

**Міністерство освіти і науки України**  
**Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя**

(повне найменування вищого навчального закладу)

факультет прикладних інформаційних технологій та електроінженерії

(назва факультету)

приладів та контрольних-вимірювальних систем

(повна назва кафедри)

## **КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

на здобуття освітнього ступеня

**бакалавр**

(назва освітнього ступеня)

на тему:

**Розробка установки для дослідження**

**механічних характеристик пластмас**

Виконав: студент (ка) 4 курсу, групи РВс-41  
спеціальності 152

Метрологія та інформаційно-вимірювальна техніка  
(шифр і назва спеціальності)

Водяний Р. В.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

Паламар М. І.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

Апостол Ю. О.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Зав. кафедрою

Паламар М. І.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

## Зміст

Реферат .....	
Вступ.....	
1 Частина узагальнена.....	
1.1. Основна задача.....	
1.1.1 Пошук згідно патентів та його оцінка .....	
1.2 Об'єкт дослідження.....	
1.3 Опис принципової схеми та принципу роботи приладу.....	
1.4 Криогенна камера.....	
2 Конструкторсько-технологічна частина.....	
2.1 Розрахунок гідроциліндра.....	
2.2 Визначення параметрів гідравлічної системи.....	
2.3 Перевірний розрахунок вала.....	
2.4 Перевірний розрахунок “Сухарика” на зріз.....	
2.5 Розрахунок зубчастої передачі.....	
2.6 Вибір крокового двигуна.....	
2.7 Характеристика датчика сили CZL306.....	
2.7.1 Структурна схема датчика сили CZL306.....	
2.7.2 Основні параметри датчика сили CZL306 .....	
2.7.3 Схема підключення датчика у вимірювальне коло.....	
2.8 Технологія виготовлення деталі, що входить до складу установки.....	
2.8.1 Аналіз технологічності конструкції.....	
2.8.2 Визначення типу виробництва.....	
2.8.3 Вибір варіанту і структури технічних операцій та компонування обладнання.....	
2.8.4 Вибір ріжучих та вимірювальних інструментів.....	
2.8.5 Розрахунок режимів різання.....	
3 Спеціальна частина.....	
3.1 Постановка задачі.....	
3.2 Способи вирішення поставленої задачі.....	
3.3 Опис принципу роботи.....	

3.4 Вибір елементної бази.....	
3.5 Розрахунок параметрів елементів схеми AD598.....	
3.6 Розрахунок підсилювача AD627.....	
3.7 Методичний аналіз. Оцінка похибки.....	
3.8 Алгоритм роботи.....	
3.9 Опис відносного видовження стержня поздовжньою силою.....	
4 Охорона праці та безпека життєдіяльності.....	
Висновок.....	
Перелік посилань.....	
Додатки.....	

## РЕФЕРАТ

ТЕМА: Розробка пристрою для дослідження механічних характеристик пластмас.

МЕТА РОБОТИ: спроектувати стаціонарний пристрій (розривну машину) для дослідження пластмасових зразків на розтяг, з багатопозиційним захватом.

Розроблена установка для дослідження пластмасових зразків на розтяг при низьких температурах призначена для вимірювання відносного видовження досліджуваного зразка при прикладанні поздовжньої осьової сили.

Перелік ключових слів:

ПЛАСТМАСА, РОЗРИВНА МАШИНА, МЕХАНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС, КРИОГЕННА КАМЕРА

## ВСТУП

Багато елементів сучасних приладів і машин працюють в умовах помірною (до 200К) і глибокого (до 4К) охолодження. Це елементи установок, які використовують зріджені гази, системи космічних апаратів, висотних літаків. При низьких температурах в матеріалах, особливо при навантаженні можуть відбуватися внутрішні структурні перетворення, в результаті чого зростає небезпека швидкого руйнування деталі. Тому при роботі в умовах низьких температур необхідно враховувати можливості передчасного крихкого руйнування матеріалу в результаті зменшення пластичності. Отже постає задача дослідити механічні властивості пластмаси при низьких температурах. Об'єктом дослідження є зразки з поліаміду різних марок оскільки дана марка пластмаси широко використовується в текстильній промисловості, його використання в якості конструктивного термопластичного матеріалу пов'язано з базовими властивостями і можливістю широкої модифікації матеріалу. Процес дослідження механічних властивостей пластмас аналогічний до дослідження механічних властивостей зразків з металу. На сьогоднішній день відомо багато конструкцій машин для дослідження матеріалу на розтяг. Дана розривна машина повинна складатися з таких вузлів як: - затискні пристрої для зразків; - навантажувальний пристрій; - датчики для вимірювання зусилля і переміщень; - криогенна камера

## ЧАСТИНА УЗАГАЛЬНЕНА

### 1.1. Основна задача

#### 1.1.1 Пошук згідно патентів та його оцінка

Метою нашої роботи є спроектувати стаціонарний пристрій (розривну машину) для дослідження пластмасових зразків на розтяг, з багатопозиційним захватом.

За прототип розробки нами взята розривна машина серії Р-5 для дослідження пластмас при розтягу, стиску, згині

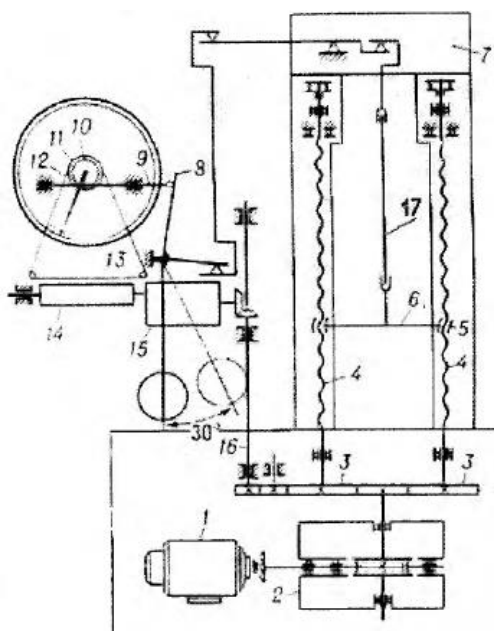


Рисунок 1.1 Кінематичне схема розривної машини Р-5

Принцип роботи наступний.

Дослідний зразок закріплюється до нерухомої траверси 7, верхнім кінцем і нижнім кінцем до рухомої траверси 6. Електродвигун 1 через силовий редуктор 2 і через циліндричні шестерні 3 приводить в дію обертові гвинти 4, які через гайки 5 рухомої траверси задають її переміщення.

При цьому досліджуваний зразок 17, починає навантажуватися деякою осьовою силою, яку створює пара гвинт-гайка. Величина деформації зразка фіксується з допомогою важеля, що має різні плечі з метою масштабування величини переміщення. Поводок 8 передає переміщення важеля на рейку 9, яка в свою чергу провертає шестірню 10, на якій розміщено шків 11, через який протягнутий тросик 12, що з'єднаний з пером 13, яке залишає лінію на стрічці.

Стрічка в свою чергу протягується за допомогою стрічкопротяжного механізму, який приводиться в дію валиком 16 від шестірні 3, складається він з барабану стрічкопротяжного механізму 14 і редуктора масштабу запису 15. Вихідними даними установки є графік залежності переміщення від кількості обертів двигуна 1, який створює зусилля для руйнування зразка. Машина розривна для дослідження зразків з металів і інших матеріалів на розтяг, стиск, згин. Дана установка забезпечує автоматичне проведення випробування при яких основні дані видаються в цифровому вигляді.



Рисунок 1.2 - Розривна машина H75K

Основні складові: - досліджувальна установка з електромеханічним приводом; - приладна стійка з вимірювальним блоком; - пульт оператора; - захвати для зразків різьбовими головками. Укомплектованість за задатковим замовленням: - універсальні захвати для циліндричних і плоских зразків; - пристосування для дослідження на стиск, згин; - система вимірювання поздовжньої деформації відносно бази. Машини серії LoCar, представлені трьома базовими моделями, що розвивають максимальне навантаження до 60кН, 150кН і 300кН. Серії даних машин мають виключно жорстку конструкцію рами і комплектуються кульково-гвинтовими парами подачі траверси. В машинах серії LoCar, рухомою являється нижній захват, завдяки

цьому конструктивному рішенню машини мають два робочих простори; верхнє, для дослідження на розтяг, і нижнє для дослідження на стиск і згин. Наявність двох робочих просторів суттєво економить час і сили, необхідних для зміни оснащення при переході з одного виду дослідження на інший. Механізм переміщення траверси обладнаний регульованою системою обмеження ходу. Такий захист дозволяє оператору легко і швидко налаштувати граничні значення переміщення траверси ввєрх, або вниз, тим самим виключаючи можливість пошкодження обладнання або датчика сили.



Рисунок 1.3 - Машини серії LoCar

Машина LoCar з максимально розвиваючим зусиллям до 60 кП має два діапазони швидкостей переміщення траверси - перший 0,125-125 мм/хв. (при навантаженнях рівних максимальним) і другий 125-500мм/хв., використовуваний для позиціонування рухомого захвату до і після



випробування. Блок управління являє собою виносний пульт управління з ЖКІ дисплеєм і клавіатурою.

## 1.2 Об'єкт дослідження

Пластичними масами або просто пластмасами називають матеріали, отримані на основі полімерів. За поведінкою пластмас під впливом температури їх поділяють на термопластичні та терморективні. Термопластичні пластмаси при нагріванні розм'якшуються, а при охолодженні твердіють. При повторному нагріванні і охолодженні цикл повторюється. До термопластичних пластмас належить поліетилен, поліамід, поліметилметакрилат (органічне скло), полістирол, капрон, фторопласт тощо. Терморективні пластмаси (терморектопласти) при нагріванні переходять до в'язкотекучого стану, однак при подальшому нагріванні внаслідок хімічної реакції переходять до твердого нерозчинного стану. Затвердівши реактопласти неможливо повторним нагріванням знову перевести до в'язкотекучого стану. В основі реактопластів лежить фенолформальдегідні та поліефірні смоли, до даного виду пластмас відносять текстоліт, прес-матеріали, склопластик тощо. Основу пластмас складає природний або штучний полімер. В залежності від полімерної основи пластмаси бувають фенол формальдегідні (фенопласти), епоксидні, поліамідні, поліуретанові, стирольні тощо. Крім того до складу пластмас входять різноманітні добавки (наповнювачі, пластифікатори, стабілізатори, мастильні речовини, барвники). В якості дослідних зразків нами вибрано термопластичну пластмасу - поліамід різних марок. Оскільки даний вид пластмас є високоміцним і володіє хорошим антифрикційними властивостями, тому широко застосовується в підшипниках ковзання, зубчастих колесах, антифрикційних і декоративних покриттях. Також широко застосовуються склонаповнені поліаміди марок ПА610- ДС, ПА-211 -ДС, ПА66-ДС (ГОСТ 17648-83). Приведемо порівняльну таблицю деяких найбільш використовуваних марок поліаміду.

Таблиця 1.1 - Основні властивості поліамідів і склонаповнених матеріалів на їх основі.

Властивість	Густина кг/м <sup>3</sup>	Температура плавлення, °С	Границя міцності, при розтягу МПа	Відносне видовження при розриві, %
<u>Поліамід ПА 6</u>	1130	215	66-80	80-150
ПА 6.6	1140	260	80-100	80-100
ПА 6.10	1100	220	50-58	100-150
ПА 12Л	1020	180	50	200-280
ПА 12Л-ДМ	1120	177-182	40-48	150-300
<u>Капролон В</u>	1150	220-225	90-95	6-20
П548 (спирторозчинний)	1120	150	30	250
ПА 6НС	1350	207-211	120-150	2-7
ПА 610 НС	1350	230	120-140	2-5
ПА 66 НС	1300	250	160-250	2-4

Оскільки проводимо дослідження фізико-механічних властивостей поліамідних зразків, а саме знімаємо значення абсолютної деформації в залежності від прикладеної сили, до моменту руйнування дослідного зразка. За цими даними будується діаграма розтягу пластичного матеріалу (рисунок 2.1) з якої визначають характерні точки, а за їх координатами розраховують такі показники міцності:

1) границя пропорційності  $\sigma_{пц}$  - напруження розтягу при якому порушується пряма пропорційна залежність між величиною прикладеного навантаження та отриманою в наслідок цього поздовжньою деформацією (1);

2) границя текучості  $\sigma_{тк}$  — напруження розтягу, при якому деформація починає зростати без приросту навантаження (2);

3) тимчасовий опір (границя міцності) при розтягові  $\sigma_{ов}$  - умовне напруження, отримане діленням максимального навантаження на початкову площу поперечного перерізу (4);

4) границя руйнування - межа при якій відбувається руйнування досліджуваного зразка (3).

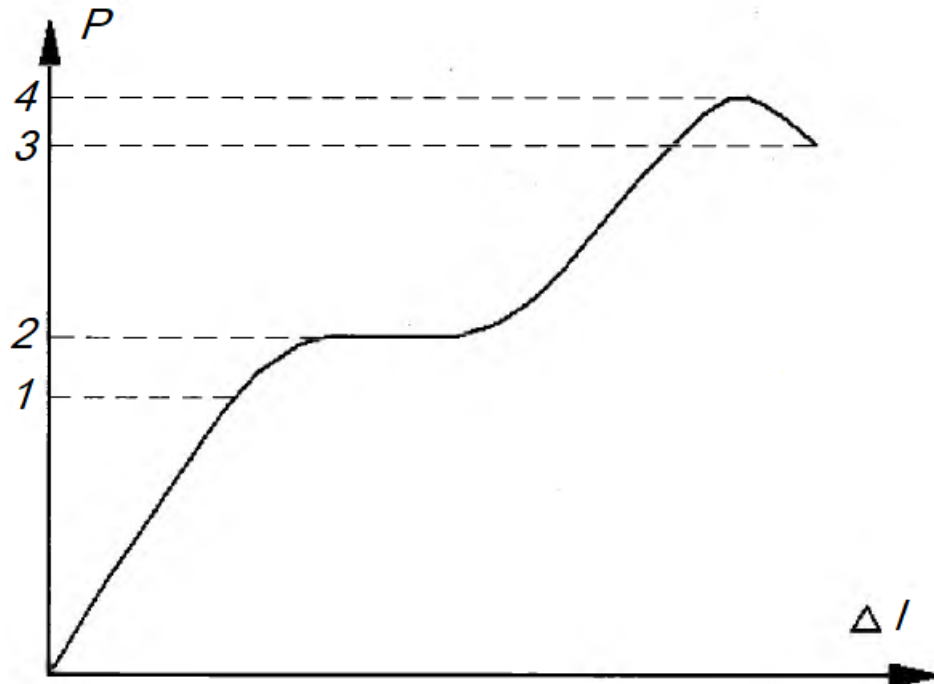


Рисунок 1.4 - Діаграма розтягу пластичного матеріалу

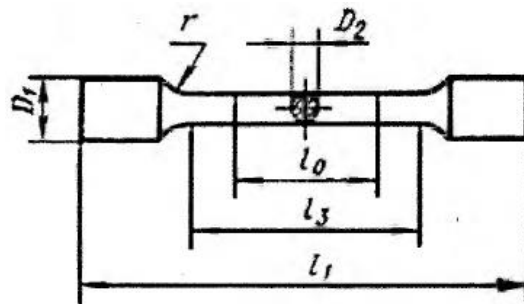


Рисунок 1.5 – Ескіз досліджуваного зразка

Дотримуючись стандарту ДСТУ 11262-80 Пластмаси. Метод дослідження розтягнення. Будуємо компонувальне креслення досліджуваного зразка (рисунок 1.5).

де:  $l_1 = 80$  мм — загальна довжина;

$l_3 = 40 \pm 0,5$  — робоча довжина;

$r = 6 \pm 0,2$  — радіус закруглення;

$l_0 = 25 \pm 0,5$  — розрахункова довжина;

$D_1 = 11 \pm 0,2$  — діаметр головки;

$D_2 = 5 \pm 0,2$  — діаметр робочої частини.

### 1.3 Опис принципової схеми та принципу роботи приладу

Установка для дослідження механічних характеристик пластмасових  $m$  складається з основи 1 (рисунок 2.3), до якої нерухомі кріпляться циліндри 3, які в свою чергу верхніми кінцями штоків утримують плиту 2. Рухома плита через датчик сили CZL306 утримує корпус 4, в якому знаходиться барабан з дослідними зразками 5, також прикріплена криогенна камера 6. При переміщенні вгору рухомої плити разом з барабаном, яке відбувається за рахунок нагнітання під тиском масла в гідро циліндри, досліджуваний зразок 13 починає сприймати певне навантаження за рахунок встановлення його нижнього кінця в п'ятці установки 11. Сила яка прикладається до зразка фіксується датчиком сили CZL306 4. Відносна деформація зразка до моменту його руйнування фіксується індуктивним датчиком переміщення DTH-A-10 9, який кріпиться до нижньої частини корпусу за допомогою стержня 10.

Після руйнування пластмасового зразка, його верхня частина залишається у барабані 5, а нижня падає у лоток 12, який розміщений у основі установки. Після цього відкачується масло з гідроциліндрів і рухома плита опускається на початкову позицію. Провертання барабана з досліджуваними зразками на  $60^\circ$  забезпечує потрапляння наступного досліджуваного зразка на вихідну позицію і повторюється вище описаний процес. Таким чином за короткий проміжок часу проводиться дослідження шести пластмасових зразків на розтяг.

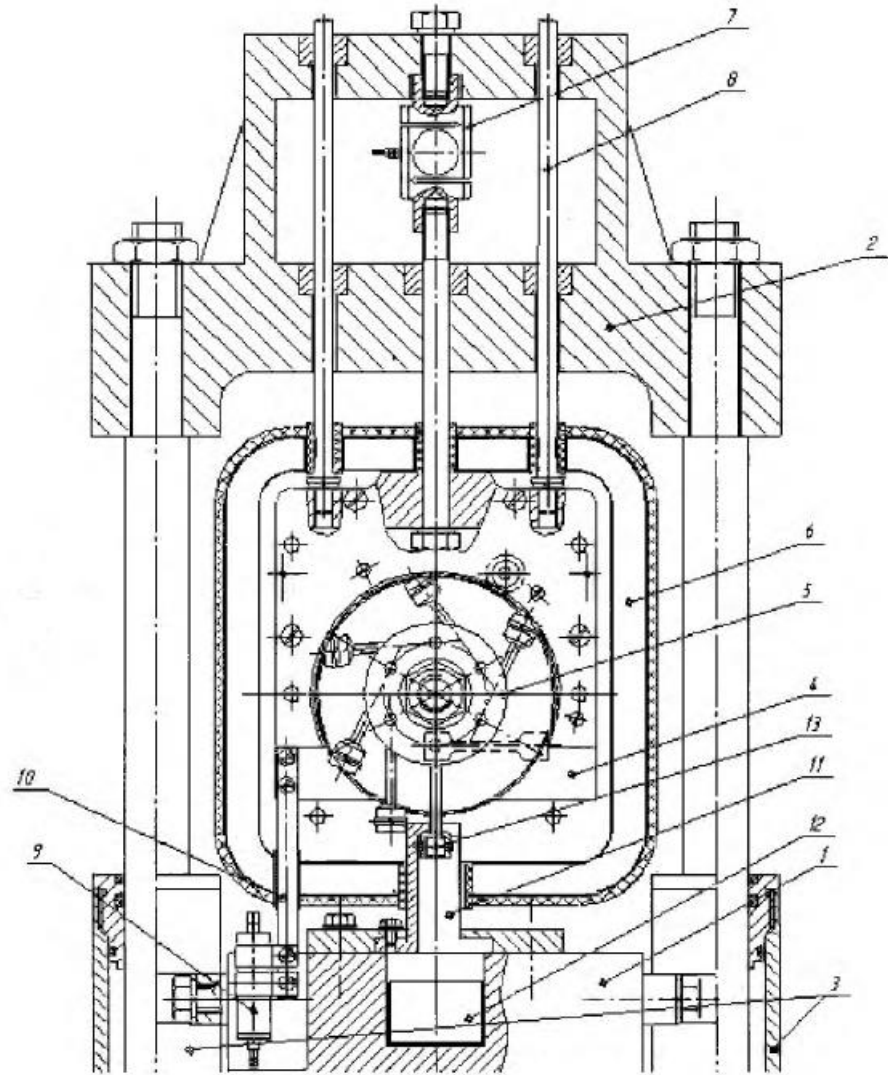


Рисунок 1.6 - Установка для дослідження пластмасових зразків

#### 1.4 Криогенна камера

Для встановлення і підтримання низької температури ( $-60...-80^{\circ}\text{C}$ ), в спроектованій установці використовується криогенна камера. Вона прикріплюється до корпусу 4 (рисунок 2.3), в якому розміщені досліджувані зразки. Криогенна камера (рисунок 2.4) являє собою ємкість 1, в яку при експлуатації заливається охолоджувальна рідина, зовнішня сторона ємкості має подвійну стінку 2, зовнішній шар якої складається з пластмаси, це запобігає теплообміну між криогенною камерою і навколишнім середовищем. Таким чином температура в робочій зоні, де розміщені досліджувані зразки вирівнюється з температурою охолоджувальної рідини, яка через заливну пробку 3, подається в охолоджувальну установку. Криогенна камера

прикріплюється до корпусу установки за допомогою болтів 4 в момент встановлення досліджуваних зразків в барабан.

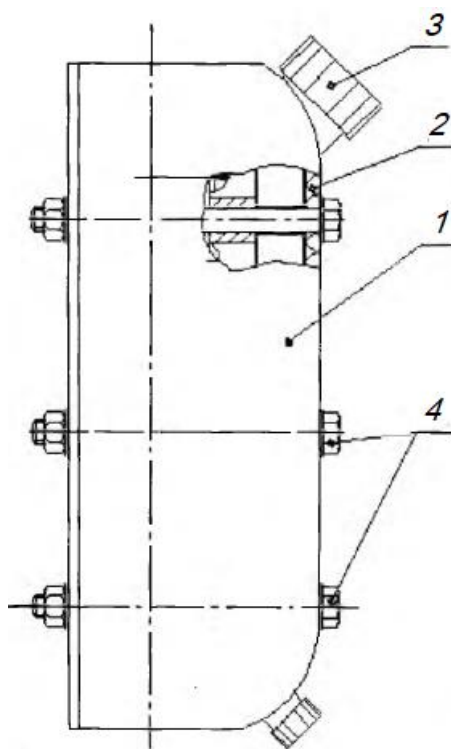


Рисунок 1.7 - Криогенна камера

## 2 КОНСТРУКТОРСЬКО-ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

### 2.1 Розрахунок гідроциліндра

Для руйнування зразка потрібно прикласти певну силу, в розробленій установці сила буде створюватися гідравлічним приводом. Виходячи з граничних умов міцності на розтяг дослідних зразків з поліаміду марки ПА 66 НС для яких  $\sigma_B = (160 - 250)$  МПа розрахуємо необхідне зусилля при якому відбудеться руйнування матеріалу [4, с.23].

$$[\sigma]_B = \frac{F}{A}$$

де:  $F$  - сила прикладена до зразка;

$A$  - площа поперечного січення.

З даної залежності визначимо силу:

$$F = [\sigma]_B \cdot A = [\sigma]_B \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$
$$F = 250 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,14 \cdot (5 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 4906,25 \text{ Н}$$

Отже необхідно щоб установка розвивала руйнівну силу 5кН. Гідроциліндри призначені для перетворення потоку рідини в механічну енергію рухомої ланки, якою може бути як шток, так і корпус (гільза) гідроциліндра. В залежності від конструктивного виконання розрізняють гідроциліндри з одностороннім і двостороннім вихідними штоками, поршневі односторонньої і двосторонньої дії, плунжерні. Крім цього гідроциліндри виготовляються, як з тормозними пристроями, так і без них. При роботі двох гідроциліндрів паралельно з'єднаних з верхньою рухомою плитою на кожен робочий гідроциліндр припадатиме по 2,5кН сили. Сила буде створюватися маслом, що підводиться до гідроциліндра від гідронасоса. Проведемо розрахунок геометричних параметрів гідроциліндра попередньо задавшись тиском масла в системі у відповідності до ДСТУ 6540 - 68: Гідроциліндри та пневмоциліндри - ряди основних параметрів  $P=1\text{МПа}$ .

$$P = \frac{F}{A}$$

де:  $F=2,5kH$  - сила, яка повинна створюватися для розриву зразка;

$A$  - площа циліндра (поршня).

З даної залежності розрахуємо діаметр циліндра:

$$d = 2\sqrt{\frac{F}{P \cdot \pi}}$$

$$d = 2\sqrt{\frac{2500}{10^6 \cdot 3,14}} = 0,0564\text{ м} = 56,4\text{ мм}$$

Дотримуючись ДСТУ 6540 - 68: Гідроциліндри та пневмоциліндри - ряди основних параметрів. Приймаємо гідроциліндр з наступними параметрами:

$D=60\text{mm}$  — діаметр циліндра;

$d=40\text{.MM}$  — діаметр штоку;

$S=200\text{мм}$  — максимальний хід поршня.

При механічному стиску циліндра існує можливість його поздовжнього прогину. Відповідно довжина ходу обмежена і залежить від робочого тиску, способу закріплення і режиму роботи. Нами прийнята теоретична довжина ходу штока, яка вибрана в залежності від геометричних параметрів і енергетичних показників при роботі гідроциліндра. [5].

Для визначення допустимого значення ходу дану величину потрібно поділити на поправочний коефіцієнт  $K=0,75$ , який залежить від типу установки гідроциліндра в нашому випадку - це установка типу MS2 (рисунок 2.1).

Значення коефіцієнта  $K$

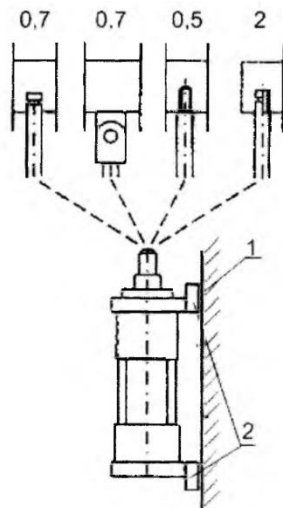


Рисунок 2.1 - Установка гідроциліндра



Дана конструкція установки гідроциліндра прикріплюється лапами 2 до вертикальної стійки 1 за допомогою гвинтів.

Допустиме значення переміщення поршня визначимо з формули:

$$S_{\max} = \frac{S}{K}$$
$$S_{\max} = \frac{200}{0.7} = 285,71(\text{мм})$$

Оскільки  $S_{\max} > S$ , при роботі гідроциліндр не буде піддаватися поздовжньому прогину. Для ущільнення поршня в гідроциліндрі вибираємо ущільнюючі манжети з поліуретану згідно ДСТУ 27704-77: Манжети шевронні гідравлічні.

## 2.2 Визначення параметрів гідравлічної системи

Для приведення в рух штока гідроциліндра використовуємо масло МГЕ-46В (ТУ 38 001347-83). Марка даного мастила призначена для гідроприводних передач, і виробляється на базі індустріального мастила з антиокислювальною, протизношувальною, дисперсною і антитипінною присадками. Масло володіє високою стабільністю експлуатаційних властивостей, неагресивне по відношенню до матеріалів, що використовуються в гідроприводі. Масло призначене для систем технічних, де є гідравліка (з господарства сільського) та іншого обладнання, що працюють при максимальному тиску 35 МПа (привід гідростатичний) і мають підвищення тиску до 42 МПа на короткий час. від -10 до +80°C. Гідравлічні приводи мають термін служби до 2500 годин. Для створення погрібного тиску мастила, яке подається в гідроциліндри використовуємо гідронасосну станцію (рисунок 2.2), яка складається з бака 1, гідронасоса 2, електродвигуна 3, з'єднувальних шлангів 4, і гідророзподільника 5.

Гідронасос призначений для перетворення механічної енергії обертів привідного вала в гідравлічну енергію потоку робочої рідини.

Для даної установки ми обрали гідронасос 410.56.A-04.02У 1 з наступними технічними характеристиками:

1. Робочий об'єм - 56см<sup>3</sup>.

2. Споживана потужність - 29,2 кВт.
3. Подача - 79,8л/хв.
4. Тиск масла на виході:
  - номінальний - 20МПа;
  - максимальний - 32МПа.

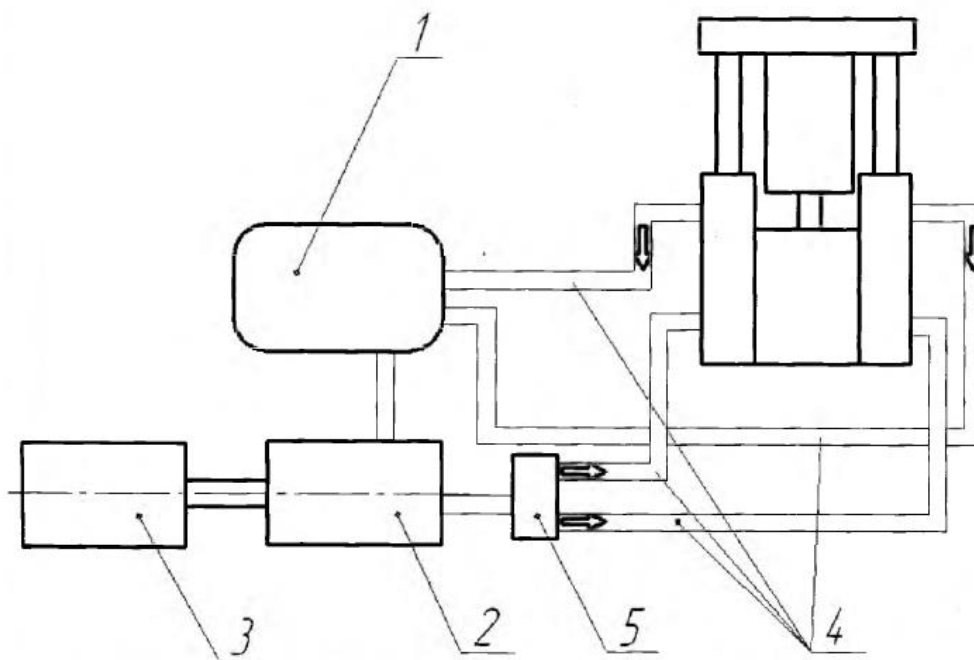


Рисунок 2.2 - Схематичне зображення гідронасосної станції

### 2.3 Перевірний розрахунок вала

Оскільки зусилля, яке прикладається до досліджуваного зразка сприймається і передається через вал на якому в свою чергу закріплений барабан з зразками, то доцільно провести перевірний розрахунок вала на згин. Для вала вибираємо матеріал Сталь 45Х, з наступними механічними характеристиками для якої  $\sigma_T = 835$  МПа і  $\sigma_B = 1030$  МПа.

Визначимо який згинальний момент діє на валу в точці прикладання сили F. Знайдемо реакції в опорах  $R_B$  і  $R_A$ .

$$\Sigma_{M(A)} = 0$$

$$-R_B \cdot 0,054 + F \cdot 0,03 = 0$$

$$R_B = \frac{3 \cdot 10^3 \cdot 0,03}{0,054} = 1,67 \text{ Н}$$

$$\Sigma_{M(B)} = 0$$

$$-R_A \cdot 0,054 + F \cdot 0,084 = 0$$

$$R_A = \frac{3 \cdot 10^3 \cdot 0,084}{0,054} = 4,67 \text{ H}$$

Перевірка:

$$-R_B + R_A - F = 1,67 + 4,67 - 3 = 0$$

Розрахуємо максимальний згинальний момент па валу.

$$R_B \cdot 0,054 = 1,67 \text{ кН} \cdot 0,054 \text{ м} = 90 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

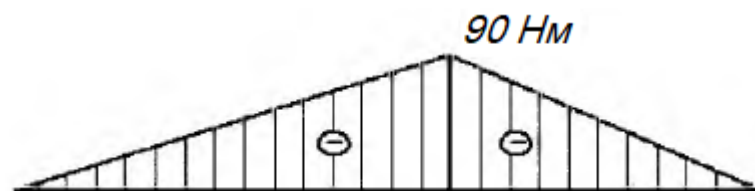


Рисунок 2.3 - Епюра згинальних моментів

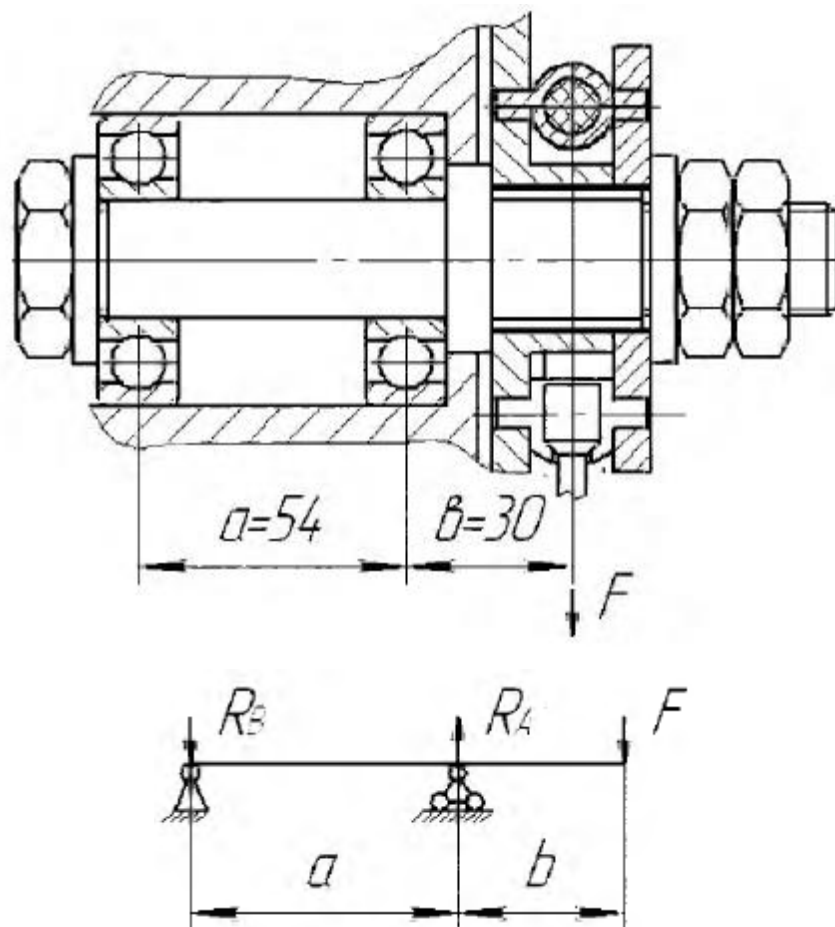


Рисунок 2.4 - Розрахункова схема вала

Виходячи з умови міцності матеріалу на згин проводимо перевірний розрахунок. Допустиме напруження при згині буде рівне

$$[\sigma]_{зг} = 0,5 \cdot [\sigma]_r = 0,5 \cdot 1030 = 515 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{зг} = \frac{M_{зг}}{W_0}$$

де  $W_0$  - осьовий момент опору перерізу. Для розрахунку приймаємо  $d=25,5\text{мм}$ , оскільки діаметр впадин шліців  $d_{ш}=26\text{мм}$ . Визначаємо осьовий момент опору перерізу

$$W_0 = 0,1 \cdot (25,6 \cdot 10^{-3})^3 = 1,76 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

$$\sigma_{зг} = \frac{90}{1,76 \cdot 10^{-6}} = 51,14 \text{ МПа}$$

Отже умова міцності на згин виконується оскільки:

Під дією сили  $F$  вал буде прогинатися на певну величину  $y$ . Для розрахунку величини прогину розглянемо вал, як консольно защемлений стержень навантажений силою.

$$\sigma_{зг} = 51,14 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{зг} = 515 \text{ МПа}$$

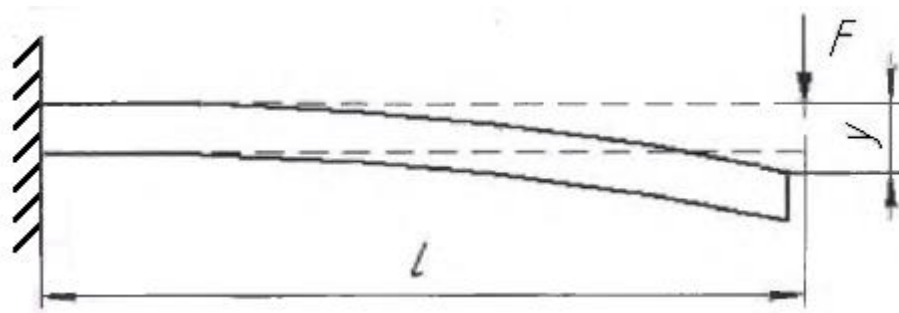


Рисунок 2.5 - Розрахункова схема визначення величини стержня навантаженого силою  $F$ .

де:  $l=b-7,5=23,5$  - відстань від підшипника до точки прикладання сили (рисунок 2.5).

$$y = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I}$$

де  $l$  - довжина стержня;

$I$  - полярний момент інерції;

$F$  - прикладена сила.

$$I = \frac{\pi \cdot d_n^4}{64}$$

$d_n$  - діаметр стержня.

Оскільки вал має шліци то розрахунковий діаметр стержня приймаємо рівним діаметру впадин шліців.  $d_n=25,5\text{мм}$ . Розраховуємо величину прогину стержня.

$$y = \frac{3 \cdot 10^3 \cdot (23,5 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 64}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 3,14 \cdot (25,5 \cdot 10^{-3})^4} = 10,191 \cdot 10^{-5} \text{ м} = 101,91 \text{ мкм}.$$

#### 2.4 Перевірний розрахунок “Сухарика” на зріз

Перевірний розрахунок проведемо по наступній формулі:

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A_{зр}}$$

сила (оскільки сухарик має 2 плеча то:

$$F = \frac{1}{2} \cdot F_{\max} = \frac{5 \text{ кН}}{2} = 2,5 \text{ кН});$$

$A_{зр}$  - площа зрізу.

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

де  $d=8$  мм - діаметр активної частини сухарика, яка сприймає навантаження (рисунок 2.6).

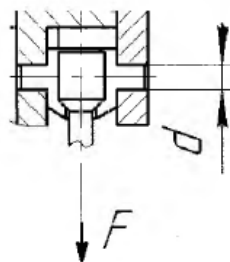


Рисунок 2.6 - Розрахункова схема при навантаженні сухарика на зріз

$$\tau_{зр} = \frac{4 \cdot 2500}{3,14 \cdot (8 \cdot 10^{-3})^2} = 43,56 \text{ МПа}$$

Умова міцності на зріз виконується, оскільки  $\tau_{зр}=43,56\text{МПа} < [\tau]_{зр} = 50\text{МПа}$ .

## 2.5 Розрахунок зубчастої передачі

Вибираємо для шестірні і колеса Сталь 45, з термообробкою покращенням.

$$HB_1 = 230; \quad \sigma_{b1} = 780 \text{ МПа}.$$

$$HB_2 = 200; \quad \sigma_{b2} = 780 \text{ МПа}.$$

Розрахуємо допустимі напруження на контактну міцність зубів циліндричної передачі.

Допустимі контактні напруження.

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R \cdot K_{HL}}{S_H}$$

Де  $\sigma_{Hlim}$  - границя витривалості за контактними напруженнями при базовому циклі навантажень.

$Z_R$  - для стану шорсткості значення коефіцієнту.

$K_{HL}$  - значення довговічності, яке пов'язане з потенціалом підвищення допустимого тиску в робочому обладнанні.

Контактні межі напружень зубів колеса і шестерні є наступні:

$$\sigma_{Hlim1} = 2 \cdot HB_1 + 70 = 2 \cdot 230 + 70 = 530 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Hlim2} = 2 \cdot HB_2 + 70 = 2 \cdot 200 + 70 = 470 \text{ МПа}.$$

$S_H = 1,1$  - для однорідної структури зубів.

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$$

Де  $N_{HO}$  - базове число циклів навантажень,

$N_{HE}$  - еквівалентне число циклів навантажень.

Приймаємо, що базове число циклів навантажень є рівним еквівалентному числу циклів навантажень, тому  $K_{HL} = 1$ .

В разі такому допустима енергія контактної сили буде:

$$[\sigma]_{H1} = \frac{530 \cdot 1 \cdot 1}{1,1} = 481,8 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{470 \cdot 1 \cdot 1}{1,1} = 427,2 \text{ МПа}.$$

Проведемо розрахунок допустимих напружень на втомний згин зп виразом таким:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \text{ lim } b} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL}}{S_F}$$

Межі для стійкості зубів для тестової основи  $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ ;

$$\sigma_{F \text{ lim } b1} = 1,8 \cdot HB_3 = 1,8 \cdot 230 = 414 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \text{ lim } b2} = 1,8 \cdot HB_4 = 1,8 \cdot 200 = 360 \text{ МПа};$$

$K_{FC} = 1$  - коефіцієнт, що враховує двохстороннє прикладання навантаження;

$K_{FL}$  - коефіцієнт довговічності, розраховується за формулою:

$$K_{FL} = m_F \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}$$

де  $m_F = 6$  - при  $HB < 350$

$N_{FO}$  - базове число циклів навантажень,

$N_{FE}$  - еквівалентне число циклів навантажень.

$$N_{FE} = N_{HE}$$

Коефіцієнт довговічності для зубців шестерні та колеса  $K_{FL} = 1$ .

$S_F = 1,1$  - коефіцієнт запасу.

Отже допустимі напруження на втомний згин будуть:

$$[\sigma]_{F1} = \frac{414 \cdot 1 \cdot 1}{1,1} = 376,4 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{360 \cdot 1 \cdot 1}{1,1} = 327,3 \text{ МПа}$$

Визначаємо модуль зубчастої передачі виходячи з умови міцності на втомний згин зубців зубчастої передачі:

$$m_n \geq K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_F}{Z_1^2 \cdot \Psi_{hd} \cdot [\sigma]_{F2}}},$$

де  $K_m = 14$  - допоміжний коефіцієнт, для сталевих прямозубих коліс.

$K_{F\beta}=1$  - коефіцієнт нерівномірності навантаження по довжині контактної лінії [2,с.276].

$Y_F=3,92$  - коефіцієнт форми зуба, [2,с.303].

$T_2$ - крутний момент на валу.

Розрахуємо крутний момент на валу виходячи з геометричних параметрів барабана з зразками і швидкості встановлення зразка на вихідну позицію. Оскільки барабан має циліндричну форму і закріплений на валу за допомогою шліцевого з'єднання, то розрахуємо його момент інерції по формулі, як для суцільного циліндра:

$$J = \frac{m \cdot R^2}{2}$$

Де  $R=45\text{mm}$  - радіус циліндра;

$$m = \pi \cdot R^2 \cdot h \cdot \rho = 3.14 \cdot (45 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 18 \cdot 10^{-3} \cdot 7800 \approx 0.892 \text{ кг}$$

$$J = \frac{0,892 \cdot (45 \cdot 10^{-3})^2}{2} = 0,9 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$T = J \cdot \varepsilon = J \cdot \frac{\omega}{t} = J \cdot \frac{\pi \cdot n}{1c} = 0,9 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{3.14 \cdot 0.5}{30} = 0.047 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

де  $n=0,5\text{об/хв.}$  - швидкість обертання барабана з зразками.

Здамося числом зубів шестерні  $z_1=63$ .

$$m_n \geq 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,047 \cdot 1 \cdot 3,92}{63^2 \cdot 0,1 \cdot 327,3}} = 0,0017 \text{ мм}$$

З конструктивних міркувань і для полегшення виготовлення приймаємо  $m=0,4\text{мм}$ .

Тоді число зубів циліндричного колеса  $Z_2 = U_{1,2}=6 \cdot 63=378$ .

Діаметрів значення колеса і шестерні такими будуть:

$$d_1 = m \cdot Z_1 = 0,4 \cdot 63 = 25,2 \text{ мм};$$

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 0,4 \cdot 378 = 151,2 \text{ мм}.$$

Значення ширини вінчиків із зубцями:

$$b_2 = \Psi_{ba} \cdot a_w = 0,1 \cdot 87,6 = 8,76 \text{ мм};$$

Відстань, яка є між центрів:



$$a_w = 0,5 \cdot m(Z_1 + Z_2) = 0,5 \cdot 0,4(63 + 378) = 88,2 \text{ мм}.$$

Візьмемо  $b_2 = 10 \text{ мм}$

$$b_1 = b_2 + 2 = 12 \text{ мм}.$$

Перевірка зубів на контактну міцність

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{\omega_{Ft} \cdot (U_{1,2} + 1)}{U_{1,2} \cdot d_1}} \leq [\sigma]_H$$

Розрахункові коефіцієнти будуть такими:

$Z_M = 273 \text{ МПа}^{1/3}$  - коефіцієнт, що враховує механічні властивості металів зубів.

$Z_H = 1,7$  - коефіцієнт форми спряження поверхні зубів.

$Z_\varepsilon = 0,79$  - коефіцієнт сумарної довжини контактної лінії.

$\omega_{Ft}$  - питома колова сила.

$$\omega_{Ht} = \frac{F_{Ft}}{b_2} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} = \frac{T_2 \cdot 2}{d_1 \cdot b_2} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}$$

Де  $K_{H\alpha} = 1$  - коефіцієнт, що враховує навантаження між зубами;

$K_{H\beta} = 1$  - коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині зуба;

$K_{HV} = 1,03$  - коефіцієнт динамічного навантаження. [2, с. 299]

$$\omega_{Ht} = \frac{0,047 \cdot 2}{10 \cdot 10^{-3} \cdot 24 \cdot 10^{-3}} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,03 = 0,19 \text{ Н/мм}.$$

Розрахункове напруження на контактну міцність у зубцях шестірни та колеса визначаємо за формулами

$$\omega_{Ht} = \frac{0,047 \cdot 2}{10 \cdot 10^{-3} \cdot 24 \cdot 10^{-3}} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,03 = 0,19 \text{ Н/мм}.$$

$$\sigma_H = 273 \cdot 1,77 \cdot 0,79 \cdot \sqrt{\frac{0,19 \cdot (6+1)}{6 \cdot 10}} = 57 \text{ МПа} < [\sigma]_{H2} = 427,3 \text{ МПа};$$

Умова на контактну міцність виконується.

Значення розмірів частин зубів:

висота верхньої частини зуба

$$h_a = m = 0,4 \text{ мм};$$

висота нижньої частини

$$h_f = (1 + C^*) \cdot m = (1 + 0,4) \cdot 0,4 = 0,56 \text{ мм},$$

де  $C^* = 0,4$ - коефіцієнт радіального зазору зубчастого вінця;

значення кута зубної профільної частини  $\alpha = 20^\circ$ .

Розміри для вінця коліс із зубцями:

значення діаметрів зубної верхньої частини

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 25,2 + 2 \cdot 0,4 = 26 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 151,2 + 2 \cdot 0,4 = 152 \text{ мм};$$

діаметри заглиблених частин

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_f = 25,2 - 2 \cdot 0,56 = 24,8 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_f = 151,2 - 2 \cdot 0,56 = 150,08 \text{ мм}.$$

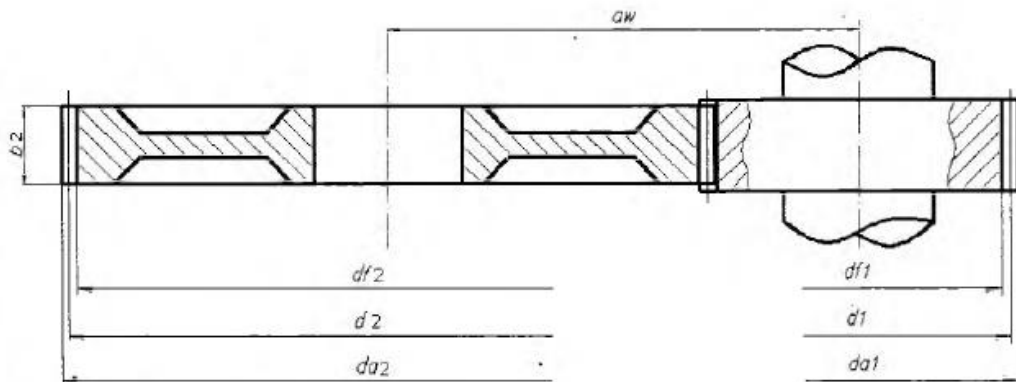


Рисунок 2.7 - Зубчаста передача

## 2.6 Вибір крокового двигуна

Для приводу зубчастої передачі використовуємо кроковий двигун, який з'єднується муфтою до вала-шестірні. Кроковий двигун — електродвигун, в якому імпульсний струм подається за рахунок того, що його ротор обертається не безперервно, а щоразу під певним кутом. Кроковий двигун працює від часток секунди до тисячі циклів в секунду, залежно від його мети.

Нами вибраний двигун марки FL57STH76-3006A, з наступними параметрами:

- число кроків - 200;
- кількість виводів - 6;

- напруга - 3В;
- струм фази - 3А;
- опір обмотки - 1 Ом;
- момент утримання - 1,36Н-м
- маса - 1 кг;
- довжина  $l=76$ мм.

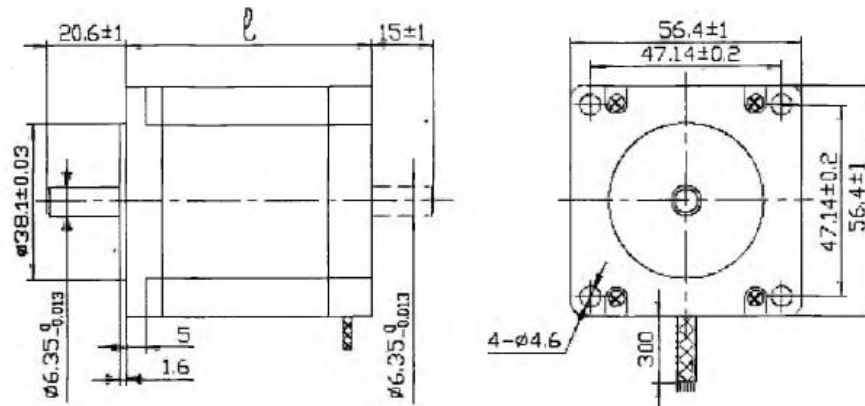
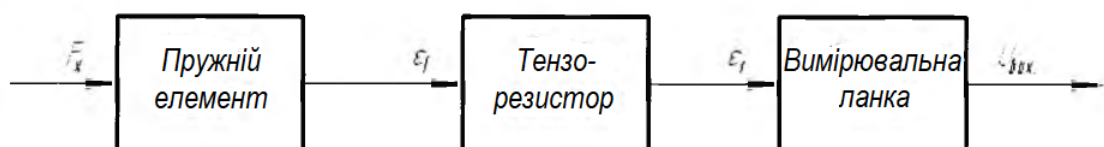


Рисунок 2.8 - Ескіз крокового двигуна FL57STH76-3006A

## 2.7 Характеристика датчика сили CZL306

### 2.7.1 Структурна схема датчика сили CZL306

Структурна схема датчика CZL306 як і будь-якого датчика сили прямого перетворення складається з трьох послідовно з'єднаних вимірювальних перетворювачів (рисунок 2.9): пружного елемента, тензорезистора і вимірювальної схеми. В датчиках сили, так як і в датчиках деформації використовуються дві вимірювальні ланки: нерівнової місток і дільник напруги. Дільник напруги доцільно використовувати коли потрібно виміряти лише динамічну складову сили. А оскільки датчик зусилля можна проградувати, тому немає необхідності включати в одне плече вимірювальної ланки декілька тензорезисторів, як це використовується для датчиків деформації. Крім цього вимоги які стосуються габаритних розмірів і мінімальної маси для датчиків сили є не стільки важливі, як для датчиків деформації, тому тут доцільно використовувати мостову вимірювальну схему.



## Рисунок 2.9 - Структурна схема тензорезистивного датчика сили

У порівнянні з іншими датчиками, в датчиках сили інші умови роботи тензорезисторів. По-перше, оскільки в датчиках сили деформація не є вхідною величиною, то її величина може бути значно меншою, ніж в інших тензорезистивних перетворювачах. Як правило вона лежить в межах 0,1 — 0,2%, тому для цих ділянок такі похибки тензорезистора, як текучість, гістерезис, не лінійність являються мінімальними, що дозволяє підвищити точність вимірювання

По-друге, температурні діапазони роботи в датчиках сили значно нижчі, ніж в датчиках деформації, і тому виникає більше можливостей для використання захисту тензорезисторів від дії навколишнього середовища. Це дає можливість виконати датчики сили точними і надійними у порівнянні з датчиками деформації. Принципова відмінність датчика сили від датчика деформації базується на наявності додаткового вимірювального перетворювача - пружного елемента. Конструкція пружного елемента явно впливає на конструкцію датчика сили, його характеристики і методику проектування. В залежності від конструкції пружного елемента датчики сили розділяють на: - стержневі; - кільцеві; - мембранні; - балочні. На рисунку 2.10 зображена конструкція тензорезистивного датчика сили з стержневим пружним перетворювачем. Він складається з циліндричного пружного елемента 1, на поверхні якого встановлені тензорезистори 2, також на верхній та нижній частині датчика виконана проточка з нарізаною різьбою 3, для закріплення датчика. Вимірювальна сила прикладається до кінців датчика, де в свою чергу пружний елемент деформується під дією сили.

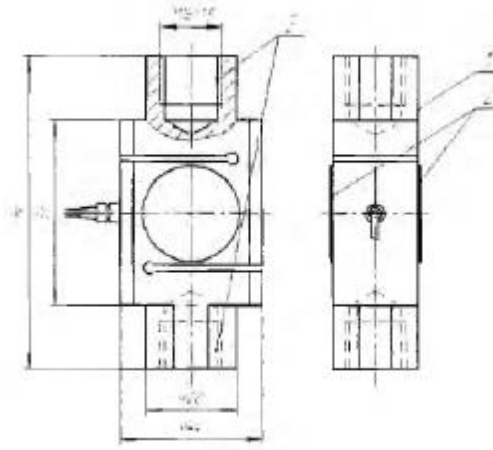


Рисунок 2.10 - Датчик сили CZL306 з стержневим пружним елементом

### 2.7.2 Основні параметри датчика сили CZL306

В будь-якому датчику тип пружного елемента вибирається в першу чергу на основі вимог щодо чутливості датчика. Таким чином в залежності від того, яка деформація буде використовуватися в якості вхідної величини, функція перетворення стержня буде виглядати по різному.

В загальному випадку в датчиках сили можуть використовуватися, як поздовжня так і поперечна деформації, або комбінація цих деформації. Для контролю зміни чутливості в залежності від використаного в роботі стержня тої чи іншої деформації, або їх комбінації введено поняття конструктивного коефіцієнта чутливості. Цей коефіцієнт рівний 1, якщо в роботі стержня використовується лише поздовжня деформація (наступний вимірювальний перетворювач, наприклад тензорезистор встановлений вздовж осі стержня), а рівний коефіцієнту Пуассона, якщо використовується лише поперечна відносна деформація (вимірювальний перетворювач встановлений поперек осі стержня). Якщо в роботі використані поздовжня і поперечна деформації (вимірювальний перетворювач встановлений під кутом відносно осі стержня), то значення конструктивного коефіцієнта буде визначатися ступеню використання тої або іншої деформації. При такому встановленні вимірювальний перетворювач буде використовувати поздовжню деформацію, яка рівна  $\varepsilon_1 \cos \alpha$ , і поперечну деформацію (іншого знаку), рівну  $\mu \varepsilon_1 \sin \alpha$ . Тому значення конструктивного коефіцієнта можна визначити з формули:

$$B_{CT} = \cos \alpha - \mu \cdot \sin \alpha$$

де:  $B_{CT}$  - конструктивний коефіцієнт чутливості стержня;  $\alpha$  - кут встановлення тензорезистора відносно осі стержня. У відповідності до формули загальний вираз функції перетворення стержня можна представити в наступному вигляді:

$$\varepsilon_{CT} = \frac{B_{CT}}{s_{CT}E} F$$

де:  $S_{CT}$  поперечного січення стержня;

$F$  - прикладена сила;

$E$  - модуль пружності матеріалу стержня.

Чутливість визначаємо з наступної залежності:

$$S_{CT} = \frac{B_{CT}}{s_{CT} \cdot E}$$

де:  $V$  - об'єм пружного елемента;

$E$  - модуль пружності матеріалу пружного перетворювача;

$\rho$  - густина матеріалу пружного елемента;

Відповідно, чутливість стержня виділяється конструктивним коефіцієнтом чутливості, січенням і модулем пружності матеріалу стержня.

В нашому випадку датчик сили CZL306 володіє високою чутливістю, оскільки вихідний сигнал становить  $2mV/V$ , при напрузі живлення датчика  $9...12V$  постійним струмом. Для визначення залежності між чутливістю і швидкістю роботи датчика доцільно характеризувати добуток чутливості на власну частоту:

$$A = f_0 \cdot S$$

де:  $f_0$  - власна частота пружного елемента;

$S$  - чутливість пружного елемента.

Для стержневого пружного елемента власна частота коливань визначається за формулою:

$$f_0 = 0.159 \frac{\pi}{2l} \sqrt{\frac{E \cdot s_{CT}}{m}}$$

де:  $l$  - довжина пружного перетворювача;

$m$  - маса одиниці довжини пружного перетворювача.

Підставивши в даний вираз власну частоту і чутливість отримаємо залежність:

$$A = \frac{C \cdot B}{V \cdot \sqrt{E \rho}}$$

де:  $V$  - об'єм пружного елемента;

$E$  - модуль пружності матеріалу пружного перетворювача;

$\rho$  - густина матеріалу пружного елемента;

$B$  - конструктивний коефіцієнт чутливості;

$C$  - числовий коефіцієнт виражений для власної частоти пружного елемента.

Оскільки від величини  $C$  залежить власна частота пружного елемента, а остання є характеристикою швидкодії, то по аналогії з конструктивним коефіцієнтом чутливості дану величину називають конструктивним коефіцієнтом швидкодії, який для стержневого пружного елемента становить 0,249. Номінальний діапазон робочих навантажень на датчик сили CZL306 становить: 5...10кН. Похибка вимірювань не перевищує 0,03% від загальної шкали. Допустиме максимальне навантаження при якому зберігаються параметри становить: 150%. Робочий температурний діапазон: -20... +50°C.

### 2.7.3 Схема підключення датчика у вимірювальне коло

Датчик сили CZL306 складається з пружного первинного перетворюючого елемента, яким виступає стержень, а також тензорезистивного перетворювача, який перетворює відносну деформацію стержня в зміну електричної напруги. Тому розглянемо принцип роботи тензорезистивного перетворювача, саме принцип перетворення його деформації в іншу величину. Деформацією називають зміну форми, розмірів або об'єму тіла під дією зовнішніх сил. Деформація, яка повністю зникає після припинення дії на тіло зовнішніх сил називається: пружною, а деформація, яка зберігається частково чи повністю називається: пластичною. Для датчика сили CZL306 ми розглядаємо деформацію розтягу, яка є лінійною, тобто під деформацією розуміють відношення приросту розміру  $\Delta l$  до початкового його розміру  $l$ .

Закон Гука говорить, що пружна сила, яка виникає, коли відбувається зміна форми тіла, є пропорційною зміні довжини тіла. Іншим словами, в границі пружності деформація пропорційна механічному навантаженню. Механічне навантаження це в свою чергу відношення діючої сили до площі поперечного січення:

$$\sigma = \frac{F}{S}$$

де:  $\sigma$  - механічне напруження;

$F$  - сила;

$S$  - площа поперечного перерізу.

Модуль Юнга, який визначає деформацію в напрямку дії сили і чисельно рівний механічному напруженню, при якому довжина зразка зміниться в два рази, визначається за формулою:

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon}$$

Відношення між деформацією  $\varepsilon_d$ , перпендикулярно діючої до сили (поперечної) і деформації  $\varepsilon$ , яка співпадає з напрямком діючої сили поздовжньої, називається коефіцієнтом Пуассона:

$$\gamma = -\frac{\varepsilon_d}{\varepsilon} = -\frac{\Delta d / d}{\Delta l / l}$$

Таким чином границя пружності одна з основних характеристик матеріалу. Це напруження, при якому кінцева деформація не перевищує певного значення, встановленого технічними вимогами (наприклад: 0,001; 0,005; 0,03%).

Тензорезистор - це резистор, деформація якого змінює електричний опір. На датчику сили CZL306, як і в більшості випадків тензорезистори кріпляться на пружний стержень, деформація якого виміряється, або перетворюється. При цьому деформація тензорезистора практично дорівнює деформації об'єкта.

Тензодатчики являють собою низькоімпедансні пристрої, тому вони вимагають значної потужності збудження для отримання відповідних рівнів вихідної напруги. Типовий тензомостовий датчик має (в загальному випадку)



вхідний опір рівний 350 Ом і специфікується, як пристрій, що має чутливість в мілівольтах повної шкали на вольт напруги збудження. На рисунку 2.11 зображено тензорезистивний місток, який входить до скалу датчика сили CZL 306.

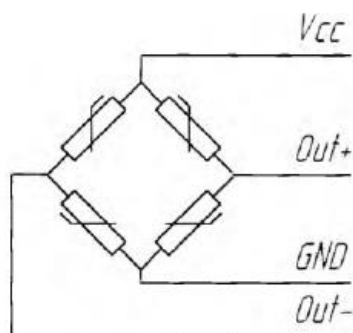


Рисунок 2.11 - Схема підключення тензодатчиків CZL 306

Частіше за все вимірювальною ланкою є дільник напруги, або місткова схема. Дільник напруги використовується лише з живленням постійним струмом (рисунок 2.12) і використовується у випадку коли фіксується лише зміна складова вимірювальної величини, при цьому постійна складова спадає на опорі  $R_d$  тензоперетворювача і відфільтровується роздільним конденсатором  $C$ .

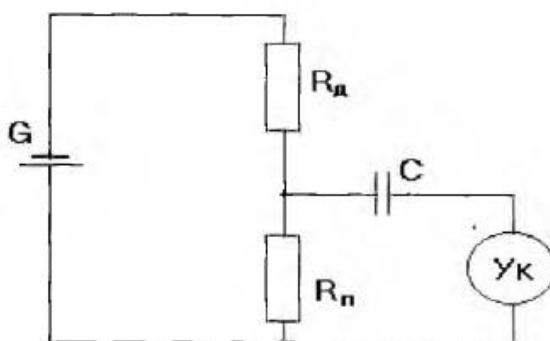


Рисунок 2.12 - Підключення тензорезистора в схему дільника напруги

В інших випадках використовують в якості вимірювальної ланки використовують ланку містка, яка живиться постійним, або змінним струмом. Високу точність вимірювання забезпечує метод порівняння: нульовий і диференціальний. Обидва методи реалізовані по одній схемі включення - мостові. Нульовому методу відповідає рівноважний режим роботи містка, диференціальному - не рівноважний. Схема простого містка приведена на

рисунку 2.13 і включає в себе резистори  $R_1$  і  $R_2$ , а також резистори  $R_3$  і  $R_4$  для окремих плечей містка, джерело живлення  $U$ , і електронний вольтметр, який характеризується внутрішнім опором  $R_i$ . Джерело напруги підключено до так названої діагоналі живлення, а вольтметр до вимірювальної діагоналі.

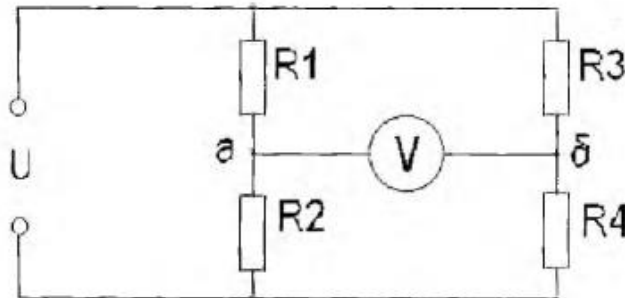


Рисунок 2.13 - Мостова схема включення тензорезисторів

Тензорезистор, який здатний сприймати деформацію включають в одне з плеч містка. Стана містка характеризується напругою на вимірювальній діагоналі, тому значення напруги між точками  $a$  і  $b$  визначають за формулою:

$$U_{ab} = U \left[ \frac{R_1}{R_1 + R_2} - \frac{R_3}{R_3 + R_4} \right]$$

В початковому стані місток зрівноважений, прийнявши  $U_{ab}=0$ , отримаємо умову рівності містка

$$R_2 R_3 = R_1 R_4.$$

У разі, коли під час деформації опір містка тензометра змінюється, це можна представити як зміна резистора. Чутливість місткової схеми в нерівноважному стані оцінюється відношенням:

$$S = \frac{U_n}{(n+1) \left( n+1 + \frac{\Delta R}{R} \right)}$$

де:  $R_1 = R$  і  $R_2 = nR$ .

З цього виразу видно, що чутливість нерівномірного містка не залежить від величин у співвідношенні між опорами  $R_3$  і  $R_4$ , а значить і виконання умови рівності містка. Рівноважний режим містка в початковому стані описується залежністю:

$$R_1 R_4 = R_2 R_3$$

Під дією деформації опір активного тензметра  $R1$  змінюється на величину  $\Delta R1$ , місток розбалансовується і на вимірвальній діагоналі з'являється напруга. Для рівноважного режиму характерно те, що місток приводиться в рівноважний стан зміною величин опору одного із плечей наприклад приростом резистора  $R2$  на величину  $\Delta R2$ . Для цього в сусіднє плече підключають зразкову регульовану міру опору. Умова рівно важності з врахуванням зміни  $R1$  на  $\Delta R1$ , і  $R2$  на  $\Delta R2$  виражається співвідношенням:

$$R1 + \Delta R1 = \frac{R3}{R4} (R2 + \Delta R2)$$

Відношення  $R3/R4$  називають відношенням плеч містка, по своїй суті це є масштабний коефіцієнт. Процес зрівноваження може виконуватися оператором (ручне зрівноваження) або автоматично в замкнутих структурах. Щодо способу підключення вище описаного датчика сили CZL 306 то ми використовуємо мостову схему підключення, з рівноважним режимом.

Дана схема володіє певними перевагами:

- низькі вимоги що стабільного живлення містка;
- висока точність вимірювання;
- лінійність перетворення.

## 2.8 Технологія виготовлення деталі, що входить до складу установки

Деталь “Упор” КП 014.00.04.002 призначена для утримання нижнього кінця експериментальної заготовки в розривній машині.

Деталь має циліндричну форму, з наскрізним отвором і пазам, які призначені для встановлення досліджуваного пластмасового зразка.

Можна говорити що конструкція деталі є технологічною, так як від вирубки заготовки до кінцевого продукту, вона проходить по черзі через три верстати, доступ інструментів є вільним, деталь має лиш зовнішні форми які можна обробити легко і швидко. При проектуванні враховувалось використання якомога меншої кількості баз.

Вибір в якості матеріалу Сталі 45 обумовлюється певними навантаженнями в місцях контакту стикання з іншими деталями та вузлами конструкції.

Матеріал деталі - сталь ГОСТІ 050-88. Це вуглецева якісна конструкційна сталь. По видам обробки сталь ділиться на гарячекатану та ковану, калібровану та круглу - сріблянку.

Для перевірки механічних властивостей сталь поділяють згідно типів 1,2,3,4 та 5.

По стану матеріалу сталь виготовляють: без термообробки, термічно оброблену - Т, нагартовану - Н.

У марках металу число відноситься до середнього вмісту вуглецю в частинах сотих процента.

Таблиця 2.1 - Хімічний склад Сталі 45

С вуглець	S кремній	М марганець	Cr (не більше) хром	S (не більше) сірка	P (не більше) фосфор
0,42... 0,5	0,17...0,37	0,50...0,80	0...0,25	0...0,04	0...0,035

Таблиця 2.2 Твердість та рекомендовані режими нагріву під термообробку

Число твердості НВ (не більше)			Температура			
Гарячекатана та кована	Калібрована		Нормалізація 30 хв.	Гартування 20 хв.	Відпуск 60..120 хв.	
Без термообробки	Відпалювання або високий відпуск	Нагартована				
217	187	197	241	870	840	600

Таблиця 2.3 Механічні властивості (не менше) сталі 2 категорії після нормалізації.

МПа		%		кг/ м <sup>2</sup>
360	610	16	40	7810

Де:

- межа текучості;

- межа витривалості;

- відносне видовження;
- відносне звуження після розливу.

### 2.8.1 Аналіз технологічності конструкції

Деталь “Упор” КРБ 014.00.04.002 виготовляється пруткового матеріалу сталь Ст 45 круглого перерізу.

Виготовлення деталі можливе гарячим штампуванням з подальшим свердлінням отворів, нарізанням різьб і фрезеруванням пазів і обточуванням по контуру циліндричної заготовки, з подальшим свердлінням, різьбонарізанням і фрезеруванням.

З пруткового прокату вирізаємо заготовку довжиною 50 мм, і діаметром 95 мм, потім обточуємо бічні поверхні до потрібних розмірів, свердлимо наскрізний отвір  $\varnothing$  10 мм, розточуємо його до 22 мм, свердлимо три отвори під різьбу М6, нарізаємо різьбу і фрезеруємо пази.

### 2.8.2 Визначення типу виробництва

Записуємо вихідні дані:

Річна програма випуску виробів  $N_1 = 2500$  шт.

Кількість деталей на виріб  $m = 1$  шт.

Процент запасних частин  $\beta = 10\%$ .

Річна програма випуску деталей:

$$N = N_1 \cdot m \cdot \left(1 + \frac{\beta}{100}\right)$$

$$N = 2500 \cdot 1 \cdot \left(1 + \frac{10}{100}\right) = 2750 \text{ шт.}$$

Дійсний річний фонд часу роботи обладнання  $F_d = 2070$  год [2].

Такт випуску деталей:

$$t_n = \frac{F_d \cdot 60}{N}$$

$$t_n = \frac{2070 \cdot 60}{2750} = 18,81 \text{ хв/шт.}$$

Середній час виробництва або розрахунку продукції може бути визначений з використанням нормалізованих даних в потоці для операцій

Технічний проект або спільний розрахунок визначають за способом визначення періоду за таблицями.

Вираз для розрахунку середнього часу виробництва є таким:

$$T_{шт(шк)ср} = \frac{\sum_{i=1}^n T_{шт(шк)i}}{n}$$

де:  $T_{шт(шк)i}$  - штучний чи штучно-калькуляційний (для різних операцій) час, хв;

n - кількість операцій.

Норми часу штучного для виробу деталі (для різних операцій) слід внести у таблицю 2.4.

Таблиця 2.4 - Норми штучного часу по операціях

Операція	$\phi$	$T_{шк}$	$T_{шк}, \text{ хв.}$
Токарна			
Точіння поверхні А	2,14	$\phi \cdot 0,00017 \cdot d \cdot l$	7,77
Чорнове точіння поверхні В	2,14	$\phi \cdot 0,00017 \cdot d \cdot l$	13,29
Чистове точіння поверхні В	2,14	$\phi \cdot 0,00010 \cdot d \cdot l$	0,30
Свердлильна			
Свердлити отвір $\phi$ 10мм	1,72	$\phi \cdot 0,00052 \cdot d \cdot l$	0,40
Розточувальна			
Розточування отвору $\phi$ 10 мм	3,25	$\phi \cdot 0,00031 \cdot d \cdot l$	4,64
Вертикально-свердлильна			
Свердління 3-х отворів під різьбу М6	1,72	$\phi \cdot 0,00052 \cdot d \cdot l$	0,36
Різьбонарізна			
Нарізування різьби М6	1,72	$\phi \cdot 0,0004 \cdot d \cdot l$	0,30
Фрезерування			
Фрезерування поверхні F	1,84	$\phi \cdot 0,007 \cdot d \cdot l$	0,58
Фрезерування поверхні G за два проходи	1,84	$\phi \cdot 0,0004 \cdot d \cdot l$	0,90
Разом			28,1

Середній штучний час

$$T_{шт ср} = \frac{T_{шт\Sigma}}{n} = \frac{28,1}{6} = 4,68 \text{ хв}$$

Коефіцієнт серійності

$$k_c = \frac{t_s}{T_{\text{шт.сп}}} = \frac{49.68}{4.68} = 10.61$$

Візьмемо таке для коефіцієнтів серійних значення:

$$k_c = 10-20;$$

Середньо серійний тип виробництва.

Періодичність запуску-випуску виробів  $a = 5$  днів.

Кількість робочих днів в році  $F = 240$  днів.

Розраховуємо кількість деталей в партії:

$$n = \frac{N \cdot a}{F}$$

Розраховуємо кількість змін на обробку партії деталей:

$$n = \frac{2750 \cdot 5}{240} = 57.3 \text{ шт.}$$

$$c = \frac{T_{\text{шт.сп}} \cdot n}{480 \cdot 0,8}$$

$$c = \frac{4.68 \cdot 57.3}{480 \cdot 0,8} = 0.7 \text{ змін.}$$

Приймаємо кількість змін  $c = 1$  зміна.

Прийнята кількість деталей в партії:

$$n_{\text{пр}} = \frac{c_{\text{пр}} \cdot 480 \cdot 0,8}{T_{\text{шт.сп}}}$$

$$n_{\text{пр}} = \frac{1 \cdot 480 \cdot 0,8}{4.68} = 82 \text{ шт.}$$

Розраховуємо припуски на обробку та проміжні граничні розміри на отвір E ( $\text{Ø6 M6} (-0,015)$ ) мм.

До технологічного маршруту обробки поверхні відноситься свердління та розвертування. Записуємо результати розрахунків в табл. 2.5.

Таблиця 2.5 — Розрахунок припусків і граничних розмірів

Технологічні переходи	Елементи припуску, мкм				Розрахунковий припуск, $2z_{min}$ , мкм	Розрахунковий розмір, $d_p$ , мм	Допуск, мкм	Граничні розміри, мм		Граничні значення припусків, мкм	
	Rz	T	P	$\epsilon$				$d_{mi}$ п	$d_{max}$ ах	$2z_{min}^{\varphi}$	$2z_{max}^{\varphi}$
Свердління	40	60	19,6	41,23	2*145	5,7	170	5,668	5,838	162	317
Різьбонарізання	10	25	1,47	2,06	2*546	6	15	5,985	6	162	317

Розраховуємо просторове відхилення при свердлінні

$$\rho_{свер} = \sqrt{C_0^2 + (\Delta_K \cdot l)^2}$$

$C_0$  - зміщення осі,  $C_0 = 10$  мкм

$\Delta_K$  - допустимий увід,  $\Delta_K = 2,1$  мкм

$$\rho_{свер} = \sqrt{10^2 + (2,1 \cdot 8)^2} = 19,6 \text{ мкм.}$$

Сумарне просторове відхилення:

$$\rho_{ост} = \rho_{свер} \cdot k_c$$

де  $k_c$  - коефіцієнт уточнення форми

$$\rho_{ост} = 19,6 \cdot 0,05 = 0,98 \text{ мкм}$$

Похибка установки при свердлінні:

$$\epsilon_y = \sqrt{\epsilon_6^2 + \epsilon_3^2}$$

Де  $\epsilon_6$  — похибка базування заготовки, в центруючих стернях

$$\epsilon_6 = 10 ;$$

$\epsilon_3$  — похибка закріплення заготовки, приймаємо  $\epsilon_3 = 40$

$$\epsilon_y = \sqrt{10^2 + 40^2} = 41,23 \text{ мкм.}$$

Проводимо розрахунок мінімального значення між операційного припуску:



$$2z_{\min} = 2 \cdot (R_{z_{i-1}} + T_{i-1} + \sqrt{\rho_{i-1}^2 + \varepsilon_{i-1}^2})$$

$$2z_{\min} = 2 \cdot (40 + 60 + \sqrt{19.6^2 + 41.23^2}) = 2 \cdot 145 \text{ мкм.}$$

Маючи розрахунковий розмір (на кресленні деталі) після розвертування (в даному випадку  $d_p=5,985$  мм), знаходимо розрахунковий розмір для свердління:

$$d_{p,z} = d_p - 2z_{\min}$$

$$d_{p,z} = 5,985 - 2 \cdot 0.145 = 5.668 \text{ мм.}$$

Для свердління:

$$d_{\min} = 5,668 \text{ мм,}$$

$$d_{\max} = d_{\min} + \delta$$

$$d_{\max} = 5.668 + 0,17 = 5.838 \text{ мм.}$$

Для різьбонарізання:

$$d_{\min} = 5,985 \text{ мм,}$$

$$d_{\max} = d_{\min} + \delta$$

$$d_{\max} = 5,985 + 0,015 = 6 \text{ мм.}$$

Мінімальне граничне значення припуску дорівнює максимальній різниці розмірів наявних і попередніх змін, а найбільше – відповідно до різниці граничних розмірів найменших.

$$2z_{\min}^p = 6 - 5.838 = 0.162 \text{ мм} = 162 \text{ мкм;}$$

$$2z_{\max}^p = 5,985 - 5.668 = 0.317 \text{ мм} = 317 \text{ мкм;}$$

2.8.3 Вибір варіанту і структури технічних операцій та компонування обладнання

Вибираючи технологічний маршрут механічної обробки деталі, необхідно дотримуватися таких правил:

- не розробляти процес виготовлення на обладнанні, яке є унікальним;
- використовувати типові процеси обробки деталі;

- користуватися лише стандартними ріжучими та вимірювальними інструментами;
- намагатися застосовувати найсучасніші форми організації виробництва;
- обробляти найбільшу кількість поверхонь на одному обладнанні.

Врахувавши ці правила, записуємо проектний варіант технологічного процесу механічної обробки деталі “основа каретки” і вибираємо обладнання. Результати заносимо в табл. 2.6.

Таблиця 2.6 - Вибір обладнання

Назва операції	Оброблювана поверхня	Обладнання
005 Токарна		
1. Точити поверхню А з Ø 95 до Ø 90мм	А	Токарно-револьверний верстат 1П371
2. Точити поверхню В з Ø 90 мм до Ø 38 мм	В	Токарно-револьверний верстат 1П371
Чистове точіння поверхні В	В	Токарно-револьверний верстат 1П371
010 Свердлильна		
1.Свердління наскрізного отвору Ø 10 мм	С	Вертикальносвердлильний верстат 2Н125
015 Розточна		
1.Розточування отвору Ø 10 мм до Ø 22мм	Д	Горизонтально розточний верстат мод. 2615
020 Свердлильна		
1. Свердлити 3 отвори під різьбу М6	Е	Вертикальносвердлильний верстат 2Н125

025 Різьбонарізна		
1. Нарізування в 3-х отворах різьби М6	Е	Вертикальносвердлильний верстат 2Н125
030 Фрезерна		
1. Фрезерування поверхні F	F	Горизонтальнофрезерний верстат 6Н10
2. Фрезерування поверхонь G за два проходи	G	Горизонтальнофрезерний верстат 6Н10

#### 2.8.4 Вибір ріжучих та вимірювальних інструментів

Під час вибору інструментів необхідно в першу чергу керуватися вибраним технологічним маршрутом обробки.

Крім матеріалів розділу ми вибрали ріжучий інструмент (дані в таблиці).

Вимірювальні прилади вибираються з урахуванням точності величини, що перевіряється.

Таблиця 2.7 - Ріжучий, вимірювальний інструмент

№	Назва операцій та переходів	Ріжучий інструмент	Вимірювальний інструмент
<b>005</b>	<b>Токарна</b>		
1	Точити поверхню А з $\varnothing 95$ мм до $\varnothing 90$ мм	Токарний прохідний різець із швидкоріжучої сталі по ГОСТ 18869-73 Т5К10	ШЦІ-125-0,1 ГОСТ 106-89
2	Точити поверхню В з $\varnothing 90$ мм до $\varnothing 38$ мм (чорнове точіння)	Токарний прохідний $t$ різець із швидкоріжучої сталі по ГОСТ 18869-73 Т5К10	ШЦІ-125-0,1 ГОСТ 106-89
3	Чистове точіння поверхні В	Токарний прохідний $t$ різець із швидкоріжучої сталі по ГОСТ 18869-73 Т5К10	ШЦІ-125-0,1 ГОСТ 106-89
<b>010</b>	<b>Свердлильна</b>		
1	Свердління наскрізного отвору $\varnothing 10$ мм	Свердло спіральне із швидкоріжучої сталі $\varnothing 10$ мм Р6М5 ГОСТ 9304-79	ШЦІ-125-0,1 ГОСТ 106-89
<b>015</b>	<b>Розточувальна</b>		
1	Розточування отвору $\varnothing 10$ мм до $\varnothing 22$ мм	Різець розточний КО2-567-000	ШЦІ-125-0,1 ГОСТ 106-89

<b>020</b>	<b>Свердлильна</b>		
1	Свердлити 3 отвори під різьбу М6	Свердло із швидкоріжучої сталі спеціалізоване із спеціальним циліндричним хвостовиком ОСТ 2Н21- 1-76 під різьбу М6	Калібр - пробка гладкий 0 6 мм
<b>025</b>	<b>Різьбонарізна</b>		
1	Нарізування в трьох отворах різьби М6	Короткий мігчик 3 шийкою для метричної різьби ГОСТ 3266-81	Калібр різьбовий М6-М7
<b>030</b>	<b>Фрезерна</b>		
1	Фрезерування поверхні F	Циліндрична фреза по ГОСТ 9305-69	ШЦІ-125-0,1 ГОСТ 106-89
2	Фрезерування поверхні G	Циліндрична фреза по ГОСТ 9305-69	ШЦІ-125-0,1 ГОСТ 106-89

### 2.8.5 Розрахунок режимів різання

Для сталі 45 НВ-240,  $\delta_B = 640$  Мпа, вибираємо величину подачі

$$S_0 = C \cdot D^{0.6} \text{ мм/об,}$$

$D=5$  мм - діаметр отвору;

$C=0,038$  - коеф [2,с. 106]

$$S_0 = 0.038 \cdot 5^{0.6} = 0.0999$$

Приймаємо:  $S_0=0,1$  мм/об.

Розраховуємо швидкість різання:

$$V = \frac{C_V \cdot D^q}{T^m \cdot S^y} \cdot k_k$$

$$K_V = K_{NV} \cdot K_{UV} K_t$$

Де  $K_{UV}=0,8$  - коефіцієнт на інструментальний матеріал;

$K_{MV}$  - коефіцієнт, що характеризується оброблюваністю матеріалу

$$K_{MV} = K_T \cdot \left( \frac{750}{\delta_B} \right)^{mv}$$

$K_T$  - коефіцієнт, що характеризує групу сталі і оброблюваність;

$N_V = 0,9$ ;

$\delta_B = 640 \text{ Мпа.}$

$$K_{Mv} = 1 \cdot \left( \frac{750}{640} \right)^{-0.9} = 2.071$$

$$K_v = 2.071 \cdot 0.8 \cdot 1 = 1.657$$

$$V = \frac{9.8 \cdot 5^{0.4}}{25^{0.2} \cdot 0.1^{0.5v}} \cdot 1.657 = 18.84 \text{ м/хв}$$

Частота обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot D}$$

$$n = \frac{1000 \cdot 18.84}{3.14 \cdot 5} = 1200 \text{ об/хв.}$$

Частота обертання шпинделя встановлюється відповідно до даних паспортних верстата  $n=1200$  об/хв.

Дійсна швидкість головного руху різання:

$$V_p = 18.84 \text{ м/хв}$$

Розраховуємо крутний момент, що виникає при свердлінні:

$$M_{KP} = 10 \cdot C_M \cdot D^q \cdot S^y \cdot K_p,$$

$C_M = 0,0345;$

$q=2,0;$

$y=0,8;$

$K_p = K_{MP} \left( \frac{\delta_B}{750} \right)$ - У цьому випадку від оцінки умов обробки та від матеріалів по факту залежить стан оброблюваної заготовки.

$n=0,75$

$$K_p = \left( \frac{640}{750} \right)^{0.75} = 0.89$$

$$M_{KP} = 10 \cdot 0.0345 \cdot 5^2 \cdot 0.1^{0.8} \cdot 0.89 = 1.2165 \text{ Нм}$$

Потужність різання:

$$N_p = \frac{M_{KP} \cdot n}{9756}$$

$$N_p = \frac{1.2165}{9750} = 0.3743 \text{ кВт}$$

Перевіряємо, чи достатня потужність верстата. Обробка буде можлива якщо

$$N_{\text{вер}} \triangleright N_p$$

умова виконується :  $N_{\text{вер}}=2,2 \text{ кВт}$ ,  $2.2 > 0.37$

Повний час на виконання операції свердління:

$$T_0 = \frac{L}{s_0 \cdot n}$$

$$L = l + y + \Delta$$

$l=8 \text{ мм}$  - глибина свердління;

$y = 2 \text{ мм}$  - глибина врізання;

$\Delta=1..3 \text{ мм}$ - перебіг свердла (приймаємо  $\Delta=1,3\text{мм}$ )

$L=11,3 \text{ мм}$

$$T_0 = \frac{11.3}{0.1 \cdot 3000} = 0.038 \text{ хв.}$$

## 3 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

### 3.1 Постановка задачі

Спроектowana установка для дослідження пластмасових зразків на розтяг в процесі роботи виконує наступні функції:

- проводить вимірювання зусилля, що створюється гідро-насосною системою, для руйнування зразка;
- фіксує відносне видовження досліджуваного пластмасового зразка до моменту його руйнування;
- забезпечує автоматичне виведення наступного зразка на початкову (вихідну) позицію після руйнування попереднього.
- здійснює керування гідро-насосною системою, яка нагнітає рідину під тиском у силову частину установки.

Для забезпечення управління і керування перерахованими вище виконавчими органами установки виникає необхідність створення автоматичної системи, яка повинна забезпечити опитування датчиків сили і переміщення, а також здійснювати керування кроковим двигуном, який приводить в рух барабана з досліджуваними зразками. Дана система також повинна забезпечувати керування гідронасосом, який забезпечує нагнітання рідини у гідроциліндри, які вже в свою чергу створюють зусилля для руйнування досліджуваного зразка.

### 3.2 Способи вирішення поставленої задачі

Для вирішення поставленої задачі необхідно розробити електричні вузли, які повинні виконувати зняття даних з датчиків, здійснювати керування кроковим двигуном і приводом гідронасоса. Індуктивний датчик лінійних переміщень, побудований на принципі зміни магнітної індуктивності котушки за рахунок зміни геометричних параметрів сердечника. Для зняття показів з даного датчика використовуються спеціальні схеми (рисунок 3.1).

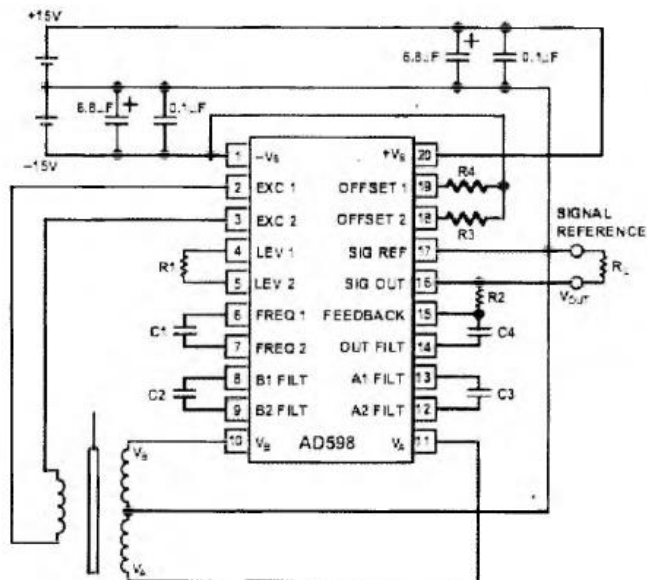


Рисунок 3.1 - Підключення індуктивного датчика до схеми AD598

Оскільки для вимірювання зусилля, яке прикладається до досліджуваного зразка, використовується тензорезистивний датчик то для підсилення від нього сигналу використовуємо інструментальний дкференційний підсилювач, який приймає сигнал від датчика зусилля і вже підсилений передає на вимірювальний пристрій.

Для виведення досліджуваних зразків на початкову позицію використовуються кроковий двигун, тому для керування ним потрібно використовувати драйвер, який би забезпечив комутацію його обмоток (рисунок 2.2).

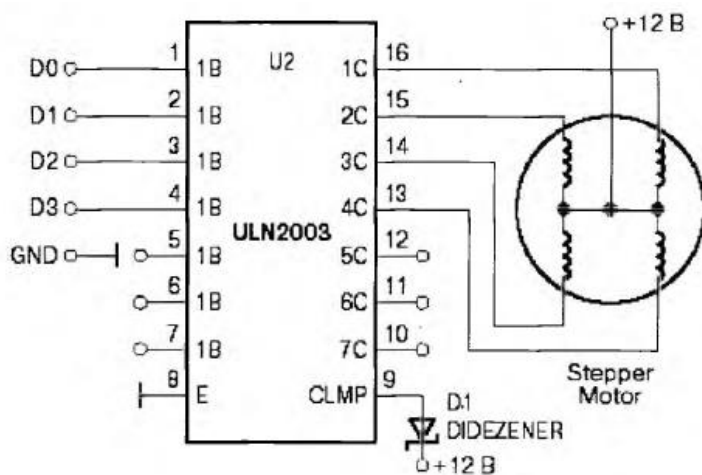


Рисунок 3.2 - Драйвер керування кроковим двигуном



### 3.3 Опис принципу роботи

Функціональна схема роботи установки для проведення дослідження пластмасових зразків на розтяг приведена на рисунку 3.1.

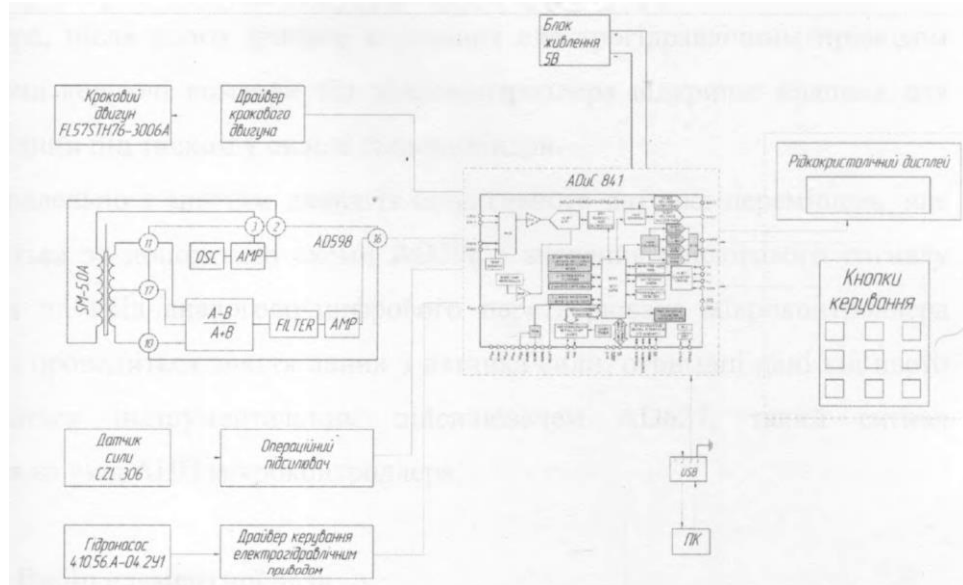


Рисунок 3.3 - Функціональна схема

Функціональна схема складається з таких вузлів:

- драйвер крокового двигуна;
- блок зняття даних з індуктивного датчика переміщень FL75TH776-3006A;
- блок зняття даних з датчика сили CZL306;
- драйвер керування електрогідравлічним приводом;
- засоби індикації і функціональні кнопки;
- лінія зв'язку з комп'ютером.

Для забезпечення встановлення досліджуваного зразка на початкову позицію для проведення дослідження на розтяг використовується привід - кроковий двигун FL57STH76-3006A. Керування таким двигуном відбувається за допомогою відповідного драйвером, який приймає команди з виходів мікроконтроллера і по черзі комутуючи обмотки крокового двигуна забезпечує його роботу.

Після встановлення досліджуваного зразка на початкову позицію, провертанням вала крокового двигуна на певний кут, проводиться пуск гідронасосу 410.56A-04.2У1 керування яким здійснюється портами контролера,

після цього драйвер керування електрогідравлічним приводом приймаючи керуючі команди від мікроконтролера відкриває клапани для впуску рідини під тиском у силові гідроциліндри. Паралельно з зняттям даних із індуктивного датчика переміщень, яке здійснюється за допомогою схеми AD598 і значення аналогового сигналу подається на вхід аналогово-цифрового перетворювача мікроконтролера AduC841, проводиться зняття даних з датчика сили, отримані дані від нього підсилюються інструментальним підсилювачем AD627, такий сигнал подається на вхід АЦП мікроконтролера.

### 3.4 Вибір елементної бази

Принципова схема плати керування установкою для дослідження пластмаси на розтяг приведена на рисунку 3.4.

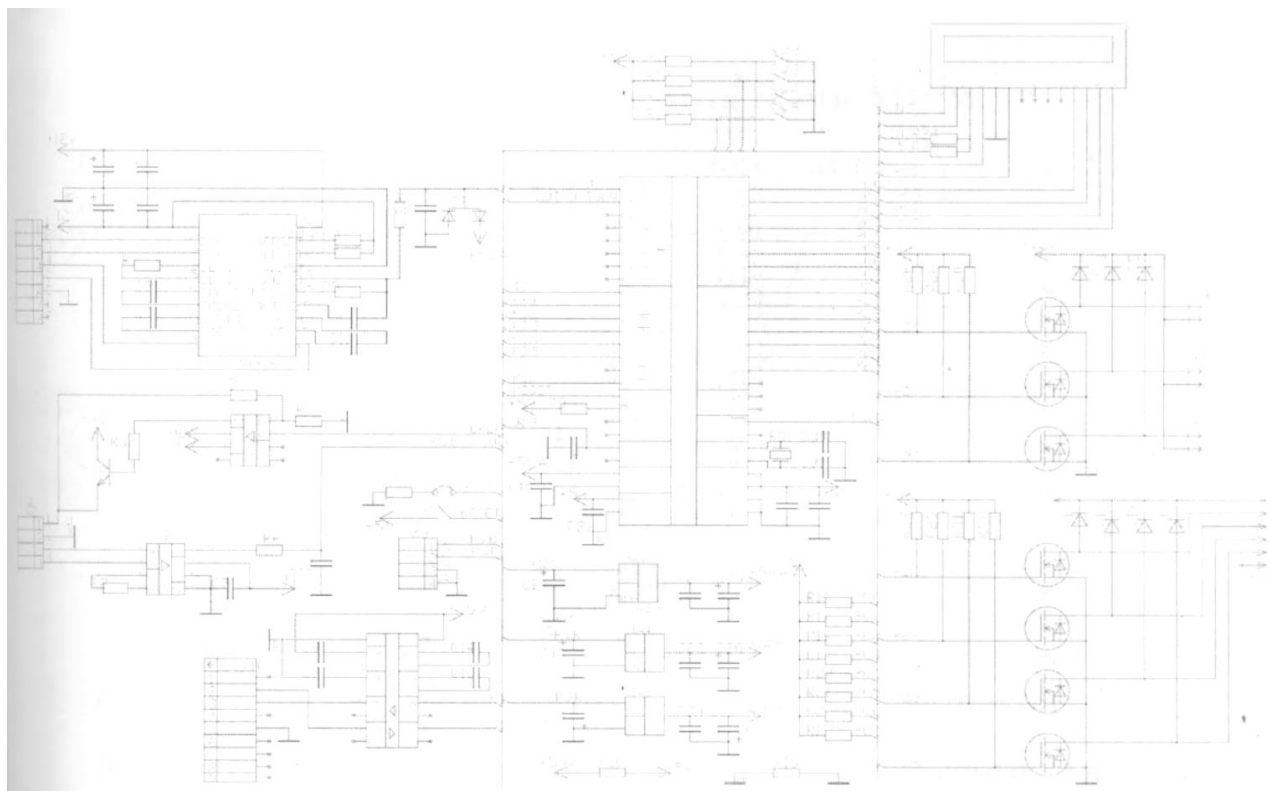


Рисунок 3.4 - Принципова схема керування установкою для дослідження пластмаси на розтяг

Живлення +15В і -15В на плату керування (рисунок 3.4) подається на роз'єм Х3. Для забезпечення зняття і опрацювання даних з датчиків, а також керування кроковим двигуном, здійснення індикації, підключення функціональних кнопок і створення зв'язку з комп'ютером нами використаний

мікроконтроллер Aduc841. Який має достатньо високу швидкодію, вбудований 12-ти бітний АЦП, порти вводу виводу даних. Для живлення мікроконтроллера використовується напруга +5В, яку створює стабілізатор DA3 L7805, з +15В. Для програмування контролера використовуємо драйвер ADM232, який перетворює логічні рівні для стикування контролера з персональним комп'ютером по лінії зв'язку RS232. Для програмування мікросхеми DD2 потрібно вихід PSEN притягнути до спільної землі через резистор R7 номінал якого 1кОм, замкнути перемичку JP1. При натисканні на кнопку SW1, замикання якої +5В на вхід порту контролера RESET приводить до перезавантаження програми.

### 3.5 Розрахунок параметрів елементів схеми AD598

Для перетворення даних з індуктивного датчика у аналоговий сигнал напруги використовуємо схему AD598 (рисунок 3.5).

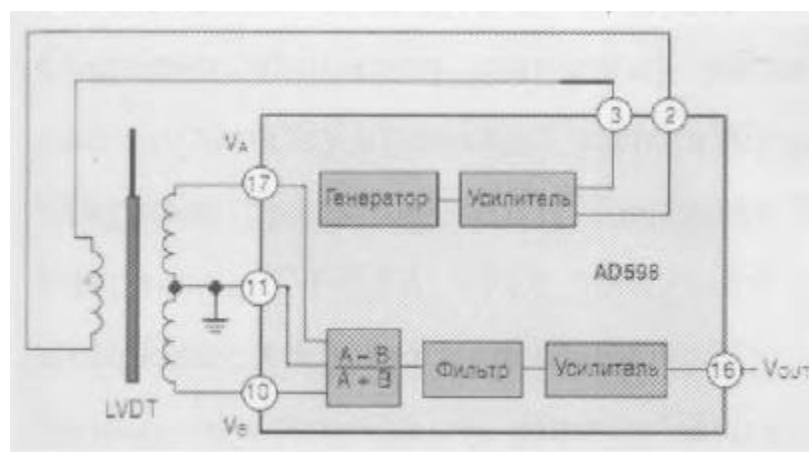


Рисунок 3.5 - Структурна схема AD598 з LVDT-датчиком

Дана схема має вбудований генератор синусного сигналу для збудження первинної обмотки диференційного трансформатора. Вторинні обмотки трансформатора підключаються до схеми виділення різницевого сигналу. Випрямлене значення різницевого сигналу ділиться на випрямлене в однополярне і біполярне значення напруги, яке пропорційне зміщенню серцевини трансформатора відносно початкової точки. Для розрахунку параметрів елементів схеми (рисунок 3.5) визначимо деякі параметри перетворення.

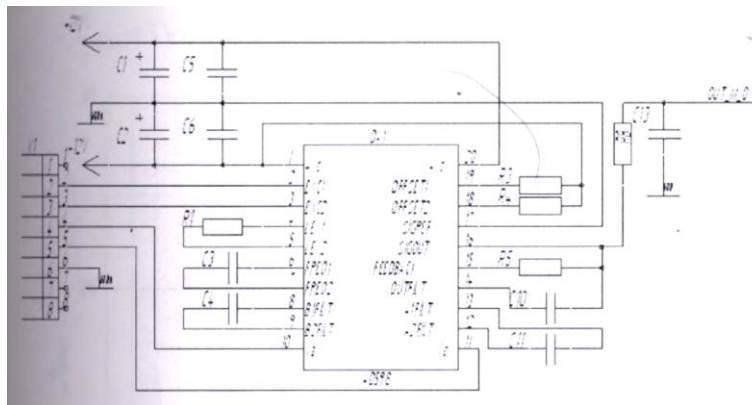


Рисунок 3.6 - Схема підключення індуктивного датчика з використанням AD598

На рисунку 3.6 зображено спосіб підключення AD598 у двополярному режимі живлення  $\pm 12V$ . Далі розглянемо приклад розрахунку номіналів пасивних елементів, що задають режим роботи мікросхеми.

1. Визначимо смугу пропускання, необхідну для вимірювального сигналу. Припустимо для нашого прикладу необхідно забезпечити смугу пропускання  $f_s=500Hz$ .

2. Обираємо мінімальну допустиму частоту збудження.  $f_{EXC} \sim 10 \cdot f_s$ . В нашому випадку мінімальна частота збудження  $f_{EXC}=5kHz$ .

3. Обираємо придатний ЛДТ, що може працювати на частоті  $f_{EXC}$ . Наприклад SM-5.0A може працювати на частоті 5kHz. Межі його вимірювання  $\pm 5mm$  при лінійності  $\pm 2\%$ .

4. Визначаємо оптимальну напругу збудження первинної обмотки. Для максимальної лінійності і завадостійкості AD598 її вхідні напруги VA та VB мають змінюватися в межах  $(1..3.5)V_{rms}$ .

4.1. Встановіть осердя в крайнє положення, подайте номінальну напругу збудження і виміряйте більшу з напруг VA чи VB. Для SM-5.0A  $V_A=2,3V_{rms}$ . Розрахуємо коефіцієнт трансформації в крайньому положенні  $V_{TR}=V_a/V_{EXC}$ . Для SM-5.0A  $V_{TR}=2,3V_{rms}/3V_{rms}=0.76$ . 4.2. Щоб в крайньому положенні осердя забезпечити  $V_A=3V$ , напруга збудження має бути рівна  $V_{EXC}=V_A/V_{TR}$ . В нашому випадку  $V_{EXC}=3V_{rms}/0.76=3,95V_{rms}$ .

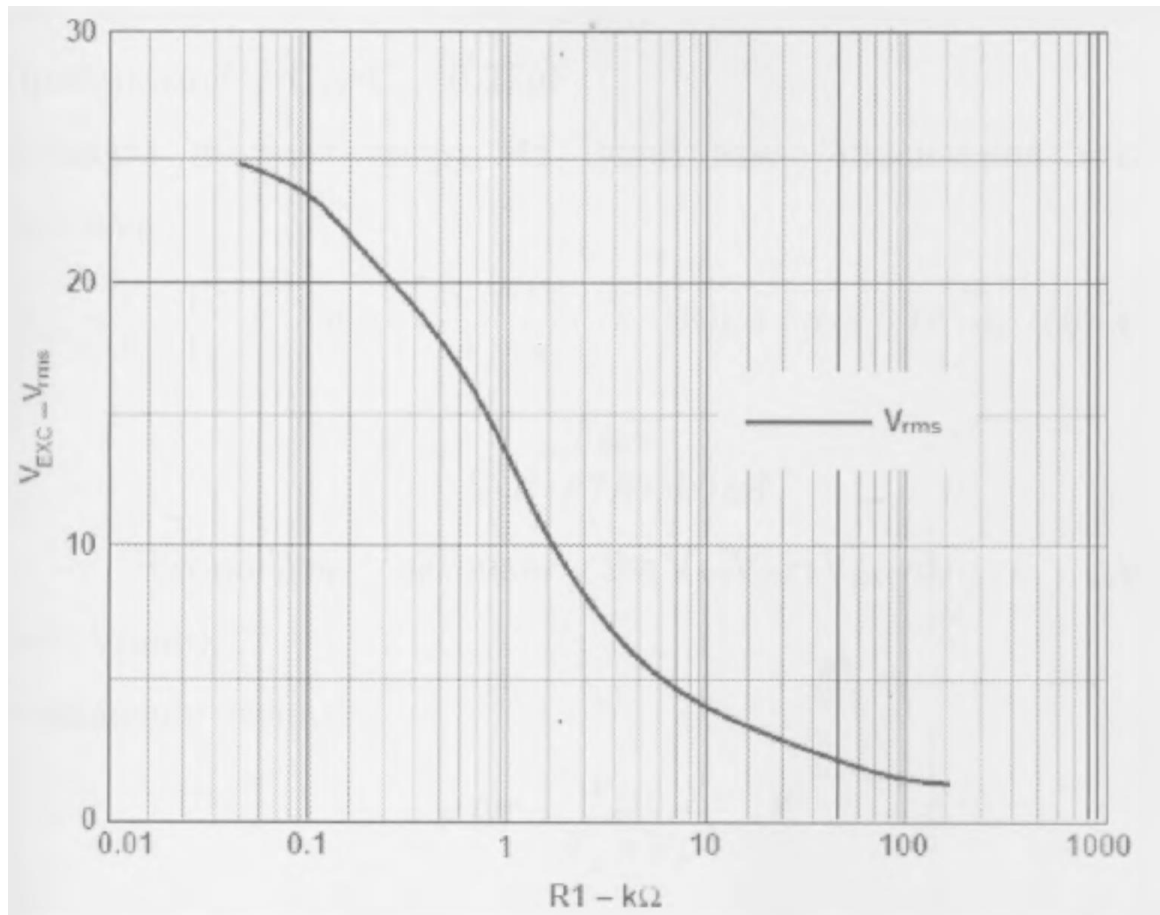


Рисунок 3.7 - Залежність напруги збудження від опору резистора R1 (VS=±12V) 5.

Користуючись графіком, зображеним на рисунку 3.7, підбираємо номінальне значення опору R1 (рисунок 4.3). Для нашого випадку ( $V_{exc}=3,95$ )  $R1=80k\Omega$ . Перевірте, щоб амплітудне значення напруг VA та VB було принаймні на 2.5V менше за напругу живлення +Vs та -Vs. В нашому випадку  $1 TV - 3 И \cdot V2 = 8.5K$

6. Визначаємо ємність конденсатора C3, який задає частоту напруги збудження.

$$C_3 = \frac{35\mu F \cdot Hz}{f_{exc}}$$

Для забезпечення обраної частоти збудження 5kHz  $C3=35pF - Hz/(5kHz)=7nF$ . Приймаємо  $C3=7nF$

7. Ємність конденсаторів C4, C10, C11 залежать від бажаної смуги пропускання.

$$C_4 = C_{10} = C_{11} = \frac{100 \mu F \cdot Hz}{f_s}$$

Для обраної смуги  $f_s=500Hz$   $C_4=C_{10}=C_{11} = 100\mu F \cdot Hz / (500Hz) = 200nF$ .  
Приймаємо  $C_4=C_{10}=C_{11}=0.22\mu F$ .

8. Визначте номінал опору  $R_5$ , який задає підсилення мікросхеми.  
Оскільки

$$V_{out} = \frac{V_A - V_B}{V_A + V_B} \cdot R_2 \cdot 500 \mu A = \frac{S \cdot d \cdot V_{exc}}{V_A + V_B} \cdot R_2 \cdot 500 \mu A = S \cdot d \cdot VTR' \cdot R_2 \cdot 500 \mu A,$$

$$R_2 = \frac{V_{OUT}}{S \cdot d \cdot VTR' \cdot 500 \mu A},$$

де  $S$  - Чутливість датчика  $S=(V_A-V_B)/(V_{exc})$  ( для SM-5A=44mV/V/mm);  $d$  - зміщення осердя;

$$VTR' = \frac{V_{exc}}{V_A + V_B}$$

Для визначення  $VTR'$  подайте на первинну обмотку номінальну напругу збудження і виміряйте напруги  $V_A$  та  $V_B$ . Для SM-5.0A  $VTR' = 3V_{rms} / 2.3V_{rms} = 1.3$ . Отже, для розмаху вихідної напруги  $\pm 2V$  при переміщенні осердя на  $\pm 5mm$ , опір  $R_5 = 2V / (44mV/V/mm \cdot 5mm \cdot 1.3 \cdot 500\mu A) = 13.9k\Omega \sim 15k\Omega$ ;

9. Обираємо  $R_4$  і  $R_3$ , це дає можливість регулювати напругу вихідну в позитивну або негативну сторону. Генерація електроенергії зсуву  $V_{os}$  визначається виразом:

$$V_{os} = 1.2V \cdot R_2 \left( \frac{1}{R_3 + 5k\Omega} - \frac{1}{R_4 + 5k\Omega} \right)$$

Якщо залишити входи OFFSET1 та OFFSET2 розімкненими, то напруга зміщення  $V_{os}$  буде рівна нулю. В нашому прикладі, для зміщення вихідного діапазону  $\pm 2V$  в додатну область встановимо  $V_{os}$  рівною  $2V$ . Для цього

$$R_4 = \infty$$

$$R_3 = \frac{1.2V \cdot R_2}{V_{os}} - 5k\Omega = \frac{1.2V \cdot 1.5k\Omega}{2} - 5k\Omega = 4k\Omega$$

### 3.6 Розрахунок підсилювача AD627

Для підсилення сигналу від тензометричного датчика сили CZL306 ми використовуємо інструментальний диференційний підсилювач AD627. Схема даного підсилювача (рисунок 4.5), складається з власного підсилювача DA2, резистора R2, яким задається коефіцієнт підсилення, по виходу схеми встановлений RC фільтр, з номіналами R6 300м і C12 0,1 мкФ.

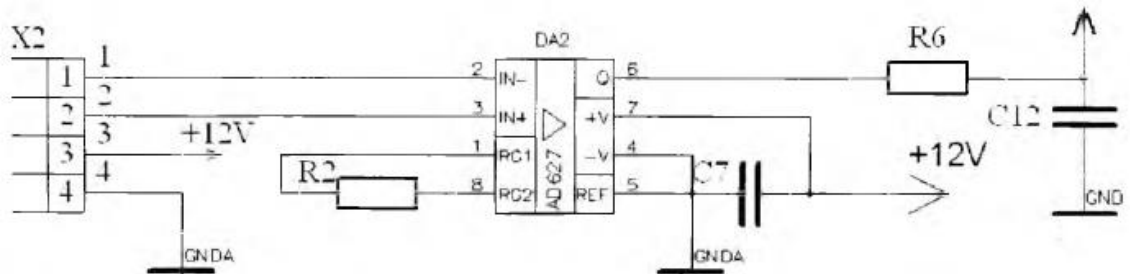


Рисунок 3.8 - Схема підсилення сигналу від датчика сили

Проведемо розрахунок підсилювача AD627.

$$V_{out} = (V_{IN(+)} - V_{IN(-)}) \cdot \left(5 + \frac{200\text{кОм}}{R_G}\right) + U_{REF}$$

Оскільки для опорної напруги АЦП ми використовуємо внутрішню опору мікроконтролера, то

$$V_{IN(+)} - V_{IN(-)} = U_{ном} \cdot U_{живл}$$

Де  $U_{ном} = 2 \frac{\text{мВ}}{\text{В}}$  - номінальний вихідний сигнал;

$U_{ж}$ - напруга живлення датчика.

$$V_{IN(+)} - V_{IN(-)} = 2 \frac{\text{мВ}}{\text{В}} \cdot 12\text{В} = 24\text{мВ}$$

З приведеної формули вище для визначення вихідної напруги, виведемо значення резистора.

$$R_G = \frac{200\text{кОм}}{\frac{V_{out}}{V_m} - 5} = \frac{200\text{кОм}}{\frac{2,5}{0,024} - 5}$$

Згідно стандартного ряду номіналів резисторів вибираємо  $R_G=2.2\text{кОм}$ , ведемо розрахунок вихідної напруги підсилювача.

$$V_{out} = 24\text{мВ} \cdot \left(5 + \frac{200\text{кОм}}{2.4\text{кОм}}\right) = 2.12\text{В}$$

### 3.7 Методичний аналіз. Оцінка похибки

Проведемо розрахунок похибки вимірювального вузла для датчика. В даній схемі нами вибраний інструментальний підсилювач AD627.

1. Похибка приведена до входів підсилювача:

$$\gamma = 0,06\%$$

2. Нелінійність 100 ppm

3. Температурний дрейф: 0,06%

$$\alpha_{vio} = 20 \text{ ppm}/^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T = 15^{\circ}\text{C}$$

$$\gamma_{\Delta T} = \alpha_{vio} \cdot \Delta T = 20 \cdot 15 = 300 \text{ ppm}$$

4. Напруга зміщення:

$$V_{osi} = 150 \text{ мкВ}$$

$$\gamma_{V_{osi}} = \frac{150 \text{ мкВ}}{24 \text{ мВ}} = 6250 \text{ ppm}$$

$$V_{os} = 500 \text{ мкВ}$$

$$\gamma_{V_{os}} = \frac{500 \text{ мкВ}}{2,1 \text{ В}} = 238 \text{ ppm}$$

5. Похибка резистора

Для роботи ми використовуємо резистор з  $\varepsilon_R = 1\%$ .

$$\varepsilon_{\varepsilon R} = \frac{\Delta U_{out}}{U_{out}} = \frac{\Delta G}{G};$$

$$\varepsilon_{\varepsilon R} = \frac{1}{G} \cdot \frac{dG}{dR} \cdot \Delta R = -\frac{1}{G} \cdot \frac{200 \text{ кОм}}{R^2} \cdot \varepsilon_R \cdot R = -\frac{G-5}{G} \cdot \varepsilon_R = \frac{5}{R} \cdot \varepsilon_R;$$

$$\varepsilon_{\varepsilon R} = \frac{5}{2,1 \text{ кОм}} \cdot 0,01 = 0,0023$$

Загальна похибка буде рівна:

$$\varepsilon = \sqrt{600^2 + 300^2 + 6250^2 + 2300^2} = 6693 \text{ ppm}$$

$$\varepsilon \approx 0,7\%$$

Проведемо оцінку точності вимірювання лінійних переміщень на основі AD598. Для оцінки точності системи вимірювання зведемо в таблицю приведені Кки, що виникають на різних ланках вимірювального кола.



Таблиця 3.1 - Похибки схеми приведені до повного діапазону.

Джерело Розрахунки	Розрахунки Похибка	Похибка ЗМЩ. PPm	Дрейф ЗМЩ. ppm/°C	Похибка підсил. PPm	Дрейф підсил. ppm/°C	Відх. лін. PPm
<b>Датчик</b>						
Підсилення						
Дрейф нуля	0.05%/°C		500			
Дрейф діапазону	0.02%/°C				200	
Нелінійність	2%					20000
<b>AD598</b>						
Зміщення	1%/0.3	33 333				
Підсилення	1%			10 000		
Дрейф зміщення	200/0.3		667			
Дрейф підсилення	100				100	
Нелінійність	500					500
Вплив живлення на зміщення	100ppm/V*0.3 V/0.3					
Вплив живлення на підсилення	300ppm/V*0.3 V/0.3					
<b>R2</b>						
Відхилення опору	1%			10 000		
TKO	100ppm/°C				100	
<b>R2R35K</b>						
Відхилення опору	0.223V/4V	55750				
TKO	1296 ppm/°C		1300			
<b>Опора (ADR5044B)</b>						
Точність	0.2%			2000		
Температурна наст. АЦП	100ppm/°C				100	
Зміщення	3-2'12	732				
Підсилення	2-2'12			488		
Нелінійність	1-2'12					244
Всього		6.49%	1544	1.43%	500	0.5%
Після калібрування	(25±5)°C	0	0.77%	?	0.25%	0.5%

Після калібрування зміщення та підсилення, в умовах (25±5)°C похибка схеми на початку діапазону буде рівна 0.77, в кінці - 1.02% при нелінійності 10/Г/о

### 3.8 Алгоритм роботи

Блок-схема програми роботи установки для дослідження механічних характеристик пластмас наведена на рисунку 3.9.

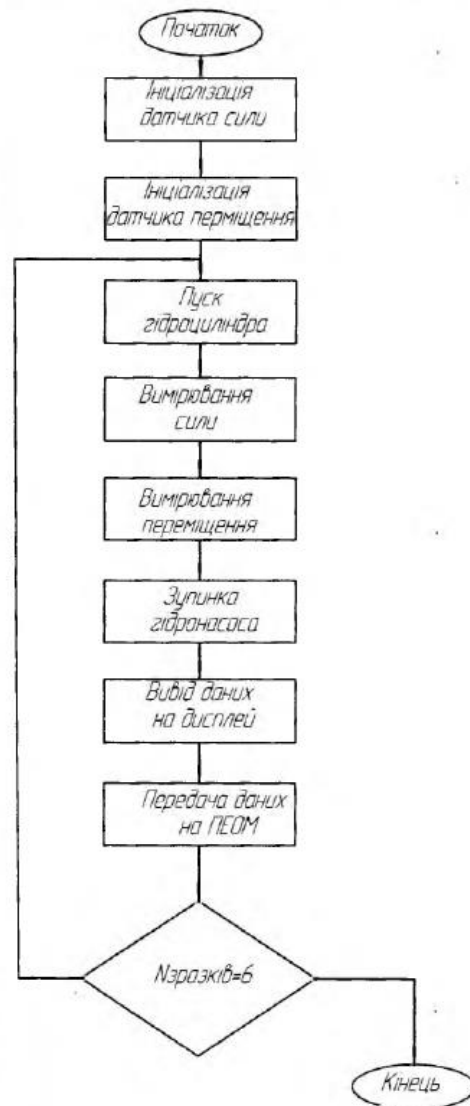


Рисунок 3.9 Блок-схема роботи програми

Робота програми починається з ініціалізації датчиків сили і переміщення, тобто зчитування початкового їх стану. Далі за допомогою вмикання силових ключів вмикається гідронасос, який подає під тиском масло в гідроциліндри установки. При цьому проводиться зняття показів з датчика переміщень і зусилля.

Після руйнування зразка відбувається виведення на дисплей максимального значення і сили і переміщення, яке отримали з датчиків. Перевірка на наявність зразків у барабані установки здійснюється шляхом підрахунку кількості спрацювань крокового двигуна, який переміщує зразки на

вихідну позицію. Якщо в барабані ще залишилися зразки для дослідження, то програма починає виконуватися з початку, а інакше програма переходить на кінець.

### 3.9 Опис відносного видовження стержня поздовжньою силою

Деформований матеріал - це матеріал здатний до деформування.

Внутрішній аналіз є основним етапом оцінки твердості і міцності матеріалу. Для того, щоб визначити дію сил всередині об'єкта, застосовують метод перерізів.

Цей спосіб визначається серією таких послідовностей (рисунок 1.1):

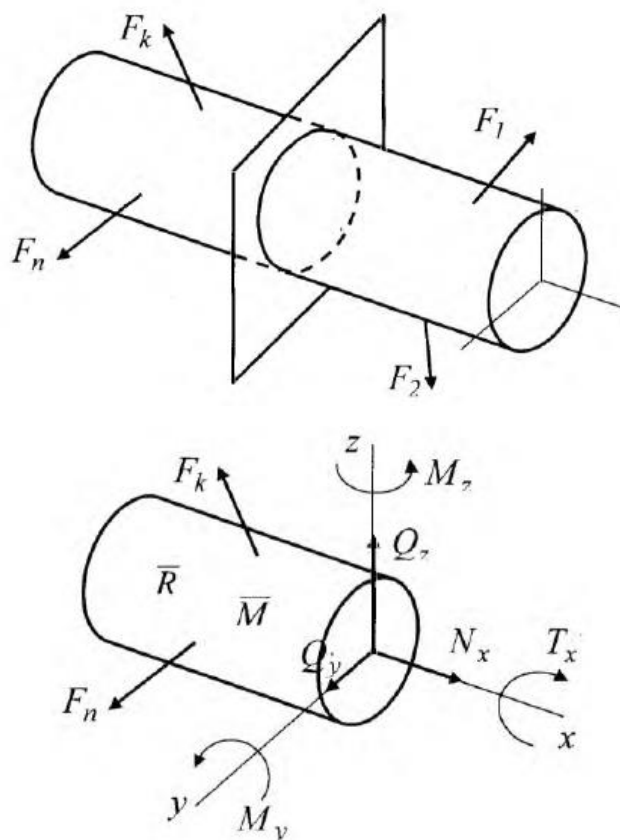


Рисунок 3.10 - Метод перерізів. Внутрішні силові фактори.

- 1) закріпити та зробити переріз деталі зі станом, де визначаються внутрішні зусилля;
- 2) одну із двох частин переділеної навпіл деталі відхилимо;
- 3) дія частини, що відхилена змінюється силами відносними. Ця сила приводиться у рівновагу силами ззовні, що діють на іншу частину;

4) Визначимо сили всередині, які нам невідомі, згідно рівноважних виразів.

Для всієї локальної задачі структура сил, що діють всередині, (рисунок 1.1 б) приведена до вектора головної сили  $\bar{R}$ , що прикладаємо в центральній частині перерізу, і моменту основного  $\bar{M}$ , на різні координатні осі

$$\bar{R} = \bar{N}_x + \bar{Q}_y + \bar{Q}_z; \quad \bar{M} = \bar{T}_x + \bar{M}_y + \bar{M}_z$$

Шість факторів силових, що відбулися всередині деталі у даному випадку, часто називають наступним чином:

$\bar{N}_x$  — подовжня сила (або нормальна);

$\bar{Q}_y, \bar{Q}_z$  - поперечні сили,

$\bar{T}_x$  — крутний момент;

$\bar{M}_y, \bar{M}_z$  — моменти згину.

Невідома внутрішня сила (НВС) визначається за допомогою шести рівнянь статичної рівноваги:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n F_{ix} = 0; & \sum_{i=1}^n F_{iy} = 0; & \sum_{i=1}^n F_{iz} = 0; \\ \sum_{i=1}^n M_{ix} = 0; & \sum_{i=1}^n M_{iy} = 0; & \sum_{i=1}^n M_{iz} = 0. \end{cases}$$

Слід розглянути значення діаметру тіла (рисунок 1.2). Розміщення деталі зазвичай описують розміщенням відносно напрямку нормалі, що є ззовні. в на рисунку є поперечний переріз нормалі x (діаметр стержня).

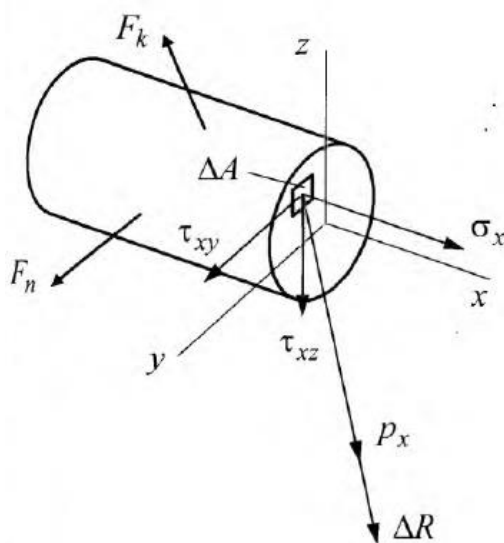


Рисунок 3.11 - Повне механічне напруження та його складові

В околиці довільної точки виділимо елементарну площадку  $\Delta A$ , а на даній частині значення рівної дії сил, що присутні всередині, визначимо як  $\Delta \bar{R}$ . Тоді повним напруженням в точці на площадці з нормаллю  $x$  називають відношення

$$\bar{p}_x = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta \bar{R}}{\Delta A}$$

Складові повного напруження  $p_x$  мають такі позначення і назви:  $\sigma_x$ — нормальне напруження (по нормалі  $x$  до перерізу);  $\tau_{xy}$ ,  $\tau_{xz}$  - напруження дотику (в квадратній площині). Значення напруги повної в точці, перпендикулярній  $x$

$$p_x = \sqrt{\sigma_x^2 + \tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2}$$

Прикладемо до циліндричного стержня довжиною  $l$ , і площею поперечного перерізу  $A$  сили  $F_i$ , які діють ззовні, діпазон дії яких паралельний її осі (рисунок 4.3 а).

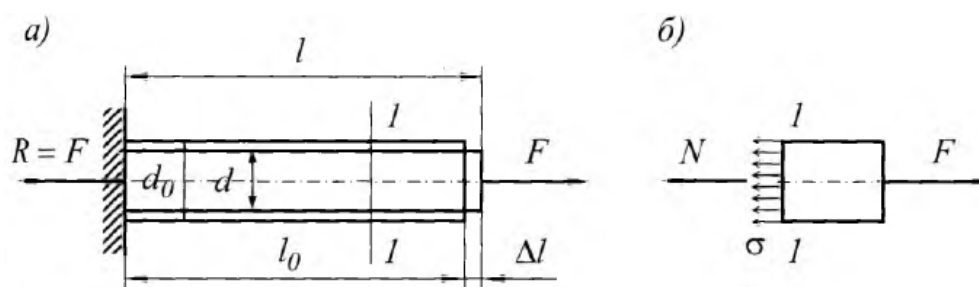


Рисунок 3.11 - Модель розтягу стержня

При відрізі уявному половини стержня з урівноваженого положення, щоб визначити сили, що діють всередині, беремо метод перерізів (рисунок 4.3 б). З умов рівноваги уявно відрізаної частини стержня отримаємо:  $N=F$ . Як правило, якщо зовнішніх сил більше, то правило є таким: сила що діє повздовж, тобто  $N$  у поперечному перерізі стержня математично є рівною сумі алгебраїчній осьових проєкцій стержня з зовнішньою силою з одного боку перерізу. Правила для підписів:

$N > 0$ , при стиску (протилежно до перерізу);

$N < 0$ , при розтягу (в напрямку перерізу).

На перерізі діють лише напруги  $\sigma$  з рівною мірою (поняття Бернуллі), які можна описати згідно формули

$$\sigma = \frac{N}{A},$$

де  $A$  — значення площі, де відбувається переріз. Стержень, що розтягується, змінює форму, а його розміри поперек і поздовж є наведені на рисунку 2.1, коли вони змінюються на відповідні значення.

$\Delta l = l - l_0 > 0$  та  $\Delta d = d - d_0 < 0$  (при стиску було б  $\Delta l < 0$  та  $\Delta d > 0$ ).

Відносні деформації:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0};$$

$$\varepsilon' = \frac{\Delta d}{d_0}.$$

Експериментом було визначено, що постійне відношення у межах пружної зміни форми, утримується в для всіх матеріалів, і це постійне відношення називають коефіцієнтом поперечної деформації.

$$\mu = \left| \frac{\varepsilon'}{\varepsilon} \right|$$

Для різних матеріалів ізотропних  $0 \leq \mu \leq 0,5$ ;

для основної частини матеріалів для конструкцій  $\mu \ll 0,3$ ;

для корків  $\mu = 0$ ;

для рідини, гуми, і для тіл з твердою структурою, що піддаються деформаціям пластичним буде  $\mu \ll 0,5$ .

Згідно експериментів в основному значення буде:

$$\sigma = E\varepsilon$$

$E$  - модуль пружності, що діє повздовж. Він показує стійкість матеріалу до пружної деформації, тобто чим вище значення модуля  $E$ , тим значення зміни форми матеріалу є меншим.

Так як  $\varepsilon$  є величиною безрозмірною, то вимірні одиниці при  $\sigma$  такі ж, як при  $E$ , (Па)

Змінюючи значення  $\sigma$  і  $\varepsilon$  у формулі закону Гука, отримуємо знак закону Гука для абсолютних змін форми.

$$\Delta l = \frac{N \cdot l_0}{E \cdot A}$$

У наведеній формулі значення  $E \cdot A$  називається міцністю на розрив. Зверніть увагу, що формулу можна застосувати до тієї частини стержня, де  $N$  і  $A$  залишаються постійними

$$\delta = \frac{l_p - l_0}{l_0} \cdot 100 \%,$$

де  $l_p$  - розрахункова довжина зразка після розриву. Значення  $\delta$  є залежним від того як відносяться між собою розміри поперечні та повздовжні. Значення  $\delta_5$  - означає, що подовження визначено на короткому зразку ( $l_0=5d_0$ ); відповідно  $\delta_{10}$  - для довгого зразка ( $l_0=10d_0$ )

Відносне залишкове звуження при розриві

$$\psi = \frac{A_0 - A_{ш}}{A_0} \cdot 100 \%$$

де  $A_{ш}$  - площа найменшого поперечного перерізу шийки після розриву.

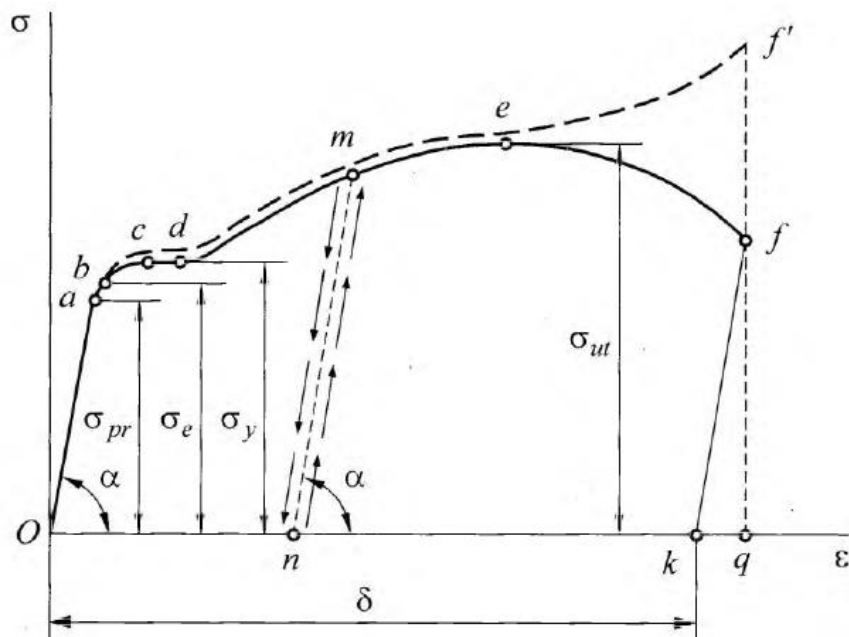


Рисунок 3.12 - Діаграма розтягу пластмасового зразка

Отже кінцевою формулою для визначення видовження стержня поздовжньою силою є залежність

## 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ

### 4.1 Заходи, що забезпечують безпечні умови на пристрої

При роботі стаціонарного пристрою (розривну машину) для дослідження пластмасових зразків на розтяг виникають механічні небезпеки.

До механічних небезпек взагалі відносять небезпеки, які можуть виникнути у будь-якого об'єкта, здатного спричинити травму в результаті неспровокованого контакту об'єкту або його частини з людиною. Такий контакт може спостерігатися при взаємодії людини з об'єктом в трудовому процесі і при випадковому знаходженні людини в межах дії об'єкта.

В ДСТУ 12.0.003-74 “Небезпечні і шкідливі виробничі фактори. Класифікація.” Проводиться класифікація небезпечних і шкідливих факторів, в якій передбачено поділ їх по природі дії на: фізичні, хімічні, біологічні і психофізіологічні.

До небезпек, які механічно діють на організм людини відносяться:

- рухомі машини і механізми;
- рухомі частини виробничого обладнання;
- рухомі вироби, заготовки, матеріали;
- конструкції, які рухаються;
- гострі кромки, заусениці і шороховатості на поверхні деталей, інструментів і обладнання;
- мікроорганізми;
- фізичні перевантаження (статистичні, динамічні).

До вище перерахованих факторів потрібно додати наступні впливи, не зв'язані з механічним проявом: корозією, яка є фактором, що ослаблює конструкцію і сприяє наступному неочікуваному руйнуванню, також гарячі поверхні, дотик до яких викликає опік.

В залежності від можливості захисту людини в умовах взаємодії її з потенціально-небезпечними об'єктами можна розглядати два основних методи:

- забезпечення недопустимості до небезпечно діючих частин приладу і обладнання;



- застосування пристроїв, які безпосередньо захищають людину від небезпечного виробничого фактору.

До першого методу відноситься все, що пов'язано з конструктивними особливостями як самих машин, обладнання, так і пристроїв, які огорожують і блокують небезпечні зони. Недоступність також може бути забезпечена розміщенням небезпечних об'єктів на недоступній висоті, а також під прикриттям.

До другого методу відносяться власне пристрій, за допомогою яких забезпечується безпека взаємодії з небезпечними частинами машини і обладнання.

Визначення методу, якого потрібно дотримуватись при розробці заходів для захисту, має принципове значення, так як за його допомогою можна узгодити індивідуальні характеристики людини і виробничого середовища.

В розроблюваному автоматі механічні небезпеки можуть бути викликані його рухомими частинами, зокрема півкалібрами, приведеними в рух гідроциліндрами, та відсікача.

Організаційно максимальна безпека праці забезпечується застосуванням огорож, запобіжних і блокуючих пристроїв.

Всі рухомі ділянки пристрою огорожуються. Зовнішня поверхня постійної огорожі фарбується в колір пристрою, а внутрішня – червоним чи оранжевим, який сигналізує про небезпеку роботи при відкритій огорожі.

У всіх випадках огорожі рухомих деталей приладу та запобіжні прилади повинні:

- забезпечувати надійний захист при нормальних умовах роботи;
- не знижувати продуктивності праці;
- захищати не тільки працюючого, але й тих, хто знаходиться поруч.

В пристрої використовується дія гідроциліндрів, що також може призвести до виробничих травм та ушкоджень. До установок, що працюють під тиском на машинобудівних заводах належать також: парові котли, та їх прилади – пароперегрівники і економайзери; повітряні резервуари, балони, бочки; трубопроводи для пари і гарячої води; газопроводи і газоапарати.

Якщо вони працюють під тиском більше 0,07 МПа, то їх треба перед пуском в експлуатацію зареєструвати в Державному Комітеті по нагляду за охороною праці.

Установки, що працюють під тиском до пуску їх в роботу підлягають технічному оглядові. В технічний огляд входить: внутрішній і зовнішній огляд, гідравлічне випробовування.

Необхідним є також дотримання правил внутрішнього трудового розпорядку і трудової дисципліни.

#### 4.2 Вимоги до виробничого освітлення та його нормування

Освітленість у виробничій діяльності має велике значення в зниженні виробничого травматизму, створює нормальні умови для роботи органів зору і підвищує загальну працездатність. Світло забезпечує зв'язок організму з зовнішнім середовищем, володіє високою біологічною і тонізуючою дією. Зір — головний “інформатор” людини; біля 90% всієї інформації про зовнішній світ поступає в наш мозок через очі.

Виробниче освітлення, правильно спроектоване і виконане, призначено для рішення наступних питань: воно поліпшує умови зорової роботи, знижує втомність, сприяє збільшенню продуктивності праці; добре впливає на виробниче середовище, здійснюючи позитивну психологічну дію на працівника; підвищує безпеку праці і знижує травматизми на виробництві.

До теперішнього виробничого освітлення ставляться високі вимоги не тільки гігієнічного, але і техніко-економічного характеру.

Для освітлення виробничих приміщень використовують природне і штучне освітлення.

Створення сприятливих умов праці, які виключають скору втому зору, виникнення нещасних випадків і сприяючих збільшенню продуктивності праці, можливо тільки освітлювальною установкою, яка відповідає наступним вимогам:

а) освітленість на робочому місці повинна відповідати зоровим умовам праці;

- б) необхідно забезпечити достатньо рівномірне розподілення яскравості на робочій поверхні, а також в границях навколишнього середовища;
- в) на робочій поверхні повинні бути відсутні різкі тіні;
- г) в околі зору повинний бути відсутній прямий і відбитий блиск. Блиск— збільшена яскравість поверхні, який викликає порушення зорових функцій;
- д) величина освітленості повинна бути постійною в часі;
- е) треба вибрати оптимальну направленість світлового потоку, що дозволяє в одних випадках розглядати внутрішні поверхні деталей, в других — розрізняти рельєфність елементів робочої поверхні;
- є) необхідно вибрати необхідний спектральний склад світла;
- ж) освітлювальна установка не повинна бути джерелом додаткової небезпеки і шкідливості. Необхідно звести до мінімуму тепловиділення, небезпеку ураження струмом і її пожежонебезпечність;
- з) установка повинна бути зручною, надійною і простою в експлуатації.

У діючих нормах штучного освітлення в виробничих приміщеннях задаються як кількісні (величина мінімальної освітленості, допустима яскравість в околі зору), так і якісні характеристики (показник осліпленості, глибина пульсації освітленості), які важливі для створення нормальних умов праці.

Для освітлення виробничих приміщень в першу чергу слід застосовувати газорозрядні лампи незалежно від прийнятої системи освітлення у зв'язку з великою перевагою їх перед лампами розжарювання економічного і світлотехнічного характеру. Використання ламп розжарювання можливе тільки в випадках неможливості використання газорозрядних ламп.

Прийнято роздільне нормування освітленості в залежності від застосованого джерела світла і системи освітлення. Величина мінімальної освітленості встановлюється відповідно умовам зорової роботи, які визначаються найменшим розміром об'єкта розпізнавання, контрастністю об'єкта з фоном і характеристикою фону.

Допустимий коефіцієнт пульсації залежно від системи освітленості і характеру виконуваної роботи не має перевищувати 10-20% від освітлення.

## ВИСНОВКИ

Розроблений пристрій для дослідження пластмасових зразків на розтяг при низьких температурах призначений для вимірювання відносного видовження досліджуваного зразка при прикладанні поздовжньої осьової сили.

В розділі конструкторська частина приведений розрахунок основних вузлів пристрою, спроектовано криогенну камеру і шестипозиційних захват для встановлення досліджуваних пластмасових зразків.

При проектуванні пристрою для дослідження механічних характеристик пластмаси на розтяг нами розроблена функціональна схема роботи автоматизованого знаття показів з датчиків сили і переміщення. При розробці ми використовуємо мікропроцесор сімейства MSC-51, а саме ADuC841, з оптимізованою аналоговою секцією, що дає можливість вимірювати контрольні параметри з досить високою точністю. Розроблено електрично-принципову схему керування установкою, також проведено розрахунок основних електричних параметрів елементів.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Проектування датчиків для вимірювання механічних величин. За ред. Е. П. Осадчого. - М: Машинобудування, 1978, - 480с., іл.
2. Основи конструювання та розрахунок деталей машин, Павлице В.Т. – Київ.: Вища школа, 1993, – 555с.
3. Віглеб Г. Датчики. Пристрої та застосування, Пер. З ним. - Світ, 1989. - 196с.
4. Довідник з виробничого контролю у машинобудуванні, / Під ред. А. К. Кута, - М. Машинобудування, 1974, - 676с.
5. Курсове проектування деталей машин, / За ред. З. А. Чернавського,- М. Машинобудування, 1989,-416с.
6. Довідник з виробничого контролю у машинобудуванні, / Під ред. А. К. Кута, - М. Машинобудування, 1974, - 676с.
7. Курсове проектування деталей машин, / За ред. С.А. Ієрнавського, - М. Машинобудування, 1989, - 416с.
8. Циклограми робота засобів вимірювання і контролю, брошура,-12с
9. Матеріали машино- і приладо-будування / Я. О. Ковальчук, П. В. Ясній. - Тернопіль:, 2001 - 132с.
10. Курсове проектування з технології машинобудування (Під ред. А. Ф. Горбацевича) Мінськ:, "Вища школа" 1975 - 288с.
11. Довідник технолога - приладобудівника, (Під ред. П. В. Сироватченко) 1980. Т1.
12. Довідник технолога – машинобудівника. У 2-х т. Т.2 / Під ред. А. Г. Новосилової та Р. К. Мещерякова - М:, Машинобудування, 1985. - 496с.
13. Проектування верстатних пристроїв: Навчальний посібник для учнів технікумів, А. П. Білоусов – М.: Вища школа, 1980 - 240с.
14. Пристосування для металорізальних верстатів. А. К. Горошкін, М.: Машинобудування, 1971.-3 89с.
15. Довідник конструктора з розрахунку та проектування верстатних пристроїв. В. Є. Антонюк - Мінськ, "Білорусь", 1969 - 392с

16 Поджаренко В.А., Кухарчук В.В. Метрологічні засади комп'ютерно-вимірювальної техніки. – К.: УМК ВО, 1989. – 216 с.

17 Ціделко В.Д. Проектування мікропроцесорних вимірювальних приладів та систем. – К.: Техніка, 1984. – 244 с.

18 Цапенко М.П. Вимірювальні інформаційні системи: Структури та алгоритми, системотехнічне проектування. - М: Енергоатомвидав.

19 Колодяжний В.М. До побудови структур рішень крайових завдань / Колодяжний В.М., Рвачов В.А. // Диференціальні рівняння, т. 13 № 4, 1977.-С. 646-653.