

Міністерство освіти і науки України  
Сумський державний університет  
ЦЗДФН  
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Завідувач кафедри ПГМ  
проф., канд. техн. наук  
І.О. Ковальов  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА**  
на тему  
**РОЗРОБКА ПНЕВМАТИЧНОГО ПРИВОДУ СВЕРДЛИЛЬНОГО  
ВЕРСТАТА**

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»  
(освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи  
та гідропневмоавтоматика»)

**Виконавець роботи**

\_\_\_\_\_  
(підпис)

**Псюкало М. А.**  
(прізвище, ініціали)

**Керівник**

\_\_\_\_\_  
(підпис)

**Кулініч С. П.**  
(прізвище, ініціали)

**Суми 2020**

Міністерство освіти і науки України  
Сумський державний університет  
ЦЗДВФН  
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки  
Спеціальність 131 «Прикладна механіка»  
Освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика»

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Завідувач кафедри прикладної  
гідроаеромеханіки  
Ковальов І.О.

“ \_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2020р.

## ЗАВДАННЯ до випускної роботи магістра студенту

Псюкало Михайлу Андрійовичу  
(прізвище, ім'я, по батькові)

Тема роботи: «Розробка пневматичного приводу свердлильного верстата»

затверджена наказом по університету від \_\_\_ " \_\_\_ " \_\_\_\_\_ 2020 р. № \_\_\_\_\_

1. Термін здачі студентом закінченої роботи - 15.12.2020 р.

2. Вихідні дані до проекту:

Зусилля на штоках пневмоциліндрів: пневмоциліндр завантаження Ц1, Ц2  $F_1 = 0,5 \text{ кН}$   
пневмоциліндр транспортування Ц3  $F_3 = 0,4 \text{ кН}$ , пневмоциліндр маніпулятора Ц4  $F_4 = 0,6 \text{ кН}$ ,  
пневмоциліндр хвата Ц5  $F_5 = 0,8 \text{ кН}$

3. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їй належить розробити):

Конструкція та принцип дії пневматичного приводу, Розрахунок розмірів пневмоциліндрів. Вибір пневмоапаратури. Гідравлічний розрахунок привода. Розробка технологічного процесу складання блока керування. Економічна частина. Розділ з охорони праці

4. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):  
Презентація

**5. Консультанти по проекту (роботі), із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх**

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	Васькін Р.А.		

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№	Найменування етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Опис конструкції і принципу дії привода	08.10.2020	
2	Розробка принципової схеми привода	29.10.2020	
3	Розрахунок розмірів пневмоциліндрів	05.11.2020	
4	Вибір пневмоапаратури	10.11.2020	
5	Пневматичний розрахунок привода	10.11.2020	
6	Розробка технологічного процесу складання блока керування	24.11.2020	
7	Виконання розділу з охорони праці	07.12.2020	
8	Виконання економічного розділу	12.12.2020	
9	Оформлення РПЗ та графічних матеріалів	15.12.2020	
10	Захист роботи	18.12.2020	

Дата видачі завдання – 21.09.2020 р.

Студент \_\_\_\_\_  
(підпис)

Псюкало М. А.

Керівник \_\_\_\_\_  
(підпис)

Кулініч С.П.

Пояснювальна записка: 55 сторінок, 12 рисунків, 21 таблиці, 7 літературних джерел.

Графічні матеріали: презентація.

Тема кваліфікаційної роботи: “Розробка пневматичного приводу свердлильного верстата ”

Розроблена принципова схема пневматичного приводу свердлильного верстата, виконано розрахунок розмірів пневматичних двигунів, розроблена імітаційна модель приводу і проведений аналіз роботи даного приводу.

Ключові слова: ПНЕВМОЦИЛІНДР, РОЗПОДІЛЬНИК, ДРОСЕЛЬ, ПАНЕЛЬ ПНЕВМАТИЧНА, КЛАПАН ТИСКУ

## Зміст

Технічне завдання	
Реферат	
Вступ.....	5
1 Опис конструкції та принципова схема приводу завантажувача касет гальванічної ділянки .....	10
1.1 Опис конструкції та принцип дії .....	10
1.2 Розробка пневматичної схеми.....	12
1.3 Принцип роботи пневматичного приводу.....	15
2 Визначення розмірів пневматичних двигунів та вибір пневмообладнання .....	16
2.1 Вихідні дані.....	16
2.2 Вибір тиску в пневматичному приводі.....	16
2.3 Розрахунок розмірів пневмоциліндрів .....	17
2.4 Визначення витрати повітря.....	20
2.5 Вибір пневмоапаратури.....	23
3 Гідравлічний розрахунок приводу .....	29
4 Розробка технологічного процесу обробки деталі .....	41
5 Розділ з охорони праці .....	50
6 Економічна частина .....	57
Висновки.....	62
Література.....	63

## Вступ [1]

Сфера і масштаби застосування пневматичного привода обумовлені його перевагами й недоліками, що випливають з особливостей властивостей повітря. На відміну від рідин, використовуваних у пневмоприводах, повітря, як і всі гази, має високу стисливість та малу щільність у вихідному атмосферному стані (близько 1,25 кг/м<sup>3</sup>), значно меншу в'язкість і більшу плинність, причому його в'язкість істотно зростає при підвищенні температури й тиску. Відсутність мастильних властивостей повітря та наявність деякої кількості водяної пари, що при інтенсивних термодинамічних процесах в об'ємах робочих камер пневмомашин, які змінюються, може конденсуватися на їхніх робочих поверхнях, перешкоджає використанню повітря без додання йому додаткових мастильних властивостей і вологозниження. У зв'язку із цим у пневмоприводах є потреба кондиціювання повітря, тобто додавання йому властивостей, що забезпечують роботоздатність і подовжують термін служби елементів привода.

З урахуванням вищеописаних відмінних рис повітря розглянемо переваги пневмопривода порівняно з його конкурентами – пневмо- та електроприводом.

1. Простота конструкції й технічного обслуговування. Виготовлення деталей пневмомашин і пневмоапаратів не вимагає такої високої точності вироблення й герметизації з'єднань, як у пневмоприводі, тому що можливі витоки повітря не настільки істотно знижують ефективність роботи та ККД системи. Зовнішні витоки повітря екологічно нешкідливі й відносно легко усуваються. Витрати на монтаж і обслуговування пневмопривода трохи менші через відсутність зворотних пневмоліній та застосування в ряді випадків більш гнучких і дешевих пластмасових або гумових (гумотканинних) труб. Щодо цього пневмопривод не поступається електроприводу. Крім того, пневмопривод не вимагає спеціальних матеріалів для виготовлення деталей, таких як мідь, алюміній і т.п., хоча в ряді випадків вони використовуються винятково для зниження ваги чи тертя в рухливих елементах.

2. Пожежо- і вибухобезпечність. Завдяки цій перевазі пневмопривод не має конкурентів для механізації робіт в умовах, небезпечних із точки зору запалення й вибуху газу та пилу, наприклад у шахтах із високим виділенням метану, в деяких хімічних виробництвах, на борошномельних підприємствах, тобто там, де неприпустиме іскроутворення. Застосування пневмопривода в цих умовах можливе тільки за наявності централізованого джерела живлення з передачею пневмоенергії на відносно велику відстань, що в більшості випадків економічно недоцільно.

3. Надійність роботи в широкому діапазоні температур, в умовах запиленого й вологого навколишнього середовища. У таких умовах пневмо- та електроприводи вимагають значно більших витрат на експлуатацію, тому що при температурних перепадах порушується герметичність пневмосистем через зміну зазорів і ізолювальних властивостей електротехнічних матеріалів, що в сукупності із запиленістю, вологою й нерідко агресивним навколишнім середовищем призводить до частих відмов. Із цієї причини пневмопривод є єдиним надійним джерелом енергії для механізації робіт у ливарному й зварювальному виробництві, у ковальсько-пресових цехах, у деяких виробництвах із видобутку й перероблення сировини та ін. Завдяки високій надійності пневмопривод часто використовується в гальмових системах мобільних і стаціонарних машин.

4. Значно більший термін служби порівняно з пневмо- й електроприводом. Термін служби оцінюють двома показниками надійності: гамма-відсоткове напрацювання на відмову та гамма-процентний ресурс. Для пневматичних пристроїв циклічної дії ресурс становить від 5 до 20 млн. циклів залежно від призначення й конструкції, а для пристроїв нециклічної дії – близько 10 – 20 тис. годин. Це у 2 – 4 рази більше, ніж у пневмопривода, і в 10 – 20 разів більше, ніж в електропривода.

5. Висока швидкодія. Тут мають на увазі не швидкість передачі сигналу (керуючого впливу), а реалізовані швидкості робочих рухів, забезпечуваних високими швидкостями руху повітря. Поступальний рух штока пневмоциліндра

можливий до 15 м/с і більше, а частота обертання вихідного вала деяких пневмомоторів (пневмотурбін) – до 100 000 об/хв. Ця перевага повною мірою реалізується в приводах циклічної дії, особливо для високопродуктивного устаткування, наприклад у маніпуляторах, пресах, машинах точкового зварювання, у гальмових і фіксуєчих пристроях, причому збільшення кількості одночасно працюючих пневмоциліндрів (наприклад у багатомісних пристосуваннях для затискача деталей) практично не знижує час спрацьовування. Більша швидкість обертового руху використовується в приводах сепараторів, центрифуг, шліфувальних машин, бормашин тощо. Реалізація більших швидкостей у пневмо- й електроприводі обмежується їх більшою інерційністю (маса рідини та інерція роторів) і відсутністю демпфірувального ефекту, який має повітря.

6. Можливість передачі пневмоенергії на відносно більші відстані по магістральних трубопроводах і постачання стисненим повітрям багатьох споживачів. Щодо цього пневмопривод поступається електроприводу, але значно перевершує пневмопривод завдяки меншим втратам напору в магістральних лініях, що мають значну довжину. Електрична енергія може передаватися по лініях електропередач на багато сотень і тисячі кілометрів без відчутних втрат, а відстань передачі пневмоенергії економічно доцільна до декількох десятків кілометрів, що реалізується в пневмосистемах великих гірничих і промислових підприємств із централізованим живленням від компресорної станції.

Відомий досвід створення міської компресорної станції в 1888 р. одним із промисловців у Парижі. Вона постачала заводи й фабрики по магістралях довжиною 48 км при тиску 0,6 МПа й мала потужність до 18500 кВт. З появою надійних електропередач її експлуатація стала не вигідною.

Максимальна довжина пневмосистем становить близько 250 – 300 м у механізованих комплексах шахт для видобутку вугілля, причому в них використовується звичайно менш в'язка водно-масляна емульсія.

7. Відсутність необхідності в захисних пристроях від перевантаження тиском у споживачів. Потрібна межа тиску повітря встановлюється загальним



запобіжним клапаном, що перебуває на джерелах пневмоенергії. Пневмодвигуни можуть бути повністю загальмовані без небезпеки ушкодження й перебувати в цьому стані тривалий час.

8. Безпека для обслуговуючого персоналу при дотриманні загальних правил, що виключають механічний травматизм. У пневмо- та електроприводах можливе враження електричним струмом або рідиною при порушенні ізоляції чи розгерметизації трубопроводів.

9. Поліпшення провітрювання робочого простору за рахунок відпрацьованого повітря. Ця властивість особливо корисна в гірничих виробках і приміщеннях хімічних та металообробних виробництв.

10. Нечутливість до радіаційного й електромагнітного випромінювання. У таких умовах електропневматичні системи практично непридатні. Ця перевага широко використовується в системах керування космічною, військовою технікою, в атомних реакторах і т.п.

Незважаючи на вищеописані переваги, застосовність пневмопривода обмежується в основному економічними міркуваннями через більші втрати енергії в компресорах і пневмодвигунах, а також інші недоліки, описані нижче.

1. Висока вартість пневмоенергії. Якщо пневмо- й електроприводи мають ККД відповідно близько 70 і 90 %, то ККД пневмопривода звичайно 5 – 15 % та дуже рідко до 30 %. У багатьох випадках ККД може бути 1 % і менше. Із цієї причини пневмопривод не застосовується в машинах із тривалим режимом роботи й великої потужності, крім умов, що виключають використання електроенергії (наприклад, гірничодобувні машини в шахтах, небезпечних по газу).

2. Відносно велика вага й габарити пневмомашин через низький робочий тиск. Якщо питома вага пневмомашин, що доводиться на одиницю потужності, в 5 – 10 разів менша від ваги електромашин, то пневмомашини мають приблизно такі ж вагу й габарити, як останні.

3. Труднощі забезпечення стабільної швидкості руху вихідної ланки при змінному зовнішньому навантаженні та його фіксації в проміжному положенні.

Разом із тим м'які механічні характеристики пневмопривода в деяких випадках є і його перевагою.

4. Високий рівень шуму, що досягає 95 – 130 дБ за відсутності засобів для його зниження. Найбільш шумними є поршневі компресори та пневмодвигуни, особливо пневмомолоти й інші механізми ударно-циклічної дії. Найбільш шумні пневмоприводи (до них належать приводи із шестеренними машинами) створюють шум на рівні 85–104 дБ, а звичайний рівень шуму значно нижчий, приблизно як в електромашин, що дозволяє працювати без спеціальних засобів шумозниження.

5. Мала швидкість передачі сигналу (керуючого імпульсу), що призводить до запізнювання виконання операцій. Швидкість проходження сигналу дорівнює швидкості звуку та залежно від тиску повітря становить приблизно від 150 до 360 м/с. У пневмо- й електроприводі відповідно близько 1000 і 300 000 м/с.

Перераховані недоліки можуть бути усунуті застосуванням комбінованих пневмоелектричних або пневмопневматичних приводів.

# 1 Опис конструкції та принципова схема приводу свердлильного верстата

## 1.1 Опис конструкції та принцип дії

Загальний вигляд приводу свердлильного верстата зображено на рисунку 1.1

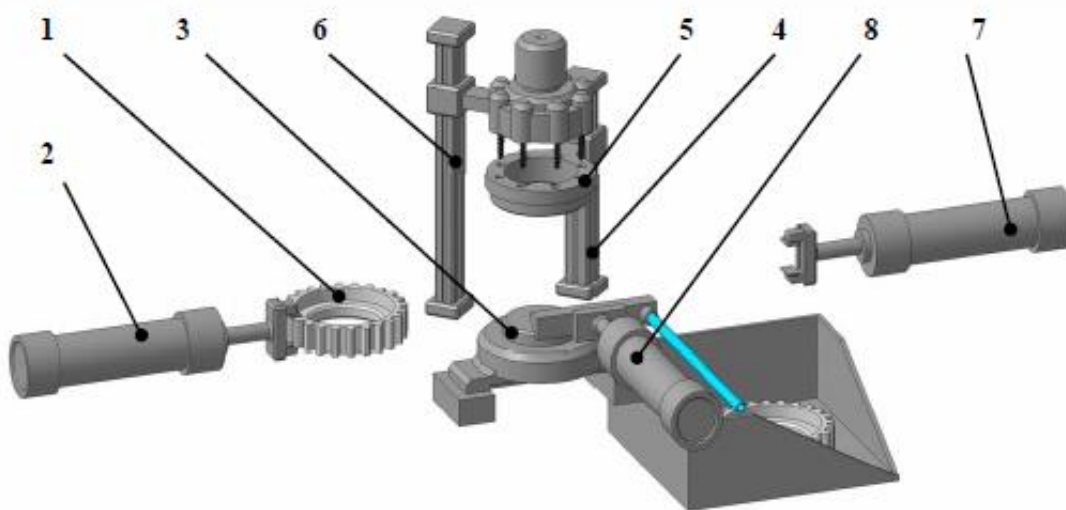


Рисунок 1.1 – Свердлильний верстат

На верстаті виконуються кріпильні отвори на вінцях шестерень великого діаметра. Вінець шестерні 1 встановлюється приводом 2 на оправку 3. Привід 4 плавно одягає на шестерню кондуктор 5. Після чого приводом 6, через кондуктор, здійснюється робоча подача свердління отворів. Хід приводів подачі 6, установки 2 і видалення 7 шестерень контролюються датчиками положення. Після відведення свердлильної головки привід 4 видаляє кондуктор з вінця шестерні, а привід 7 вивантажує готовий вінець шестерні в контейнер продукції. Привід 8, з встановленим на ньому пневматичним вакуумним пристроєм, видаляє стружку з

робочою позиції верстата протягом 4 секунд перед установкою наступній шестерні. При наявності такого необробленого вінця шестерні на вхідній позиції цикл роботи системи повторюється в автоматичному режимі. Контроль часу виконується за допомогою реле часу (пневматичного або електричного) або таймера.

## 1.2 Розробка пневматичної схеми

Розробку схеми розпочинаємо з побудови кругової діаграми (рисунок 1.2), послідовність руху циліндрів отримуємо з технічного завдання.

Перший і другий пневмоциліндри працюють синхронно, тому для спрощення схеми перших два циліндра записуємо, як 1.

$$1p - \bar{1} - 3 - \bar{3}t - 5p - 4 - \bar{5} - \bar{4}$$

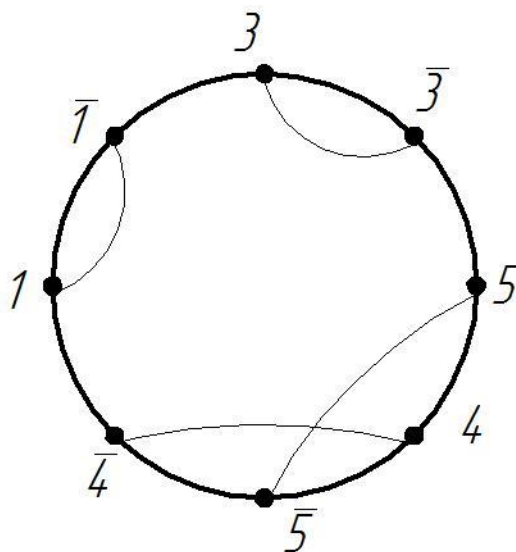


Рисунок 1.2 – Кругова діаграма

З'єднавши відповідні точки лініями зв'язку ми побачимо, що перетнулись лише лінії 4 та 5 циліндрів. Даний метод передбачає обов'язкове перетин ліній

зв'язку. Для забезпечення цієї умови вводимо додаткові елементи 6, 7 та 8. Отримана діаграма зображена на рисунку 1.3.

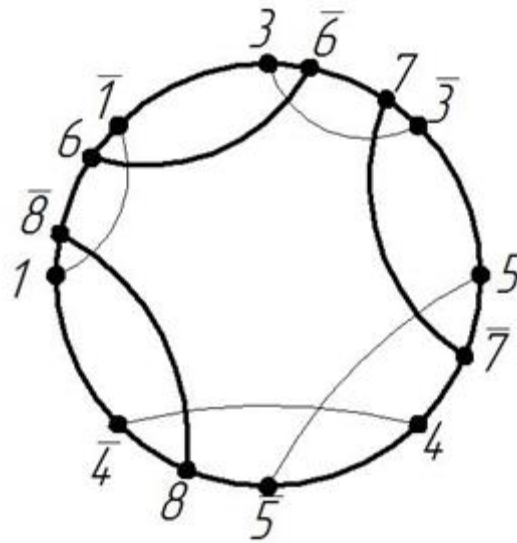


Рисунок 1.3 – Кругова діаграма з допоміжними елементами.

Записуємо рівняння:

$$Y_1 \leftarrow X_{\bar{4}} X_8$$

$$Y_{\bar{1}} \leftarrow X_1$$

$$Y_3 \leftarrow X_{\bar{1}} X_6$$

$$Y_{\bar{3}} \leftarrow X_3$$

$$Y_4 \leftarrow X_5$$

$$Y_{\bar{4}} \leftarrow X_{\bar{5}} X_8$$

$$Y_5 \leftarrow X_{\bar{3}} X_7$$

$$Y_{\bar{5}} \leftarrow X_4$$

$$Y_6 \leftarrow X_1$$

$$Y_{\bar{6}} \leftarrow X_3$$

$$Y_7 \leftarrow X_3$$

$$Y_{\bar{7}} \leftarrow X_5$$

$$Y_8 \leftarrow X_4$$

$$Y_{\bar{8}} \leftarrow X_1$$

Використовуючи отримані сигнали розробляємо принципову пневматичну схему приводу (рис. 1.4).

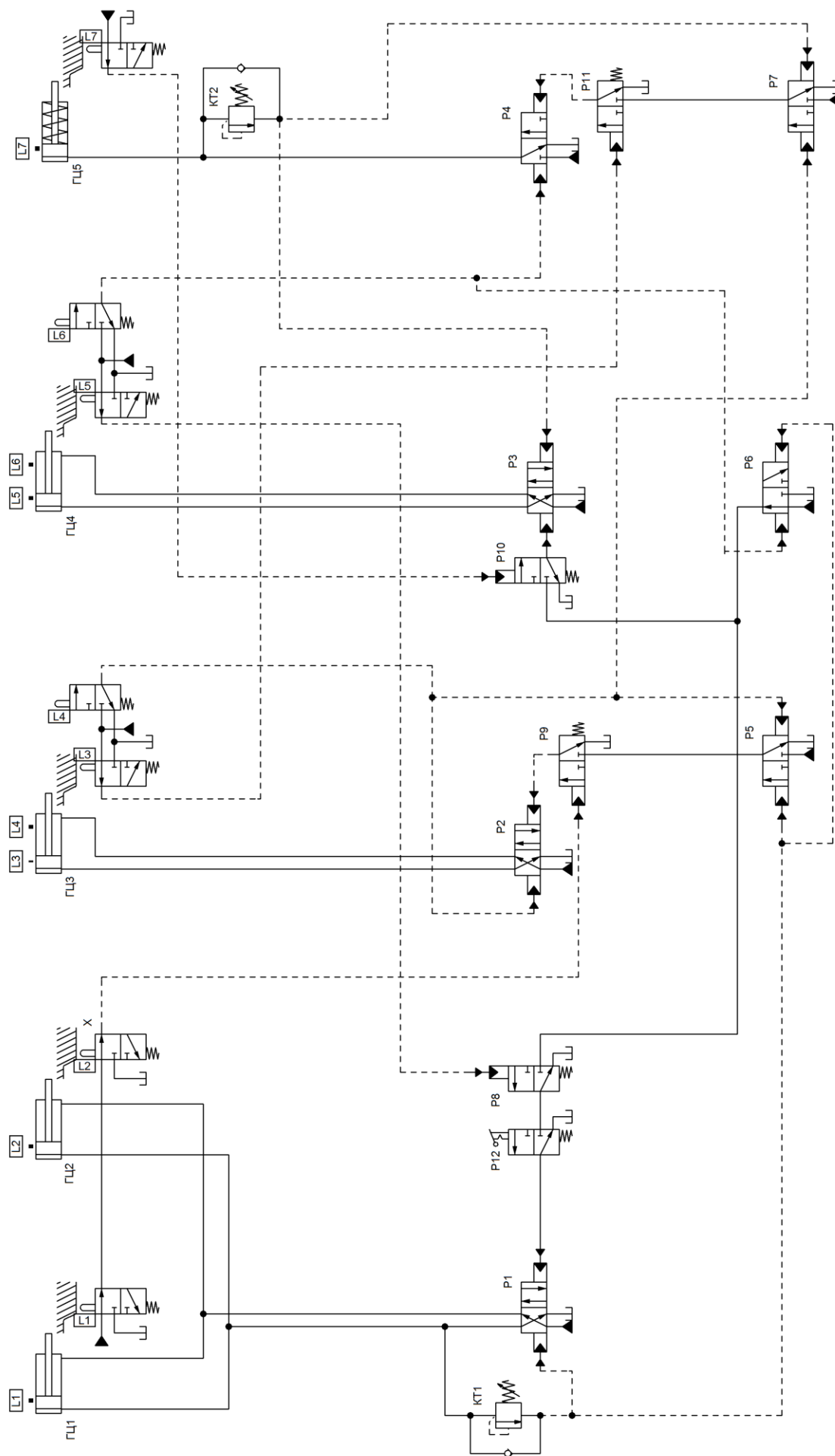


Рисунок 1.4 – Принципова пневматична схема приводу

### 1.3 Принцип роботи пневматичного приводу

Перемикання системи в працюючу фазу здійснюється розподільником Р12. Тиск який прийшов з Р12 на пілот розподільника Р1, перемикає його у другу позицію. Штоки циліндрів 1 і 2 починають висуватися. Розподільники, які відстежували початкове положення штоків, віджалися за допомогою пружини.

При повному висуненні штоків Ц1 і Ц2 споживання рідини циліндрами припиняється, тиск у напірній гілці зростає і спрацьовує клапан КТ1. Тиск який проходить через клапан перемикає розподільники Р5 і Р6.

Розподільник Р6 з'єднує пілот Р1 зі зливом, що дозволяє перемкнути розподільник Р1 під впливом тиску з КТ1 у першу позицію. Р5 подав тиск на Р9. Штоки пневмоциліндрів Ц1 і Ц2 починають втягуватися.

Після втягування штоків перших двох пневмоциліндрів, тиск через натиснуті розподільники, перемикає розподільник Р9. Тиск який пройшов через Р9 перемикає Р2 і шток Ц3 висувається. Розподільник початкового положення віджимається, а кінцевого натискається. Р11 повертається у початкове положення, переключаються Р5 і Р2. Шток Ц3 втягнувся. Розподільник відстежив положення штока і подав тиск на пілот розподільника Р11. Тиск через Р7 і Р11 прийшов на пілот розподільника Р4 і перемкнув його у другу позицію. Шток Ц5 висунувся. У напірній гілці п'ятого циліндра піднявся тиск, який перемкнув клапан КТ2. Розподільник початкового положення віджався і припинив подачу мастила у пілот Р10. Тиском з клапана КТ2 перемикається Р3 і висувається шток Ц4, положення якого, відстежується натискними розподільниками. Розподільник, який сигналізує про висунутий шток, подає тиск на пілоти Р4 і Р6. Масло з поршневої порожнини Ц5 зливається і пружина повертає шток в початкове положення. Кінцевий сигналізатор при утягненому штоку подає тиск на пілот Р10, що призводить до перемикання Р3 і втягування штока Ц4. Далі цикл повторюється.

## 2 Визначення розмірів пневматичних двигунів та вибір пневмообладнання

Розрахунки виконані згідно стандартної методики [1]

### 2.1 Вихідні дані

Вихідні дані для розрахунку привода приведені в табл.2.1-2.3

Таблиця 2.1

Зусилля на штоках	Величина
Пневмоциліндр подачі Ц1	$F_1 = 0,5 \text{ кН}$
Пневмоциліндр переноса Ц2	$F_2 = 0,5 \text{ кН}$
Пневмоциліндр переміщення Ц3	$F_3 = 0,4 \text{ кН}$
Пневмоциліндр віддавнтаження Ц4	$F_4 = 0,6 \text{ кН}$
Пневмоциліндр хвата Ц5	$F_5 = 0,8 \text{ кН}$

Таблиця 2.2

Швидкості переміщення штоків	Величина
Пневмоциліндр подачі Ц1	$v_1 = 50 \text{ мм/с}$
Пневмоциліндр переноса Ц2	$v_2 = 50 \text{ мм/с}$
Пневмоциліндр переміщення Ц3	$v_3 = 80 \text{ мм/с}$
Пневмоциліндр віддавнтаження Ц4	$v_4 = 120 \text{ мм/с}$
Пневмоциліндр хвата Ц5	$v_5 = 30 \text{ мм/с}$

Таблиця 2.3

Робочий хід поршнів	Величина
Пневмоциліндр подачі Ц1	$l_1 = 200 \text{ мм}$
Пневмоциліндр переноса Ц2	$l_2 = 200 \text{ мм}$
Пневмоциліндр переміщення Ц3	$l_3 = 400 \text{ мм}$
Пневмоциліндр віддавнтаження Ц4	$l_4 = 500 \text{ мм}$
Пневмоциліндр хвата Ц5	$l_5 = 20 \text{ мм}$



## 2.2 Вибір тиску в пневматичних приводі

Робоче середовище в пневмоприводі служить для передачі енергії від вхідної ланки (вала компресора) до вихідної (штока пневмоциліндра або вала пневмомотора). Крім цього воно виконує ще ряд функцій, що визначають експлуатаційні властивості і техніко-економічні показники пневмоприводу.

Для пневмоприводу технологічного обладнання найбільш прийнятними є значення  $p_H$  від 0,4 до 1,0 МПа.

Приймаємо робочий тиск  $p_H=0,63$  МПа.

## 2.3 Розрахунок розмірів пневмоциліндрів.

Діаметр поршня пневмоциліндра з одностороннім штоком визначається за формулою [2]:

$$d_{\Pi} = \sqrt{\frac{4 \cdot P}{\pi \Delta p \eta_m}}, \quad (2.1)$$

де  $P$  – зусилля на штоці пневмоциліндра, Н;

$\Delta p$  – перепад тиску на поршні пневмоциліндра, приймаємо  $\Delta p=500000$  Па;

$\eta_m$  – механічний к. к. п. пневмоциліндра.

Вибираємо відношення діаметрів штока до поршня пневмоциліндра у відповідності з наступними даними [2].

При  $p_H < 0,15$  МПа,  $\alpha=0,5$ ;

при  $0,15 \text{ МПа} < p_H < 0,5$  МПа,  $\alpha=0,7$ ;

при  $0,5 \text{ МПа} < p_H < 1,0$  МПа,  $\alpha=0,8$ .

Для обраного тиску допустимий  $\alpha=0,7$ .

Діаметри штоків визначаються за формулою:

$$d_{\text{ш}} = \alpha \cdot d_{\Pi} \quad (2.2)$$

Діаметри поршня і штока, визначені за формулами (2.1, 2.2) округлюються до найближчих стандартних значень відповідно до вимог ГОСТ 12447-80 [1].

Розрахунок розмірів поршнів і штоків, виконаний за формулами (2.1, 2.2) зводимо в таблицю 2.4.

Таблиця 2.4 – Розрахунок розмірів пневмоциліндрів

Пневмоциліндр	Діаметр поршня, мм		Діаметр штока, мм	
	розрахунковий	прийнятий	розрахунковий	прийнятий
Пневмоциліндр подачі Ц1	44.8	50	35	36
Пневмоциліндр переноса Ц2	34,6	36	25,2	25
Пневмоциліндр переміщення Ц3	39.8	40	28	28
Пневмоциліндр відвантаження Ц4	58.6	60	42	42
Пневмоциліндр хвата Ц5	49.8	50	35	36

Для привода завантаження вибираємо пневмоциліндр з одностороннім штоком 47 М 2 Р 050 А 0250 виробництва Camozzi

47 - серія

М – стандартна модифікація:

2 – дія: двосторонньої дії, демпфірування в обидві сторони

Р – матеріали:

шток – нержавіюча сталь AISI 420В,

шпильки і гайки штока – оцинкована сталь

050 – діаметр поршня:  $\varnothing$  50 мм

A –тип кріплення: стандарт

0250 – хід штоку: 250 мм

Основні параметри пневмоциліндра привода завантаження приведені у таблиці 2. 5.

Таблиця 2. 5 – Основні параметри пневмоциліндра привода завантаження

Діаметр поршня, мм	50
Діаметр штока, мм	36
Хід штока, мм	250
Маса, кг	3,1

Для привода транспортування вибираємо пневмоциліндр з одностороннім штоком 47 М 2 Р 040 А 0160 виробництва Camozzi. Основні параметри пневмоциліндра привода транспортування приведені у таблиці 2.6.

Таблиця 2.6 – Основні параметри пневмоциліндра привода транспортування

Діаметр поршня, мм	40
Діаметр штока, мм	28
Хід штока, мм	160
Маса, кг	2,4

Для привода маніпулятора вибираємо пневмоциліндр з одностороннім штоком 47 М 2 Р 032 А 0500 виробництва Camozzi. Основні параметри пневмоциліндра маніпулятора приведені у таблиці 2.8.

Для привода хвата обираємо пневмоциліндр односторонньої дії з одностороннім штоком 41 М 1 Р 040 А 0320 виробництва Camozzi Основні параметри пневмоциліндра привода хвата виробу приведені у таблиці 2.9.

Таблиця 2.8 – Основні параметри пневмоциліндра маніпулятора

Діаметр поршня, мм	32
Діаметр штока, мм	25
Хід штока, мм	500
Маса, кг	2,2

Таблиця 2.9 – Основні параметри пневмоциліндра хвата

Діаметр поршня, мм	40
Діаметр штока, мм	28
Хід штока, мм	320
Маса, кг	3,4

Загальний вигляд пневмоциліндрів приведений на рис 2.1.



Рисунок 2.1 – Загальний вигляд пневмоциліндрів

## 2.4. Визначення витрати повітря

Об'ємні витрати повітря у порожнинах пневмоциліндрів визначається за формулами [2]:

поршнева порожнина пневмоциліндрів

$$Q = \frac{\pi \cdot d_n^2 \cdot v}{4}, \quad (2.3)$$

де  $v$  – швидкість переміщення штока пневмоциліндра, м/с;  
штокова порожнина пневмоциліндрів

$$Q = \frac{\pi \cdot (d_n^2 - d_{ш}^2) \cdot v}{4}, \quad (2.4)$$

Масові витрати повітря визначаються за формулою [2]

$$G = \rho Q, \quad (2.5)$$

де  $\rho$  – густина повітря, кг/м<sup>3</sup>.

Густина повітря в напірній і вихлопній камерах пневмодвигуна визначається з рівняння стану ідеального газу [2]

$$\rho_n = \frac{p_n}{RT_n}, \quad (2.6)$$

$$\rho_b = \frac{p_b}{RT_b}, \quad (2.6)$$

де  $\rho_n$  – густина повітря в напірній камері, кг/м<sup>3</sup>;

$\rho_b$  – густина повітря в вихлопній камері, кг/м<sup>3</sup>;

$R$  – питома газова стала,  $R = 287$  Дж/(кг К);

$p_n$  – тиск в напірній камері, МПа;

$p_b$  – тиск в вихлопній камері, МПа;

$T_n$  – температура повітря в напірній камері, К;

$T_b$  – температура повітря в вихлопній камері, К.

При ізотермічній течії повітря температура повітря в напірній і вихлопній камерах пневматичного двигуна вирівнюються і стають рівними температурі навколишнього середовища  $T_n = T_b = T_a = 293$ К.

В першому наближенні тиски в камерах пневмодвигуна визначаються за формулами [2]:

$$p_b = \frac{p_n (1 - \eta_{га})}{\sigma_d \varepsilon_{\Delta p}}, \quad (2.8)$$

$$p_n = \frac{4P}{\pi d_{II}^2 \eta_M} + \sigma_d p_b, \quad (2.9)$$

де  $\eta_{га}$  – коефіцієнт, що характеризує втрати тиску в пневмолініях;

$\sigma_d$  – коефіцієнт асиметрії пневмоциліндра;

$\varepsilon_{\Delta p}$  – відношення втрат в напірній і вихлопній лініях.

Коефіцієнти визначаються за формулами [2]

$$\eta_{га} = \frac{\Delta p}{p_n}, \quad (2.10)$$

$$\sigma_d = 1 - \alpha^2, \quad (2.11)$$

$$\varepsilon_{га} = \frac{1}{\sigma_d^2}, \quad (2.12)$$

$$\eta_{\text{га}} = \frac{0,5}{0,63} = 0,8$$

$$\sigma_{\text{д}} = 1 - 0,7^2 = 0,51$$

$$\varepsilon_{\text{га}} = \frac{1}{0,51^2} = 3,84$$

$$p_{\text{в}} = \frac{0,63(1-0,8)}{0,51 \cdot 3,84} = 0,164 \text{ МПа}$$

$$p_{\text{д}} = \frac{4P}{\pi d_{\text{п}}^2 \eta_{\text{м}}} + \sigma_{\text{д}} p_{\text{в}}$$

Необхідні витрати повітря для пневмоциліндрів розраховані за формулами (2.3- 2.5) приведені у таблиці 2.10.

Таблиця 2.10 Визначення необхідних витрат повітря

Пневмоциліндр	Витрата повітря, м <sup>3</sup> /с·10 <sup>5</sup>		Витрата повітря кг/с·10 <sup>5</sup>	
	Напірна лінія	Вихлопна лінія	Напірна лінія	Вихлопна лінія
Пневмоциліндр завантаження Ц1, Ц2	3,77	1,92	25,0	3,80
Пневмоциліндр транспортування Ц3	3,77	1,92	25,0	3,80
Пневмоциліндр маніпулятора Ц4	5,65	2,88	37,8	5,69
Пневмоциліндр хвата Ц5	5,03	2,57	33,7	5,08

## 2.5 Вибір пневмоапаратури

### 2.4.1 Вибір блока підготовки повітря [3].

Для забезпечення роботи пневматичного приводу відповідно до розрахованих необхідних витрат повітря вибираємо блок підготовки повітря MD 1 - V01 F000 R004 L00 V16 - 8 - виробництва Samozzi. Характеристики блока підготовки повітря приведені у таблиці 2.11.

Таблиця 2.11 Характеристики блока підготовки повітря

Витрати повітря, кг/с	0,04
Тиск на виході, МПа	
номінальний	0,63
максимальний	0,7
Під'єднання	Трубопровід 8 мм
Маса, кг	4,3

Загальний вигляд блока підготовки повітря приведений на рис. 2.2.

### Вибір пневморозподільників [4].

Для здійснення керування пневмоциліндрами вибираємо розподільники E521-C33-10 виробництва Samozzi з пневматичним керуванням.

Е серія;

5 – функція : 5/2 ліній/позицій;

2 – розмір: 10,5 мм

1 – тип корпусу: корпус приєднувальними отворами;

C33 – керування пневматичне, двостороннє – швидкокороз'ємне під'єднання  
 ø 4 мм

10 – ущільнення:

Характеристика розподільника приведена у таблиці 2.12. Загальний вигляд розподільника приведено на рис. 2.3.



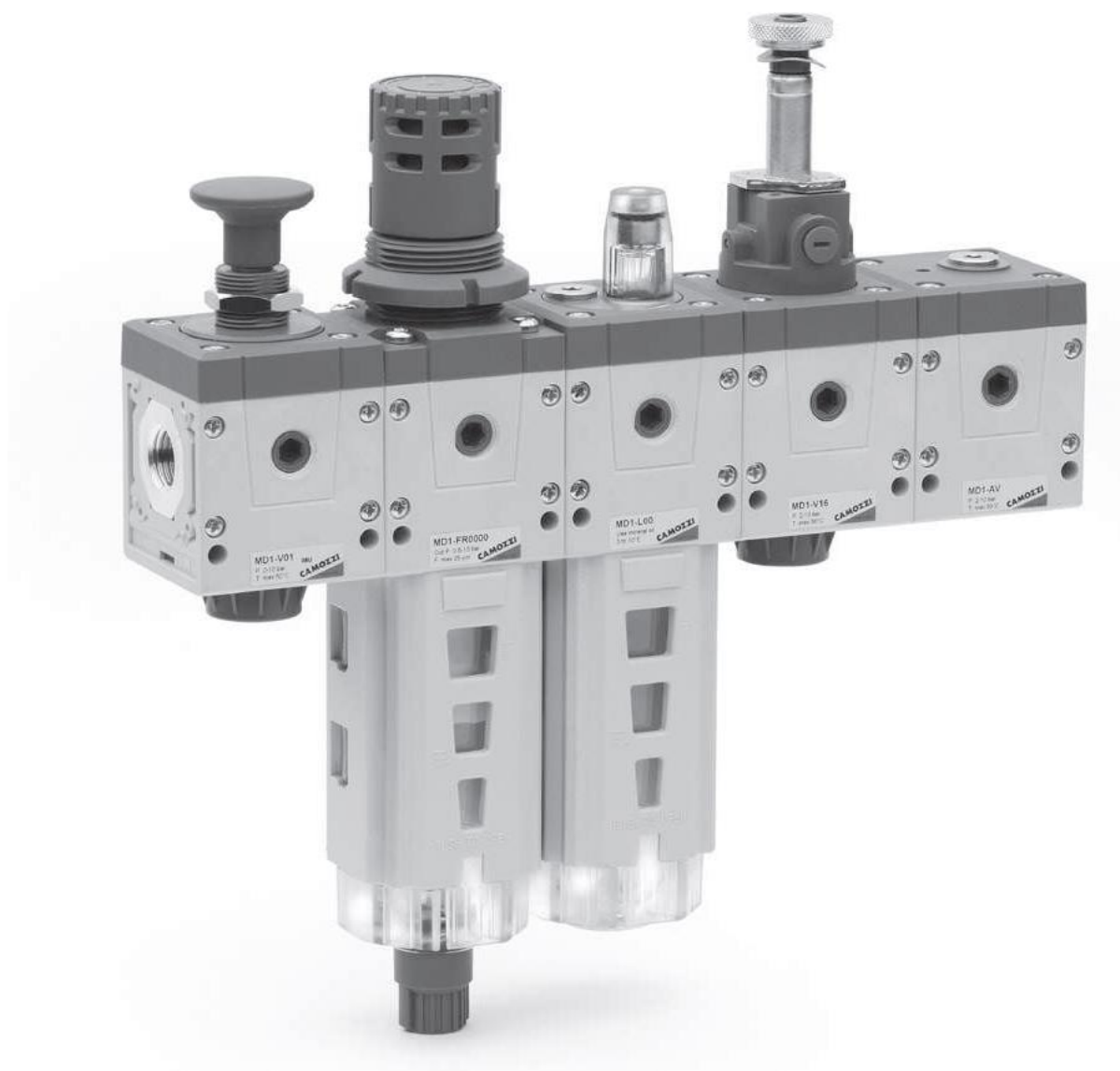


Рисунок 2.2 – Загальний вигляд блока підготовки повітря

Таблиця 2.12 – Характеристика розподільників

Діаметр умовного проходу, мм	6
Витрата повітря, дм <sup>3</sup> /хв	
номінальна	25
максимальна	60
Тиск, МПа	
номінальний	0,7
мінімальний	0,09
Пропускна властивість, м <sup>3</sup> /год	0,2



Рисунок 2.3 – Загальний вигляд розподільника

Для контролю положення штоків пневмоциліндрів вибираємо розподільники серії 2 виробництва Camozzi

Розподільник 2 3 4 - 95 5

2 – серія

3 – кількість ліній - функція: 3/2 ліній/позицій, нормально закритий

4 – швидкороз'ємне приєднання під трубку  $\varnothing$  4 мм

95 – перемикач – ролик

5 – пружинне повернення в початкове положення

Конструкція клапанного типу

Матеріали

корпус – алюміній,

плунжер – OT58 (латунь),

ущільнення – NBR

Кріплення через отвори в корпусі

Температура навколишнього середовища  $0^{\circ}\text{C}$  -  $60^{\circ}\text{C}$

Температура робочого середовища  $0^{\circ}\text{C}$  -  $50^{\circ}\text{C}$

Робочий тиск 0 - 10 бар (0 – 1 МПа)

Робоче середовище очищене повітря, максимальні частинки 25 мкм, клас очистки повітря по стандарту ISO 8573-1:2010 [7:8:4].

Загальний вигляд розподільника приведений на рис. 2.4.

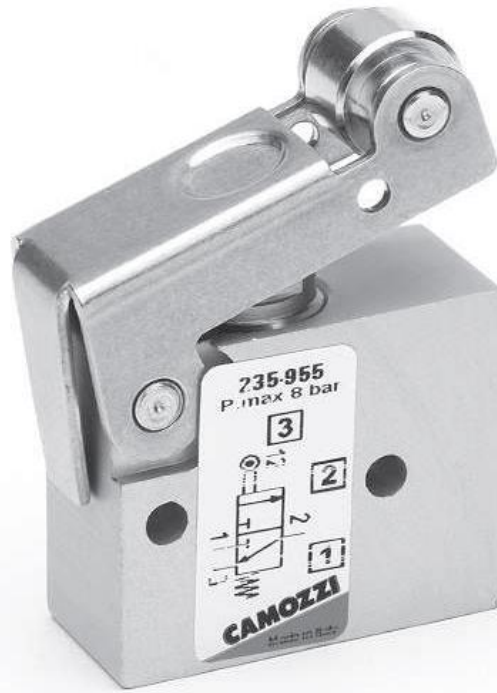


Рисунок 2.4 - Загальний вигляд розподільника контролю положення штоків

Для пуску пневматичного приводу в автоматичний режим роботи вибираємо розподільник серії 2 виробництва Camozzi

Розподільник 2 3 4 - 97 2

2 – серія

3 – кількість ліній - функція: 3/2 ліній/позицій, нормально закритий

4 – швидкороз'ємне приєднання під трубку  $\varnothing$  4 мм

97 – перемикач – кнопка-грибок

2 – з фіксацією

Конструкція клапанного типу

Матеріали

корпус – алюміній,

плунжер – OT58 (латунь),

ущільнення – NBR

Кріплення через отвори в корпусі

Температура навколишнього середовища  $0^{\circ}\text{C}$  -  $60^{\circ}\text{C}$

Температура робочого середовища 0°C - 50°C

Робочий тиск 0 - 10 бар (0 – 1 МПа)

Робоче середовище очищене повітря, максимальні частинки 25 мкм, клас очистки повітря по стандарту ISO 8573-1:2010 [7:8:4].

Загальний вигляд розподільника приведенний на рис. 2.5



Рисунок 2.5 – Загальний вигляд розподільника для пуску привода в автоматичному режимі

Для контролю тиску в пневматичних лініях вибираємо клапан тиску MD 1 - V 01 - 1/8 виробництва Camozzi

Загальний вигляд клапана приведено на рис. 2.6.



Рисунок 2.6 – Загальний вигляд клапана тиску.

### 3 Гідравлічний розрахунок приводу

Розрахунки виконані згідно стандартної методики [3]

Діаметр пневмоліній визначається за формулою [2]

$$d = \sqrt{\frac{4Q_{\max}}{\pi v_{\text{доп}}}}, \quad (3.1)$$

де  $Q_{\max}$  – максимальна витрата у пневмолінії м<sup>3</sup>/с;

$v_{\text{доп}}$  – допустима швидкість руху робочої рідини у пневмолінії м/с.

Максимальна витрата у пневмолініях згідно таблиці 2.10  $Q_{\max} = 5,65 \cdot 10^{-5}$  м<sup>3</sup>/с.

Вибір швидкостей руху повітря проведемо згідно таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 Рекомендовані швидкості руху повітря.

Пневмолінії	Допустима швидкість, м/с
Вихлопні	до 40
Напірні	20-50
Керування	до 50

Приймаємо швидкість у виконавчій, напірній і вихлопній пневмолініях 20 м/с

Визначаємо діаметри пневмоліній за формулою (3.1). Розрахунок діаметрів зводимо у таблицю 3.2.

Втрати тиску в пневматичній лінії визначаються за формулою [2].

$$\Delta p_{\Sigma} = \sum \Delta p_m + \sum \Delta p_{г.а.} + \sum \Delta p_{тр}, \quad (3.2)$$

де  $\sum \Delta p_m$  – сумарні втрати тиску в місцевих опорах, Па;

$\sum \Delta p_{г.а.}$  – сумарні втрати тиску у пневмоапаратурі, Па;

$\Sigma\Delta p_{тр}$  – сумарні втрати тиску на тертя по довжині трубопроводу, Па.

Таблиця 3.2 – Визначення діаметра пневмоліній

Пневмоциліндр	Ділянка пневмолінії	$Q_{max},$ $м^3/с \cdot 10^5$	$d_{роз},$ мм	$d_y,$ мм	$v_{факт},$ м/с
Пневмоциліндр завантаження Ц1	Напірна	3,77	4.97	6	16.3
	Вихлопна	1,92	4.04	6	12.7
Пневмоциліндр схвата Ц2	Напірна	3,77	4.97	6	16.3
	Вихлопна	1,92	4.04	6	12.7
Пневмоциліндр транспортування схвата Ц3	Напірна	5.65	6.09	6	21.9
	Вихлопна	2.88	4.31	6	18.4
Пневмоциліндр відвантаження Ц4	Напірна	5.03	5.74	6	19.6
	Вихлопна	2,57	4,19	6	14,3

Втрати тиску в пневматичних лініях необхідно визначати послідовно [2].

Для напірної лінії втрати визначаються починаючи від блока підготовки повітря до пневмоциліндра, а у вихлопній – від вихлопного патрубку до пневмоциліндра.

Втрати тиску на тертя по довжині напірного трубопроводу визначаються за формулою [2]:

$$\Delta p_{тр} = p_0 - \sqrt{p_0^2 - RT_0 \left( \frac{G}{s_{эф}} \right)^2}, \quad (3.3)$$

де  $p_0$  – тиск на початку ділянки трубопроводу;

$s_{эф}$  – ефективна площа трубопроводу.

Втрати тиску на тертя по довжині вихлопного трубопроводу визначаються за формулою [2]:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \sqrt{p_k^2 + RT_0 \left( \frac{G}{s_{\text{эф}}} \right)^2} - p_k, \quad (3.4)$$

де  $p_k$  – тиск на кінці ділянки трубопроводу.

Ефективна площа трубопроводу визначаються за формулою [2]:

$$s_{\text{эф}} = \frac{s}{\sqrt{\frac{\lambda l}{d} + \frac{2}{n} \ln \frac{p_a}{p}}}, \quad (3.5)$$

де  $p_a$  – атмосферний тиск, Па;

$\lambda$  – коефіцієнт втрат на тертя;

$l$  – довжина трубопроводу, м;

$d$  – діаметр трубопроводу, м;

Втрати тиску у місцевому опорі визначаються за формулами (3.3, 3.4) [2].

Ефективна площа трубопроводу визначаються за формулою [2]:

$$s_{\text{эф}} = \frac{s}{\sqrt{\zeta}}, \quad (3.6)$$

де  $\zeta_i$  – коефіцієнт втрат у місцевому опорі.

Втрати тиску у пневмоапаратурі визначаються за формулою [2]:

в напірному трубопроводі

$$\Delta p_a = \frac{p_0}{2} - \sqrt{\frac{p_0^2}{2} - \frac{RT_0}{2} \left( \frac{G}{s_{\text{эф}}} \right)^2}, \quad (3.7)$$

у вихлопному трубопроводі



$$\Delta p_a = \frac{RT_0}{2p} \left( \frac{G}{s_{\text{эф}}} \right)^2, \quad (3.8)$$

Втрати тиску при роботі кожного пневматичного двигуна визначаємо для робочого ходу, тобто при визначенні втрат тиску при русі пневмоциліндрів вважаємо, що повітря подається в поршневу порожнину пневмоциліндра, а вихлоп повітря відбувається з штокової порожнини пневмоциліндра.

Втрати тиску в напірній лінії пневмоциліндра Ц1.

Ділянка 1 – трубопровід :

довжина  $l_1=800$  мм;

діаметр  $d_1=6$  мм;

коефіцієнт втрат на тертя ;  $\lambda =0,006$ ;

тиск  $p=0,63$  МПа.

Площа трубопроводу

$$s = \frac{\pi d_y^2}{4}$$

$$s = \frac{3,14 \cdot 0,006^2}{4} = 28,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

За формулою (3.5) отримуємо

$$s_{\text{эф}} = \frac{28,3 \cdot 10^{-6}}{\sqrt{\frac{0,006 \cdot 0,8}{0,006} + \frac{2}{1,4} \ln \frac{0,1}{0,63}}} = 22,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

За формулою (3.3) отримуємо

$$\Delta p_{\text{тр}} = 630000 - \sqrt{630000^2 - 287 \cdot 293 \left( \frac{2 \cdot 25 \cdot 10^{-5}}{22,6 \cdot 10^{-6}} \right)^2} = 14900 \text{Па}$$

Ділянка 2 – розподільник

Ефективна площа розподільника

$$s_{\text{эф}} = 18,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

Тиск на початку ділянки

$$p_0 = 630000 - 14900 = 615100 \text{Па}$$

За формулою (3.7) знаходимо

$$\Delta p_a = \frac{615100}{2} - \sqrt{\frac{615100^2}{2} - \frac{287 \cdot 293}{2} \left( \frac{25 \cdot 10^{-5}}{22,6 \cdot 10^{-6}} \right)^2} = 18100 \text{Па}$$

Ділянка 3 – трубопровід :

довжина  $l_1 = 2100$  мм;

діаметр  $d_1 = 6$  мм;

коефіцієнт втрат на тертя ;  $\lambda = 0,006$ ;

площа трубопроводу  $s = 28,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  .

Тиск на початку трубопроводу

$$p_0 = 615100 - 18100 = 597000 \text{Па}$$

За формулою (3.5) отримуємо

$$s_{\text{эф}} = \frac{28,3 \cdot 10^{-6}}{\sqrt{\frac{0,006 \cdot 2,1}{0,006} + \frac{2}{1,4} \ln \frac{0,1}{0,63}}} = 21,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

За формулою (3.3) отримуємо

$$\Delta p_{\text{тр}} = 597000 - \sqrt{597000^2 - 287 \cdot 293 \left( \frac{25 \cdot 10^{-5}}{21,3 \cdot 10^{-6}} \right)^2} = 29300 \text{Па}$$

Дільниця 4 – поворот

Тиск на початку трубопроводу

$$p_0 = 597000 - 29300 = 567700 \text{Па}$$

площа трубопроводу  $s = 28,3 \cdot 10^{-6} \text{м}^2$ .

коефіцієнт опору  $\zeta = 0,5$

За формулою (3.6) отримуємо

$$s_{\text{еф}} = \frac{28,3 \cdot 10^{-6}}{\sqrt{0,5}} = 39,9 \cdot 10^{-6}$$

За формулою (3.3) отримуємо

$$\Delta p_{\text{тр}} = 567700 - \sqrt{567700^2 - 287 \cdot 293 \left( \frac{25 \cdot 10^{-5}}{39,9 \cdot 10^{-6}} \right)^2} = 6900 \text{Па}$$

Розрахунок втрат тиску по формулам (3.3, 3.4, 3.7, 3.8) з урахуванням формул (3.5 – 3.6) зводимо до таблиць 3.3 – 3.12.

Таблиця 3.3 – Визначення втрат тиску в напірній лінії пневмоциліндра завантаження Ц1

Дільниця	Тиск на початку дільниці, Па	Довжина трубопроводу, м/ коефіцієнт опору	Ефективна площа, м <sup>2</sup>	Втрати тиску, Па	Тиск в кінці дільниці, Па
Трубопровід 1	630000	0,8	$22,6 \cdot 10^{-6}$	14900	615100
Розподільник	615100	-	$18,6 \cdot 10^{-6}$	18100	597000
Трубопровід 2	597000	1,8	$21,3 \cdot 10^{-6}$	29300	567700
Поворот 1	567700	0,5	$39,9 \cdot 10^{-6}$	6900	560800
Трубопровід 3	560800	1,1	$22,1 \cdot 10^{-6}$	17300	543500
Поворот 2	543500	0,5	$39,9 \cdot 10^{-6}$	7500	536000
Трубопровід 4	536000	0,7	$22,4 \cdot 10^{-6}$	15700	520300
Вхід в цил. .	520300	1	$28,2 \cdot 10^{-6}$	12900	507400

Таблиця 3.4 – Визначення втрат тиску у вихлопній лінії пневмоциліндра завантаження Ц1

Дільниця	Тиск в кінці дільниці, Па	Довжина трубопроводу, м/ коефіцієнт опору	Ефективна площа, м <sup>2</sup>	Втрати тиску, Па	Тиск на початку дільниці, Па
Вихід з розп.	0	1	$28,2 \cdot 10^{-6}$	11400	11400
Розподільник	11400	-	$18,6 \cdot 10^{-6}$	16300	27700
Трубопровід 1	27700	1,8	$16,1 \cdot 10^{-6}$	25600	53300
Поворот 1	53300	0,5	$39,9 \cdot 10^{-6}$	6100	59400
Трубопровід 2	59400	1,7	$18,3 \cdot 10^{-6}$	15900	75300
Поворот 2	75300	0,5	$39,9 \cdot 10^{-6}$	6700	82000
Трубопровід 4	82000	0,7	$21,2 \cdot 10^{-6}$	14000	96000
Вихід з розп.	96000	0,5	$28,2 \cdot 10^{-6}$	8700	104700

Таблиця 3.5 – Визначення втрат тиску в напірній лінії пневмоциліндра завантаження Ц2

Дільниця	Тиск на початку дільниці, Па	Довжина трубопроводу, м/ коефіцієнт опору	Ефективна площа, м <sup>2</sup>	Втрати тиску, Па	Тиск в кінці дільниці, Па
Трубопровід 1	630000	0,8	$22,6 \cdot 10^{-6}$	14900	615100
Розподільник	615100	-	$18,6 \cdot 10^{-6}$	18100	597000
Трубопровід 2	597000	1,8	$21,7 \cdot 10^{-6}$	28700	568300
Поворот 1	568300	0,5	$39,9 \cdot 10^{-6}$	6800	561500
Трубопровід 3	561500	1,1	$22,1 \cdot 10^{-6}$	17200	544300
Поворот 2	544300	0,5	$39,9 \cdot 10^{-6}$	7400	536900
Трубопровід 4	536900	0,7	$22,4 \cdot 10^{-6}$	15600	521300
Вхід в цил. .	521300	1	$28,2 \cdot 10^{-6}$	128000	508500

Таблиця 3.6 – Визначення втрат тиску у вихлопній лінії пневмоциліндра завантаження Ц2

Дільниця	Тиск в кінці дільниці, Па	Довжина трубопроводу, м/ коефіцієнт опору	Ефективна площа, м <sup>2</sup>	Втрати тиску, Па	Тиск на початку дільниці, Па
Вихід з розп.	0	1	$28,2 \cdot 10^{-6}$	11400	11400
Розподільник	11400	-	$18,6 \cdot 10^{-6}$	16300	27700
Трубопровід 1	27700	1,8	$16,1 \cdot 10^{-6}$	25600	53300
Поворот 1	53300	0,5	$39,9 \cdot 10^{-6}$	6100	59400
Трубопровід 2	59400	1,4	$19,7 \cdot 10^{-6}$	15400	74800
Поворот 2	74800	0,5	$39,9 \cdot 10^{-6}$	6600	81400

Трубопровід 4	81400	0,7	$21,2 \cdot 10^{-6}$	13900	95300
Вихід з розп.	95300	0,5	$28,2 \cdot 10^{-6}$	8600	103900

Таблиця 3.7 – Визначення втрат тиску в напірній лінії пневмоциліндра транспортування ЦЗ

Дільниця	Тиск на початку дільниці, Па	Довжина трубопроводу, м/ коефіцієнт опору	Ефективна площа, $m^2$	Втрати тиску, Па	Тиск в кінці дільниці, Па
Трубопровід 1	630000	0,8	$22,6 \cdot 10^{-6}$	14900	615100
Розподільник	615100	-	$18,6 \cdot 10^{-6}$	18100	597000
Трубопровід 2	597000	1,8	$16,1 \cdot 10^{-6}$	28700	568300
Поворот 1	568300	0,5	$39,9 \cdot 10^{-6}$	6800	561500
Трубопровід 3	561500	0,9	$20,0 \cdot 10^{-6}$	16400	545100
Поворот 2	545100	0,5	$39,9 \cdot 10^{-6}$	7400	537700
Трубопровід 4	537700	0,7	$21,2 \cdot 10^{-6}$	15600	522100
Вхід в цил. .	522100	1	$28,2 \cdot 10^{-6}$	128000	509300

Таблиця 3.8 – Визначення втрат тиску у вихлопній лінії пневмоциліндра транспортування ЦЗ

Дільниця	Тиск в кінці дільниці, Па	Довжина трубопроводу, м/ коефіцієнт опору	Ефективна площа, $m^2$	Втрати тиску, Па	Тиск на початку дільниці, Па
Вихід з розп.	0	1	$28,2 \cdot 10^{-6}$	11400	11400
Розподільник	11400	-	$18,6 \cdot 10^{-6}$	16300	27700
Трубопровід 1	27700	1,8	$16,1 \cdot 10^{-6}$	25600	53300
Поворот 1	53300	0,5	$39,9 \cdot 10^{-6}$	6100	59400
Трубопровід 2	59400	1,2	$20,1 \cdot 10^{-6}$	15000	74400
Поворот 2	74400	0,5	$39,9 \cdot 10^{-6}$	6600	81000

Трубопровід 4	81000	0,7	$21,2 \cdot 10^{-6}$	13900	94900
Вихід з розп.	94900	1	$28,2 \cdot 10^{-6}$	8600	103500

Таблиця 3.9 – Визначення втрат тиску в напірній лінії пневмоциліндра маніпулятора Ц4

Дільниця	Тиск на початку дільниці, Па	Довжина трубопроводу, м/ коефіцієнт опору	Ефективна площа, $m^2$	Втрати тиску, Па	Тиск в кінці дільниці, Па
Трубопровід 1	630000	0,8	$22,6 \cdot 10^{-6}$	17200	612800
Розподільник	612800	-	$18,6 \cdot 10^{-6}$	21800	591000
Трубопровід 2	591000	1,8	$16,1 \cdot 10^{-6}$	36000	555000
Поворот 1	555000	0,5	$39,9 \cdot 10^{-6}$	7100	547900
Трубопровід 3	547900	1,1	$19,7 \cdot 10^{-6}$	20600	527300
Поворот 2	527300	0,5	$39,9 \cdot 10^{-6}$	7900	519400
Трубопровід 4	519400	0,7	$21,2 \cdot 10^{-6}$	18200	501200
Вхід в пневм. .	501200	1	$28,2 \cdot 10^{-6}$	10100	491100

Таблиця 3.10 – Визначення втрат тиску у вихлопній лінії пневмоциліндра маніпулятора Ц4

Дільниця	Тиск в кінці дільниці, Па	Довжина трубопроводу, м/ коефіцієнт опору	Ефективна площа, $m^2$	Втрати тиску, Па	Тиск на початку дільниці, Па
Вихід з розп.	0	1	$28,2 \cdot 10^{-6}$	12000	12000
Розподільник	12000	-	$18,6 \cdot 10^{-6}$	17800	29800
Трубопровід 1	29800	1,8	$16,1 \cdot 10^{-6}$	26400	56200
Поворот 1	56200	0,5	$39,9 \cdot 10^{-6}$	6600	62800
Трубопровід 2	62800	1,2	$20,1 \cdot 10^{-6}$	15900	78700

Поворот 2	78700	0,5	$39,9 \cdot 10^{-6}$	7000	85700
Трубопровід 4	85700	0,7	$21,7 \cdot 10^{-6}$	14600	100300
Вихід з розп.	100300	1	$28,2 \cdot 10^{-6}$	9100	109400

Таблиця 3.11 – Визначення втрат тиску в напірній лінії пневмоциліндра хвата Ц5

Дільниця	Тиск на початку дільниці, Па	Довжина трубопроводу, м/ коефіцієнт опору	Ефективна площа, $m^2$	Втрати тиску, Па	Тиск в кінці дільниці, Па
Трубопровід 1	630000	0,8	$22,6 \cdot 10^{-6}$	14900	615100
Розподільник	615100	-	$18,6 \cdot 10^{-6}$	18100	597000
Трубопровід 2	597000	1,8	$16,1 \cdot 10^{-6}$	28700	568300
Поворот 1	568300	0,5	$39,9 \cdot 10^{-6}$	6800	561500
Трубопровід 3	561500	1,1	$19,7 \cdot 10^{-6}$	17200	544300
Поворот 2	544300	0,5	$39,9 \cdot 10^{-6}$	7400	536900
Трубопровід 4	536900	0,7	$21,2 \cdot 10^{-6}$	15600	521300
Вхід в пневм. .	521300	1	$28,2 \cdot 10^{-6}$	128000	508500

Таблиця 3.12 – Визначення втрат тиску у вихлопній лінії пневмоциліндра хвата Ц5

Дільниця	Тиск в кінці дільниці, Па	Довжина трубопроводу, м/ коефіцієнт опору	Ефективна площа, $m^2$	Втрати тиску, Па	Тиск на початку дільниці, Па
Вихід з розп.	0	1	$28,2 \cdot 10^{-6}$	11400	11400
Розподільник	11400	-	$18,6 \cdot 10^{-6}$	16300	27700
Трубопровід 1	27700	1,8	$16,1 \cdot 10^{-6}$	25600	53300
Поворот 1	53300	0,5	$39,9 \cdot 10^{-6}$	6100	59400
Трубопровід 2	59400	1,2	$20,1 \cdot 10^{-6}$	15000	74400



Поворот 2	74400	0,5	$39,9 \cdot 10^{-6}$	6600	81000
Трубопровід 4	81000	0,7	$21,2 \cdot 10^{-6}$	13900	94900
Вихід з розп.	94900	1	$28,2 \cdot 10^{-6}$	8600	103500

Дійсне зусилля на штоках циліндрів визначається по формулі

$$P = (p_{\text{нап}} \cdot s_{\text{нап}} - p_{\text{в}} \cdot s_{\text{в}}) \cdot \eta_{\text{м.ц}}$$

де  $s_{\text{нап}}$  - ефективна площа поршня у напірній порожнині пневмоциліндра, м<sup>2</sup>;

$s_{\text{в}}$  - ефективна площа поршня у вихлопній порожнині пневмоциліндра, м<sup>2</sup>.

Розрахунок зусиль зводимо у таблицю 3.13.

Таблиця 3.13 – Розрахунок зусиль на штоках пневмоциліндрів

Пневмоциліндр	Зусилля, кН
Пневмоциліндр завантаження Ц1	0,44
Пневмоциліндр завантаження Ц2	0,46
Пневмоциліндр транспортування Ц3	0,43
Пневмоциліндр маніпулятора Ц4	0,34
Пневмоциліндр хвата Ц5	0,44

З таблиці 3.11 бачимо, що розрахований пневматичний привід забезпечує необхідні зусилля при роботі механізму.

#### **4 Проектування технологічного процесу складання блока керування**

Згідно зі складальним кресленням блока керування складаємо технологічну схему складання виробу

Спочатку складаються складальні одиниці – панелі гідравлічні (рис. 4.1), а потім – блок керування (рис. 4.2)

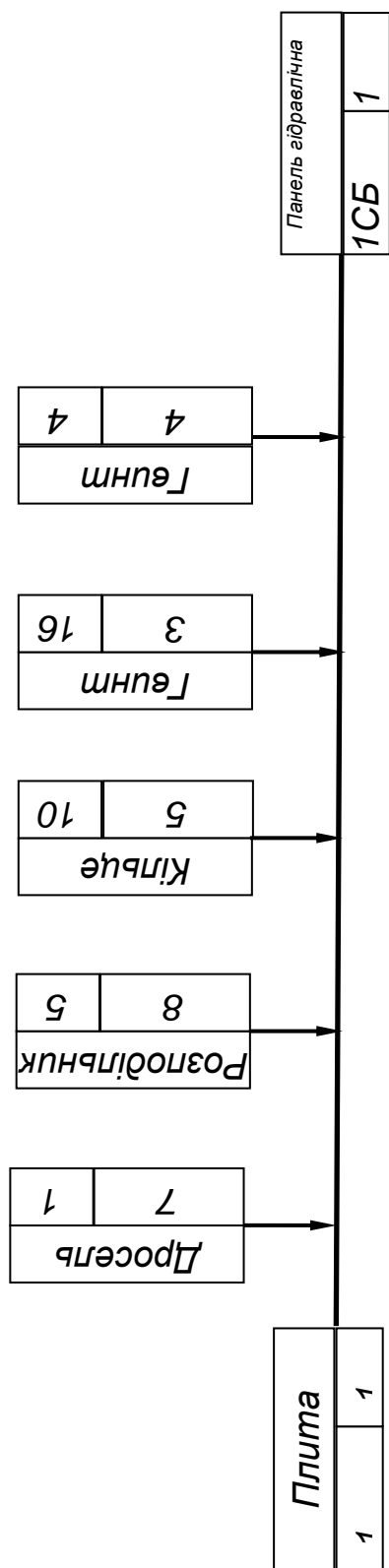


Рисунок 4.1 – Технологічна схема складання панелі

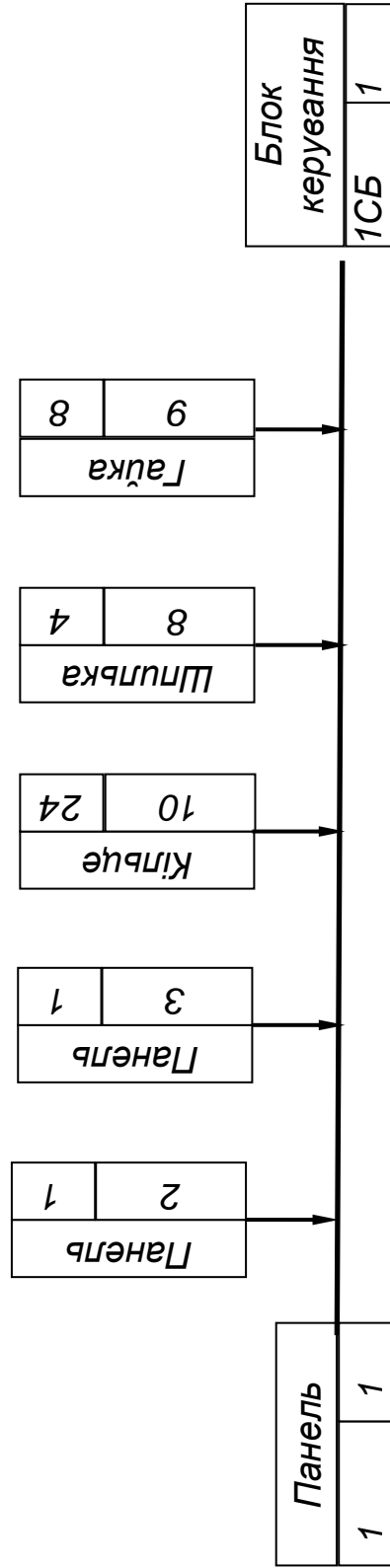


Рисунок 4.2 – Технологічна схема складання блока

## 5. Розділ з охорони праці [4]

### 1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що можуть виникати під час роботи пневматичного обладнання []

При роботі пневмопривода можуть виникати небезпеки, що представляють собою:

#### 1 Механічні небезпеки, що виникають із-за:

- недостатню механічну міцність конструкції внаслідок перевищення максимального тиску робочого середовища;
- впливу зовнішніх механічних факторів - вібрації, ударів і лінійних прискорень в місцях кріплення пневмоциліндрів;
- накопиченої енергії в пружних елементах (пружинах) або робочих газах під тиском або у вакуумі;
- кінетичної або потенційної енергії при контрольованому і неконтрольованому русі й утриманні піднятого пневмоциліндром вантажу і втрати стійкості пристроїв, що утримують його;
- недостатнього або вичерпаного ресурсу і надійності пневмоциліндрів та пневмоапаратів;
- викиду робочого середовища під високим тиском.

2 Небезпеки, що виникають в результаті порушення в енергопостачанні пневмопривода, що викликають коливальні процеси в роботі, невиконання зупинної (аварійної) команди і неповне спрацювання захисних пристроїв

#### 3 Термічні небезпеки, що виникають:

- у разі порушення герметичності з'єднань з витоком робочого середовища назовні і проявляються у вигляді опіків внаслідок зіткнення з нагрітими або переохолодженими робочим середовищем поверхнями пристроїв;
- при запаленні або вибуху робочого середовища і з ураженням органів людини внаслідок контакту і (або) при вдиханні робочих газів (робочого середовища);

- при випромінюванні від теплових джерел;
- в зв'язку з недостатністю компенсації зміни об'єму робочого середовища при зміні його температури, що призводить до руйнування оболонки і порушення герметичності пневмоциліндрів.

4 Шумові (акустичні) і вібраційні впливу, створювані працюючими пневмоциліндрами.

5 Небезпеки, що виникають у зв'язку з несподіваним викидом деталей, утримуваних машиною, або з руйнуються машин і вузлів або викидом відпрацьованих газів, здатних привести до порушень роботи пневмоциліндрів і погіршення стану навколишнього середовища (повітря) і виникнення небезпек.

6 Небезпеки, викликані виникаючими несправностями в пневмоциліндрах з подальшим ненормальним функціонуванням з порушенням параметрів, зупинкою або розгоном робочих органів і елементів пневмоциліндрів.

7 Небезпеки, пов'язані з неспрацьовуванні або неправильним розташуванням засобів захисту, пускових або гальмівних пристроїв.

8 Небезпеки, пов'язані з незабезпеченням правильного монтажу, налагодження і технічного обслуговування, що сприяють зниженню безпеки пневмоциліндрів.

8 Небезпеки, викликані неправильною установкою аварійних символів і сигналів, різних інформаційних або попереджувальних і аварійних пристроїв і порушують безпеку роботи в разі можливого виникнення особливо небезпечних чинників.

9 Небезпеки через дії персоналу, що обслуговує пневмоциліндри, або внаслідок недостатньої опрацювання та розміщення пневмоциліндрів, що здатне привести до небезпечних станів машини (агрегату) і навколишнього середовища від викиду робочого середовища.

10 Небезпеки, викликані несправністю або неправильним функціонуванням системи управління пневмоциліндром, що виражаються в несподіваному пуску або продовженні роботи машини до небезпечних ситуацій в роботі машини (агрегату).

11 Пожежо- і вибухонебезпечність привода.

12 Екологічні небезпеки, викликані викидом робочих газів (робочого середовища) в навколишнє середовище

## **2 Біологічна дія іонізуючих випромінювань**

Біологічна дія випромінювання на організм людини має ряд специфічних особливостей. Це, в першу чергу, пов'язано з тим, що у людини відсутні органи почуття до іонізуючих випромінювань і її високою чутливістю до опромінення.

Незначна кількість поглиненої енергії випромінювання може викликати значні біологічні зміни в організмі. Характерною особливістю дії випромінювання є також наявність прихованого періоду прояви його дії та можливість накопичення за часом негативних змін в організмі при дії малих доз (кумулятивний ефект).

Дія іонізуючого випромінювання на біологічні тканини залежить від величини поглиненої дози. Іонізація біологічних тканин приводить до порушення молекулярних зв'язків та зміни хімічної структури органічних сполук. Під дією випромінювань у живих тканинах відбувається також розщеплення води на радикали  $H^+$  та  $OH^-$ , які, маючи значну активність, взаємодіють з органічними сполуками, що веде до створення нових, нетипових для здорових тканин сполук.

Залежно від поглиненої дози розрізняють гострі, віддалені та генетичні наслідки дії іонізуючого випромінювання.

Гострі наслідки проявляються безпосередньо після опромінення значними дозами (табл. 5.1). Доза у 100 Гр і більше викликає смерть через декілька годин наслідок порушень центральної нервової системи. Дози у 10 – 50 Гр викликають смерть через один-два тижні внаслідок внутрішніх крововиливів.

Менші дози не викликають значних пошкоджень внутрішніх органів, але в цьому випадку смерть може настати через один – два місяці внаслідок пошкодження червоного кісткового мозку – головного компоненту кровотворної системи організму; від дози 3 – 5 Гр вмирає приблизно половина опромінених.

Таблиця 5.1 Дія іонізуючих випромінювань на людину

Поглинена доза, Гр	Порушення в організмі людини
До 0,25	Видимих порушень немає
0,25 - 0,50	Можливі зміни в крові
0,5 - 1,0	Зміни в крові, нормальний стан працездатності порушується
1,0 - 2,0	Погіршується самопочуття, можлива втрата працездатності
2,0 - 4,0	Втрата працездатності, можливий смертельний наслідок
4,0 - 5,0	Смертельні випадки до 50 % від загальної кількості опромінених
6,0 і більше	Смертельні випадки до 100 % від загальної кількості опромінених

Червоний кістковий мозок найбільш чутливий до опромінення і перші прикмети променевої хвороби (зміни в крові людини) проявляються вже при дозах 0,5 – 1 Гр. Дуже чутливі до опромінення також репродуктивні органи та очі. Так, одноразове опромінення сім'яників дозою всього лише в 0,1 Гр веде до тимчасової стерильності чоловіків, а дозою в 2 Гр призводить до постійної їх стерильності.

Найбільш поширені віддалені наслідки опромінення невеликими дозами – ракові захворювання. Згідно із загальновизнаними сучасними поглядами не існує ніякої граничної дози, до якої відсутній ризик захворювання. Будь-яка доза збільшує ймовірність виникнення захворювань для людини, що отримала цю дозу, а будь-яка додаткова доза опромінення підвищує цю ймовірність.

Першими в групі ракових знаходяться захворювання крові – лейкози, причому пік захворювань спостерігається в середньому через 10 років після опромінення. Від кожної дози опромінення в 1 Гр у середньому дві людини із тисячі опромінених помирають від лейкозу.

Найбільш розповсюдженими видами захворювань, що спричиняються дією радіації, є рак молочної та щитовидної залоз. Ці захворювання виникають



приблизно у десяти з тисячі опромінених дозою в 1 Гр, але смертність від них менша, оскільки обидві хвороби нині досить ефективно лікуються, особливо рак щитовидної залози (з десяти випадків дев'ять). Рак легенів практично не лікується. Він також належить до розповсюджених видів захворювань, ймовірність виникнення якого становить п'ять випадків на тисячу опромінених дозою в 1 Гр.

Рак інших органів та тканин зустрічається серед опромінених не так часто, наприклад, рак шлунку та печінки з ймовірністю 1/1000 серед опромінених дозою в 1 Гр.

У випадках опромінення меншими дозами ймовірність виникнення віддалених наслідків змінюється пропорційно відношенню величини отриманої дози

до дози в 1 Гр.

Генетичні наслідки опромінення зв'язують зі збільшенням ймовірності народження дітей з різноманітними генетичними дефектами, починаючи від незначних фізичних недоліків і закінчуючи тяжкими пороками їх розвитку. Згідно з оцінками наявних генетичних наслідків, опромінення батьків дозою в 1 Гр призводить до виникнення близько 2000 випадків генетичних захворювань на кожний мільйон новонароджених в першому поколінні, а з урахуванням генетичних наслідків, що можуть проявлятися в наступних поколіннях опромінених, загальна їх кількість може становити 15000.

Якщо виразити генетичні наслідки через такі показники, як скорочення тривалості життя та періоду працездатності, то опромінення населення дозою в 1 Гр на покоління скорочує період працездатності та тривалість життя приблизно на 50000 років на кожен мільйон новонароджених дітей першого покоління

## 6 Економічна частина [6]

### Поняття та види нематеріальних ресурсів підприємства

Нематеріальні ресурси – це немонетарні ресурси, які не мають матеріальної форми та контролюються підприємством з метою використання протягом періоду більше одного року (або одного операційного циклу, якщо він перевищує один рік) для виробництва, торгівлі, адміністративних потреб чи надання в оренду іншим юридичним або фізичним особам. Нематеріальні ресурси – це складова частина потенціалу підприємства, здатна приносити економічну користь протягом відносно тривалого періоду, для якої характерні відсутність матеріальної основи здобування доходів та невизначеність розмірів майбутнього прибутку від її використання. Види нематеріальних ресурсів схематично показано на рис. 5.1.

Розглянемо нематеріальні ресурси підприємства.

1. Об'єкти промислової власності. Промислова власність є поняттям, яке застосовується для визначення виключного права на використання певних нематеріальних ресурсів. Згідно з Паризькою конвенцією з охорони промислової власності, до об'єктів цієї власності належать:

- патенти на винаходи;
- корисні моделі;
- промислові зразки;
- товарні знаки;
- знаки обслуговування;
- фірмові найменування;
- вказівки на походження або найменування місця походження.

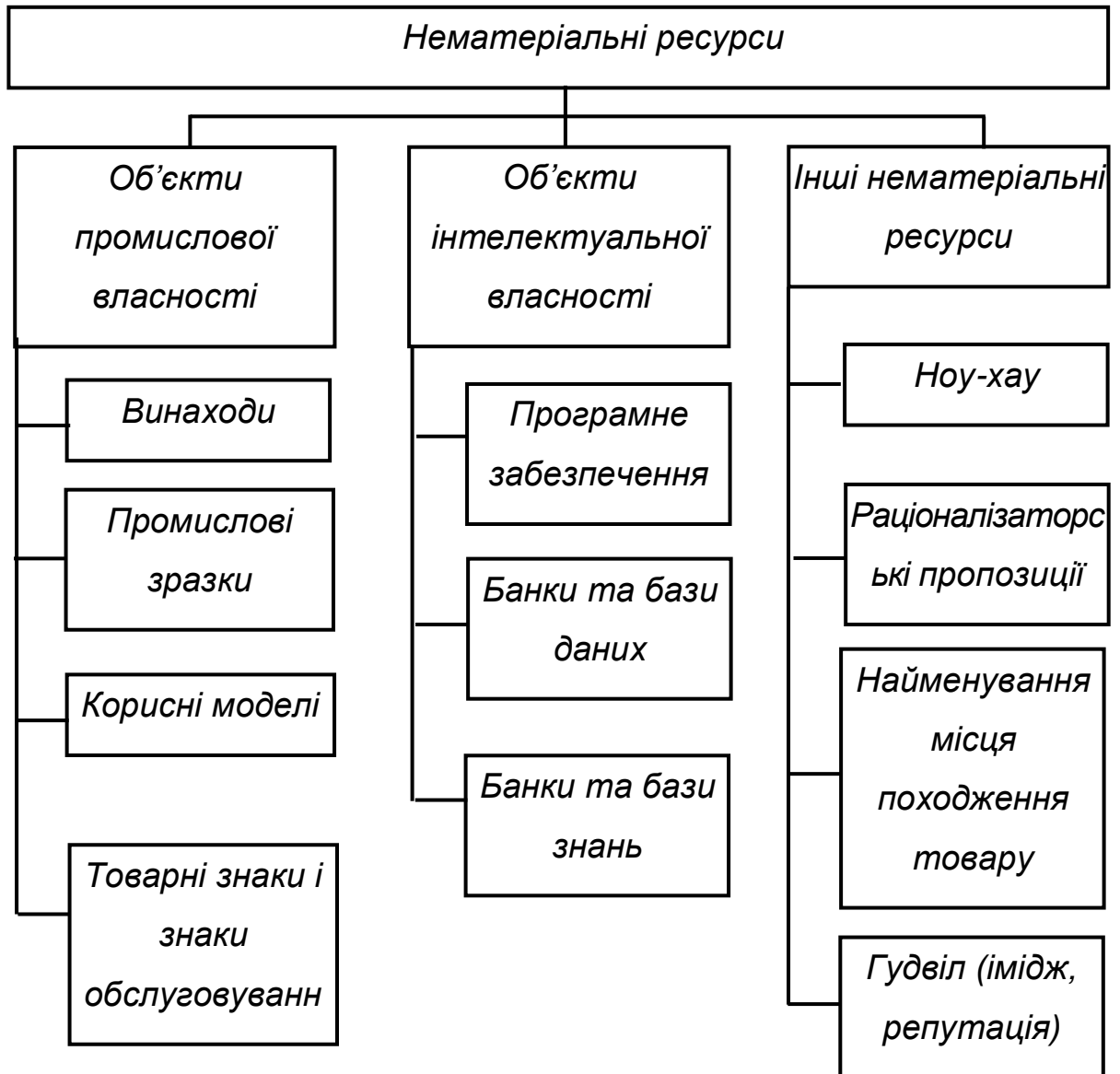


Рис. 5.1 – Види нематеріальних ресурсів підприємства

Серед об'єктів промислової власності найважливіше місце посідають винаходи.

Винахід – це результат творчої діяльності людини в будь-якій галузі технології. Винаходу надається правова охорона, якщо він є новим, має винахідницький рівень та промислове застосування. Винахід є новим, якщо він не є частиною рівня техніки. Винахід має винахідницький рівень, якщо він для спеціаліста явно не є наслідком рівня техніки. Рівень техніки визначається за всіма джерелами інформації, що є загальнодоступними в Україні та закордонних державах до дати пріоритету винаходу. Винахід визнається промислово

використовуваним, якщо він може бути використаним у промисловості, сільському господарстві, сфері охорони здоров'я та інших галузях народного господарства. Об'єктами винаходу можуть бути пристрої, спосіб, речовина, штам мікроорганізмів, культура клітин рослин та тварин, а також застосування відомого раніш пристрою, способу, речовини, штаму за новим призначенням.

Промисловий зразок – це результат творчої діяльності людини в галузі художнього конструювання. До промислових зразків відносяться форма, малюнок, колір або їх поєднання, що визначають зовнішній вигляд промислового виробу. Патент видається на промисловий зразок, що є новим, оригінальним і має промислове застосування. Промисловий зразок визнається новим, якщо сукупність його істотних ознак невідома в Україні чи за кордоном до дати пріоритету промислового зразка. Промисловий зразок визнається оригінальним, якщо форма, малюнок, колір або їх поєднання, що заявлені, для спеціаліста в цій галузі не є явними під час їх візуального сприйняття та оцінки. Істотні ознаки визначають відмінності зовнішнього вигляду промислового зразка в естетичних та економічних особливостях його форми, малюнку, кольору або їх поєднання. Промисловий зразок визнається таким, що має промислове застосування, якщо він може бути відтворений промисловим чином у відповідному виробі для введення в обіг.

Корисна модель – це результат творчої діяльності людини в будь-якій галузі технології. Предметом технічного вирішення в корисних моделях є лише конструкція виробу, його форма.

Товарний знак та знак обслуговування – це позначення для відмінності товарів та послуг, які виробляють або надають одні фізичні чи юридичні особи, від однорідних товарів та послуг, що виробляють або надають інші фізичні та юридичні особи. Товарними знаками можуть бути зареєстровані словесні, образні, об'ємні та інші позначення та їх комбінації.

Об'єкти інтелектуальної власності. Інтелектуальна власність – юридичне поняття, яке охоплює авторське право та інші права на продукти інтелектуальної

діяльності. До об'єктів інтелектуальної власності, зокрема, належать наукові праці, твори літератури та мистецтва, програмні продукти тощо.

Програмне забезпечення ЕОМ – це сукупність однієї або більше програм або мікропрограм у будь-якому істотному вигляді. Програмне забезпечення поділяють на загальне та спеціальне.

База даних – сукупність даних, матеріалів або витворів у формі, що читається машиною.

База знань – сукупність систематизованих відомостей, що відносяться до певної галузі знань та можуть бути прочитані ЕОМ.

Інші нематеріальні ресурси.

Під ноу-хау розуміють: – різного роду технічні знання та досвід, що не мають правової охорони за кордоном, включаючи методи, засоби та навички, що необхідні для проведення проектування, розрахунків, будівництва та виготовлення будь-яких об'єктів та виробів науково-дослідницьких, дослідно-конструкторських, пусконалаго-дживальних та інших робіт;

- розробки та використання технологічних процесів
- склади та рецептури матеріалів, речовин, сплавів;
- методи та способи лікування, пошуку та видобутку корисних копалин; – знання та досвід адміністративного, економічного та іншого порядку, такі, що не є загальновідомими та можуть бути практично застосовані у виробничій та господарській діяльності.

Раціоналізаторською визнається пропозиція, що є новою та корисною для підприємства, якому її продано, та передбачає створення і зміну конструкції виробів, технології виробництва та техніки, що застосовується, або складу матеріалу. Раціоналізаторська пропозиція є новою для підприємства, якому її продано, якщо, згідно з існуючими на даному підприємстві джерелами інформації, ця або тотожна поданій пропозиція не була відома для достатнього її практичного використання. Раціоналізаторська пропозиція є корисною для підприємства, якому її продано, якщо її використання дає можливість підвищити економічну ефективність або отримати інший позитивний ефект цим

підприємством. Не визнаються раціоналізаторськими пропозиції, що знижують надійність та інші показники якості продукції або погіршують умови праці, а також спричинюють або збільшують рівень забруднення навколишнього природного середовища.

Позначення, елементом якого є найменування місця походження, може бути зареєстроване як товарний знак у випадку подання заявником документа, що підтверджує його право на використання найменування місця походження, до реєструючої організації. Під найменуванням місця походження розуміють географічну назву країни або місцевості (області), що використовується для позначення товару, який походить з цієї країни або місцевості (області), якщо властивості або особливості цього товару винятково або істотно визначаються характерними для цієї країни або місцевості (області) природними умовами та/або людськими факторами. Наприклад, «Біломорські візерунки», «Палех». Найменування місця походження реєструються як товарні знаки.

Гудвіл – це нематеріальний актив, вартість якого визначається як різниця між балансовою вартістю активів підприємства та його звичайною вартістю як цілісного майнового комплексу, що виникає внаслідок використання кращих управлінських якостей, домінуючої позиції на ринку товарів (робіт, послуг), нових технологій тощо. Вартість гудвілу не підлягає амортизації і не враховується у визначенні валових витрат платника податку.

## Висновки

У кваліфікаційній роботі вирішена практична задача створення пневматичного приводу свердлильного верстата.

Основні результати роботи:

Виконаний опис конструкції та принцип роботи свердлильного верстата.

Розроблена пневматичний привід, який забезпечує наступні рухи:

- подача верхньої та нижньої кришки у касету;
- подача наступної заготовки та виштовхування опресованої касети;
- захоплення виробу пневматичним захватом
- транспортування захопленого виробу до конвеєрної лінії.

Розроблений технологічний процес виготовлення блоку колекторного

Розрахований пневматичний привід забезпечує задані зусилля для виконання технічного завдання.

## Література

1. Онищенко О.Г., Дураченко Г.Ф. Пневмо- та пневмоприводи: Навчальний посібник. – Полтава: ПолтНТУ, 2009. – 202 с.
2. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1998.
3. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. – М.: Машиностроение, 1990.
4. Буслов В. К. Об'ємний пневмопривід: Конспект лекцій для студентів, що навчаються за фахом «Пневматичні і пневматичні машини». 2009
5. Керб Л. П. Основы охраны праці: Навч. посібник. – К.: КНЕУ, 2003. – 215 с.
6. Іванілов О. С. Економіка підприємства: підруч. [для студ. вищ. навч. закл.] / О. С. Іванілов — К.: Центр учбової літератури, 2009. — 728 с.
7. Методические указания к практическим занятиям и самостоятельной работе по курсу “Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов”, “Расчет двухпозиционных гидроприводов”/Сост. Кулинич С.П., Сумы, СФТИ, 1992.