрачає початкову гостроту, а фактична ширина зони контакту різальної кромки з матеріалом збільшується. Це підвищує опір прорізуванню та вимагає більшого натиску. Для врахування цього чинника приймається коефіцієнт стану інструмента:

$$k_i = 1,10. \quad (3.20)$$

Зусилля з урахуванням стану інструмента визначається так:

$$F_{mi} = F_m \cdot k_i. \quad (3.21)$$

$$F_{mi} = 1656 \cdot 1,10 = 1821,6 \text{ Н.} \quad (3.22)$$

Значення 1821,6Н показує, що навіть помірне врахування зношування або неповної гостроти інструмента помітно збільшує потрібне зусилля натиску. Для пневматичного механізму це має значення, оскільки робочий тиск повинен мати регульовальний запас, щоб компенсувати зміну стану штанцювальної форми без заміни пневмоциліндрів.

Останнім поправковим множником у розрахунку технологічного зусилля є коефіцієнт втрат на тертя. Він враховує механічні втрати в напрямних, ущільненнях пневмоциліндрів, шарнірних або кріпильних елементах, а також незначне відхилення рухомої плити від ідеального вертикального переміщення. Приймається:

$$k_T = 1,10. \quad (3.23)$$

Повне розрахункове зусилля висікання визначається за формулою:

$$F_{\Sigma} = F_{mi} \cdot k_T. \quad (3.24)$$

$$F_{\Sigma} = 1821,6 \cdot 1,10 = 2003,76 \text{ Н}. \quad (3.25)$$

Отримане базове значення 1440 Н характеризує мінімальне теоретичне зусилля, необхідне для прорізування заданого контуру за умови рівномірної структури картону, гострої різальної кромки та відсутності втрат у механізмі. Для реального пневматичного пристрою таке значення не є достатнім, оскільки під час роботи виникають додаткові втрати, пов'язані з неоднорідністю матеріалу, тертям у напрямних і зміною стану різальної кромки. Саме тому в подальшому використовується розрахункове сумарне зусилля 2003,76 Н.

$$F_{\Sigma} = \frac{2003,76}{1000} = 2,004 \text{ кН}. \quad (3.26)$$

Це означає, що для прорізування внутрішнього прямокутного контуру розміром 180 × 120мм у картоні товщиною 2,0мм пневматичний механізм натиску повинен створювати сумарне робоче зусилля не менше 2,004кН. Саме це значення надалі використовується для визначення навантаження на один пневмоциліндр і перевірки достатності прийнятого діаметра поршня.

Для перевірки правильності розрахунку можна визначити загальний коефіцієнт збільшення базового зусилля:

$$k_3 = \frac{F_\Sigma}{F_6}. \quad (3.27)$$

$$k_3 = \frac{2003,76}{1440} = 1,3915. \quad (3.28)$$

Отримане базове значення 1440 Н характеризує мінімальне теоретичне зусилля, необхідне для прорізування заданого контуру за умови рівномірної структури картону, гострої різальної кромки та відсутності втрат у механізмі. Для реального пневматичного пристрою таке значення не є достатнім, оскільки під час роботи виникають додаткові втрати, пов'язані з неоднорідністю матеріалу, тертям у напрямних і зміною стану різальної кромки. Саме тому в подальшому використовується розрахункове сумарне зусилля 2003,76 Н.

$$k_3 = k_m \cdot k_i \cdot k_T = 1,15 \cdot 1,10 \cdot 1,10 = 1,3915. \quad (3.29)$$

Такий результат підтверджує узгодженість розрахунку: базове зусилля 1440Н збільшується до 2003,76Н саме за рахунок урахування властивостей матеріалу, стану інструмента та механічних втрат у приводі.

Для оцінювання впливу геометрії контуру на навантаження доцільно визначити питоме зусилля на один міліметр різальної лінії. Цей показник показує, яке навантаження припадає на одиницю довжини контуру після врахування всіх поправкових коефіцієнтів:

$$q_L = \frac{F_\Sigma}{L}, \quad (3.30)$$

де q_L - питома зусилля на одиницю довжини різальної лінії, Н/мм.

$$q_L = \frac{2003,76}{600} = 3,34 \text{ Н/мм}. \quad (3.31)$$

Питома зусилля 3,34Н/мм означає, що кожен міліметр різальної лінії в прийнятих умовах потребує приблизно 3,34Н сумарного натиску. Цей показник зручно використовувати для подальшої оцінки інших контурів. Наприклад, якщо

довжина внутрішнього контуру буде збільшена, нове зусилля можна попередньо оцінити пропорційно довжині різання.

Для перевірки чутливості навантаження до товщини матеріалу розраховується зусилля висікання для кількох можливих значень товщини картону за незмінної довжини контуру $L = 600\text{мм}$, питомого опору $\tau = 1,2\text{Н/мм}^2$ і загального коефіцієнта $k_3 = 1,3915$. Розрахунок виконується за залежністю:

$$F_{\Sigma h} = L \cdot h \cdot \tau \cdot k_3. \quad (3.32)$$

Для картону товщиною 1,5мм:

$$F_{\Sigma 1,5} = 600 \cdot 1,5 \cdot 1,2 \cdot 1,3915 = 1502,82 \text{ Н}. \quad (3.33)$$

Для картону товщиною 2,0мм:

$$F_{\Sigma 2,0} = 600 \cdot 2,0 \cdot 1,2 \cdot 1,3915 = 2003,76 \text{ Н}. \quad (3.34)$$

Для картону товщиною 2,5мм:

$$F_{\Sigma 2,5} = 600 \cdot 2,5 \cdot 1,2 \cdot 1,3915 = 2504,70 \text{ Н}. \quad (3.35)$$

Для картону товщиною 3,0мм:

$$F_{\Sigma 3,0} = 600 \cdot 3,0 \cdot 1,2 \cdot 1,3915 = 3005,64 \text{ Н}. \quad (3.36)$$

Результати показують прямо пропорційну залежність між товщиною картону та потрібним зусиллям висікання. Збільшення товщини з 2,0мм до 3,0мм підвищує розрахункове навантаження з 2003,76Н до 3005,64Н, тобто на 1001,88Н. Це має практичне значення для вибору робочого режиму пневматичної системи, оскільки при переході до товстішого матеріалу необхідно або підвищувати робочий тиск, або застосовувати пневмоциліндри більшого діаметра.

Таблиця 3.3 - Залежність зусилля висікання від товщини картону

Товщина картону h , мм	Довжина контуру L , мм	Питомий опір τ , Н/мм ²	Коефіцієнт k_3	Зусилля висікання $F_{\Sigma h}$, Н
1,5	600	1,2	1,3915	1502,82
2,0	600	1,2	1,3915	2003,76
2,5	600	1,2	1,3915	2504,70
3,0	600	1,2	1,3915	3005,64

Аналіз значень у таблиці 3.3 показує, що прийнята товщина 2,0мм є середнім розрахунковим варіантом, для якого потрібне зусилля становить 2003,76Н. Якщо пристрій використовуватиметься для товстішого картону, силовий запас потрібно перевіряти окремо. Для товщини 3,0мм розрахункове навантаження вже наближається до 3,0кН, тому базова схема з чотирма циліндрами діаметром 40 мм за тиску 0,6МПа може працювати на межі допустимого запасу. Це підтверджує необхідність регулювання тиску та обмеження діапазону матеріалів, для яких пристрій використовується без заміни виконавчих елементів.

Для оцінювання впливу довжини різального контуру на навантаження розрахунок виконується за незмінної товщини $h = 2,0\text{мм}$. У цьому випадку зусилля визначається формулою:

$$F_{\Sigma L} = L \cdot 2,0 \cdot 1,2 \cdot 1,3915. \quad (3.37)$$

Для контуру довжиною 400мм:

$$F_{\Sigma 400} = 400 \cdot 2,0 \cdot 1,2 \cdot 1,3915 = 1335,84 \text{ Н}. \quad (3.38)$$

Для контуру довжиною 600мм:

$$F_{\Sigma 600} = 600 \cdot 2,0 \cdot 1,2 \cdot 1,3915 = 2003,76 \text{ Н}. \quad (3.39)$$

Для контуру довжиною 800мм:

$$F_{\Sigma 800} = 800 \cdot 2,0 \cdot 1,2 \cdot 1,3915 = 2671,68 \text{ Н}. \quad (3.40)$$

Для контуру довжиною 1000мм:

$$F_{\Sigma 1000} = 1000 \cdot 2,0 \cdot 1,2 \cdot 1,3915 = 3339,60 \text{ Н}. \quad (3.41)$$

Таблиця 3.4 - Залежність зусилля висікання від довжини різального контуру

Довжина контуру L , мм	Товщина картону h , мм	Питомий опір τ , Н/мм ²	Коефіцієнт k_3	Зусилля висікання $F_{\Sigma L}$, Н
400	2,0	1,2	1,3915	1335,84
600	2,0	1,2	1,3915	2003,76
800	2,0	1,2	1,3915	2671,68
1000	2,0	1,2	1,3915	3339,60

Залежність у таблиці 3.4 підтверджує, що довжина контуру є одним із головних чинників формування навантаження. При збільшенні довжини різальної лінії з 600мм до 1000мм потрібне зусилля зростає з 2003,76Н до 3339,60Н. Це означає, що пневматичний механізм натиску, розрахований для одного типорозміру внутрішнього контуру, не можна без перевірки застосовувати для значно більших прорізів. Для кожного нового формату потрібно порівнювати розрахункове зусилля з фактичним зусиллям, яке здатні створити пневмоциліндри.

Підсумкові результати розрахунку зусилля висікання картону наведено в таблиці 3.5.

Таблиця 3.5 - Підсумкові результати розрахунку зусилля висікання картону

Розрахунковий показник	Позначення	Значення	Одиниця вимірювання
Довжина різального контуру	L	600	мм
Товщина картону	h	2,0	мм
Площа умовного зрізу	$A_{зр}$	1200	мм ²
Питомий опір прорізуванню	τ	1,2	Н/мм ²
Базове зусилля висікання	F_6	1440	Н
Коефіцієнт нерівномірності матеріалу	k_m	1,15	-
Коефіцієнт стану інструмента	k_i	1,10	-
Коефіцієнт втрат на тертя	k_T	1,10	-
Загальний коефіцієнт запасу	k_3	1,3915	-
Розрахункове зусилля висікання	F_Σ	2003,76	Н
Розрахункове зусилля висікання	F_Σ	2,004	кН
Питоме зусилля на 1 мм контуру	q_L	3,34	Н/мм

Розрахунок показав, що для прорізування внутрішнього прямокутного контуру 180×120 мм у картоні товщиною 2,0 мм потрібне сумарне зусилля 2003,76 Н, або 2,004 кН. Базове зусилля без поправкових коефіцієнтів становить 1440 Н, а загальний коефіцієнт збільшення навантаження дорівнює 1,3915. Питоме зусилля на один міліметр різальної лінії становить 3,34 Н/мм. Отримане значення F_{Σ} є вихідним для подальшого розподілу навантаження між чотирма пневмоциліндрами та перевірки достатності параметрів пневматичного приводу.

3.3. Розподіл навантаження між чотирма пневмоциліндрами

Розподіл навантаження між чотирма пневмоциліндрами виконується після визначення сумарного зусилля висікання картону. За результатами попереднього розрахунку для прорізування внутрішнього прямокутного контуру 180×120 мм у картоні товщиною 2,0 мм потрібне сумарне зусилля:

$$F_{\Sigma} = 2003,76 \text{ Н.} \quad (3.42)$$

Це зусилля створюється чотирма пневмоциліндрами, які працюють одночасно й передають навантаження на рухому плиту або траверсу. За симетричного розміщення циліндрів, однакових діаметрів поршнів, однакового тиску в робочих порожнинах і достатньої жорсткості траверси навантаження між виконавчими елементами розподіляється рівномірно. У такому випадку середнє зусилля, що припадає на один пневмоциліндр, визначається за формулою:

$$F_{\text{ц.сер}} = \frac{F_{\Sigma}}{n}, \quad (3.43)$$

де $F_{\text{ц.сер}}$ - середнє навантаження на один пневмоциліндр, Н; F_{Σ} - сумарне зусилля висікання, Н; n - кількість пневмоциліндрів.

Для прийнятої конструкції:

$$n = 4. \quad (3.44)$$

Тоді:

$$F_{ц.сер} = \frac{2003,76}{4} = 500,94 \text{ Н.} \quad (3.45)$$

Отримане базове значення 1440 Н характеризує мінімальне теоретичне зусилля, необхідне для прорізування заданого контуру за умови рівномірної структури картону, гострої різальної кромки та відсутності втрат у механізмі. Для реального пневматичного пристрою таке значення не є достатнім, оскільки під час роботи виникають додаткові втрати, пов'язані з неоднорідністю матеріалу, тертям у напрямних і зміною стану різальної кромки. Саме тому в подальшому використовується розрахункове сумарне зусилля 2003,76 Н.

Для врахування нерівномірності розподілу навантаження вводиться коефіцієнт k_H . У розрахунку приймається:

$$k_H = 1,15. \quad (3.46)$$

Розрахункове навантаження на один пневмоциліндр з урахуванням можливої нерівномірності визначається за залежністю:

$$F_{ц.розр} = F_{ц.сер} \cdot k_H. \quad (3.47)$$

Після підстановки:

$$F_{ц.розр} = 500,94 \cdot 1,15 = 576,08 \text{ Н.} \quad (3.48)$$

Значення 576,08Н приймається як розрахункове навантаження, яке повинен гарантовано забезпечувати один пневмоциліндр. Воно перевищує середнє навантаження на 75,14Н:

$$\Delta F_H = F_{ц.розр} - F_{ц.сер}, \quad (3.49)$$

$$\Delta F_H = 576,08 - 500,94 = 75,14 \text{ Н.} \quad (3.50)$$

Відносне збільшення навантаження на один циліндр унаслідок нерівномірності становить:

$$\delta_H = \frac{\Delta F_H}{F_{ц.сер}} \cdot 100\%, \quad (3.51)$$

$$\delta_H = \frac{75,14}{500,94} \cdot 100\% = 15,0\%. \quad (3.52)$$

Це відповідає прийнятому коефіцієнту нерівномірності $k_n = 1,15$. Отже, під час вибору пневмоциліндрів орієнтуватися потрібно не на середнє значення 500,94Н, а на підвищене розрахункове навантаження 576,08Н.

Для перевірки прийнятого пневмоциліндра використовується діаметр поршня:

$$D = 40 \text{ мм.} \quad (3.53)$$

Площа поршня визначається за формулою:

$$A_{40} = \frac{\pi D^2}{4}. \quad (3.54)$$

Після підстановки:

$$A_{40} = \frac{3,1416 \cdot 40^2}{4} = 1256,64 \text{ мм}^2. \quad (3.55)$$

Робочий тиск у пневмосистемі приймається:

$$p = 0,6 \text{ МПа} = 0,6 \text{ Н/мм}^2. \quad (3.56)$$

Теоретичне зусилля одного пневмоциліндра визначається як добуток тиску на площу поршня:

$$F_{40}^T = p \cdot A_{40}. \quad (3.57)$$

$$F_{40}^T = 0,6 \cdot 1256,64 = 753,98 \text{ Н.} \quad (3.58)$$

Для врахування втрат у силовій передачі приймається коефіцієнт корисної дії:

$$\eta = 0,90. \quad (3.59)$$

Корисне зусилля одного пневмоциліндра становить:

$$F_{40}^K = F_{40}^T \cdot \eta. \quad (3.60)$$

$$F_{40}^K = 753,98 \cdot 0,90 = 678,58 \text{ Н.} \quad (3.61)$$

Порівняння корисного зусилля одного циліндра з розрахунковим навантаженням на один виконавчий елемент виконується за коефіцієнтом індивідуального запасу:

$$k_{\text{ц}} = \frac{F_{40}^K}{F_{\text{ц,розр}}}. \quad (3.62)$$

$$k_{\text{ц}} = \frac{678,58}{576,08} = 1,18. \quad (3.63)$$

Коефіцієнт $k_{\text{ц}} = 1,18$ показує, що один пневмоциліндр діаметром 40 мм за тиску 0,6МПа забезпечує зусилля, яке перевищує розрахункове індивідуальне навантаження на 18%. Абсолютний запас зусилля одного циліндра становить:

$$\Delta F_{\text{ц}} = F_{40}^{\text{к}} - F_{\text{ц.розр}}, \quad (3.64)$$

$$\Delta F_{\text{ц}} = 678,58 - 576,08 = 102,50 \text{ Н}. \quad (3.65)$$

Сумарне корисне зусилля чотирьох пневмоциліндрів визначається за формулою:

$$F_{4\text{ц}} = n \cdot F_{40}^{\text{к}}. \quad (3.66)$$

$$F_{4\text{ц}} = 4 \cdot 678,58 = 2714,32 \text{ Н}. \quad (3.67)$$

Сумарний коефіцієнт запасу за зусиллям:

$$k_{\text{ф}} = \frac{F_{4\text{ц}}}{F_{\Sigma}}. \quad (3.68)$$

$$k_{\text{ф}} = \frac{2714,32}{2003,76} = 1,35. \quad (3.69)$$

Отримане базове значення 1440 Н характеризує мінімальне теоретичне зусилля, необхідне для прорізування заданого контуру за умови рівномірної структури картону, гострої різальної кромки та відсутності втрат у механізмі. Для реального пневматичного пристрою таке значення не є достатнім, оскільки під час роботи виникають додаткові втрати, пов'язані з неоднорідністю матеріалу, тертям у напрямних і зміною стану різальної кромки. Саме тому в подальшому використовується розрахункове сумарне зусилля 2003,76 Н.

$$\Delta F_{\Sigma} = F_{4\text{ц}} - F_{\Sigma}. \quad (3.70)$$

$$\Delta F_{\Sigma} = 2714,32 - 2003,76 = 710,56 \text{ Н}. \quad (3.71)$$

Відносний сумарний запас:

$$\delta_{\Sigma} = \frac{\Delta F_{\Sigma}}{F_{\Sigma}} \cdot 100\%. \quad (3.72)$$

$$\delta_{\Sigma} = \frac{710,56}{2003,76} \cdot 100\% = 35,46\%. \quad (3.73)$$

Таблиця 3.6 - Розподіл навантаження між чотирма пневмоциліндрами

Розрахунковий показник	Позначення	Значення	Одиниця вимірювання
Сумарне зусилля висікання	F_{Σ}	2003,76	Н
Кількість пневмоциліндрів	n	4	шт.
Середнє навантаження на один циліндр	$F_{ц,сер}$	500,94	Н
Коефіцієнт нерівномірності розподілу	k_n	1,15	-
Розрахункове навантаження на один циліндр	$F_{ц,розр}$	576,08	Н
Прийнятий діаметр поршня	D	40	мм
Площа поршня	A_{40}	1256,64	мм ²
Робочий тиск	p	0,6	МПа
Теоретичне зусилля одного циліндра	F_{40}^T	753,98	Н
Корисне зусилля одного циліндра	F_{40}^K	678,58	Н
Індивідуальний коефіцієнт запасу	$k_{ц}$	1,18	-
Сумарне корисне зусилля чотирьох циліндрів	$F_{4ц}$	2714,32	Н
Сумарний коефіцієнт запасу	k_{ϕ}	1,35	-
Абсолютний сумарний запас зусилля	ΔF_{Σ}	710,56	Н
Відносний сумарний запас зусилля	δ_{Σ}	35,46	%

Для додаткової перевірки розглядається випадок, коли сумарне навантаження прикладається до рухомої плити з невеликим ексцентриситетом. Такий випадок можливий через зміщення заготовки, нерівномірність контакту штанцювальної

форми з матеріалом або неточність базування. Для оцінки приймається відстань між крайніми пневмоциліндрами в поздовжньому напрямі:

$$s_x = 600 \text{ мм}, \quad (3.74)$$

а в поперечному напрямі:

$$s_y = 400 \text{ мм}. \quad (3.75)$$

Приймається можливе зміщення рівнодійної сили від центра робочої зони:

$$e_x = 20 \text{ мм}, \quad (3.76)$$

$$e_y = 15 \text{ мм}. \quad (3.77)$$

Додаткове навантаження від ексцентриситету в поздовжньому напрямі визначається за формулою:

$$\Delta F_x = \frac{F_{\Sigma} \cdot e_x}{2s_x}. \quad (3.78)$$

$$\Delta F_x = \frac{2003,76 \cdot 20}{2 \cdot 600} = 33,40 \text{ Н}. \quad (3.79)$$

Додаткове навантаження від ексцентриситету в поперечному напрямі:

$$\Delta F_y = \frac{F_{\Sigma} \cdot e_y}{2s_y}. \quad (3.80)$$

$$\Delta F_y = \frac{2003,76 \cdot 15}{2 \cdot 400} = 37,57 \text{ Н}. \quad (3.81)$$

Максимальне навантаження на найбільш завантажений пневмоциліндр у разі одночасної дії двох ексцентриситетів становить:

$$F_{\text{ц.макс}} = F_{\text{ц.сер}} + \Delta F_x + \Delta F_y. \quad (3.82)$$

$$F_{\text{ц.макс}} = 500,94 + 33,40 + 37,57 = 571,91 \text{ Н}. \quad (3.83)$$

Мінімальне навантаження на протилежний пневмоциліндр:

$$F_{\text{ц.мін}} = F_{\text{ц.сер}} - \Delta F_x - \Delta F_y. \quad (3.84)$$

$$F_{\text{ц.мін}} = 500,94 - 33,40 - 37,57 = 429,97 \text{ Н}. \quad (3.85)$$

Отримане максимальне значення $F_{\text{ц.макс}} = 571,91 \text{ Н}$ практично збігається з попередньо прийнятим розрахунковим навантаженням $F_{\text{ц.розр}} = 576,08 \text{ Н}$. Це

підтверджує, що коефіцієнт нерівномірності $k_n = 1,15$ достатньо коректно враховує можливе зміщення рівнодійної сили та нерівномірний розподіл навантаження між пневмоциліндрами.

Таблиця 3.7 - Перевірка навантаження на пневмоциліндри з урахуванням ексцентриситету

Показник	Позначення	Значення	Одиниця вимірювання
Сумарне зусилля висікання	F_Σ	2003,76	Н
Поздовжня відстань між циліндрами	s_x	600	мм
Поперечна відстань між циліндрами	s_y	400	мм
Поздовжній ексцентриситет	e_x	20	мм
Поперечний ексцентриситет	e_y	15	мм
Додаткове навантаження в поздовжньому напрямі	ΔF_x	33,40	Н
Додаткове навантаження в поперечному напрямі	ΔF_y	37,57	Н
Максимальне навантаження на циліндр	$F_{ц, \max}$	571,91	Н
Мінімальне навантаження на циліндр	$F_{ц, \min}$	429,97	Н
Розрахункове навантаження за коефіцієнтом k_n	$F_{ц, \text{розр}}$	576,08	Н

Результати розподілу навантаження показують, що прийнята схема з чотирма пневмоциліндрами забезпечує достатню силову рівновагу механізму натиску. За рівномірного розподілу на один циліндр припадає 500,94Н, а з урахуванням нерівномірності - 576,08Н. Корисне зусилля одного пневмоциліндра діаметром 40 мм за тиску 0,6МПа становить 678,58Н, що забезпечує індивідуальний коефіцієнт

запасу 1,18. Сумарне корисне зусилля чотирьох циліндрів дорівнює 2714,32Н, а сумарний запас за силою становить 35,46%. Перевірка з урахуванням ексцентриситету показала, що максимальне навантаження на один циліндр становить 571,91Н, тобто не перевищує прийняте розрахункове значення 576,08Н. Отже, навантаження між пневмоциліндрами розподіляється в межах допустимого силового діапазону, а прийнята схема може використовуватися для подальшого розрахунку параметрів пневматичного приводу.

3.4. Визначення потрібного тиску та параметрів пневмоциліндрів

Визначення потрібного тиску та параметрів пневмоциліндрів виконується на основі розрахункового навантаження, яке припадає на один виконавчий елемент механізму натиску. За результатами розподілу зусилля між чотирма пневмоциліндрами встановлено, що сумарне зусилля висікання картону становить $F_{\Sigma} = 2003,76\text{Н}$, середнє навантаження на один циліндр дорівнює $F_{\text{ц,сер}} = 500,94\text{Н}$, а розрахункове навантаження на один пневмоциліндр з урахуванням нерівномірності розподілу становить $F_{\text{ц,розр}} = 576,08\text{Н}$. Саме це значення використовується як мінімальна корисна сила, яку повинен забезпечувати кожен пневмоциліндр у робочому ході.

Для механізму приймається чотири однакові пневмоциліндри двосторонньої дії з діаметром поршня $D = 40\text{мм}$. Такий діаметр було прийнято як найближчий більший стандартний типорозмір після визначення мінімально потрібного діаметра. Площа поршня пневмоциліндра визначається за формулою:

$$A = \frac{\pi D^2}{4}. \quad (3.86)$$

Після підстановки прийнятого діаметра:

$$A = \frac{3,1416 \cdot 40^2}{4} = 1256,64 \text{ мм}^2. \quad (3.87)$$

Для визначення потрібного робочого тиску використовується залежність між силою, тиском, площею поршня та коефіцієнтом корисної дії силової передачі. У розрахунку приймається коефіцієнт корисної дії $\eta = 0,90$, що враховує втрати на тертя в ущільненнях, напрямних і рухомих з'єднаннях:

$$F_{\text{ц}} = p \cdot A \cdot \eta. \quad (3.88)$$

Звідси потрібний тиск для забезпечення розрахункового навантаження на один пневмоциліндр:

$$p_{\text{потр}} = \frac{F_{\text{ц,розр}}}{A \cdot \eta}. \quad (3.89)$$

Після підстановки значень:

$$p_{\text{потр}} = \frac{576,08}{1256,64 \cdot 0,90} = 0,509 \text{ Н/мм}^2. \quad (3.90)$$

Оскільки $1 \text{ Н/мм}^2 = 1 \text{ МПа}$, отримане значення можна записати так:

$$p_{\text{потр}} = 0,509 \text{ МПа}. \quad (3.91)$$

Отже, для гарантованого створення розрахункового навантаження 576,08Н один пневмоциліндр діаметром 40 мм повинен працювати за тиску не менше 0,509МПа. Для подальшого розрахунку приймається стандартний робочий тиск пневматичної системи:

$$p_p = 0,6 \text{ МПа}. \quad (3.92)$$

Прийнятий тиск перевищує мінімально потрібний, тому запас за тиском визначається за формулою:

$$k_p = \frac{p_p}{p_{\text{потр}}}. \quad (3.93)$$

$$k_p = \frac{0,6}{0,509} = 1,18. \quad (3.94)$$

Абсолютний запас за тиском становить:

$$\Delta p = p_p - p_{\text{потр}}. \quad (3.95)$$

$$\Delta p = 0,6 - 0,509 = 0,091 \text{ МПа}. \quad (3.96)$$

Відносний запас за тиском:

$$\delta_p = \frac{\Delta p}{p_{\text{потр}}} \cdot 100\%. \quad (3.97)$$

$$\delta_p = \frac{0,091}{0,509} \cdot 100\% = 17,88\%. \quad (3.98)$$

Результат показує, що прийнятий робочий тиск 0,6МПа забезпечує достатній запас щодо мінімально потрібного тиску. Це дає змогу компенсувати короточасні втрати тиску в магістралях, неоднаковість опору в окремих пневмоциліндрах і можливе збільшення опору прорізуванню через зміну властивостей картону або стану різальної кромки.

Корисне зусилля одного пневмоциліндра за прийнятого робочого тиску визначається за формулою:

$$F_{\text{ц.к}} = p_p \cdot A \cdot \eta. \quad (3.99)$$

$$F_{\text{ц.к}} = 0,6 \cdot 1256,64 \cdot 0,90 = 678,58 \text{ Н}. \quad (3.100)$$

Сумарне корисне зусилля чотирьох пневмоциліндрів становить:

$$F_{4\text{ц}} = n \cdot F_{\text{ц.к}}.$$

$$F_{4\text{ц}} = 4 \cdot 678,58 = 2714,32 \text{ Н}.$$

Фактичний коефіцієнт запасу за сумарним зусиллям відносно потрібного зусилля висікання:

$$k_{\phi} = \frac{F_{4\text{ц}}}{F_{\Sigma}}.$$

$$k_{\phi} = \frac{2714,32}{2003,76} = 1,35.$$

Отримане базове значення 1440 Н характеризує мінімальне теоретичне зусилля, необхідне для прорізування заданого контуру за умови рівномірної структури картону, гострої різальної кромки та відсутності втрат у механізмі. Для реального пневматичного пристрою таке значення не є достатнім, оскільки під час роботи виникають додаткові втрати, пов'язані з неоднорідністю матеріалу, тертям у

напрямних і зміною стану різальної кромки. Саме тому в подальшому використовується розрахункове сумарне зусилля 2003,76 Н.

Таблиця 3.8 - Визначення потрібного тиску пневмоциліндра

Розрахунковий показник	Позначення	Значення	Одиниця вимірювання
Розрахункове навантаження на один пневмоциліндр	$F_{ц,розр}$	576,08	Н
Діаметр поршня	D	40	мм
Площа поршня	A	1256,64	мм ²
Коефіцієнт корисної дії	η	0,90	-
Потрібний тиск	$p_{потр}$	0,509	МПа
Прийнятий робочий тиск	p_p	0,6	МПа
Коефіцієнт запасу за тиском	k_p	1,18	-
Абсолютний запас за тиском	Δp	0,091	МПа
Відносний запас за тиском	δ_p	17,88	%

Для повної характеристики пневмоциліндра потрібно визначити також параметри зворотного ходу. Під час зворотного ходу сила створюється не на повній площі поршня, а на кільцевій площі, оскільки частину площі займає шток. Для пневмоциліндра діаметром поршня $D = 40$ мм приймається діаметр штока:

$$d = 16 \text{ мм.}$$

Площа поперечного перерізу штока визначається за формулою:

$$A_{шт} = \frac{\pi d^2}{4}.$$

$$A_{шт} = \frac{3,1416 \cdot 16^2}{4} = 201,06 \text{ мм}^2.$$

Кільцева площа поршня для зворотного ходу:

$$A_{3B} = A - A_{\text{шт.}}$$

$$A_{3B} = 1256,64 - 201,06 = 1055,58 \text{ мм}^2.$$

Корисне зусилля одного пневмоциліндра під час зворотного ходу:

$$F_{3B} = p_p \cdot A_{3B} \cdot \eta.$$

$$F_{3B} = 0,6 \cdot 1055,58 \cdot 0,90 = 570,01 \text{ Н.}$$

Сумарне зусилля чотирьох циліндрів на зворотному ході:

$$F_{3B.4} = n \cdot F_{3B}.$$

$$F_{3B.4} = 4 \cdot 570,01 = 2280,04 \text{ Н.}$$

Це зусилля використовується не для висікання, а для повернення рухомої плити зі штанцювальною формою у вихідне положення. Воно є меншим за робоче зусилля прямого ходу, оскільки кільцева площа поршня з боку штока менша за повну площу. Проте для зворотного ходу така сила є достатньою, оскільки на цьому етапі механізм не долає опір прорізування картону, а лише переміщує рухому частину й долає сили тертя.

Для вибору ходу пневмоциліндра враховується товщина картону, необхідний робочий зазор для встановлення заготовки, гарантований хід прорізування та регульовальний запас. Загальний хід штока визначається як сума цих складових:

$$S = h + S_3 + S_{\text{пр}} + S_p,$$

де S - потрібний хід пневмоциліндра, мм; h - товщина картону, мм; S_3 - технологічний зазор для встановлення заготовки, мм; $S_{\text{пр}}$ - запас ходу на гарантоване прорізування, мм; S_p - регульовальний запас, мм.

Приймаються такі значення:

$$h = 2,0 \text{ мм}, S_3 = 30 \text{ мм}, S_{\text{пр}} = 8 \text{ мм}, S_p = 10 \text{ мм}.$$

Тоді:

$$S = 2,0 + 30 + 8 + 10 = 50 \text{ мм.}$$

Отже, для механізму натиску приймається пневмоциліндр із ходом штока:

$$S = 50 \text{ мм.}$$

Прийнятий хід забезпечує достатній простір для встановлення картонної заготовки, переміщення штанцювальної форми до контакту з матеріалом, повне прорізування контуру та невеликий регулювальний резерв. Менший хід може ускладнити розміщення заготовки й налаштування інструмента, а надмірно великий хід збільшує тривалість циклу та витрати стисненого повітря.

Таблиця 3.9 - Основні параметри прийнятого пневмоциліндра

Параметр	Позначення	Значення	Одиниця вимірювання
Тип пневмоциліндра	-	двосторонньої дії	-
Кількість пневмоциліндрів	n	4	шт.
Діаметр поршня	D	40	мм
Діаметр штока	d	16	мм
Хід штока	S	50	мм
Робочий тиск	p_p	0,6	МПа
Площа поршня прямого ходу	A	1256,64	мм ²
Кільцева площа зворотного ходу	$A_{зв}$	1055,58	мм ²
Корисне зусилля прямого ходу одного циліндра	$F_{ц.к}$	678,58	Н
Корисне зусилля зворотного ходу одного циліндра	$F_{зв}$	570,01	Н
Сумарне зусилля прямого ходу	$F_{4ц}$	2714,32	Н
Сумарне зусилля зворотного ходу	$F_{зв.4}$	2280,04	Н

ля оцінювання витрат стисненого повітря визначається робочий об'єм порожнини одного пневмоциліндра на прямому ході. Об'єм визначається як добуток площі поршня на хід штока:

$$V_{\text{пр}} = A \cdot S.$$

$$V_{\text{пр}} = 1256,64 \cdot 50 = 62832 \text{ мм}^3.$$

Переведення в літри:

$$V_{\text{пр}} = \frac{62832}{1000000} = 0,0628 \text{ л.}$$

Об'єм порожнини одного циліндра на зворотному ході:

$$V_{\text{зв}} = A_{\text{зв}} \cdot S.$$

$$V_{\text{зв}} = 1055,58 \cdot 50 = 52779 \text{ мм}^3.$$

$$V_{\text{зв}} = \frac{52779}{1000000} = 0,0528 \text{ л.}$$

Геометричний об'єм стисненого повітря на один повний цикл одного пневмоциліндра:

$$V_{\text{ц}} = V_{\text{пр}} + V_{\text{зв}}.$$

$$V_{\text{ц}} = 0,0628 + 0,0528 = 0,1156 \text{ л.}$$

Для чотирьох пневмоциліндрів:

$$V_{4\text{ц}} = n \cdot V_{\text{ц}}.$$

$$V_{4\text{ц}} = 4 \cdot 0,1156 = 0,4624 \text{ л.}$$

Це геометричний об'єм порожнин, які заповнюються стисненим повітрям за один повний цикл. Для оцінки витрат повітря в перерахунку на вільне повітря

враховується абсолютний тиск. За робочого надлишкового тиску 0,6МПа абсолютний тиск становить приблизно:

$$p_{\text{абс}} = 0,6 + 0,1 = 0,7 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт перерахунку до атмосферного тиску:

$$k_{\Pi} = \frac{p_{\text{абс}}}{p_{\text{атм}}}.$$

$$k_{\Pi} = \frac{0,7}{0,1} = 7.$$

Витрата вільного повітря за один цикл чотирьох циліндрів:

$$Q_{\Pi} = V_{4\Pi} \cdot k_{\Pi}.$$

$$Q_{\Pi} = 0,4624 \cdot 7 = 3,2368 \text{ л/цикл.}$$

З урахуванням 10 % втрат у пневмосистемі:

$$Q_{\Pi.\Phi} = Q_{\Pi} \cdot 1,10.$$

$$Q_{\Pi.\Phi} = 3,2368 \cdot 1,10 = 3,56 \text{ л/цикл.}$$

Якщо прийняти орієнтовну частоту роботи пристрою $z = 20$ циклів/хв, хвилинна витрата вільного повітря становитиме:

$$Q_{\text{хв}} = Q_{\Pi.\Phi} \cdot z.$$

$$Q_{\text{хв}} = 3,56 \cdot 20 = 71,2 \text{ л/хв.}$$

Отримане базове значення 1440 Н характеризує мінімальне теоретичне зусилля, необхідне для прорізування заданого контуру за умови рівномірної структури картону, гострої різальної кромки та відсутності втрат у механізмі. Для реального пневматичного пристрою таке значення не є достатнім, оскільки під час роботи виникають додаткові втрати, пов'язані з неоднорідністю матеріалу, тертям у

напрямних і зміною стану різальної кромки. Саме тому в подальшому використовується розрахункове сумарне зусилля 2003,76 Н.

Таблиця 3.10 - Розрахунок витрати стисненого повітря

Показник	Позначення	Значення	Одиниця вимірювання
Об'єм прямого ходу одного циліндра	$V_{\text{пр}}$	0,0628	л
Об'єм зворотного ходу одного циліндра	$V_{\text{зв}}$	0,0528	л
Геометричний об'єм на цикл одного циліндра	$V_{\text{ц}}$	0,1156	л
Геометричний об'єм на цикл чотирьох циліндрів	$V_{4\text{ц}}$	0,4624	л
Коефіцієнт перерахунку до вільного повітря	$k_{\text{п}}$	7	-
Витрата вільного повітря без втрат	$Q_{\text{ц}}$	3,2368	л/цикл
Витрата вільного повітря з урахуванням втрат	$Q_{\text{ц.ф}}$	3,56	л/цикл
Частота роботи пристрою	z	20	цикл/хв
Хвилинна витрата вільного повітря	$Q_{\text{хв}}$	71,2	л/хв

За результатами розрахунку для пневматичного механізму натиску приймаються чотири пневмоциліндри двосторонньої дії з діаметром поршня 40 мм, діаметром штока 16 мм і ходом 50 мм. Мінімально потрібний тиск для забезпечення розрахункового навантаження на один циліндр становить 0,509МПа, тоді як прийнятий робочий тиск дорівнює 0,6МПа. За цих умов один пневмоциліндр створює корисне зусилля 678,58Н, а чотири циліндри - 2714,32Н. Зворотний хід забезпечує сумарне зусилля 2280,04Н, що є достатнім для повернення рухомої частини механізму у вихідне положення. Орієнтовна витрата вільного повітря за

частоти 20 циклів/хв становить 71,2л/хв, що потрібно враховувати під час вибору пневматичної апаратури та джерела стисненого повітря.

3.5. Перевірка працездатності механізму натиску

Перевірка працездатності механізму натиску виконується для підтвердження того, що прийнята пневматична схема здатна забезпечити прорізування внутрішнього контуру в картоні без перевантаження виконавчих елементів, без втрати силового запасу та без порушення умов зворотного ходу. Основними критеріями перевірки є достатність сумарного зусилля чотирьох пневмоциліндрів, запас за робочим тиском, допустимість навантаження на один пневмоциліндр, працездатність штока при осьовому стисканні, достатність зворотного зусилля для повернення рухомої плити, а також можливість роботи механізму в межах прийнятого діапазону довжини різального контуру та товщини картону. Для розрахунку використовуються параметри, отримані в попередніх підрозділах: сумарне зусилля висікання $F_{\Sigma} = 2003,76\text{Н}$, корисне зусилля одного пневмоциліндра $F_{ц,к} = 678,58\text{Н}$, сумарне зусилля чотирьох пневмоциліндрів $F_{4ц} = 2714,32\text{Н}$, робочий тиск $p_p = 0,6\text{МПа}$, діаметр поршня $D = 40\text{мм}$, діаметр штока $d = 16\text{мм}$, кількість пневмоциліндрів $n = 4$.

Працездатність за сумарним зусиллям перевіряється порівнянням сили, яку здатні створити чотири пневмоциліндри, із розрахунковим зусиллям висікання картону. Умова працездатності має вигляд:

$$F_{4ц} \geq F_{\Sigma}.$$

Підстановка значень дає:

$$2714,32 \geq 2003,76.$$

Умова виконується, тому прийнята пневматична схема забезпечує потрібне технологічне навантаження. Абсолютний запас сумарного зусилля визначається за формулою:

$$\Delta F_{\Sigma} = F_{4ц} - F_{\Sigma}.$$

$$\Delta F_{\Sigma} = 2714,32 - 2003,76 = 710,56 \text{ Н.}$$

Відносний запас за сумарним зусиллям:

$$\delta_{\Sigma} = \frac{\Delta F_{\Sigma}}{F_{\Sigma}} \cdot 100\%.$$

$$\delta_{\Sigma} = \frac{710,56}{2003,76} \cdot 100\% = 35,46\%.$$

Фактичний коефіцієнт запасу механізму за зусиллям становить:

$$k_{\phi} = \frac{F_{4ц}}{F_{\Sigma}}.$$

$$k_{\phi} = \frac{2714,32}{2003,76} = 1,35.$$

Отриманий коефіцієнт $k_{\phi} = 1,35$ підтверджує, що механізм натиску має достатній запас для прорізування прийнятого внутрішнього контуру в картоні товщиною 2,0мм. Такий запас компенсує зміну властивостей матеріалу, незначне зношування різальної кромки, втрати в напрямних і можливе короткочасне зниження тиску в пневматичній системі.

Перевірка одного пневмоциліндра виконується за розрахунковим навантаженням $F_{ц,розр} = 576,08\text{Н}$, яке вже враховує нерівномірність розподілу сили між чотирма виконавчими елементами. Умова працездатності одного циліндра:

$$F_{ц,к} \geq F_{ц,розр}.$$

$$678,58 \geq 576,08.$$

Умова виконується. Індивідуальний коефіцієнт запасу одного пневмоциліндра:

$$k_{\text{ц}} = \frac{F_{\text{ц.к}}}{F_{\text{ц.розр}}}.$$

$$k_{\text{ц}} = \frac{678,58}{576,08} = 1,18.$$

Абсолютний запас зусилля одного пневмоциліндра:

$$\Delta F_{\text{ц}} = F_{\text{ц.к}} - F_{\text{ц.розр}}.$$

$$\Delta F_{\text{ц}} = 678,58 - 576,08 = 102,50 \text{ Н.}$$

Індивідуальний запас 102,50Н на один циліндр показує, що навіть за нерівномірного розподілу навантаження пневмоциліндр діаметром 40мм має достатню силову здатність. Разом із тим значення запасу не є надмірним, тому під час експлуатації доцільним залишається контроль робочого тиску та синхронності переміщення штоків.

Перевірка за робочим тиском виконується через порівняння прийнятого тиску $p_p = 0,6 \text{ МПа}$ із мінімально потрібним тиском $p_{\text{потр}} = 0,509 \text{ МПа}$. Умова працездатності:

$$p_p \geq p_{\text{потр}}.$$

$$0,6 \geq 0,509.$$

Запас за тиском визначається так:

$$\Delta p = p_p - p_{\text{потр}}.$$

$$\Delta p = 0,6 - 0,509 = 0,091 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт запасу за тиском:

$$k_p = \frac{p_p}{p_{\text{потр}}}.$$

$$k_p = \frac{0,6}{0,509} = 1,18.$$

Відносний запас за тиском становить:

$$\delta_p = \frac{\Delta p}{p_{\text{потр}}} \cdot 100\%.$$

$$\delta_p = \frac{0,091}{0,509} \cdot 100\% = 17,88\%.$$

Прийнятий тиск 0,6МПа забезпечує працездатність системи без необхідності роботи на граничному значенні. Це знижує ризик нестабільного прорізування при незначному падінні тиску в пневмомережі.

Для оцінювання допустимого діапазону застосування механізму визначається максимальна довжина різального контуру, яку може забезпечити прийнята система за товщини картону $h = 2,0\text{мм}$. Максимальна довжина контуру визначається з рівняння зусилля висікання:

$$L_{\text{доп}} = \frac{F_{4\text{ц}}}{h \cdot \tau \cdot k_3}.$$

Після підстановки значень:

$$L_{\text{доп}} = \frac{2714,32}{2,0 \cdot 1,2 \cdot 1,3915} = 812,63 \text{ мм}.$$

Запас за довжиною різального контуру:

$$\Delta L = L_{\text{доп}} - L.$$

$$\Delta L = 812,63 - 600 = 212,63 \text{ мм}.$$

Відносний запас за довжиною контуру:

$$\delta_L = \frac{\Delta L}{L} \cdot 100\%.$$

$$\delta_L = \frac{212,63}{600} \cdot 100\% = 35,44\%.$$

Результат показує, що механізм може прорізувати контур довжиною до 812,63мм за прийнятих характеристик картону. Оскільки фактична довжина контуру становить 600мм, запас за довжиною різання дорівнює 212,63мм.

Додатково визначається максимальна товщина картону, яку може прорізати механізм за довжини контуру $L = 600$ мм. Розрахунок виконується за формулою:

$$h_{\text{доп}} = \frac{F_{4\text{ц}}}{L \cdot \tau \cdot k_3}.$$

$$h_{\text{доп}} = \frac{2714,32}{600 \cdot 1,2 \cdot 1,3915} = 2,71 \text{ мм.}$$

Запас за товщиною матеріалу:

$$\Delta h = h_{\text{доп}} - h.$$

$$\Delta h = 2,71 - 2,0 = 0,71 \text{ мм.}$$

Відносний запас за товщиною:

$$\delta_h = \frac{\Delta h}{h} \cdot 100\%.$$

$$\delta_h = \frac{0,71}{2,0} \cdot 100\% = 35,50\%.$$

Це означає, що прийнята силова схема здатна працювати не лише з картоном товщиною 2,0мм, а й з матеріалом товщиною до 2,71мм за тієї самої довжини контуру й питомого опору прорізуванню. Для картону більшої товщини потрібно

підвищувати робочий тиск, збільшувати діаметр пневмоциліндрів або зменшувати довжину різального контуру.

Таблиця 3.11 - Перевірка працездатності механізму натиску за силовими параметрами

Показник	Позначення	Значення	Одиниця вимірювання
Розрахункове зусилля висікання	F_{Σ}	2003,76	Н
Корисне зусилля одного пневмоциліндра	$F_{ц.к}$	678,58	Н
Розрахункове навантаження на один пневмоциліндр	$F_{ц.розр}$	576,08	Н
Індивідуальний коефіцієнт запасу	$k_{ц}$	1,18	-
Сумарне зусилля чотирьох пневмоциліндрів	$F_{4ц}$	2714,32	Н
Фактичний коефіцієнт запасу за силою	k_{ϕ}	1,35	-
Абсолютний запас сумарного зусилля	ΔF_{Σ}	710,56	Н
Відносний запас сумарного зусилля	δ_{Σ}	35,46	%
Потрібний робочий тиск	$p_{потр}$	0,509	МПа
Прийнятий робочий тиск	p_p	0,6	МПа
Коефіцієнт запасу за тиском	k_p	1,18	-
Допустима довжина різального контуру	$L_{доп}$	812,63	мм
Допустима товщина картону	$h_{доп}$	2,71	мм

Працездатність штока пневмоциліндра перевіряється за напруженням стискання. Розрахунок проводиться для діаметра штока $d = 16$ мм. Площа поперечного перерізу штока:

$$A_{\text{шт}} = \frac{\pi d^2}{4}.$$

$$A_{\text{шт}} = \frac{3,1416 \cdot 16^2}{4} = 201,06 \text{ мм}^2.$$

Напруження стискання в штоку від розрахункового навантаження одного пневмоциліндра:

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{F_{\text{ц,розр}}}{A_{\text{шт}}}.$$

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{576,08}{201,06} = 2,86 \text{ МПа}.$$

Для сталевго штока приймається допустиме напруження стискання:

$$[\sigma] = 120 \text{ МПа}.$$

Умова міцності штока:

$$\sigma_{\text{ст}} \leq [\sigma].$$

$$2,86 \leq 120.$$

Умова виконується з великим запасом. Коефіцієнт запасу штока за напруженням стискання:

$$k_{\sigma} = \frac{[\sigma]}{\sigma_{\text{ст}}}.$$

$$k_{\sigma} = \frac{120}{2,86} = 41,96.$$

Отриманий запас пояснюється тим, що розрахункове навантаження на один пневмоциліндр є відносно невеликим порівняно з несучою здатністю сталевго штока діаметром 16мм. Тому за умов правильної роботи напрямних основною

вимогою до штока є не міцність на стискання, а захист від бокових навантажень, які можуть виникнути при перекосі рухомої плити.

Таблиця 3.12 - Перевірка штока пневмоциліндра на стискання

Показник	Позначення	Значення	Одиниця вимірювання
Розрахункове навантаження на шток	$F_{ц,розр}$	576,08	Н
Діаметр штока	d	16	мм
Площа перерізу штока	$A_{шт}$	201,06	мм ²
Розрахункове напруження стискання	$\sigma_{ст}$	2,86	МПа
Допустиме напруження	$[\sigma]$	120	МПа
Коефіцієнт запасу за стисканням	k_{σ}	41,96	-

Додатково деталь круглого перерізу, яка на деталювальному кресленні позначена як шток, перевіряється як силовий вал на міцність з урахуванням можливого невеликого ексцентриситету прикладання навантаження. Для розрахунку приймається діаметр $d = 16$ мм, розрахункове навантаження на один пневмоциліндр $F_{ц,розр} = 576,08$ Н і технологічний ексцентриситет $e = 2$ мм, який враховує монтажні відхилення та можливе неідеальне співвісне передавання сили.

Згинальний момент від ексцентриситету становить $M = F_{ц,розр} \cdot e = 576,08 \cdot 2 = 1152,16$ Н·мм. Для круглого перерізу момент опору визначається за залежністю $W = \pi d^3 / 32 = 3,1416 \cdot 16^3 / 32 = 402,12$ мм³. Напруження згину дорівнює $\sigma_{зг} = M / W = 1152,16 / 402,12 = 2,86$ МПа.

Максимальне нормальне напруження з урахуванням осьового стискання і згину становить $\sigma_{тах} = \sigma_{ст} + \sigma_{зг} = 2,86 + 2,86 = 5,72$ МПа. За допустимого напруження для сталевих деталей $[\sigma] = 120$ МПа коефіцієнт запасу за міцністю

дорівнює $n = [\sigma] / \sigma_{\max} = 120 / 5,72 = 20,98$. Умова міцності вала виконується, оскільки $\sigma_{\max} = 5,72 \text{ МПа} < [\sigma] = 120 \text{ МПа}$.

Для оцінки стійкості приймається розрахункова довжина $l_0 = 280 \text{ мм}$. Момент інерції круглого перерізу $I = \pi d^4 / 64 = 3,1416 \cdot 16^4 / 64 = 3216,99 \text{ мм}^4$. Критична сила за формулою Ейлера становить $F_{\text{кр}} = \pi^2 EI / l_0^2 = 3,1416^2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 3216,99 / 280^2 = 81024 \text{ Н}$. Запас стійкості $n_{\text{ст}} = F_{\text{кр}} / F_{\text{ц.розр}} = 81024 / 576,08 = 140,65$, тому втрата стійкості штока під дією робочого навантаження не очікується.

Перевірка зворотного ходу виконується для підтвердження того, що пневмоциліндри здатні повернути рухому плиту зі штанцювальною формою у вихідне положення. З попереднього розрахунку корисне зусилля одного пневмоциліндра на зворотному ході становить:

$$F_{\text{зв}} = 570,01 \text{ Н.}$$

Сумарне зусилля чотирьох пневмоциліндрів на зворотному ході:

$$F_{\text{зв.4}} = 2280,04 \text{ Н.}$$

Для повернення рухомої частини потрібно подолати її вагу та сили тертя в напрямних. Орієнтовно приймається маса рухомої плити зі штанцювальною формою:

$$m_p = 25 \text{ кг.}$$

Вага рухомої частини:

$$G_p = m_p \cdot g.$$

$$G_p = 25 \cdot 9,81 = 245,25 \text{ Н.}$$

Для врахування тертя в напрямних приймається коефіцієнт:

$$k_{\text{тр}} = 1,3.$$

Потрібне зусилля зворотного ходу:

$$F_{\text{пов}} = G_p \cdot k_{\text{тр}}.$$

$$F_{\text{пов}} = 245,25 \cdot 1,3 = 318,83 \text{ Н.}$$

Умова працездатності зворотного ходу:

$$F_{\text{зв.4}} \geq F_{\text{пов}}.$$

$$2280,04 \geq 318,83.$$

Коефіцієнт запасу зворотного ходу:

$$k_{\text{зв}} = \frac{F_{\text{зв.4}}}{F_{\text{пов}}}.$$

$$k_{\text{зв}} = \frac{2280,04}{318,83} = 7,15.$$

Зворотний хід має значний запас, оскільки під час повернення рухома плита не долає опір висікання картону. Основним навантаженням на цьому етапі є власна вага рухомої частини та тертя в напрямних. Отриманий запас $k_{\text{зв}} = 7,15$ підтверджує, що прийняті пневмоциліндри забезпечують надійне повернення механізму у вихідне положення.

Таблиця 3.13 - Перевірка працездатності зворотного ходу

Показник	Позначення	Значення	Одиниця вимірювання
Зусилля одного циліндра на зворотному ході	$F_{\text{зв}}$	570,01	Н
Сумарне зусилля зворотного ходу	$F_{\text{зв.4}}$	2280,04	Н
Маса рухомої частини	m_p	25	кг
Вага рухомої частини	G_p	245,25	Н

Коефіцієнт урахування тертя	$k_{\text{тр}}$	1,3	-
Потрібне зусилля повернення	$F_{\text{пов}}$	318,83	Н
Коефіцієнт запасу зворотного ходу	$k_{\text{зв}}$	7,15	-

Перевірка працездатності механізму натиску показує, що прийняті пневмоциліндри діаметром 40мм за робочого тиску 0,6МПа забезпечують сумарне корисне зусилля 2714,32Н, що перевищує розрахункове зусилля висікання 2003,76Н. Фактичний коефіцієнт запасу за силою становить 1,35, запас за тиском - 17,88%, допустима довжина різального контуру - 812,63мм, допустима товщина картону за прийнятої довжини контуру - 2,71мм. Напруження стискання в штоку дорівнює 2,86МПа, що значно менше допустимого значення 120МПа. Зворотний хід має коефіцієнт запасу 7,15, тому повернення рухомої частини у вихідне положення забезпечується. Отримані результати підтверджують працездатність механізму натиску для заданої операції прорізування внутрішнього контуру в картоні.

3.6. Аналіз синхронізації роботи пневмоциліндрів

Синхронізація роботи пневмоциліндрів є визначальною умовою працездатності механізму натиску, оскільки в прийнятій конструкції штанцювальна форма переміщується не одним центральним приводом, а чотирма виконавчими елементами, розташованими у різних точках рухомої плити. За розрахунками попередніх підрозділів сумарне зусилля висікання картону становить $F_{\Sigma} = 2003,76\text{Н}$, корисне зусилля одного пневмоциліндра діаметром $D = 40\text{мм}$ за робочого тиску $p_p = 0,6\text{МПа}$ дорівнює $F_{\text{ц,к}} = 678,58\text{Н}$, а сумарне корисне зусилля чотирьох пневмоциліндрів становить $F_{4\text{ц}} = 2714,32\text{Н}$. Ці значення підтверджують достатність силової схеми, однак сама наявність запасу за зусиллям не гарантує якісного прорізування картону. Якщо штоки пневмоциліндрів переміщуються з

різною швидкістю або досягають нижнього положення неодноразово, рухома плита отримує перекид, штанцювальна форма входить у матеріал нерівномірно, а окремі ділянки внутрішнього контуру можуть прорізуватися з різною глибиною.

Для аналізу синхронізації приймаються параметри пневматичного приводу, визначені раніше: кількість пневмоциліндрів $n = 4$, діаметр поршня $D = 40\text{мм}$, діаметр штока $d = 16\text{мм}$, хід штока $S = 50\text{мм}$, площа поршня прямого ходу $A = 1256,64\text{мм}^2$, кільцева площа зворотного ходу $A_{зв} = 1055,58\text{мм}^2$, робочий тиск $p_p = 0,6\text{МПа}$. Синхронність у такій системі залежить від трьох груп чинників: рівності геометричних параметрів пневмоциліндрів, однаковості пневматичних умов подачі повітря та механічної жорсткості рухомої плити з напрямними. Тому перевірка не обмежується лише силовим розрахунком, а охоплює оцінювання швидкості ходу, витрати повітря, допустимої різниці переміщень і можливого відхилення навантаження між циліндрами.

Для стабільної роботи механізму приймається частота технологічного циклу:

$$z = 20 \text{ циклів/хв.}$$

Тривалість одного повного циклу визначається за формулою:

$$t_{\text{ц}} = \frac{60}{z}.$$

Після підстановки:

$$t_{\text{ц}} = \frac{60}{20} = 3,0 \text{ с.}$$

Повний цикл містить робочий хід, коротку витримку в нижньому положенні, зворотний хід і допоміжний час для встановлення або виведення заготовки. Для аналізу синхронізації приймається тривалість робочого ходу:

$$t_p = 0,8 \text{ с.}$$

Середня швидкість прямого ходу штока визначається як відношення ходу до часу переміщення:

$$v_p = \frac{S}{t_p}.$$

$$v_p = \frac{50}{0,8} = 62,5 \text{ мм/с.}$$

Отримана швидкість є прийнятною для пневматичного штанцювального пристрою, оскільки вона не створює надмірно ударного входження інструмента в картон і водночас не робить цикл надто повільним. За такої швидкості рухома плита має достатньо плавно підійти до заготовки, а різальна кромка - увійти в матеріал без різкого динамічного перевантаження.

Геометрична витрата повітря одним пневмоциліндром на прямому ході за одиницю часу визначається через площу поршня та швидкість переміщення:

$$Q_{p.ц} = A \cdot v_p.$$

$$Q_{p.ц} = 1256,64 \cdot 62,5 = 78540 \text{ мм}^3/\text{с.}$$

Оскільки 1л дорівнює 1000000мм³, витрата становить:

$$Q_{p.ц} = \frac{78540}{1000000} = 0,07854 \text{ л/с.}$$

У перерахунку на хвилину:

$$Q_{p.ц} = 0,07854 \cdot 60 = 4,71 \text{ л/хв.}$$

Для чотирьох пневмоциліндрів геометрична витрата під час прямого ходу:

$$Q_{p.4} = n \cdot Q_{p.ц}.$$

$$Q_{p.4} = 4 \cdot 4,71 = 18,84 \text{ л/хв.}$$

Отримане базове значення 1440 Н характеризує мінімальне теоретичне зусилля, необхідне для прорізування заданого контуру за умови рівномірної структури картону, гострої різальної кромки та відсутності втрат у механізмі. Для реального пневматичного пристрою таке значення не є достатнім, оскільки під час роботи виникають додаткові втрати, пов'язані з неоднорідністю матеріалу, тертям у напрямних і зміною стану різальної кромки. Саме тому в подальшому використовується розрахункове сумарне зусилля 2003,76 Н.

$$p_{\text{абс}} = 0,6 + 0,1 = 0,7 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт перерахунку до атмосферного тиску:

$$k_{\Pi} = \frac{p_{\text{абс}}}{p_{\text{атм}}}$$

$$k_{\Pi} = \frac{0,7}{0,1} = 7.$$

Витрата вільного повітря для чотирьох пневмоциліндрів під час прямого ходу:

$$Q_{\text{в.р}} = Q_{\text{р.4}} \cdot k_{\Pi}$$

$$Q_{\text{в.р}} = 18,84 \cdot 7 = 131,88 \text{ л/хв.}$$

Це значення характеризує не середню витрату за весь цикл, а орієнтовну миттєву потребу в повітрі під час одночасного робочого ходу чотирьох циліндрів. Саме тому для синхронної роботи важливо, щоб розподільник, магістралі та джерело стисненого повітря могли забезпечити достатній пропускний переріз без різкого падіння тиску в момент спрацювання. Якщо подача повітря обмежена, циліндри можуть почати рухатися нерівномірно: той, що має менший опір у магістралі, переміститься швидше, а інші відставатимуть.

Для оцінки допустимого відхилення переміщення приймається, що різниця ходу між будь-якими двома штоками не повинна перевищувати:

$$\Delta S_{\text{доп}} = 1,0 \text{ мм.}$$

Відносна нерівномірність переміщення визначається за формулою:

$$\varepsilon_S = \frac{\Delta S_{\text{доп}}}{S} \cdot 100\%.$$

$$\varepsilon_S = \frac{1,0}{50} \cdot 100\% = 2,0\%.$$

Отже, для прийнятого ходу 50мм допустима різниця переміщень штоків становить не більше 2,0%. Таке обмеження є технічно обґрунтованим, оскільки навіть невеликий перекид рухомої плити може змінити глибину входження різальної кромки в картон, особливо при прорізуванні замкненого внутрішнього контуру.

Допустима різниця швидкостей штоків протягом робочого ходу визначається як відношення допустимого відхилення переміщення до часу робочого ходу:

$$\Delta v_{\text{доп}} = \frac{\Delta S_{\text{доп}}}{t_p}.$$

$$\Delta v_{\text{доп}} = \frac{1,0}{0,8} = 1,25 \text{ мм/с.}$$

Відносне допустиме відхилення швидкості:

$$\varepsilon_v = \frac{\Delta v_{\text{доп}}}{v_p} \cdot 100\%.$$

$$\varepsilon_v = \frac{1,25}{62,5} \cdot 100\% = 2,0\%.$$

Це означає, що для збереження синхронності робочого ходу швидкість окремих штоків не повинна відрізнятися більш ніж на 2,0%. Практично це забезпечується використанням однакових пневмоциліндрів, однакової довжини

магістралей, регуляторів витрати на кожній лінії та жорсткого зв'язку штоків із рухомою плитою.

Допустиме відхилення витрати повітря для одного пневмоциліндра визначається через площу поршня і допустиме відхилення швидкості:

$$\Delta Q_{\text{доп}} = A \cdot \Delta v_{\text{доп}}.$$

$$\Delta Q_{\text{доп}} = 1256,64 \cdot 1,25 = 1570,8 \text{ мм}^3/\text{с}.$$

У літрах за секунду:

$$\Delta Q_{\text{доп}} = \frac{1570,8}{1000000} = 0,00157 \text{ л/с}.$$

У літрах за хвилину:

$$\Delta Q_{\text{доп}} = 0,00157 \cdot 60 = 0,094 \text{ л/хв.}$$

У перерахунку на вільне повітря:

$$\Delta Q_{\text{в.доп}} = \Delta Q_{\text{доп}} \cdot k_{\text{п}}.$$

$$\Delta Q_{\text{в.доп}} = 0,094 \cdot 7 = 0,66 \text{ л/хв.}$$

Отримане базове значення 1440 Н характеризує мінімальне теоретичне зусилля, необхідне для прорізування заданого контуру за умови рівномірної структури картону, гострої різальної кромки та відсутності втрат у механізмі. Для реального пневматичного пристрою таке значення не є достатнім, оскільки під час роботи виникають додаткові втрати, пов'язані з неоднорідністю матеріалу, тертям у напрямних і зміною стану різальної кромки. Саме тому в подальшому використовується розрахункове сумарне зусилля 2003,76 Н.

Таблиця 3.14 - Параметри синхронізації робочого ходу пневмоциліндрів

Показник	Позначення	Значення	Одиниця вимірювання
----------	------------	----------	---------------------

Хід штока	S	50	мм
Тривалість робочого ходу	t_p	0,8	с
Середня швидкість робочого ходу	v_p	62,5	мм/с
Площа поршня	A	1256,64	мм ²
Геометрична витрата одного циліндра	$Q_{p.ц}$	4,71	л/хв
Геометрична витрата чотирьох циліндрів	$Q_{p.4}$	18,84	л/хв
Витрата вільного повітря для прямого ходу	$Q_{в.р}$	131,88	л/хв
Допустима різниця переміщень штоків	$\Delta S_{\text{доп}}$	1,0	мм
Допустиме відхилення швидкості	$\Delta v_{\text{доп}}$	1,25	мм/с
Відносна нерівномірність ходу	ε_S	2,0	%
Допустиме відхилення витрати вільного повітря	$\Delta Q_{в.доп}$	0,66	л/хв
Показник	Позначення	Значення	Одиниця вимірювання
Хід штока	S	50	мм

Синхронізація також перевіряється за силовою рівновагою рухомої плити. У підрозділі 3.3 було встановлено, що середнє навантаження на один пневмоциліндр становить $F_{ц.сер} = 500,94\text{Н}$, а розрахункове навантаження з урахуванням нерівномірності - $F_{ц.розр} = 576,08\text{Н}$. Різниця між цими значеннями становить:

$$\Delta F_H = F_{ц.розр} - F_{ц.сер}.$$

$$\Delta F_H = 576,08 - 500,94 = 75,14 \text{ Н}.$$

Відносне силове відхилення:

$$\varepsilon_F = \frac{\Delta F_H}{F_{ц.сер}} \cdot 100\%.$$

$$\varepsilon_F = \frac{75,14}{500,94} \cdot 100\% = 15,0\%.$$

Отже, за силовою умовою механізм допускає нерівномірність навантаження між циліндрами до 15%, однак за кінематичною умовою відхилення ходу доцільно обмежувати значенням 2%. Це означає, що головною вимогою до синхронізації є не лише достатня сила кожного циліндра, а точне узгодження їх переміщення. Силовий запас дозволяє компенсувати нерівномірність навантаження, але не усуває перекіс рухомої плити. Тому механічна синхронізація через жорстку траверсу та напрямні є обов'язковою.

Для оцінювання тиску, який відповідає середньому навантаженню на один пневмоциліндр, використовується залежність:

$$p_{\text{сер}} = \frac{F_{\text{ц.сер}}}{A \cdot \eta}.$$

$$p_{\text{сер}} = \frac{500,94}{1256,64 \cdot 0,90} = 0,443 \text{ МПа.}$$

Тиск, який відповідає розрахунковому навантаженню на один пневмоциліндр з урахуванням нерівномірності:

$$p_{\text{розр}} = \frac{F_{\text{ц.розр}}}{A \cdot \eta}.$$

$$p_{\text{розр}} = \frac{576,08}{1256,64 \cdot 0,90} = 0,509 \text{ МПа.}$$

Різниця між цими тисками:

$$\Delta p_{\text{н}} = p_{\text{розр}} - p_{\text{сер}}.$$

$$\Delta p_{\text{н}} = 0,509 - 0,443 = 0,066 \text{ МПа.}$$

Це означає, що при нерівномірності навантаження до 15% тиск у найбільш навантаженій лінії повинен мати резерв приблизно 0,066 МПа порівняно із

середнім навантаженням. Оскільки прийнятий робочий тиск дорівнює 0,6МПа, запас за тиском відносно розрахункового навантаження зберігається.

Таблиця 3.15 - Перевірка синхронізації за силовими та тисковими параметрами

Показник	Позначення	Значення	Одиниця вимірювання
Середнє навантаження на один циліндр	$F_{ц,сер}$	500,94	Н
Розрахункове навантаження на один циліндр	$F_{ц,розр}$	576,08	Н
Відхилення навантаження	ΔF_H	75,14	Н
Відносне силове відхилення	ε_F	15,0	%
Тиск за середнім навантаженням	$p_{сер}$	0,443	МПа
Тиск за розрахунковим навантаженням	$p_{розр}$	0,509	МПа
Резерв тиску на нерівномірність	Δp_H	0,066	МПа
Прийнятий робочий тиск	p_p	0,6	МПа

Для забезпечення синхронної роботи чотирьох пневмоциліндрів у конструкції потрібно передбачити однакові виконавчі елементи з однаковими діаметрами поршнів, однаковими ходами штоків і близькими характеристиками ущільнень. Подача стисненого повітря повинна здійснюватися від одного розподільника через симетрично прокладені магістралі. На кожному відгалуженні доцільно встановити регулятор витрати, що дає змогу вирівняти швидкість прямого та зворотного ходу. Жорстка траверса повинна об'єднувати штоки циліндрів у єдину рухому систему, а напрямні - сприймати бокові навантаження і не допускати перекосу робочого вузла. Контроль крайніх положень може здійснюватися

датчиками, які підтверджують завершення прямого та зворотного ходу перед початком наступного циклу.

Аналіз синхронізації показує, що за ходу штока 50мм і тривалості робочого ходу 0,8с середня швидкість переміщення становить 62,5мм/с. Допустима різниця переміщення між штоками прийнята 1,0мм, що відповідає 2,0% від повного ходу. Для дотримання цієї умови різниця швидкостей не повинна перевищувати 1,25мм/с, а допустиме відхилення витрати вільного повітря між окремими лініями становить близько 0,66л/хв. За силовими параметрами механізм допускає нерівномірність навантаження до 15%, однак така нерівномірність не повинна переходити у перекіс рухомої плити. Тому працездатність механізму визначається поєднанням пневматичного вирівнювання потоків, механічної жорсткості траверси та напрямного супроводу. За виконання цих умов чотири пневмоциліндри можуть працювати синхронно та забезпечувати рівномірне прорізування внутрішнього контуру в картоні.

Висновки до розділу 3

Для забезпечення синхронної роботи чотирьох пневмоциліндрів у конструкції потрібно передбачити однакові виконавчі елементи з однаковими діаметрами поршнів, однаковими ходами штоків і близькими характеристиками ущільнень. Подача стисненого повітря повинна здійснюватися від одного розподільника через симетрично прокладені магістралі. На кожному відгалуженні доцільно встановити регулятор витрати, що дає змогу вирівняти швидкість прямого та зворотного ходу. Жорстка траверса повинна об'єднувати штоки циліндрів у єдину рухому систему, а напрямні - сприймати бокові навантаження і не допускати перекосу робочого вузла. Контроль крайніх положень може здійснюватися датчиками, які підтверджують завершення прямого та зворотного ходу перед початком наступного циклу.

Аналіз синхронізації показує, що за ходу штока 50мм і тривалості робочого ходу 0,8с середня швидкість переміщення становить 62,5мм/с. Допустима різниця переміщення між штоками прийнята 1,0мм, що відповідає 2,0% від повного ходу. Для дотримання цієї умови різниця швидкостей не повинна перевищувати 1,25мм/с, а допустиме відхилення витрати вільного повітря між окремими лініями становить близько 0,66л/хв. За силовими параметрами механізм допускає нерівномірність навантаження до 15%, однак така нерівномірність не повинна переходити у перекіс рухомої плити. Тому працездатність механізму визначається поєднанням пневматичного вирівнювання потоків, механічної жорсткості траверси та прямого супроводу. За виконання цих умов чотири пневмоциліндри можуть працювати синхронно та забезпечувати рівномірне прорізування внутрішнього контуру в картоні.

РОЗДІЛ 4. ОЦІНЮВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАПРОПОНОВАНОГО ПНЕВМАТИЧНОГО МЕХАНІЗМУ

4.1. Оцінювання рівномірності натиску при роботі чотирьох пневмоциліндрів

Рівномірність натиску пневматичного механізму визначається здатністю чотирьох пневмоциліндрів передавати зусилля на рухому плиту без перекосу та локального перевантаження окремих ділянок штанцювальної форми. Для прийнятої конструкції сумарне розрахункове зусилля висікання становить 2003,76Н, а корисне зусилля чотирьох пневмоциліндрів дорівнює 2714,32Н. Фактичний коефіцієнт запасу за силою становить 1,35, що дає змогу компенсувати нерівномірність матеріалу, втрати в напрямних і незначні відхилення у роботі пневмоелементів.

За рівномірного розподілу навантаження на один пневмоциліндр припадає 500,94Н. З урахуванням коефіцієнта нерівномірності 1,15 розрахункове навантаження на один циліндр збільшується до 576,08Н. Прийнятий пневмоциліндр діаметром 40мм за тиску 0,6МПа створює корисне зусилля 678,58Н, тобто має індивідуальний запас за силою. Це свідчить, що кожен виконавчий елемент здатний працювати без перевантаження навіть за часткової нерівномірності прикладання сили.

Рівномірність натиску забезпечується не лише силовим запасом, а й конструктивною організацією рухомої частини. Жорстка траверса об'єднує штоки пневмоциліндрів в одну систему, а напрямні обмежують бокові зміщення та зменшують ризик нахилу штанцювальної форми. За таких умов навантаження передається на різальну лінію більш рівномірно, що зменшує ймовірність неповного прорізування внутрішнього контуру. Отже, застосування чотирьох пневмоциліндрів підвищує стабільність натиску порівняно зі схемою з одним

центральною виконавчим елементом, оскільки сила прикладається не в одній точці, а розподіляється по робочій плиті.

4.2. Вплив синхронізації на точність прорізування внутрішнього контуру

Точність прорізування внутрішнього контуру залежить від одночасності руху всіх пневмоциліндрів. Якщо один шток переміщується швидше або повільніше за інші, рухома плита втрачає паралельність відносно опорної матриці. У такому випадку різальна кромка входить у картон нерівномірно: одна частина контуру прорізається раніше, а інша може залишатися недостатньо обробленою. Для замкненого внутрішнього контуру це особливо небажано, оскільки навіть невелика непрорізана ділянка знижує якість усієї заготовки.

За прийнятого ходу штока 50мм допустима різниця переміщення між окремими пневмоциліндрами становить не більше 1,0мм, що відповідає 2,0% від повного ходу. Середня швидкість робочого ходу дорівнює 62,5мм/с, а допустиме відхилення швидкості між штоками становить 1,25мм/с. Ці значення задають межі, у яких механізм може працювати без помітного перекосу рухомої плити.

Синхронізація забезпечується однаковими пневмоциліндрами, спільним джерелом стисненого повітря, симетричним підведенням магістралей, регуляторами витрати та жорстким механічним зв'язком штоків через рухому плиту. Пневматичне вирівнювання потоків зменшує різницю швидкостей, а механічна траверса примусово узгоджує переміщення виконавчих елементів. Поєднання цих рішень дає змогу зберегти однакову глибину входження різальної кромки по всій довжині контуру 600мм.

Таким чином, синхронізація безпосередньо впливає на якість висікання. За дотримання допустимої різниці ходу до 1,0мм механізм забезпечує стабільне прорізування картону товщиною 2,0мм, а ризик перекосу рухомої форми залишається технічно прийнятним.

4.3. Оцінювання технологічності конструкції та ремонтпридатності

Технологічність запропонованого механізму визначається простотою конструктивної схеми, використанням стандартних пневмоелементів і відсутністю складних кулачкових, кривошипно-шатунних або гвинтових передач. Основними елементами механізму є несна рама, чотири пневмоциліндри, рухома плита, напрямні, штанцювальна форма, опорна матриця та пневматична система керування. Така структура є зручною для виготовлення, складання й подальшого обслуговування, оскільки більшість вузлів має просту геометрію та може бути виготовлена з типових конструкційних матеріалів.

Використання пневмоциліндрів діаметром 40мм і ходом 50мм спрощує підбір комплектуючих, оскільки такі параметри відповідають поширеним типорозмірам пневматичних виконавчих елементів. У разі зношування ущільнень, штока або напрямних окремий пневмоциліндр може бути замінений без повної перебудови механізму. Це підвищує ремонтпридатність конструкції та скорочує час простою обладнання.

Рухома плита та напрямні елементи виконують функцію стабілізації ходу, тому їх конструкція має забезпечувати доступність для огляду, змащування та регулювання. Кріплення штанцювальної форми повинно давати змогу замінювати інструмент під інший внутрішній контур без демонтажу всієї робочої частини. Опорна плита або матриця також повинна бути змінною або придатною до відновлення, оскільки під час роботи вона сприймає контактні навантаження після прорізування картону.

Запропонована конструкція є технологічно раціональною для дрібносерійного або допоміжного виробництва картонних заготовок. Вона не потребує складного механічного приводу, допускає регулювання сили через зміну тиску та має зрозумілу схему технічного обслуговування. Ремонтпридатність

забезпечується модульністю: пневмоциліндри, напрямні, робоча форма та елементи керування можуть обслуговуватися окремо.

Висновки до розділу 4

Оцінювання ефективності запропонованого пневматичного механізму показало, що схема з чотирма пневмоциліндрами забезпечує достатнє та рівномірне розподілене зусилля натиску для прорізування внутрішнього контуру в картоні. Сумарне корисне зусилля механізму становить 2714,32Н, що перевищує розрахункове зусилля висікання 2003,76Н. Фактичний коефіцієнт запасу за силою дорівнює 1,35, тому механізм має резерв для компенсації втрат і нерівномірності матеріалу.

Синхронна робота пневмоциліндрів визначає точність прорізування. За допустимої різниці переміщень штоків до 1,0мм забезпечується збереження паралельності штанцювальної форми та опорної плити. Жорстка траверса, напрямні, однакові пневмоциліндри й регулятори витрати створюють умови для стабільного робочого ходу без перекосу.

Конструкція є технологічною та ремонтпридатною завдяки використанню стандартних пневмоциліндрів, простій рамній схемі, змінній штанцювальній формі та доступності основних вузлів для обслуговування. Комплексне технічне оцінювання підтвердило доцільність запропонованого рішення, оскільки механізм забезпечує потрібну якість прорізування без застосування складних механічних передач і може працювати з прийнятною витратою стисненого повітря.

ВИСНОВКИ

Виконане опрацювання теми підтвердило технічну доцільність застосування пневматичного механізму натиску для виконання операції прорізування внутрішнього контуру в картонній заготовці. Штанцювальні машини й пристрої плоскопресового типу характеризуються високими вимогами до рівномірності натиску, точності переміщення робочої форми, жорсткості силового контуру та стабільності технологічного циклу. Встановлено, що якість висікання визначається не тільки величиною робочого зусилля, а й характером його передавання на штанцювальну форму, синхронністю руху виконавчих елементів, паралельністю робочих поверхонь і здатністю конструкції зберігати геометричну сталість під час повторюваного навантаження.

Аналіз конструкцій штанцювальних машин показав, що механізми натиску можуть будуватися на основі кривошипно-шатунних, кулачкових, важільних, гвинтових, гідравлічних і пневматичних схем. Для виконання локальної операції прорізування внутрішнього контуру в картоні раціональним є використання пневматичного приводу, оскільки він має простішу конструкцію, забезпечує регулювання зусилля через зміну тиску стисненого повітря, допускає використання стандартних виконавчих елементів і спрощує технічне обслуговування. Пневматичний механізм також дає змогу зменшити кількість складних кінематичних пар, що позитивно впливає на ремонтпридатність і знижує вимоги до виготовлення спеціальних деталей.

За конструктивну основу прийнято рамний пневматичний штанцювальний пристрій, у якому зусилля натиску створюється чотирма пневмоциліндрами. Така схема забезпечує багатоточкове прикладання сили до рухомої плити або траверси, що зменшує ризик перекосу порівняно з одним центральним виконавчим елементом. Основними вузлами пристрою є несна рама, пневмоциліндри, рухома плита, напрямні, штанцювальна форма, опорна плита або матриця та пневматична

система керування. Працездатність такої конструкції залежить від достатності сумарного зусилля, синхронного руху штоків, жорсткості траверси та точного напрямного супроводу.

Для розрахунку прийнято внутрішній прямокутний контур розміром 180×120 мм, товщину картону 2,0 мм і питомий опір прорізуванню $1,2 \text{ Н/мм}^2$. Довжина різальної лінії становить 600 мм, а площа умовного зрізу — 1200 мм^2 . Базове зусилля висікання без урахування поправкових коефіцієнтів дорівнює 1440 Н. З урахуванням коефіцієнта нерівномірності матеріалу 1,15, коефіцієнта стану інструмента 1,10 та коефіцієнта втрат на тертя 1,10 загальний коефіцієнт становить 1,3915, а розрахункове сумарне зусилля висікання дорівнює 2003,76 Н, або приблизно 2,00 кН.

Розподіл навантаження між чотирма пневмоциліндрами показав, що за рівномірної роботи на один циліндр припадає 500,94 Н. З урахуванням коефіцієнта нерівномірності розподілу навантаження 1,15 розрахункове навантаження на один пневмоциліндр становить 576,08 Н. Для забезпечення цього навантаження прийнято пневмоциліндри двосторонньої дії з діаметром поршня 40 мм, діаметром штока 16 мм і ходом 50 мм. За робочого тиску 0,6 МПа один пневмоциліндр створює корисне зусилля 678,58 Н, а сумарне корисне зусилля чотирьох циліндрів становить 2714,32 Н.

Перевірка працездатності підтвердила достатність прийнятих параметрів. Фактичний коефіцієнт запасу за силою становить 1,35, абсолютний запас сумарного зусилля — 710,56 Н, а відносний запас — 35,46 %. Мінімально потрібний тиск для забезпечення розрахункового навантаження одного пневмоциліндра дорівнює 0,509 МПа, тоді як прийнятий робочий тиск становить 0,6 МПа. Запас за тиском дорівнює 1,18, що дає змогу компенсувати незначні втрати в пневмомережі та відхилення умов роботи від розрахункових.

Додаткова перевірка показала, що прийнята система може забезпечити прорізування контуру довжиною близько 812,8 мм за товщини картону 2,0 мм або

працювати з картоном товщиною до 2,71 мм за довжини контуру 600 мм. Напруження стискання в штоку пневмоциліндра становить 2,86 МПа, що значно менше допустимого значення 120 МПа. Коефіцієнт запасу штока за напруженням стискання дорівнює 41,96, тому за умови правильного напрямного супроводу міцність штока не обмежує працездатність механізму. Зворотний хід також має достатній запас: сумарне зусилля повернення чотирьох пневмоциліндрів становить 2280,04 Н, а коефіцієнт запасу зворотного ходу дорівнює 7,15.

Аналіз синхронізації засвідчив, що стабільність прорізування внутрішнього контуру залежить від узгодженого переміщення всіх чотирьох штоків. За ходу 50 мм і тривалості робочого ходу 0,8 с середня швидкість переміщення становить 62,5 мм/с. Допустима різниця переміщення між штоками прийнята на рівні 1,0 мм, що відповідає 2 % від повного ходу. Для дотримання цієї умови різниця швидкостей не повинна перевищувати 1,25 мм/с. Синхронність забезпечується застосуванням однакових пневмоциліндрів, симетричних магістралей, регуляторів витрати, жорсткої траверси та напрямних, які обмежують бокові зміщення рухомої частини.

Оцінювання ефективності запропонованого рішення показало, що пневматичний механізм натиску є технічно обґрунтованим для операції прорізування внутрішнього контуру в картоні. Його перевагами є простота конструкції, можливість регулювання зусилля через робочий тиск, використання стандартних комплектуючих, достатній силовий запас, ремонтпридатність і зручність обслуговування. Орієнтовна витрата вільного повітря за частоти 20 циклів/хв становить 71,2 л/хв, що є прийнятним для виробничої пневмережі або компресорного обладнання невеликої продуктивності.

Запропонований пневматичний механізм натиску з чотирма пневмоциліндрами діаметром 40 мм за робочого тиску 0,6 МПа забезпечує достатнє зусилля для прорізування внутрішнього контуру в картоні товщиною 2,0 мм, має необхідний запас за силою, тиском і зворотним ходом, а також допускає стабільну роботу за умови належної синхронізації виконавчих елементів. Отримані

результати підтверджують доцільність застосування такої конструкції для модернізації або розроблення штанцювального пристрою, призначеного для оброблення картонних заготовок із внутрішніми прорізами.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Хведчин Ю. Й., Зелений В. В. Аналіз механізмів преса штанцювальних автоматів. Наукові записки. 2014. № 4 (49). С. 22–30. URL: <https://nz.uad.lviv.ua/static/media/4-49/6.pdf> (дата звернення: 08.06.2026).
2. Четербух О. Ю. Розрахунок ресурсу роботи приводного механізму натискної плити плоского штанцювального преса. Наукові записки. 2021. № 1 (62). С. 105–114. URL: <https://nz.uad.lviv.ua/static/media/1-62/13.pdf> (дата звернення: 08.06.2026).
3. Топольницький П. В., Шустикевич А. І., Коломієць А. Б., Ватуляк Ю. В. Дослідження параметрів приводу натискного циліндра штанцювальної машини плоскоциліндрового типу. Наукові записки. 2024. № 2 (69). С. 140–150. URL: <https://nz.uad.lviv.ua/media/2-69/16.pdf> (дата звернення: 08.06.2026).
4. Ivanko A. I., Kolinko I. O. Designing the pressing plate mechanism of the flat die-cutting press. Технологія і техніка друкарства. 2023. № 1 (79). С. 77–90. DOI: [https://doi.org/10.20535/2077-7264.1\(79\).2023.54015](https://doi.org/10.20535/2077-7264.1(79).2023.54015).
5. Rehei I., Vlakh V., Knysh O., Knysh R., Mlynko O. Combined double crank wedging drive mechanisms of the press plate used in die-cutting press: synthesis, kinematic and functional. Academic Journal of Manufacturing Engineering. 2023. Vol. 21, Iss. 3. P. 53–60. URL: https://ajme.ro/PDF_AJME_2023_3/L8.pdf (дата звернення: 08.06.2026).
6. Rehei I. I., Vlakh V. V., Mykhailiv Yu. Yu., Mlynko O. I. Application of a two-section pressure plate in a die-cutting automatic press: prospects of replacing the monoblock design. Наукові записки. 2023. № 2 (67). С. 239–248. URL: <https://nz.uad.lviv.ua/uk/archive/2-67/> (дата звернення: 08.06.2026).
7. Влах В. В., Кандяк Н. М., Паламар О. О., Терницький С. В. Комбінований механізм приводу натискної плити плоского штанцювального преса (експериментальна оцінка навантажень). Наукові записки. 2018. № 1 (56). С.

- 12–19. URL: <https://nz.uad.lviv.ua/uk/archive/1-56/> (дата звернення: 08.06.2026).
8. Rehei I. I., Knysh O. B., Behen P. I., Radikhovskyi I. A., Mlynko O. I. Drive of the pressure plate of the die-cutting press on the basis of using the screw nut transmission (method of evaluation of consumption power components). *Наукові записки*. 2020. № 1 (60). С. 98–107. DOI: <https://doi.org/10.32403/1998-6912-2020-1-60-98-107>.
 9. Регей І. І., Книш О. Б., Терницький С. В., Бегень П. І., Радіховський І. А. Привод натискної плити штанцювального преса з використанням передачі «гвинт-гайка» (аналіз складових кінетичної потужності). *Поліграфія і видавнича справа*. 2021. № 1 (81). С. 51–61. DOI: <https://doi.org/10.32403/0554-4866-2021-1-81-51-61>.
 10. Ternytskyi S., Rehei I., Kandiak N., Radikhovskyi I., Mlynko O. Experimental research of paperboard cutting in die cutting press with the screw-nut transmission of drive mechanism of a movable pressure plate. *Acta Mechanica et Automatica*. 2021. Vol. 15, no. 3. P. 122–131. DOI: <https://doi.org/10.2478/ama-2021-0017>.
 11. Кузнецов В. О., Регей І. І., Влах В. В. Модернізація механізму привода натискної плити у штанцювальному пресі. *Поліграфія і видавнича справа*. 2017. № 1 (73).
 12. Михайлів Ю. Ю. Дослідження переміщення натискної плити приводом з розклинювальними механізмами у штанцювальному пресі. *Поліграфія і видавнича справа*. 2023. № 2 (86).
 13. HEIDELBERG. *Flatbed die-cutting and embossing systems*. Офіційна сторінка обладнання.
 14. HEIDELBERG. *Easymatrix 106 C/CS*. Офіційна сторінка моделі.
 15. HEIDELBERG. *Promatrix 106 CSB - Flatbed die-cutting with blanking*. Офіційна сторінка моделі.

16. HEIDELBERG. *Promatrix 106 CS - Die-cutting and embossing*. Офіційна сторінка моделі.
17. HEIDELBERG. *Mastermatrix 106 CSB*. Офіційна сторінка моделі.
18. BOBST. *Flatbed die-cutters*. Офіційна сторінка серії обладнання.
19. BOBST. *Flatbed die-cutting - Processed materials*. Офіційна сторінка щодо матеріалів для плоского штанцювання.
20. Marbach. *Die-cutting technology*. Технічний матеріал виробника штанцювального інструменту.

ПАТЕНТИ

1. Прес штанцювального автомата : пат. **102323** Україна : МПК В26F 1/14, В26F 1/40, В31В 1/24 / Регей І. І., Кузнєцов В. О., Коломієць А. Б., Дмитрашук В. С. № а201201944 ; заявл. 21.02.2012 ; опубл. 25.06.2013, Бюл. № 12. 4 с.
2. Прес штанцювального автомата : пат. **107868** Україна : МПК В31В 1/14, В26F 1/38 / Регей І. І., Хведчин Ю. Й., Зелений В. В. № а201306886 ; заявл. 01.06.2013 ; опубл. 25.02.2015, Бюл. № 4. 4 с.
3. Прес штанцювального автомата : пат. **113347** Україна : МПК В31В 1/14, В31В 1/24, В26F 1/38, В31В 1/40, F16H 21/34 / Регей І. І., Пасіка В. Р., Кузнєцов В. О., Влах В. В. № а201508496 ; заявл. 31.08.2015 ; опубл. 10.01.2017, Бюл. № 1. 4 с.
4. Прес штанцювального автомата : пат. **118155** Україна : МПК В31В 50/52, В26F 1/40, F16H 21/34, В30В 1/26, В30В 1/18 / Регей І. І., Радіховський І. А., Книш О. Б., Млинко О. І. № а201711500 ; заявл. 24.11.2017 ; опубл. 26.11.2018, Бюл. № 22. 5 с.
5. Прес штанцювального автомата : пат. **120823** Україна : МПК В26F 1/14, В31В 50/14, В31В 50/88, В30В 1/26 / Регей І. І., Книш О. Б., Іваськів Б. Р., Терницький С. В., Бегень П. І. № а201902645 ; заявл. 18.03.2019 ; опубл. 10.02.2020, Бюл. № 3. 5 с.
6. Прес штанцювального автомата : пат. **125459** Україна : МПК В26F 1/14, В26F 1/38, В31В 50/14В, F16H 13/08 / Шахбазов Я. О., Четербух О. Ю., Стецько А. Є. № а202008402 ; заявл. 28.12.2020 ; опубл. 09.03.2022, Бюл. № 10. 4 с.
7. Прес штанцювального автомата : пат. **129269** Україна : МПК В31В 50/14, В26F 1/40, В30В 1/06 / Четербух О. Ю., Шахбазов Я. О. № а202201228 ; заявл. 14.04.2022 ; публ. відомостей про державну реєстрацію 05.03.2025, Бюл. № 10. Опис до патенту на винахід.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

Стаття за темою дипломного проєкту

III. УСТАТКУВАННЯ

схем та принципів функціонування преса для плоского штамцювання є актуальним. Особлива увага приділена взаємодії різальних елементів штамц-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 шатун, які переміщують рухому плиту. 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., & Ostafychuk, Y. (2025). Pокrashchennia kinematychnykh kharakterystyk pryvoda shtantsiuvальноho presa iz kombinovanyim 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 shtantsiuvальноho presa (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].

III. УСТАТКУВАННЯ

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;

УДОСКОНАЛЕННЯ МЕХАНІЗМУ НАТИСКНОЇ ПЛИТИ
ШТАНЦЮВАЛЬНОЇ МАШИНИ

Гарус Вадим Андрійович, студент групи СМ-21, спеціальність 133

«Галузеве машинобудування»

Науковий керівник: Іванко А. І., к.т.н., доцент кафедри машин та агрегатів
поліграфічного виробництва

Матеріал підготовлено для участі у студентській науковій конференції

«Друкарське молоде».

Анотація. Розглянуто удосконалення механізму натискної плити штанцювальної машини для прорізування внутрішнього контуру в картонній заготовці. Запропоновано застосування чотирьох синхронізованих пневмоциліндрів, що забезпечують розподілене прикладання сили до рухомої плити та знижують ризик її перекосу. Виконано розрахунок зусилля висікання, навантаження на один пневмоциліндр, робочого тиску, запасу за силою, витрати стисненого повітря та перевірку міцності силового штока.

Ключові слова: штанцювальна машина, натискна плита, пневмоциліндр, картон, висікання, синхронізація, міцність штока.

Штанцювання картону належить до основних операцій виготовлення пакування, етикеткової продукції та заготовок складної конфігурації. Якість цієї операції залежить не лише від геометрії різального інструмента, а й від характеру передавання зусилля на натискну плиту. Для внутрішніх контурів особливе значення має рівномірність притискання по всій довжині різальної лінії, оскільки локальне зменшення тиску призводить до неповного прорізування матеріалу, а надмірне навантаження спричиняє прискорене зношування штанцювальної форми й опорної поверхні.

У традиційних плоских штанцювальних пресах переміщення натискної плити забезпечується кривошипно-шатунними, кулачково-важільними, колінно-важільними, гвинтовими або комбінованими механізмами. Такі приводи мають високу силову здатність, проте потребують точної кінематичної взаємодії ланок, регулярного контролю зазорів, мащення та відновлення контактних поверхонь. Для малих і середніх пристроїв, призначених для оброблення картонних заготовок, доцільним є пошук конструкції, яка зберігає потрібне технологічне зусилля, але спрощує регулювання та обслуговування.

Метою роботи є обґрунтування пневматичного механізму натиску з чотирма пневмоциліндрами для прорізування внутрішнього прямокутного контуру в картоні. У розрахунку прийнято розмір контуру 180×120 мм, товщину картону 2,0 мм, питомий опір прорізуванню $1,2$ Н/мм², кількість пневмоциліндрів $n = 4$, діаметр поршня $D = 40$ мм, діаметр штока $d = 16$ мм, хід штока 50 мм і робочий тиск пневмосистеми 0,6 МПа. Периметр внутрішнього контуру становить 600 мм, а розрахункове сумарне зусилля висікання з урахуванням поправкових коефіцієнтів дорівнює 2003,76 Н.

Розподіл навантаження між чотирма виконавчими елементами дає змогу зменшити силу, що припадає на один пневмоциліндр. Середнє навантаження на один циліндр становить 500,94 Н, а з урахуванням коефіцієнта нерівномірності 1,15 розрахункове навантаження прийнято на рівні 576,08 Н. За діаметра поршня 40 мм площа робочої поверхні дорівнює 1256,64 мм². За тиску 0,6 МПа один пневмоциліндр створює корисне зусилля 678,58 Н, а чотири пневмоциліндри - 2714,32 Н. Фактичний коефіцієнт запасу за силою становить 1,35, що підтверджує достатність прийнятого типорозміру.

Для перевірки працездатності виконано також оцінювання штока пневмоциліндра на міцність. Площа поперечного перерізу штока діаметром 16 мм становить 201,06 мм², а напруження стискання від навантаження 576,08 Н дорівнює 2,86 МПа. За допустимого напруження 120 МПа коефіцієнт запасу становить 41,96. Додаткове врахування згину від можливого ексцентриситету 2 мм дає максимальне нормальне напруження 5,72 МПа, що також значно менше допустимого значення. Отже, силовий шток має достатній запас міцності та стійкості.

Синхронізація чотирьох пневмоциліндрів є головною умовою точного прорізування. Конструкція повинна забезпечувати однакові ходи штоків, симетричне підведення повітря, застосування регуляторів витрати та жорстке

з'єднання штоків із рухомою плитою або траверсою. За ходу 50 мм і тривалості робочого ходу 0,8 с середня швидкість переміщення становить 62,5 мм/с. Допустима різниця переміщення між штоками прийнята 1,0 мм, що відповідає 2 % повного ходу. Дотримання цієї умови зменшує ризик перекосу форми та забезпечує рівномірне входження різальної кромки в картон.

Запропонований механізм натиску є технологічно доцільним для модернізації або розроблення пневматичних штанцювальних пристроїв. Його перевагами є розподілене прикладання сили, можливість регулювання робочого тиску, використання стандартних пневмоциліндрів, спрощення ремонту та зниження вимог до складних механічних передавальних ланок. Результати розрахунків підтверджують, що конструкція забезпечує потрібне зусилля для прорізування внутрішнього контуру в картоні товщиною 2,0 мм і має достатній запас за силою та міцністю основних елементів.

Список використаних джерел до статті: 1. Хведчин Ю. Й., Зелений В. В. Аналіз механізмів преса штанцювальних автоматів. Наукові записки. 2014. № 4 (49). С. 22–30. 2. Четербух О. Ю. Розрахунок ресурсу роботи приводного механізму натискної плити плоского штанцювального преса. Наукові записки. 2021. № 1 (62). С. 105–114. 3. Ivanko A. I., Kolinko I. O. Designing the pressing plate mechanism of the flat die-cutting press. Технологія і техніка друкарства. 2023. № 1 (79). С. 77–90.

Специфікація до складального креслення пневматичного штанцювального пристрою

Таблиця Б.1 – Специфікація складального креслення пневматичного штанцювального пристрою

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кільк.	Примітка
			КП01.03.00.00 СК	Складальне креслення пневматичного штанцювального пристрою	1	Документація
		1	КП01.03.01.00	Рама пристрою	1	Складальна одиниця
		2	КП01.03.02.00	Верхня траверса	1	Складальна одиниця
		3	КП01.03.03.00	Рухома натискна плита	1	Складальна одиниця
		4	КП01.03.04.00	Опорна плита	1	Складальна одиниця
		5	КП01.03.05.00	Пневмоциліндр двосторонньої дії D = 40 мм, h = 50 мм	4	Стандартний виріб
		6	КП01.03.06.00	Напрямна колонка	4	Деталь
		7	КП01.03.07.00	Кронштейн кріплення пневмоциліндра	4	Деталь
		8	КП01.03.08.00	Штанцювальна форма	2	Змінний робочий інструмент
		9	КП01.03.09.00	Матриця / опорна пластина	2	Деталь
		10	КП01.03.10.00	Ніж	2	Деталь за кресленням
		11	КП01.03.11.00	Пластина	2	Деталь за кресленням
		12	КП01.03.12.00	Шток	4	Деталь за кресленням
		13	КП01.03.13.00	Поршень	4	Деталь за кресленням
		14	ГОСТ/ДСТУ	Болт М10	8	Стандартний виріб
		15	ГОСТ/ДСТУ	Гайка М10	8	Стандартний виріб
		16	ГОСТ/ДСТУ	Шайба 10	8	Стандартний виріб
		17	ГОСТ/ДСТУ	Пневматичні штуцери та магістралі	компл.	За схемою підключення

ДОДАТОК В

Специфікація до складального креслення механізму натиску

Таблиця В.1 – Специфікація складального креслення механізму натиску

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кільк.	Примітка
			КП01.03.01.00 СК	Складальне креслення механізму натиску	1	Документація
		1	КП01.03.01.01	Несна плита механізму натиску	1	Деталь
		2	КП01.03.01.02	Поперечна траверса	2	Деталь
		3	КП01.03.01.03	Планка кріплення пневмоциліндра	4	Деталь
		4	КП01.03.01.04	Напрямна	4	Деталь
		5	КП01.03.05.00	Пневмоциліндр двосторонньої дії	4	Стандартний виріб
		6	КП01.03.12.00	Шток	4	Сталь 45
		7	КП01.03.13.00	Поршень	4	Сталь 40
		8	КП01.03.10.00	Ніж	2	Сталь Х12МФ
		9	КП01.03.11.00	Пластина	2	Сталь 20
		10	ГОСТ/ДСТУ	Болт М8	16	Стандартний виріб
		11	ГОСТ/ДСТУ	Болт М10	8	Стандартний виріб
		12	ГОСТ/ДСТУ	Гайка М10	8	Стандартний виріб
		13	ГОСТ/ДСТУ	Шайба	компл.	Стандартний виріб

Креслення складальних одиниць механізму натиску

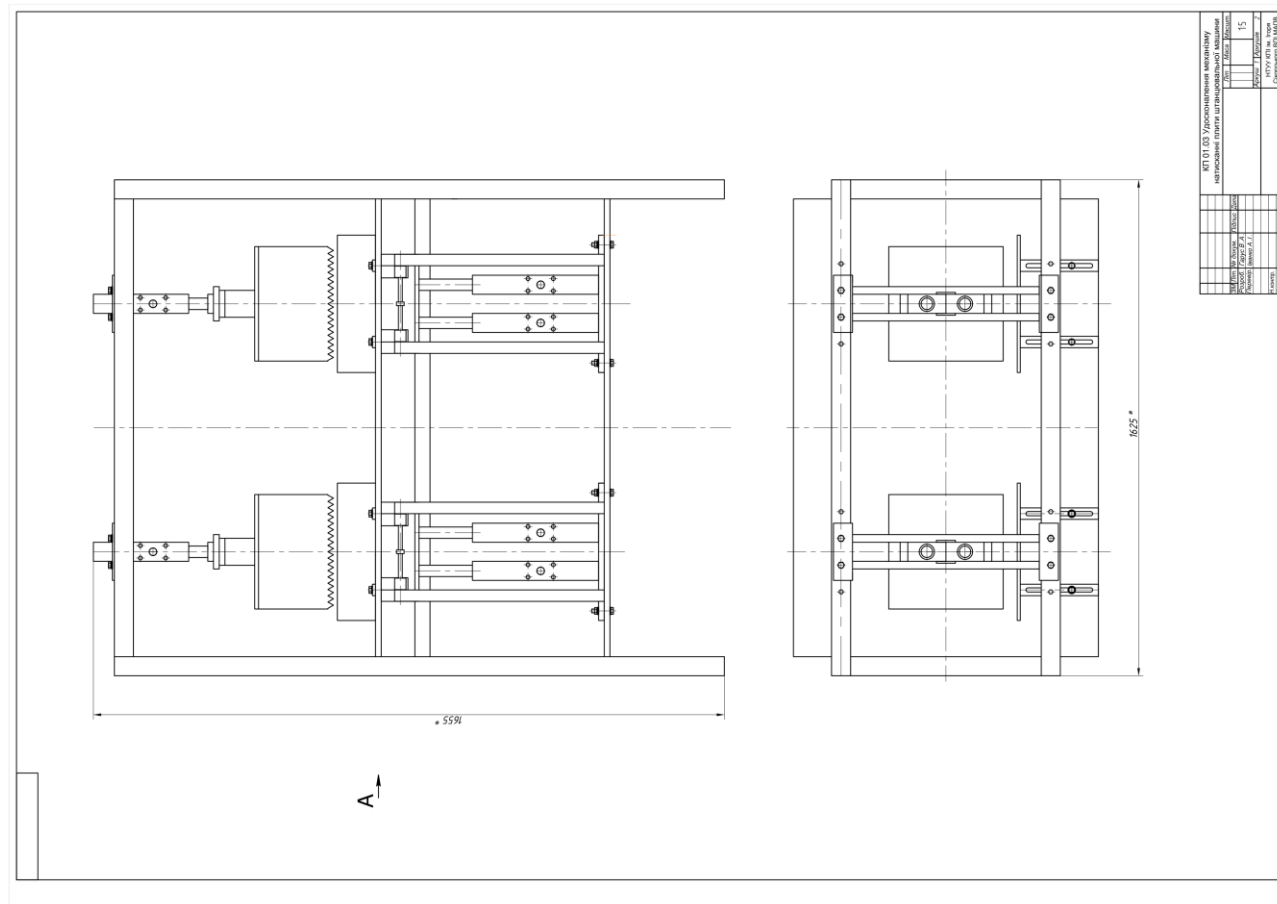


Рисунок Г.1 – Складальне креслення пневматичного штанцювального пристрою

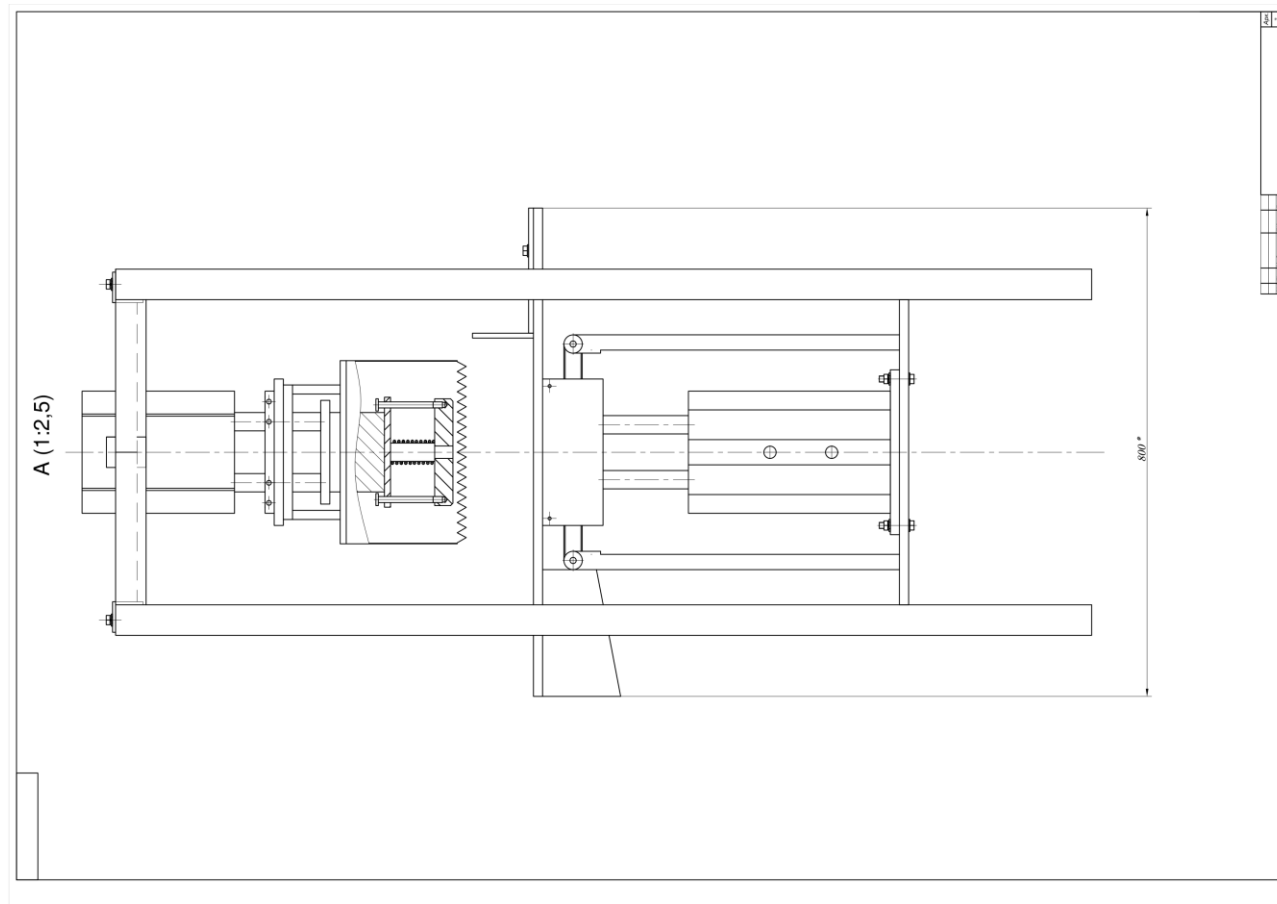


Рисунок Г.2 – Додатковий вигляд А складального креслення механізму натиску