

Міністерство освіти і науки України  
Вінницький національний технічний університет  
Факультет машинобудування та транспорту  
Кафедра технологій та автоматизації машинобудування

### **Пояснювальна записка**

до магістерської кваліфікаційної роботи  
за освітнім ступенем «магістр»

на тему:

РОЗРОБКА ТА ВИГОТОВЛЕННЯ ДЕТАЛІ  
«ЗОЛОТНИК ПЕРЕЛИВНОГО КЛАПАНА» ДЛЯ ПЕРЕЛИВНОГО КЛАПАНА  
ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКА З LS-РЕГУЛЮВАННЯМ

08-26.МКР.020.00.000 ПЗ

Виконав: студент 2 курсу, гр. 1ПМ-18м  
спеціальності 131 –  
«Прикладна механіка»  
Сагайдачний В.В. \_\_\_\_\_

Керівник: к.т.н., доцент каф. ТАМ

Петров О.В. \_\_\_\_\_

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2019 р.

Рецензент: к.т.н., доцент каф. АТМ

Кужель В.П. \_\_\_\_\_

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2019 р.

Вінниця ВНТУ – 2019 року



## 6. Консультанти розділів МКР

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видано	завдання виконано
Спеціальна частина	Петров О.В. доцент кафедри ТАМ		
Економічна частина	Руда Л.П., доцент кафедри ЕПВМ		
Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	Віштак І.В., доцент кафедри БЖДПБ		

7. Дата видачі завдання «04» жовтня 2019 р.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів МКР	Строк виконання етапів МКР	Примітка
1	Визначення об'єкту та предмету дослідження	10.10.2019	
2	Аналіз відомих рішень, постановка задач	20.10.2019	
3	Техніко-економічне обґрунтування методів досліджень	22.10.2019	
4	Розв'язання поставлених задач	28.11.2018	
5	Формулювання висновків по роботі, наукової новизни, практичної цінності результатів	02.12.2019	
6	Виконання розділу «Економічна частина»	02.12.2019	
7	Виконання розділу «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях»	02.12.2019	
8	Попередній захист МКР	06.12.2019	
9	Перевірка роботи на плагіат	04.12.2019	
10	Нормоконтроль МКР	11.12.2019	
11	Рецензування МКР	15.12.2019	
12	Захист МКР	19.12.2019	

Студент

\_\_\_\_\_

(підпис)

Сагайдачний В.В.

Керівник МКР

\_\_\_\_\_

(підпис)

Петров О.В.

## ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ.....	5
ABSTRACT.....	6
ВСТУП.....	7
1 РОЗРОБКА ДЕТАЛІ «ЗОЛОТНИК ПЕРЕЛИВНОГО КЛАПАНА» ДЛЯ ПЕРЕЛИВНОГО КЛАПАНА ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКА З LS-РЕГУЛЮВАННЯМ	10
1.1 Розрахункова схема гідроприводу з LS-регулюванням.....	10
1.2 Математична модель гідроприводу з LS-регулюванням.....	13
1.3 Методика моделювання та розв’язання рівнянь математичної моделі.....	18
1.4 Дослідження робочих процесів в гідроприводі з LS-регулюванням.....	21
1.5 Аналіз впливу параметрів гідроприводу на його характеристики .....	52
1.6 Висновки та рекомендації щодо конструкції золотника переливного клапана.	53
2 ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА.....	54
2.1 Аналіз технологічності деталі.....	54
2.2 Попереднє визначення типу та організаційної форми виробництва.....	57
2.3 Розробка маршруту механічної обробки.....	62
2.4 Висновки до технологічної частини.....	78
3 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	79
3.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки.....	79
3.2 Прогнозування витрат на розробку нового технічного рішення.....	82
3.3 Прогнозування комерційних ефектів від реалізації результатів розробки.	88
3.4 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності...	90
3.5 Висновки до економічної частини.....	94
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	95
4.1 Аналіз умов праці.....	95
4.2 Організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії....	95
4.3 Організаційно-технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи.....	98
ВИСНОВКИ.....	103
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	104

ДОДАТКИ..... 107

Додаток А. Технічне завдання

Додаток Б. Графічна частина

## АНОТАЦІЯ

В магістерській роботі представлено розробку деталі «Золотник переливного клапана» для переливного клапана гідророзподільника для гідроприводу з LS-регулюванням, а також досліджено динамічні та статичні характеристики гідроприводу за допомогою системи MATLAB модуля Simulink.

У технологічній частині визначено тип виробництва і форми організації роботи, виконаний аналіз технологічності конструкції деталі «Золотник переливного клапана», проведені розрахунки припусків на обробку, здійснений вибір чистових і чорнових технологічних баз, спроектований технологічний процес, виконаний розмірний аналіз технологічного процесу.

У економічній частині проведено розрахунок основних техніко-економічних показників, визначено необхідне технологічне обладнання, визначено капітальні витрати та проведено розрахунок технологічної собівартості виготовлення деталі «Золотник переливного клапана».

У розділі охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях приведені рекомендації щодо покращення умов праці робітників.

## ABSTRACT

In the master's qualification work presents the development of the «Spool of the relief valve» for the relief valve for load-sensing hydraulic drive, as well as the dynamic and static characteristics of the hydraulic actuator using MATLAB system of the Simulink module.

The technological part defines the type of production and form of organization of work, made the analysis of the manufacturability of the design of the «Spool of the relief valve», made calculations of allowances for processing, made a selection of clean and draft technological bases, designed technological process, performed dimensional analysis of technological process.

In the economic part, the calculation of the main technical and economic indicators was carried out, the necessary technological equipment was determined, capital costs were determined and the technological cost of manufacturing the «Spool of the relief valve» part was made.

The section on Occupational Safety and Health provides recommendations for improving the working conditions of workers.

## ВСТУП

Сучасні мобільні робочі машини працюють на базі достатньо високо енергонасичених гідроприводів, в яких витрати робочої рідини досягає 80..160 л/хв., а тиск – 20..32 МПа. Такі гідроприводи потребують постійного регулювання гідравлічної енергії у відповідності із зміною значенням навантаження на робочі органи. Подібне регулювання стає проблематичним при експлуатації гідроприводу на базі нерегульованих шестеренних насосів та гідророзподільників дискретної дії, що призводить до значних втрат потужності. Підвищити ефективність роботи мобільних робочих машин можна за рахунок використання гідроприводів з LS-регулюванням до навантаження. Такими гідроприводами оснащують свої машини провідні виробники мобільних машин в Європі, Північній Америці та Японії. Такі закордонні фірми як Bosch (Німеччина), Rexroth (Німеччина), Danfoss (Данія) випускають широкий асортимент гідроагрегатів для гідроприводів, чутливих до навантаження.

### **Актуальність теми.**

В різних галузях промисловості України працює велика кількість різноманітних мобільних робочих машин, які ще оснащені гідроприводами постійної витрати. Такі гідроприводи дешеві та надійні, але при необхідності виконання точних переміщень чи регулювання швидкості гідродвигуна виникають значні втрати потужності та керованість виконавчими органами [1]. Зменшити втрати потужності гідроприводу та підвищити експлуатаційні характеристики при регулюванні витрати гідродвигуна можна за рахунок використання гідроприводів з LS-регулюванням. Розробка та випуск гідроприводів з LS-регулюванням дасть змогу оснастити сучасні мобільні машини, що випускаються в Україні новим поколінням регульованих систем гідроприводів, що забезпечать підвищення економічності, продуктивності та керованості цих машин.



**Зв'язок роботи з державними науковими програмами, планами, темами.**

Магістерську роботу виконано відповідно до науково-дослідної тематики кафедри «Технологія та автоматизація машинобудування» (ТАМ) Вінницького національного технічного університету (ВНТУ) згідно з науково-дослідною роботою кафедри №17К2/14 «Розробка, дослідження та покращення характеристик енергоощадних гідроприводів технологічних та мобільних машин» (2014-2016 рр.).

**Метою роботи** є мінімізація динамічних та статичних характеристик гідроприводу з LS-регулюванням.

Для досягнення поставленої мети потрібно виконати такі завдання:

- дослідити робочі процеси у гідроприводі з LS-регулюванням на основі відомої розрахункової схеми та математичної моделі;
- на основі математичного моделювання перехідних процесів провести аналіз впливу параметрів гідроприводу на статичні та динамічні характеристики гідроприводу з LS-регулюванням;
- на основі отриманих залежностей характеристик гідроприводу від його параметрів запропонувати конструкцію деталі «Золотник переливного клапана»;
- визначити тип виробництва та провести аналіз технологічності деталі «Золотник переливного клапана», а також спосіб отримання заготовки;
- виконати проектування послідовностей обробки поверхонь заготовки та операційного технологічного процесу виготовлення деталі;
- розрахувати основні економічні показники забезпечення виготовлення деталі «Золотник переливного клапана»;
- розробити заходи забезпечення умов праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях під час виготовлення деталі «Золотник переливного клапана».

**Об'єкт дослідження** – робочі процеси в гідроприводі з LS-регулюванням та механічна обробка різанням поверхонь деталі «Золотник переливного клапана».

**Предмет дослідження** – гідропривод з LS-регулюванням та технологічний процес механічної обробки деталі «Золотник переливного клапана».

**Методи дослідження.** Теоретичні дослідження процесів у гідроприводі чутливому до навантаження виконані методами математичного моделювання нелінійних диференціальних рівнянь за допомогою модуля Simulink програми MATLAB R2009a.

**Наукова новизна одержаних результатів:**

- отримав подальший розвиток визначення впливу параметрів золотника переливного клапана на динамічні та статичні характеристики гідроприводу з LS-регулюванням, що дозволило визначити конструктивні параметри золотника переливного клапана, які забезпечують мінімізацію величини перерегулювання, похибки стабілізації витрати гідродвигуна та коливальності перехідного процесу.

**Практичне значення одержаних результатів:**

1. Розроблено удосконалену конструкцію деталі «Золотник переливного клапана» переливного клапана гідророзподільника для гідроприводу з LS-регулюванням.

2. Розроблено технологію виготовлення деталі «Золотник переливного клапана», яка за умови програми випуску обсягом 3000 шт на рік забезпечує термін окупності вкладених коштів 3,77 років.

**Особистий внесок здобувача.** Основні результати досліджень отримані автором самостійно. Мета та завдання досліджень узгоджені з науковим керівником. В працях, що опубліковані у співавторстві автору належать: виконано розрахунки основних параметрів кондукторних втулок [25].

**Апробація результатів роботи.** Основні результати роботи розглядались на XLVIII науково-технічна конференція професорсько-викладацького складу, співробітників та студентів університету з участю працівників науково-дослідних організацій та інженерно-технічних працівників підприємств м. Вінниці та області, відбулася 22 березня, 2019 р., м. Вінниця.

**Публікації.** Матеріал магістерської кваліфікаційної роботи опубліковано у 1 праці, 1 – теза доповідей регіональної конференції.

# 1 РОЗРОБКА ДЕТАЛІ «ЗОЛОТНИК ПЕРЕЛИВНОГО КЛАПАНА» ДЛЯ ПЕРЕЛИВНОГО КЛАПАНА ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКА З LS-РЕГУЛЮВАННЯМ

## 1.1 Розрахункова схема гідроприводу з LS-регулюванням

На рисунок 1.1 подана схема гідроприводу з LS-регулюванням, в якій використовується гідророзподільник із переливним клапаном, розробленою у ВНТУ.

Схема включає насос 1, гідророзподільник 2, гідроциліндр 3, запобіжно-переливну секцію 4, яка містить переливний клапан 5 з золотником 6, плунжером 7, пружинами 8 та 9, а також запобіжний клапан 10 з пружиною 11.

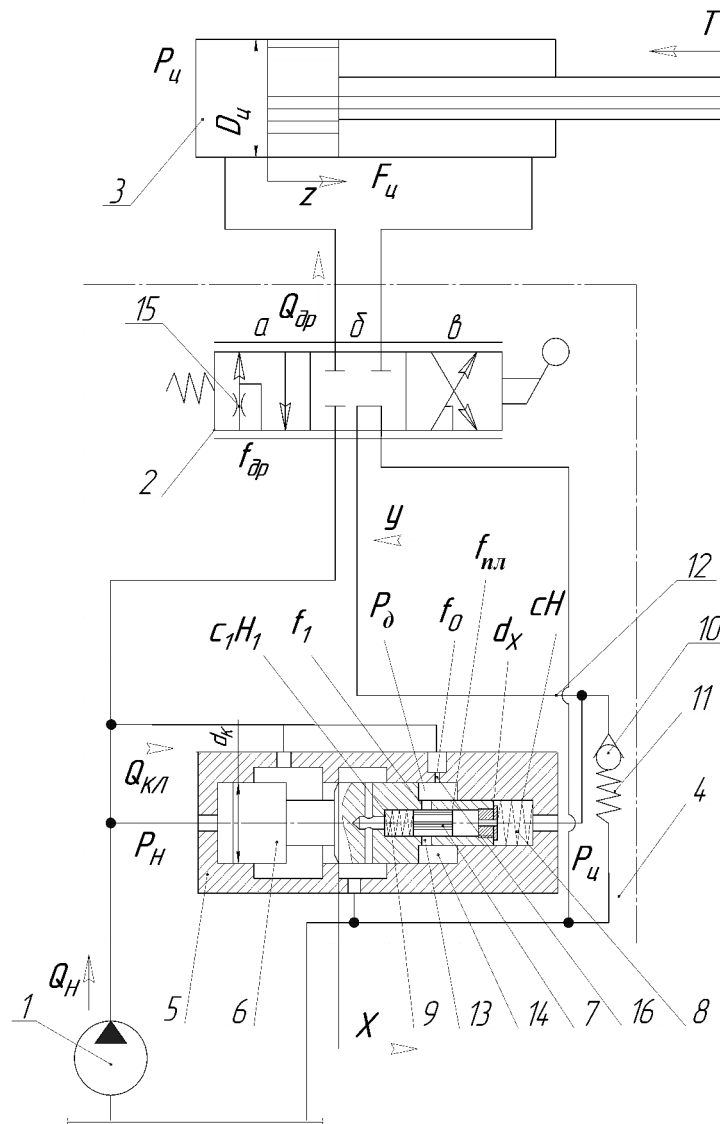


Рисунок 1.1 – Розрахункова схема гідроприводу з LS-регулюванням

Оскільки переливний клапан 5 замикає схему гідроприводу, то його параметри входять до передаточної функції зворотного зв'язку і мають визначений вплив на показники якості роботи гідропривода. Як показники якості роботи гідроприводу в роботі розглядаються похибка стабілізації величини потоку через гідророзподільник 2, час регулювання та величина перерегулювання по тиску в гідроприводі.

Секція забезпечує роботу гідропривода в трьох режимах: режимі перепуску, режимі регулювання та режимі перевантаження. В режимі перепуску розподільник 2 знаходиться в позиції *б*, лінія управління 12 зв'язується з баком і надлишковий тиск  $P_{ц}$  при цьому буде рівний нулю, а плунжер 7 під дією пружини 5 переміститься в крайнє праве положення і відкриє радіальні отвори 13, з'єднавши камеру 14 з баком. В камері 14 надлишковий тиск  $P_{о}$  також буде дорівнювати атмосферному.

При цьому рівняння сил, що діють на золотник 6 без урахування сил тертя та гідродинамічної сили буде мати вигляд:

$$P_H \cdot \frac{\pi \cdot d_K^2}{4} = c \cdot H, \quad (1.1)$$

звідки тиск  $P_H$  на виході насоса 1 буде визначатися за формулою:

$$P_H = \frac{4 \cdot c \cdot H}{\pi \cdot d_K^2} [\text{МПа}]. \quad (1.2)$$

Сила пружини 8 вибирається такою, що величина тиску  $P_H$  становить (0,2...0,3) МПа. Під тиском  $P_H$  весь потік від насоса 1 буде надходити в бак через робоче вікно переливного клапана 5.

При переключенні розподільника в позиції *а* або *в* в гідролінію 12 надходитиме рідина під тиском  $P_{ц}$ , який залежить від величини навантаження  $T$ ,

при цьому плунжер 7 переміститься в крайнє лівє положення і перекриє радіальні отвори 13.

Тиск  $P_o$  в камері 14 в поточному режимі буде дорівнювати тиску  $P_H$ , і рівняння сил, що діють на золотник 6 (без урахування сил тертя та гідродинамічної сили), буде мати вигляд:

$$P_H \cdot \frac{\pi \cdot d_K^2}{4} = P_H \cdot \left( \frac{\pi \cdot d_K^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_X^2}{4} \right) + P_{Ц} \cdot \frac{\pi \cdot d_X^2}{4} + c \cdot H \quad (1.3)$$

$$\Delta P_P = P_H - P_{Ц} = \frac{4 \cdot c \cdot H}{\pi \cdot d_X^2} [\text{МПа}] \quad (1.4)$$

де  $\Delta P_P$  – перепад тиску на робочу вікні розподільника 2, який одночасно розглядається як керуючий перепад на золотнику переливного клапана.

Таким чином золотник 6 буде підтримувати постійну величину перепаду тиску  $\Delta P_P$  на робочому вікні розподільника 2, що дасть змогу, змінюючи величину робочого вікна  $f_{op}$ , змінювати величину потоку  $Q_{op}$  до гідроциліндра, а різниця  $Q_H - Q_{op}$  буде від насоса зливатися в бак через робоче вікно переливного клапана 5.

В режимі перевантаження шток гідроциліндра зупиняється, тиск  $P_{Ц}$  значно збільшується, відкривається клапан 10 і частина робочої рідини від циліндра 3 надходить в бак через розподільник 2, при цьому на його робочому вікні виникає перепад тиску  $\Delta P_P = P_H - P_{Ц}$ , який утримує клапан 5 у відкритому положенні, і потік від насоса повністю поступає в бак.

Перевагою розробленої переливного клапанав порівнянні з аналогами є те, що подача робочої рідини від насоса в бак в режимі перепуску відбувається не під перепадом  $\Delta P_P$  (як у відомому аналозі [4]), а під тиском  $P_H = (0,2...0,3)$  МПа, а величина керуючого перепаду в режимі регулювання становить 0,7..0,8 МПа, що знижує непродуктивні витрати потужності в гідропроводі.

## 1.2 Математична модель гідроприводу з LS-регулюванням

За розрахунковою схемою (рис. 1.1) складена математична модель гідроприводу з LS-регулюванням.

Для опису динамічних явищ, що протікають у гідроприводі складено математичну модель за таких припущень.

- 1) Моделюється робота гідроприводу в режимі регулювання;
- 2) Параметри елементів гідроприводу зосереджені;
- 3) Не враховувались маси золотника переливного клапана та плунжера;
- 4) Перетік рідини між порожнинами клапана, розподільника, насоса та гідроциліндра не враховувались;
- 5) Гідродинамічна сила і сила сухого тертя на золотнику клапана і плунжері не враховувались;
- 6) Коефіцієнти потоку через дросельні та золотникові елементи постійні;
- 7) Режим роботи гідросистеми безкавітаційний; об'єм гідроліній за час перехідного процесу не змінюється;
- 8) Втрати тиску в гідролініях не враховувались;
- 9) Коефіцієнт податливості газорідної суміші та гумометалевих рукавів враховувались як середні величини для розглянутих діапазонів зміни тиску.

Математична модель гідросистеми включає рівняння нерозривності потоків для гідроліній між насосом 1, розподільником 2 та клапаном 5; між розподільником 2 та гідроциліндром 3; між дроселем 15 та радіальними отворами в золотнику 6, а також рівняння сил, що діють на золотник 6, поршень гідроциліндра 3 та плунжер 7.

Потік рідини, що нагнітається насосом:

$$Q_H = Q_{dp} + Q_{KL} + Q_{cmA} [\text{л} / \text{хв}] \quad (1.5)$$

Потік рідини через дросель визначається за формулою:

$$Q_{\text{др}} = \mu \cdot f_{\text{др}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_H - P_{\text{Ц}})}{\rho}} \quad [\text{л/хв}] \quad (1.6)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрат,

$f_{\text{др}}$  – площа робочого вікна дроселя,

$P_H$  – тиск в лінії нагнітання,

$P_{\text{Ц}}$  – тиск в циліндрі.

Потік рідини через клапан:

$$Q_{\text{кл}} = \mu \cdot \pi \cdot d_K \cdot x \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_H}{\rho}} \quad [\text{л/хв}] \quad (1.7)$$

де  $d_K$  – діаметр клапана,

$x$  – величина, що характеризує робоче вікно золотника.

Потік, що обумовлений стисненням рідини та піддатливістю трубопроводу в точці А:

$$Q_{\text{смА}} = \beta \cdot W_H \cdot \frac{dP_H}{dt} \quad [\text{л/хв}] \quad (1.8)$$

де  $\beta$  – коефіцієнт, що враховує стиснення робочої рідини,

$W_H$  – об'єм рідини, що йде від насоса.

Отже, враховуючи рівняння (1.3), (1.4), (1.5) рівняння (1.2) набуде вигляду:

$$Q_H = \mu \cdot f_{\text{др}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_H - P_{\text{Ц}})}{\rho}} + \mu \cdot \pi \cdot d_K \cdot x \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_H}{\rho}} + \beta \cdot W_H \cdot \frac{dP_H}{dt} \quad [\text{л/хв}] \quad (1.9)$$

Потік рідини через дросель визначається за формулою:

$$Q_{op} = Q_{ц} + Q_{cmB} [л / хв] \quad (1.10)$$

Потік рідини через циліндр:

$$Q_{ц} = \frac{dz}{dt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{ц}^2}{4} [л / хв] \quad (1.11)$$

де  $\frac{dz}{dt}$  – похідна переміщення циліндра за час,

$D_{ц}$  – діаметр поршня циліндра.

Потік, що обумовлений стисненням рідини та піддатливістю трубопроводу в точці В:

$$Q_{cmB} = \beta \cdot W_{ц} \cdot \frac{dP_{ц}}{dt} [л / хв] \quad (1.12)$$

$W_{ц}$  – об'єм рідини, що йде до циліндра.

Отже, враховуючи рівняння (2.3), (2.8), (2.9) рівняння (2.7) набуде вигляду:

$$\mu \cdot f_{op} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_H - P_{ц})}{\rho}} = \frac{dz}{dt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{ц}^2}{4} + \beta \cdot W_{ц} \cdot \frac{dP_{ц}}{dt} \quad (1.13)$$

Рівняння сил, що діють на шток циліндра:

$$P_{ц} \cdot F_{ц} = T + T_{TP} + b_{ц} \cdot \frac{dz}{dt} \quad (1.14)$$

де  $F_{ц}$  – площа поршня циліндра:



$$F_{\text{ц}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ц}}^2}{4} [M^2] \quad (1.15)$$

$d_{\text{ц}}$  – діаметр штока циліндра,

$T$  – зусилля, що діє на шток циліндра,

$T_{\text{ТР}}$  – сила тертя,

$b_{\text{ц}}$  – коефіцієнт в'язкого демпфування штока циліндра.

Рівняння рівноваги запобіжно-переливного клапана

$$P_{\text{н}} \cdot 2 \cdot f = P_{\text{н}} \cdot f + P_{\text{ц}} \cdot f + c \cdot H + b \cdot \frac{dx}{dt} \quad (1.16)$$

де  $f$  – площа золотника запобіжно-переливного клапана:

$$f = \frac{\pi \cdot d_{\text{к}}^2}{4} [M^2] \quad (1.17)$$

$c$  – жорсткість пружини,

$b$  – коефіцієнт в'язкого демпфування золотника запобіжно-переливного клапана,

$\frac{dx}{dt}$  – похідна переміщення золотника від часу.

Зведемо рівняння (1.9), (1.13), (1.14), (1.16) в систему рівнянь (1.18), при цьому врахуємо рівняння (1.15), (1.17). Таким чином математична модель – це система 8-х рівнянь.

$$\frac{dP_{\text{н}}}{dt} = \frac{Q_{\text{н}}}{\beta \cdot W_{\text{н}}} - \frac{\mu \cdot \pi \cdot d_{\text{к}} \cdot x \cdot \sin \alpha}{\beta \cdot W_{\text{н}}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_{\text{н}}}{\rho}} - \frac{\mu \cdot f_{\text{оп}}}{\beta \cdot W_{\text{н}}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_{\text{н}} - P_{\text{ц}})}{\rho}} - \frac{\mu \cdot f_0}{\beta \cdot W_{\text{н}}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_{\text{н}} - P_0)}{\rho}},$$

$$\frac{dP_{\text{ц}}}{dt} = \frac{\mu \cdot f_{\text{оп}}}{\beta \cdot W_{\text{ц}}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_{\text{н}} - P_{\text{ц}})}{\rho}} - \frac{dz}{dt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{\text{ц}}^2}{4 \cdot \beta \cdot W_{\text{ц}}},$$

$$\begin{aligned}
\frac{dP_o}{dt} &= \frac{\mu \cdot f_o}{\beta \cdot W_o} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_H - P_o)}{\rho}} - \frac{\mu \cdot f_1}{\beta \cdot W_o} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_o}{\rho}} + \frac{\pi \cdot (d_K^2 - d_X^2)}{4 \cdot \beta \cdot W_o} \cdot \frac{dx}{dt}, \\
\frac{dV_K}{dt} &= P_H \cdot \frac{\pi \cdot d_K^2}{m_K \cdot 4} - P_{Ц} \cdot \frac{\pi \cdot d_X^2}{m_K \cdot 4} - \frac{c \cdot H}{m_K} - P_o \cdot \frac{\pi \cdot (d_K^2 - d_X^2)}{4 \cdot m_K} - \frac{b \cdot V_K}{m_K}, \\
\frac{dx}{dt} &= V_K, \\
\frac{dV}{dt} &= P_{Ц} \cdot \frac{\pi \cdot D_{Ц}^2}{4 \cdot m_{Ц}} - \frac{T}{m_{Ц}} - \frac{b_{Ц}}{m_{Ц}} \cdot \frac{dz}{dt} \\
\frac{dz}{dt} &= V, \\
\frac{dy}{dt} &= P_{Ц} \cdot \frac{f_{nl}}{b} - \frac{c_1 \cdot H_1}{b} - y \cdot \frac{c_1}{b},
\end{aligned} \tag{1.18}$$

де  $Q_H$  – величина витрат насосу 1,  $P_H$  – тиск в лінії нагнітання,  $P_{Ц}$  – тиск в циліндрі 3,  $P_o$  – тиск в камері 14,  $W_H$  – об'єм рідини в лінії нагнітання,  $W_{Ц}$  – об'єм рідини в поршневій камері циліндра 3,  $W_o$  – об'єм рідини в камері 14,  $D_{Ц}$  – діаметр поршня циліндра 3,  $d_K, d_X$  – діаметри золотника 6,  $m_{Ц}$  – маса поршня циліндра 3,  $m_K$  – маса золотника 6,  $V,$  – швидкість переміщення поршня циліндра 3,  $V_K$  – швидкість переміщення золотника 6,  $f_o$  – площа дроселя золотника 6,  $f_{op}$  – площа робочого вікна розподільника,  $f_{nl}$  – площа плунжера 7,  $x$  – координата положення золотника 6,  $y$  – координата положення плунжера 7,  $z$  – координата положення поршня циліндра 3,  $b$  – коефіцієнт в'язкого демпфування золотника 6,  $b_{Ц}$  – коефіцієнт в'язкого демпфування штока циліндра 3,  $\beta$  – коефіцієнт, що враховує сумарну деформацію газорідинної суміші та гумометалевих рукавів,  $\alpha$  – величина кута нахилу робочої кромки золотника 6,  $\rho$  – густина робочої рідини,  $c$  – жорсткість пружини 8,  $\mu$  – коефіцієнт витрат;  $c_1$  – жорсткість пружини 9,  $H$  – попереднє стиснення пружини 8,  $H_1$  – попереднє стиснення пружини 9.

Отже, система рівнянь (1.18.) є математичною моделлю гідроприводу, чутливого до навантаження із застосуванням переливного клапанарозробленої у

ВНТУ, що може бути розв'язана за допомогою САЕ системи MATLAB-Simulink [20, 21].

### 1.3 Методика моделювання та розв'язання рівнянь математичної моделі

Для розрахунків та математичного моделювання процесів, дослідження динамічних та статичних характеристик у системі використано пакет MATLAB, а саме один з його модулів Simulink [22]. Модуль Simulink спеціально призначено для розв'язання диференціальних рівнянь, на зразок тих, що представлені системою рівнянь (1.18.). Головний блок, що візуально відтворює метод розв'язку системи диференціальних рівнянь (1.18.) відповідно розробленої розрахункової схеми гідроприводу з LS-регулюванням (рис.1.1) представлено на рис 1.2.

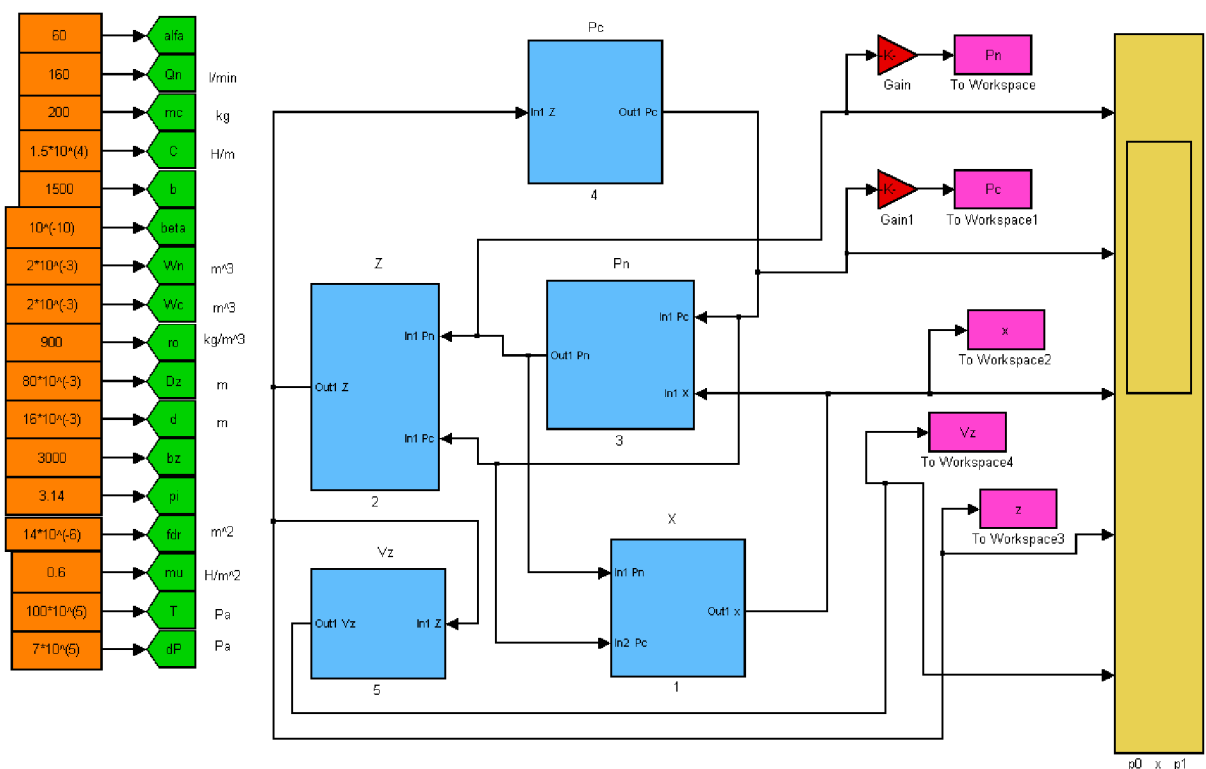


Рисунок 1.2 – Вигляд головного блоку розв'язання системи диференціальних рівнянь.

Головним чином під час розв'язання системи диференціальних рівнянь (1.18) знаходились значення таких величин:  $P_H$  – тиск в лінії нагнітання,  $P_{Ц}$  – тиск в циліндрі 3,  $x$  – координата положення золотника 6,  $z$  – координата положення поршня циліндра 3. Блоки, що відтворюють методикку знаходження вказаних величин представлені на рисунках 1.3-1.6.

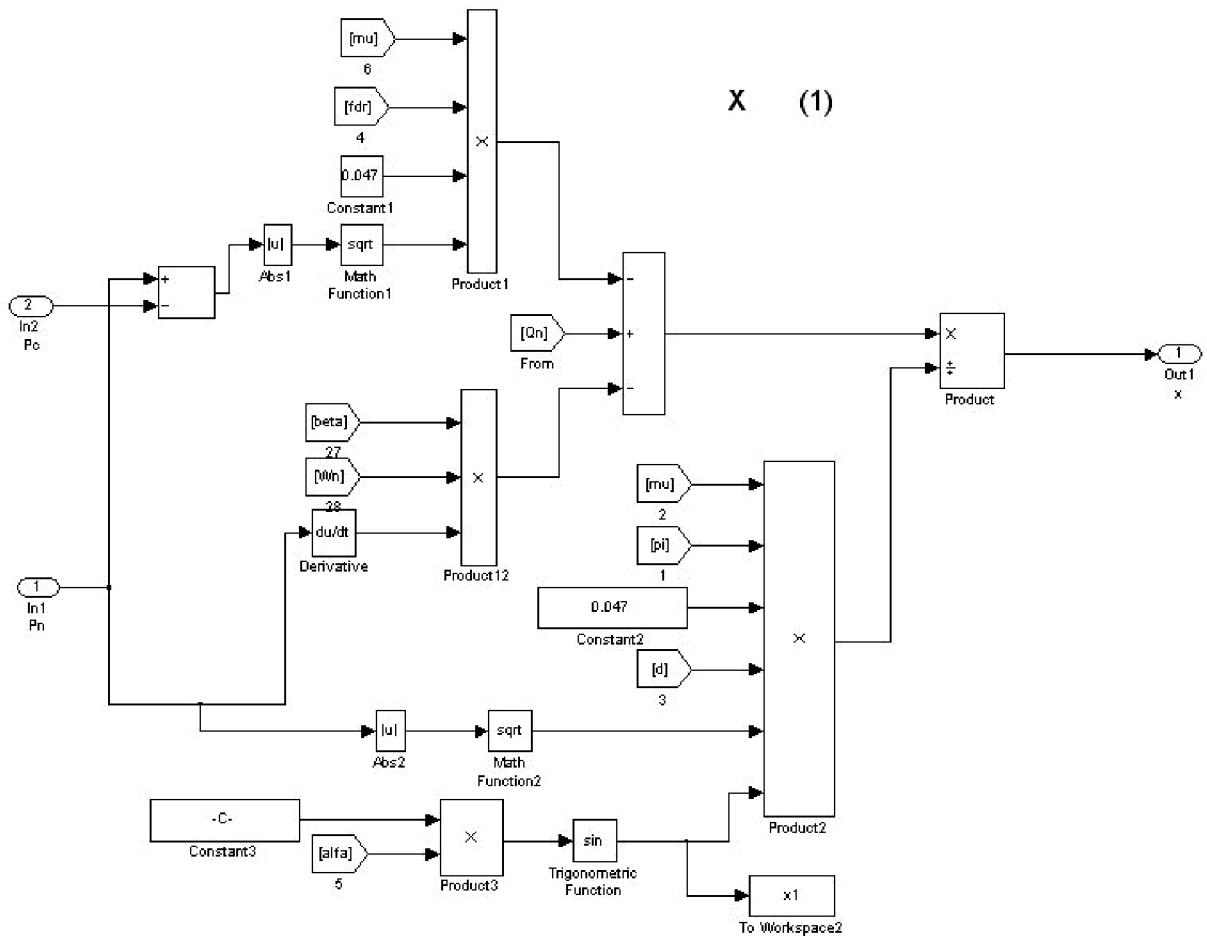


Рисунок 1.3 – Блок знаходження координати положення золотника переливного клапана

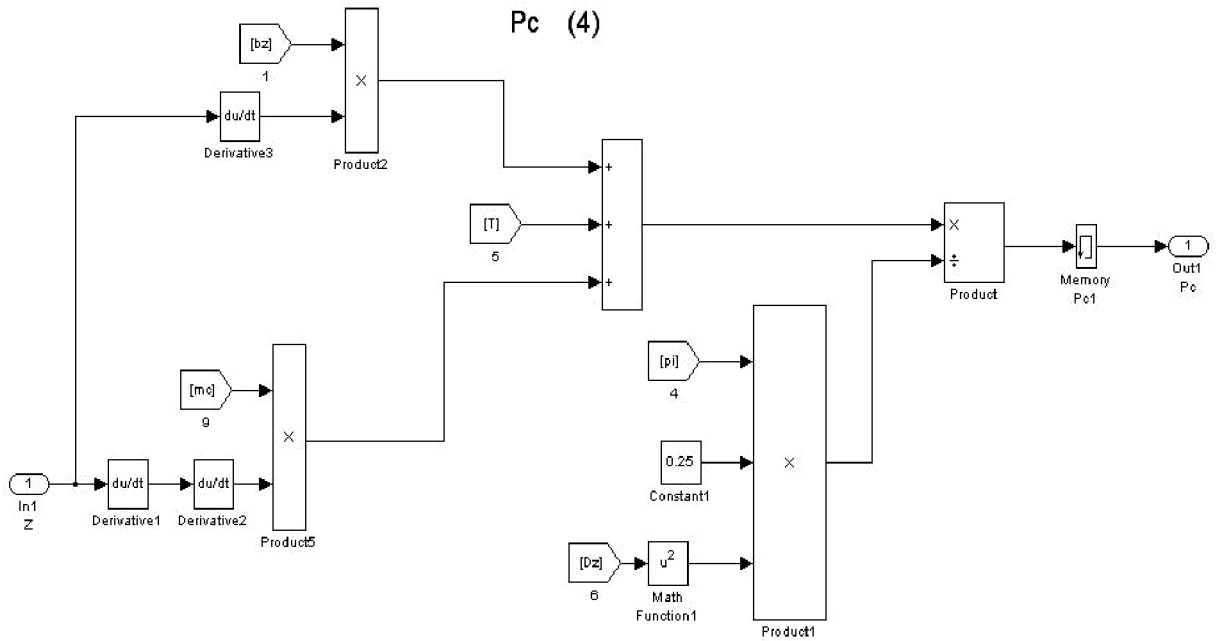


Рисунок 1.4 – Блок знаходження величини тиску в циліндрі

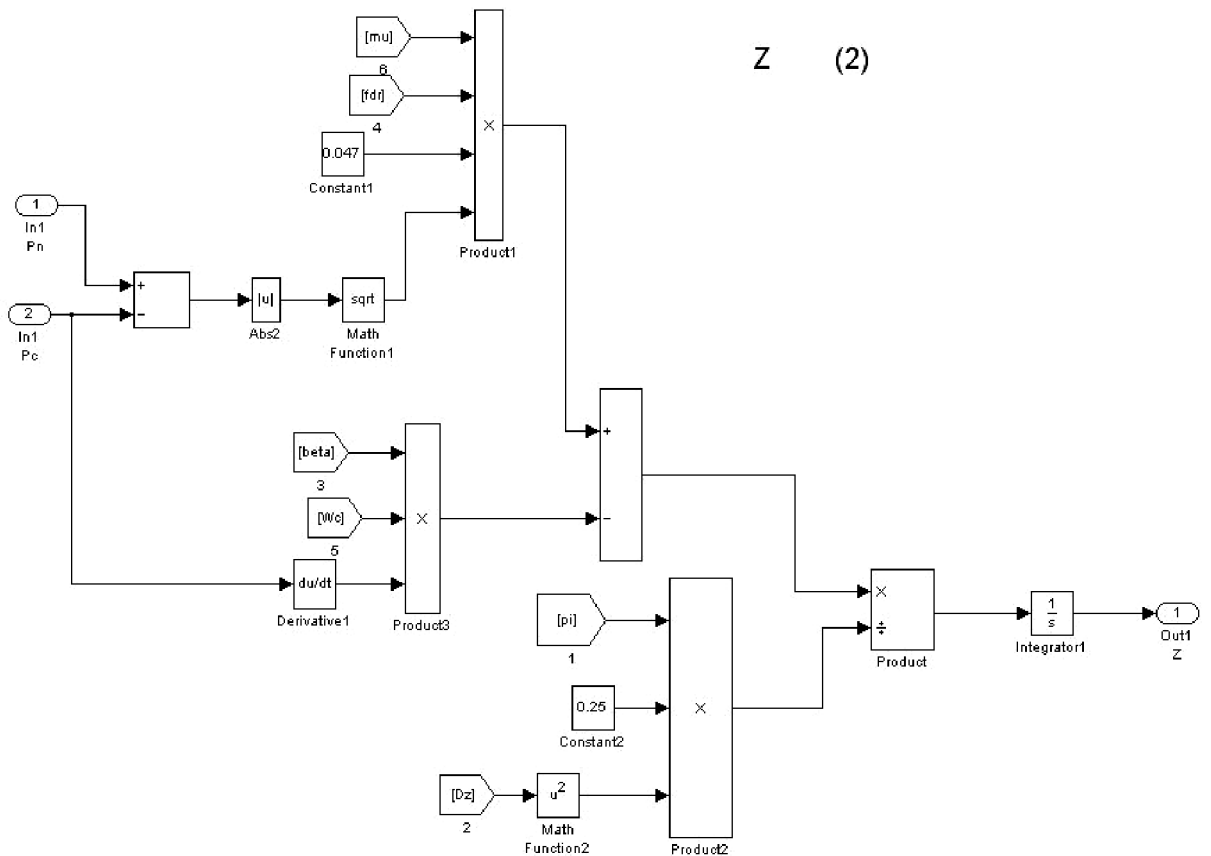


Рисунок 1.5 – Блок знаходження координата положення поршня циліндра

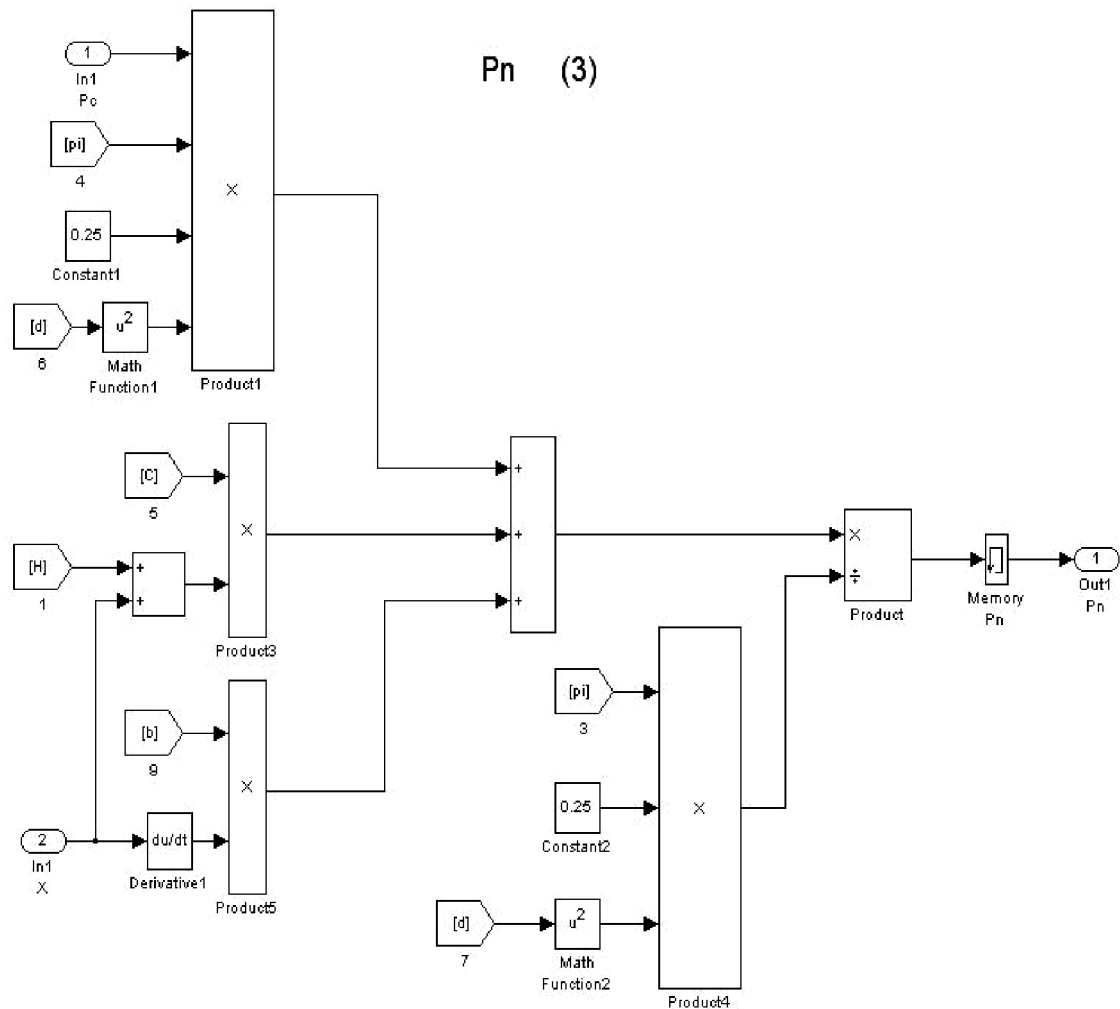


Рисунок 1.6 – Блок знаходження величини тиску в лінії нагнітання

Отже, оперуючи результатами розрахунків у блоках представлених на рисунках 1.3-1.6 необхідно визначити найоптимальніші конструктивні параметри переливного клапана для гідроприводу з LS-регулюванням.

## 1.4 Дослідження робочих процесів в гідроприводі з LS-регулюванням

### 1.4.1 Статичні характеристики

В процесі дослідження виражалась залежність величини  $Q_{op}$  до гідроциліндра від основних параметрів переливного клапана. При цьому визначалась величина похибки стабілізації  $\delta$  потоку до гідроциліндра. Величина  $\delta$  обчислюється за формулою:

$$\delta = \frac{Q_{op \max} - Q_{op \min}}{Q_{op \min}} \cdot 100 \% \quad (1.19)$$

Величина потоку через дросель визначалась за формулою (1.19), де значення величин  $P_H$  та  $P_{Ц}$  визначалися по залежностям змінних стану в гідроприводі після завершення перехідного процесу.

У таблиці 1.1 представлені параметри та їхні діапазони змін, що характеризують поведінку запобіжно-переливної секції.

Таблиця 1.1 – Конструктивні параметри переливного клапана

Параметр	Позначення	Одиниця виміру	Діапазон
Кут нахилу робочої кромки золотника переливного клапана	$\alpha$	Град	30..90
Жорсткість пружини золотника переливного клапана	$c$	Н/м	$(0,5..2,5) \cdot 10^4$
Діаметр золотника переливного клапана	$d_K$	м	$(8..24) \cdot 10^{-3}$
Величина керуючого перепаду	$\Delta P$	МПа	(0,3..1,5)
Потік рідини, що нанітається насосом	$Q_H$	л/хв	(40..160)

На рисунках 1.7-1.11 представлено вплив досліджуваних конструктивних параметрів переливного клапана статичні характеристики гідроприводу з LS-регулюванням.

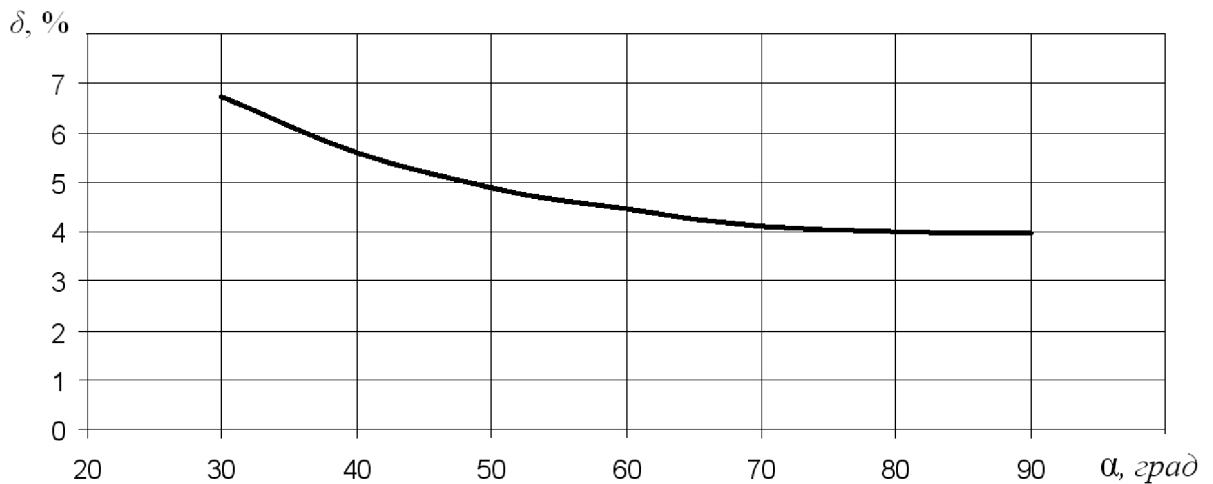


Рисунок 1.7 – Вплив величини кута нахилу робочої кромки золотника переливного клапана на величину похибки стабілізації потоку

З рисунка 1.7 видно, що вплив величини кута нахилу робочої кромки золотника переливного клапана на величину похибки стабілізації потоку знаходиться у допустимих межах 4..7%. Таким чином, збільшення кута нахилу  $\alpha$  робочої кромки клапана від  $50^\circ$  до  $90^\circ$  зменшує похибку стабілізації, що можна пояснити зменшенням необхідної величини переміщення золотника при зміні величини навантаження на гідроциліндр. Зменшення робочих переміщень золотника веде до зменшення відхилення настроєного перепаду тиску  $P_H - P_C$ , а значить і до зменшення зміни настроєного значення  $Q_{op}$ .

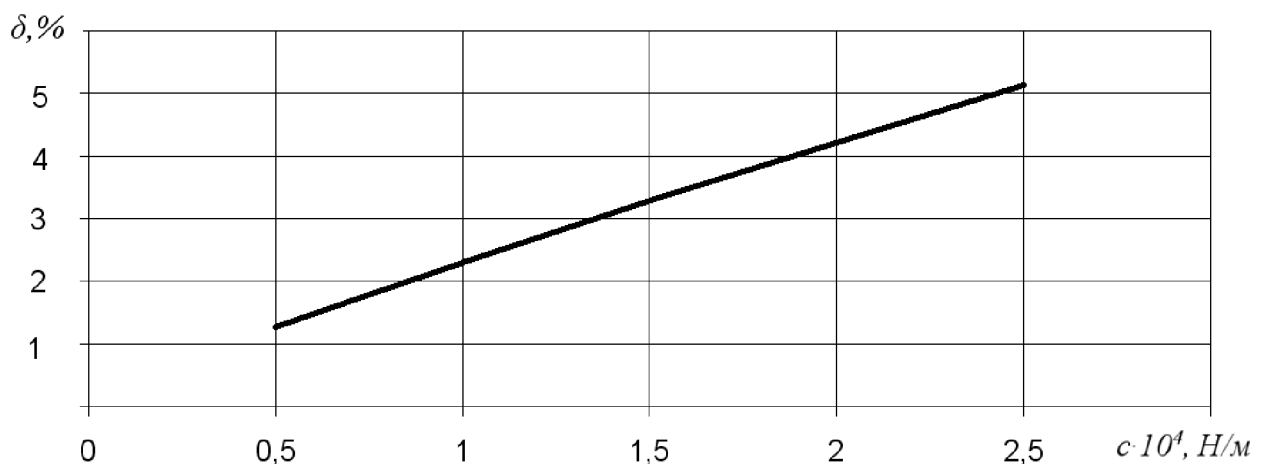


Рисунок 1.8 – Вплив величини жорсткості пружини золотника переливного клапана на величину похибки стабілізації потоку



З рисунка 1.8 видно, що вплив величини жорсткості пружини золотника переливного клапана на величину похибки стабілізації потоку лежить у допустимих межах 3..6%. Зростання величини жорсткості пружини клапана с від  $1,5 \cdot 10^4$  до  $2,5 \cdot 10^4$  Н/м призводить до того, що при робочих переміщеннях золотника переливного клапана переливного клапанарізко збільшується приріст зусилля на золотнику, а значить і збільшується різниця тисків  $P_H - P_{Ц}$ , що веде до зміни величини потоку  $Q_{op}$ , який надходить до гідроциліндра.

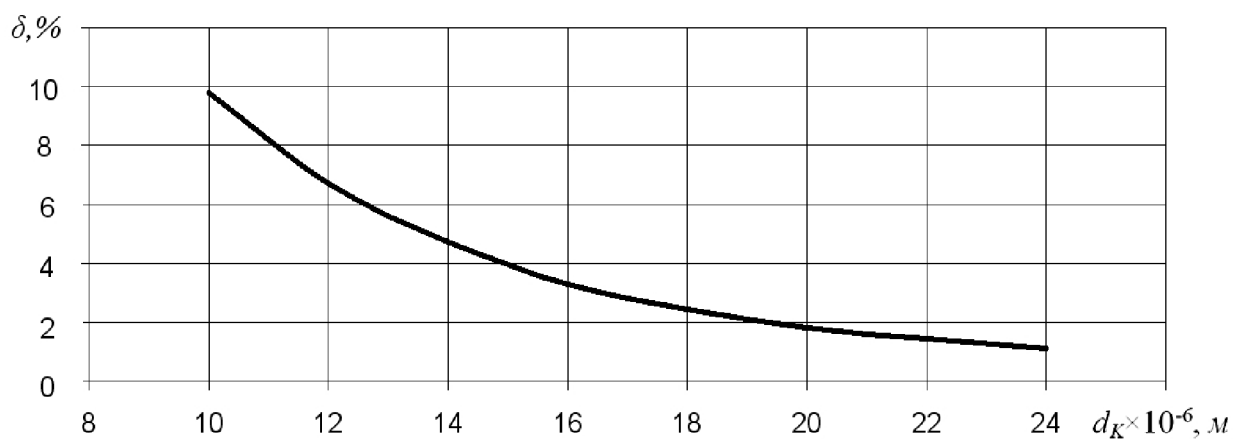


Рисунок 1.9 – Вплив величини діаметра золотника переливного клапана на величину похибки стабілізації потоку

З рисунка 1.9 видно, що вплив діаметра золотника переливного клапана на величину похибки стабілізації потоку знаходиться у допустимих межах 2..5%. Отже, для мінімізації величини похибки стабілізації  $\delta$  слід приймати більші значення діаметру золотника переливного клапана із визначеного діапазону. Такий характер впливу можна пояснити тим, що при таких значеннях величини діаметру клапану слід забезпечувати більші значення переміщення для компенсації впливу зміни навантаження на гідроциліндр. Збільшення переміщення клапана викликає зміну величини стискання пружини клапана, що впливає на величину перепаду тиску  $P_H - P_{Ц}$  на дроселі, а значить і на величину потоку  $Q_{op}$  до гідроциліндра. Таким чином, запропонований діапазон значень діаметра золотника переливного клапана може розглядатися як оптимальний, що

дозволить у подальшому знайти більш точне значення, яке буде задовільняти вимоги всіх запропонованих характеристик.

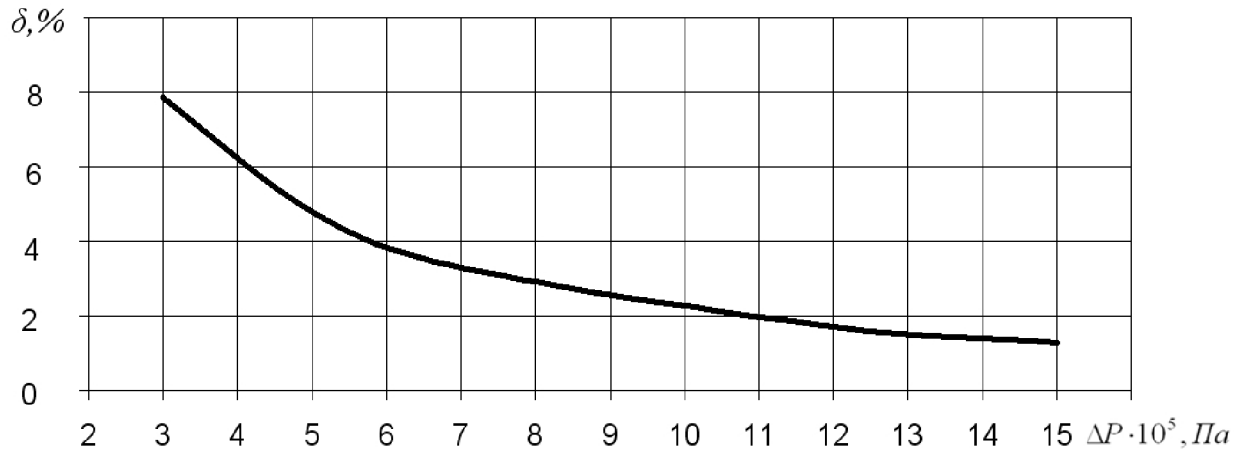


Рисунок 1.10 – Вплив величини керуючого перепаду на величину похибки стабілізації потоку

З рисунка 1.10 видно, що підвищення величини керуючого перепаду позитивно впливає на значення похибки стабілізації у гідроприводі. Однак запропонований керуючий перепад  $\Delta P = 0,7 \text{ МПа}$  лежить у межах допустимого значення величини похибки стабілізації і складає  $\delta = 3\%$ .

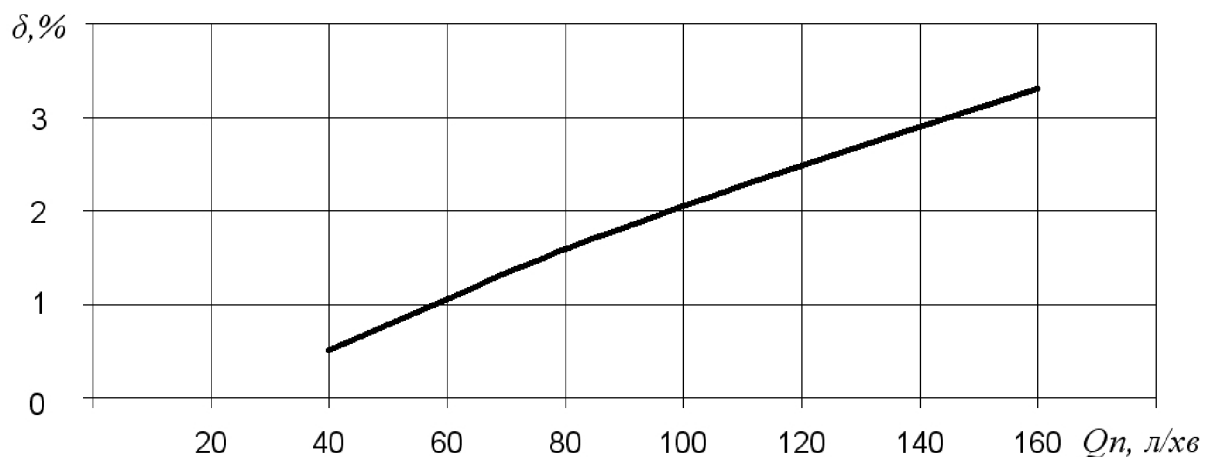


Рисунок 1.11 – Вплив подачі насоса на величину похибки стабілізації потоку

З рисунка 1.11 видно, що збільшення потоку, що надходить від насоса призводить до погіршення величини похибки стабілізації. Це говорить про те, що

надмірний потік робочої рідини без відповідного навантаження ускладнює умови роботи гідроприводу.

З представлених графіків можна зробити висновок про те, що збільшення кута нахилу робочої кромки, жорсткості пружини, діаметра клапана золотника переливного клапана та величини керуючого перепаду, а також зменшення величини подачі насосу позитивно впливають на статичну характеристику.

#### 1.4.2 Динамічні характеристики

Гідроприводи з LS-регулюванням використовуються на мобільних робочих машинах, що працюють у широких діапазонах зміни швидкостей руху робочих органів. Режими роботи таких гідроприводів характеризуються частими вмиканнями та вимиканнями регулюючої апаратури, змінами режимів роботи гідроприводу та характеру навантаження на робочих органах. Ці обставини з урахуванням того, що гідропривод автоматично реагує на зміну величини потоку до робочого органа і зміну навантаження, визначають необхідність дослідження динамічних процесів. В результаті цих досліджень планується вивчити динамічні властивості гідроприводу, в якому використовується гідророзподільник із новою розробленою запобіжно-переливною секцією, для забезпечення стійкої роботи гідроприводу та належних показників якості реагування. Динамічні характеристики гідроприводу будемо визначати в залежності від характеру перехідного процесу, при ступеневій зміні величини навантаження на шток гідроциліндра. Дослідження будемо проводити при максимально допустимому навантаженні на робочий орган (у нашому випадку це гідроциліндр), що складає  $T = 250 \cdot 10^3$  Н, оскільки забезпечивши роботу гідроприводу при максимальному навантаженні ми можемо покладатися на її стійкість та адекватність роботи і при менших значеннях навантаження.

Розглянемо такі динамічні характеристики, як час регулювання, перерегулювання та коливальність. Прийнятним вважатимемо такий процес, при якому мінімізуються значення вказаних динамічних характеристик.

Час регулювання  $T_p$  в гідроприводі визначається за моментом входження змінної  $P_H$  в  $\pm 5\%$  коридор відносно стабілізації значення зазначеної змінної. Перерегулювання в гідроприводі визначається за формулою

$$\sigma = \frac{P_{H \max}}{P_{Hc}} \cdot 100\% \quad (1.19)$$

де  $P_{H \max}$  – максимальне значення величини тиску в перехідному процесі;

$P_{Hc}$  – значення величини тиску по закінченню перехідного процесу.

Коливальність  $k$  визначається за кількістю повних коливань величини тиску відносно значення величини тиску по закінченню перехідного процесу.

В процесі дослідження гідроприводу з розподільником, що включає розроблену запобіжну-переливну секцію визначався вплив на динамічні характеристики гідроприводу таких конструктивних параметрів запобіжно-переливної секції:

$\alpha$  – кут нахилу робочої кромки золотника переливного клапана;

$c$  – жорсткість пружини золотника переливного клапана;

$b$  – коефіцієнт демпфування золотника переливного клапана;

$d_K$  – діаметр золотника переливного клапана;

$D_{\eta}$  – діаметр поршня гідроциліндра;

$f_{dp}$  – площа робочого вікна розподільника (дроселя);

$b_{\eta}$  – коефіцієнт в'язкого демпфування штока гідроциліндра;

$m$  – маса робочого органу;

$T$  – зовнішнє навантаження;

$\Delta P$  – величина керуючого перепаду.

У таблиці 1.2 представлені параметри та їхні діапазони змін, що використані для дослідження динамічних характеристик гідроприводу з LS-регулюванням.

Таблиця 1.2 – Конструктивні параметри переливного клапана

Параметр	Позначення	Одиниця виміру	Діапазон
Кут нахилу робочої кромки золотника переливного клапана	$\alpha$	град	30..90
Жорсткість пружини золотника переливного клапана	$c$	Н/м	$(0,5..2,5) \cdot 10^4$
Коефіцієнт в'язкого демпфування золотника переливного клапана	$b$	Н·с/м	100..4000
Діаметр золотника переливного клапана	$d_K$	м	$(8..24) \cdot 10^{-3}$
Діаметр поршня гідроциліндра	$D_{\text{ц}}$	м	$(40..120) \cdot 10^{-3}$
Площа дроселя	$f_{\text{др}}$	м <sup>2</sup>	$(8..20) \cdot 10^{-6}$
Коефіцієнт в'язкого демпфування штока гідроциліндра	$b_{\text{ц}}$	Н·с/м	1000..10000
Маса робочого органу	$m$	Кг	50..600
Зовнішнє навантаження	$T$	Па	$(10..200) \cdot 10^5$
Величина керуючого перепаду	$\Delta P$	Па	$(3..15) \cdot 10^5$

Початкові дані для розрахунків наступні:

$$P_H = 90 \cdot 10^5 \text{ Па}; W_{\text{ц}} = W_H = 10^{-3} \text{ м}^3; d_K = 10 \cdot 10^{-3} \text{ м}; f_{\text{др}} = 10 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2; \mu = 0,6;$$

$$\rho = 900 \text{ кг/м}^3; T = 4,274 \cdot 10^4 \text{ Н}; \beta = 10^{-10}, b = 2000 \text{ Н} \cdot \text{с/м}, b_{\text{ц}} = 3000 \text{ Н} \cdot \text{с/м};$$

$$D_{\text{ц}} = 0,055 \text{ м}.$$

Отже, проведемо моделювання робочого процесу та визначимо вплив конструктивних параметрів переливного клапана переливного клапана динамічні характеристики гідроприводу з LS-регулюванням.

На рисунках 1.12 та 1.13 представлено графік зміни тиску  $P_H$  за час перехідного процесу при крайніх значеннях кута нахилу робочої кромки золотника переливного клапана. Перехідні процеси за даних умов характеризуються значенням коливань в гідроприводі  $k = 2-3$ .

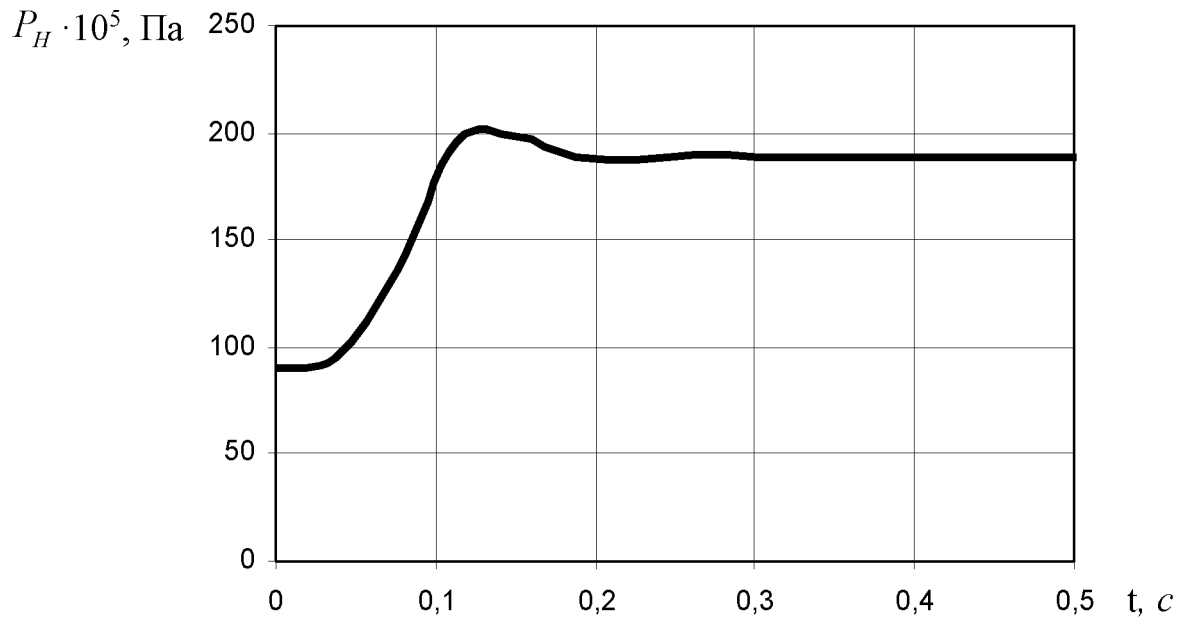


Рисунок 1.12 – Зміна тиску  $P_H$  при  $\alpha = 30^\circ$

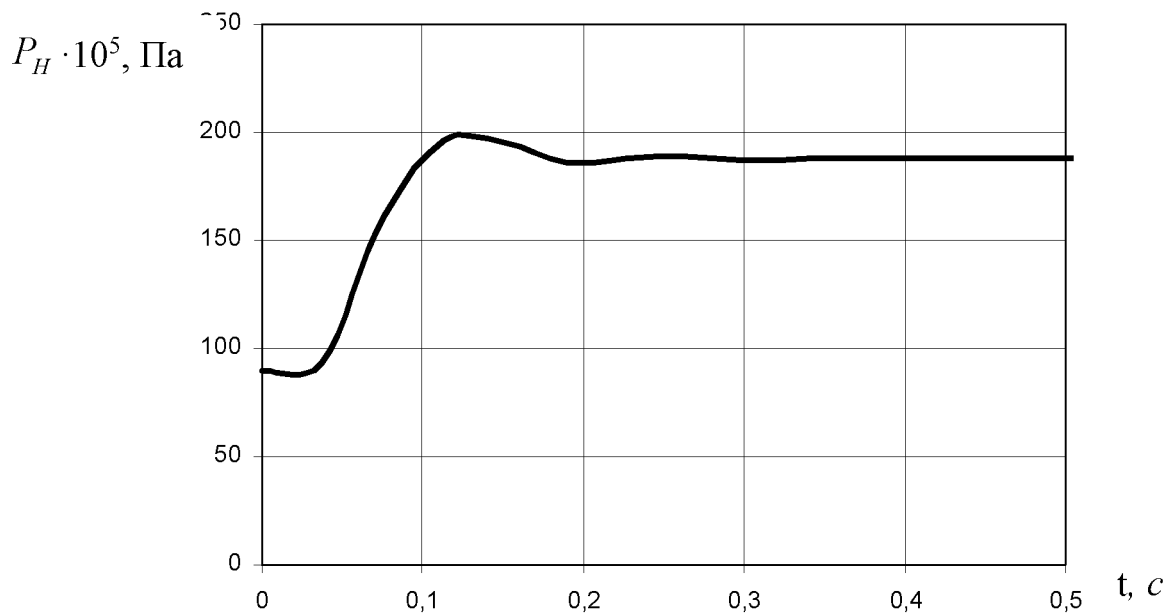


Рисунок 1.13 – Зміна тиску  $P_H$  при  $\alpha = 90^\circ$

Для формулювання висновку про вплив величини кута нахилу робочої кромки золотника переливного клапана на динамічні характеристики побудуємо відповідні графіки (рис. 1.14-1.15).

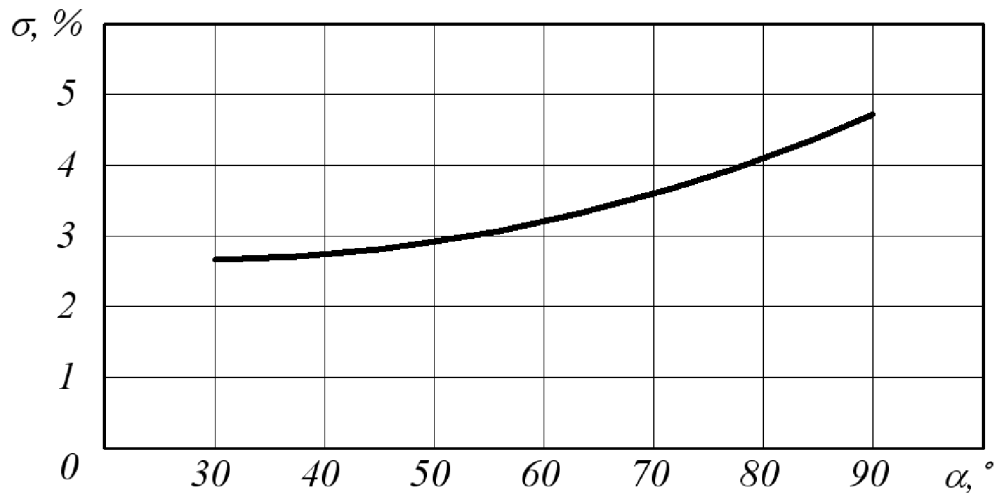


Рисунок 1.14 – Графік зміни величини перерегулювання у гідроприводі від величини кута нахилу робочої кромки золотника переливного клапана

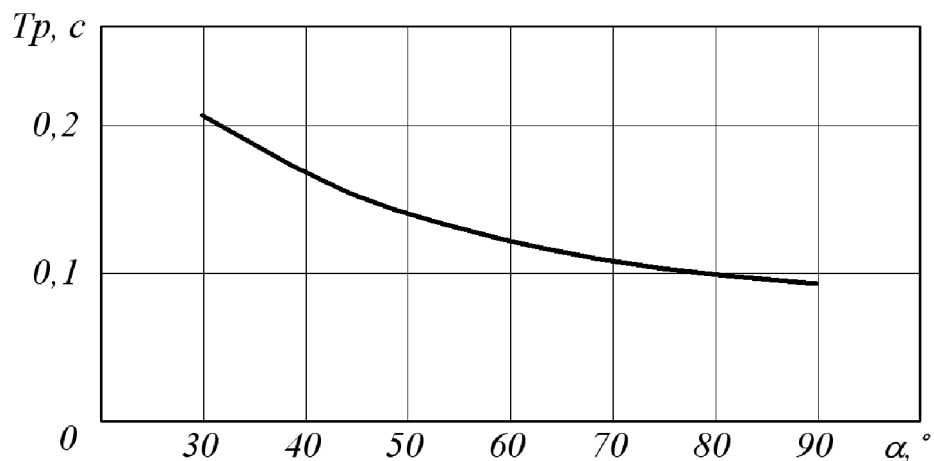


Рисунок 1.15 – Графік зміни часу регулювання у гідроприводі від величини кута нахилу робочої кромки золотника переливного клапана.

Отже, з рисунків 1.14 та 1.15 можна зробити висновок, що величина кута нахилу робочої кромки золотника переливного клапана при великих значеннях не впливає, а при малих – дещо збільшує величину перерегулювання у

гідроприводі, при цьому вплив на час регулювання неоднозначний – крайні значення кута збільшують, а середні мінімізують його.

Зміна тиску  $P_H$  за час перехідного процесу при крайніх значеннях жорсткості пружини золотника переливного клапана представлено на рисунках 1.16 та 1.17. Перехідні процеси за даних умов характеризуються 2-3 коливаннями тиску в гідроприводі.

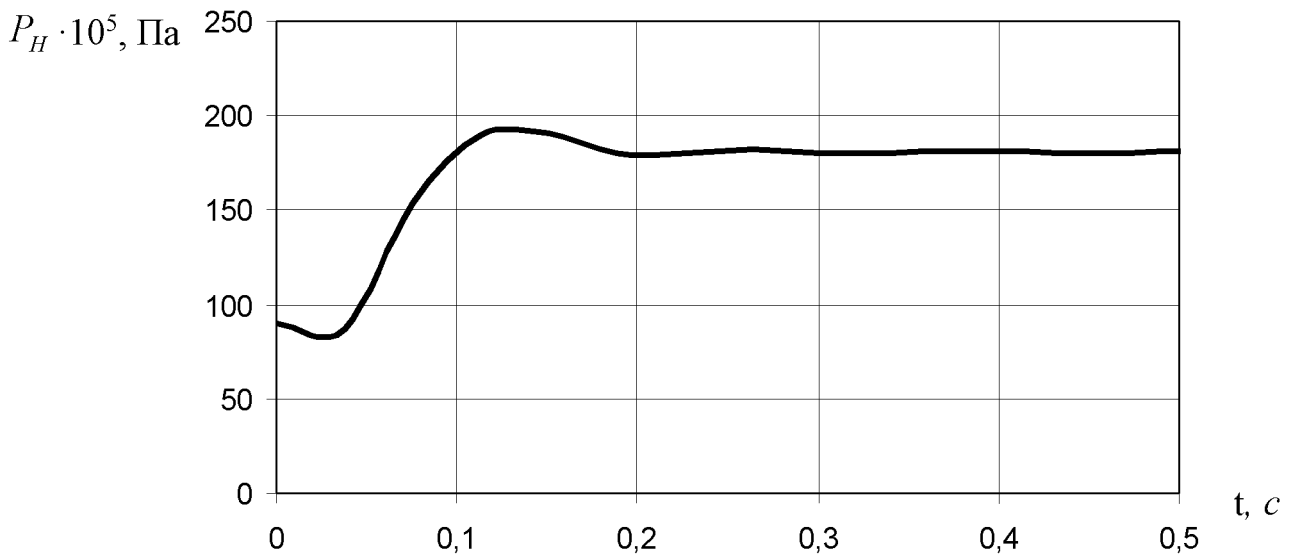


Рисунок 1.16 – Зміна тиску  $P_H$  при  $c = 5000 \text{ Н/м}$

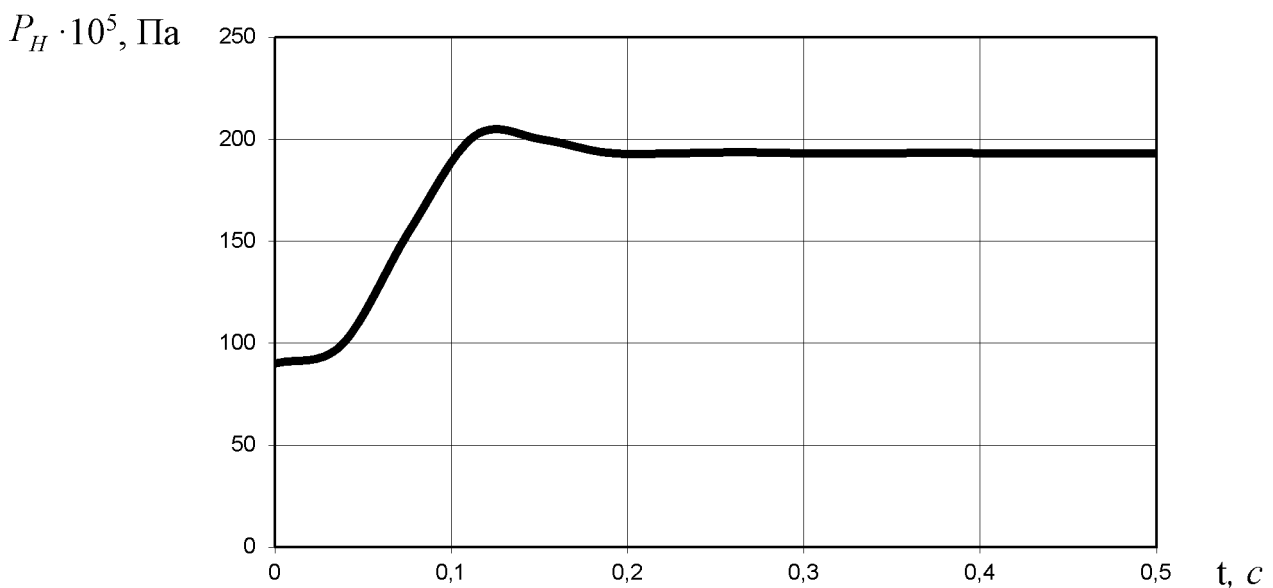


Рисунок 1.17 – Зміна тиску  $P_H$  при  $c = 25000 \text{ Н/м}$



Побудуємо графіки впливу жорсткості пружини золотника переливного клапана на динамічні характеристики (рис. 1.18-1.19).

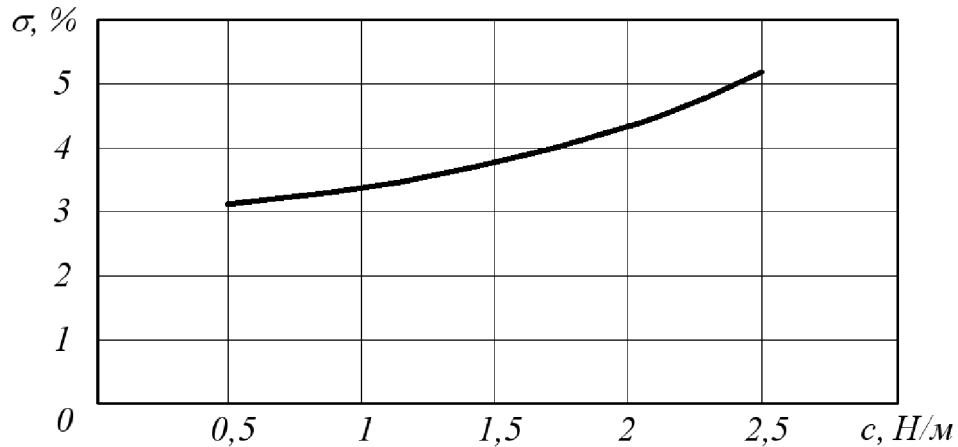


Рисунок 1.18 – Графік зміни величини перерегулювання у гідроприводі від величини жорсткості пружини золотника переливного клапана

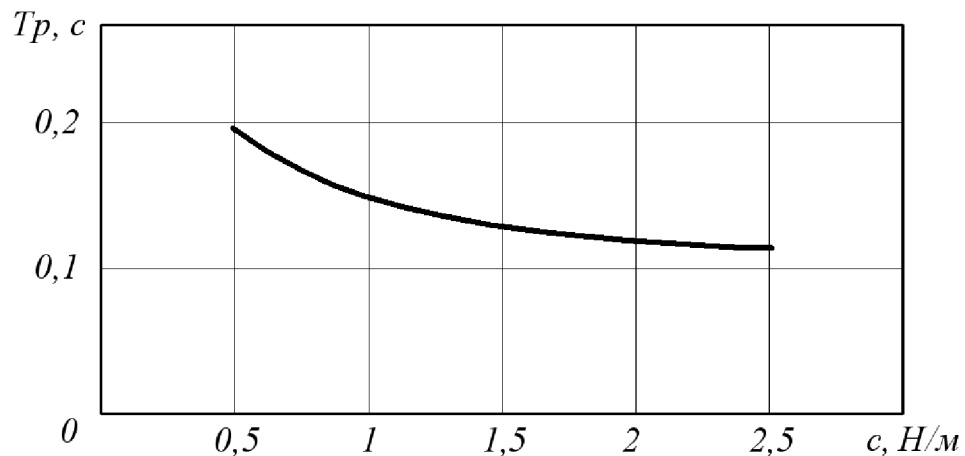


Рисунок 1.19 – Графік зміни часу регулювання у гідроприводі від величини жорсткості пружини золотника переливного клапана

Отже, з рисунка 1.18 бачимо, що мінімізація перерегулювання у гідроприводі досягається шляхом збільшення величини жорсткості пружини золотника переливного клапана в установлених межах. Аналогічно з рисунка 1.19 можемо зробити висновок, що збільшення жорсткості пружини золотника переливного клапана також позитивно відображається на величині часу регулювання, оскільки ця величина також мінімізується.

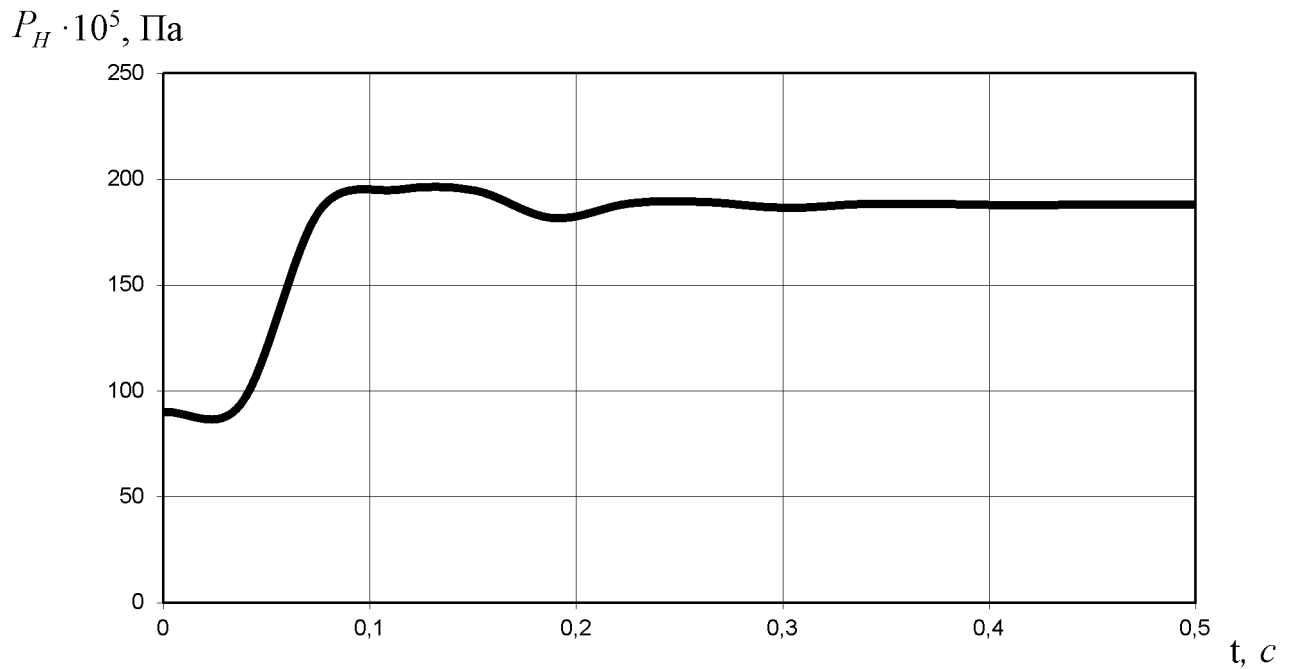


Рисунок 1.20 – Зміна тиску  $P_H$  при  $b = 100$  Н·с/м

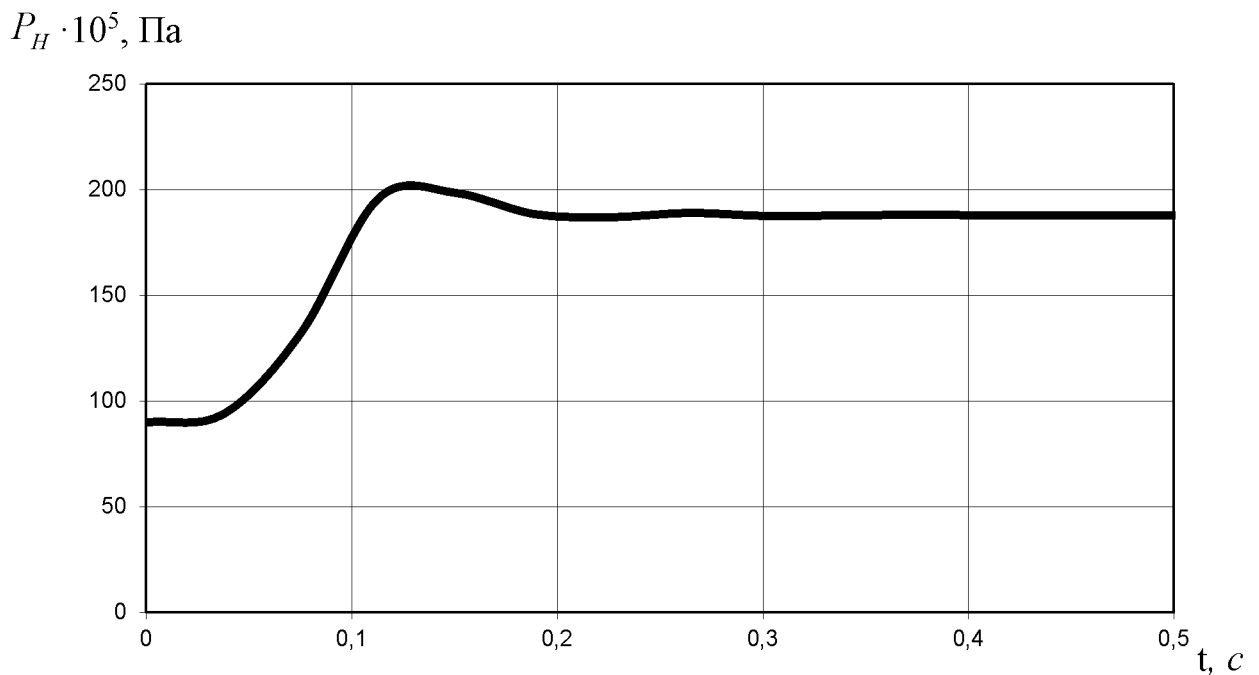


Рисунок 1.21 – Зміна тиску  $P_H$  при  $b = 4000$  Н·с/м

На рисунках 1.20 та 1.21 представлено вплив величини коефіцієнта в'язкого демпфування золотника переливного клапана на зміну тиску  $P_H$  у гідроприводі, при крайніх значеннях вказаної величини. Перехідні процеси за даних умов характеризуються 2-3 коливаннями тиску в гідроприводі.

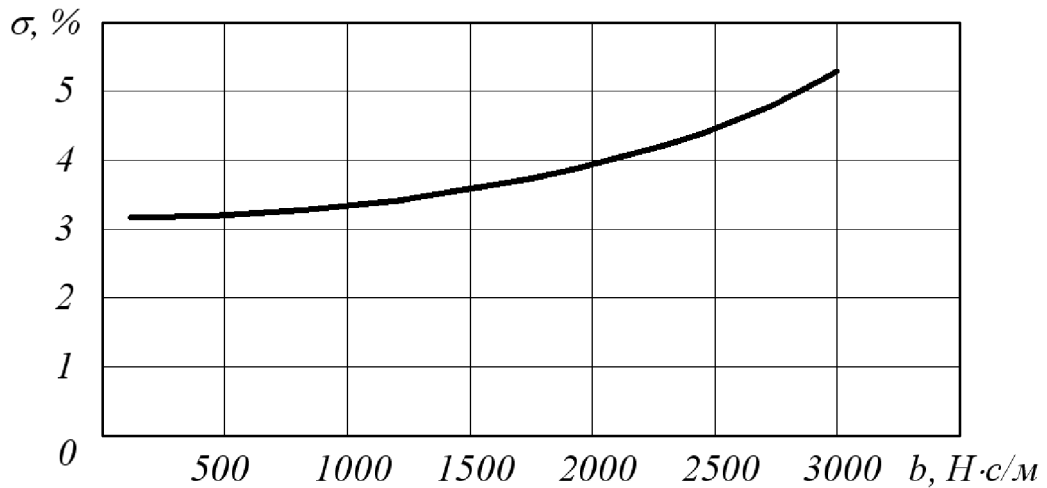


Рисунок 1.22 – Графік зміни величини перерегулювання у гідроприводі від величини коефіцієнта в'язкого демпфування золотника переливного клапана

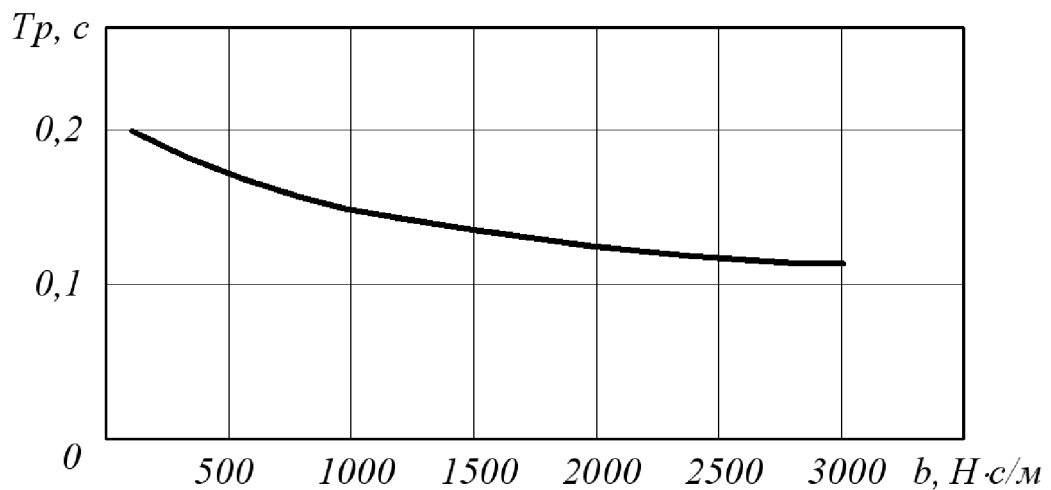
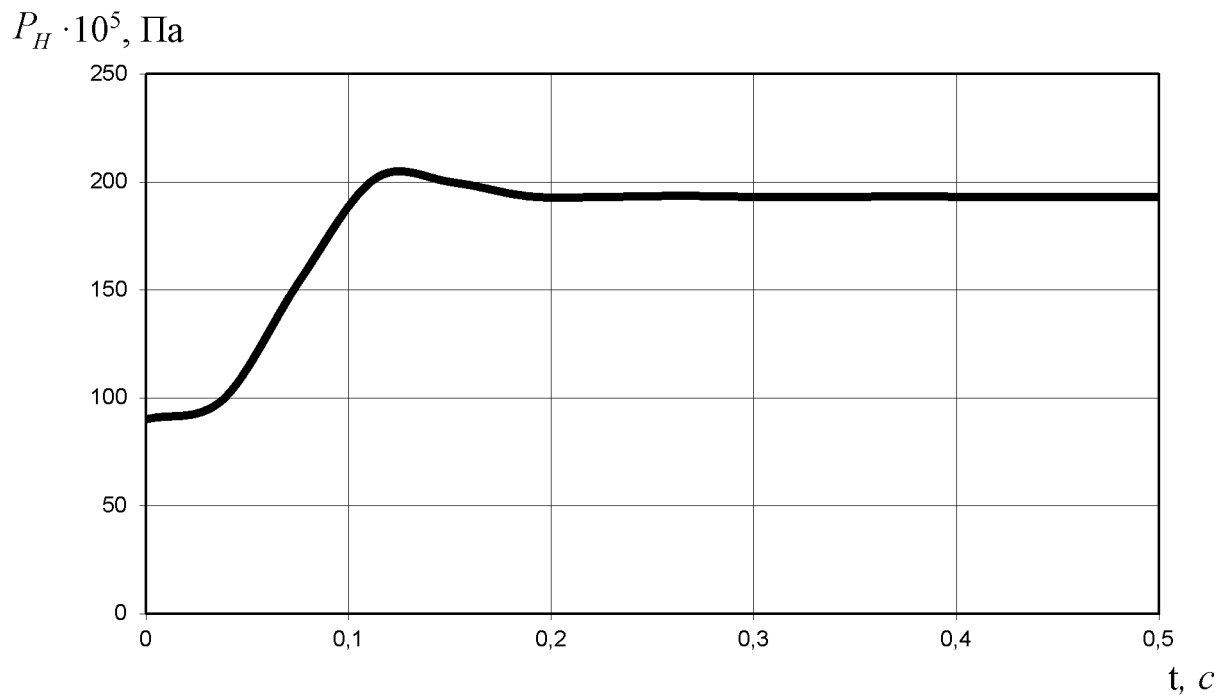
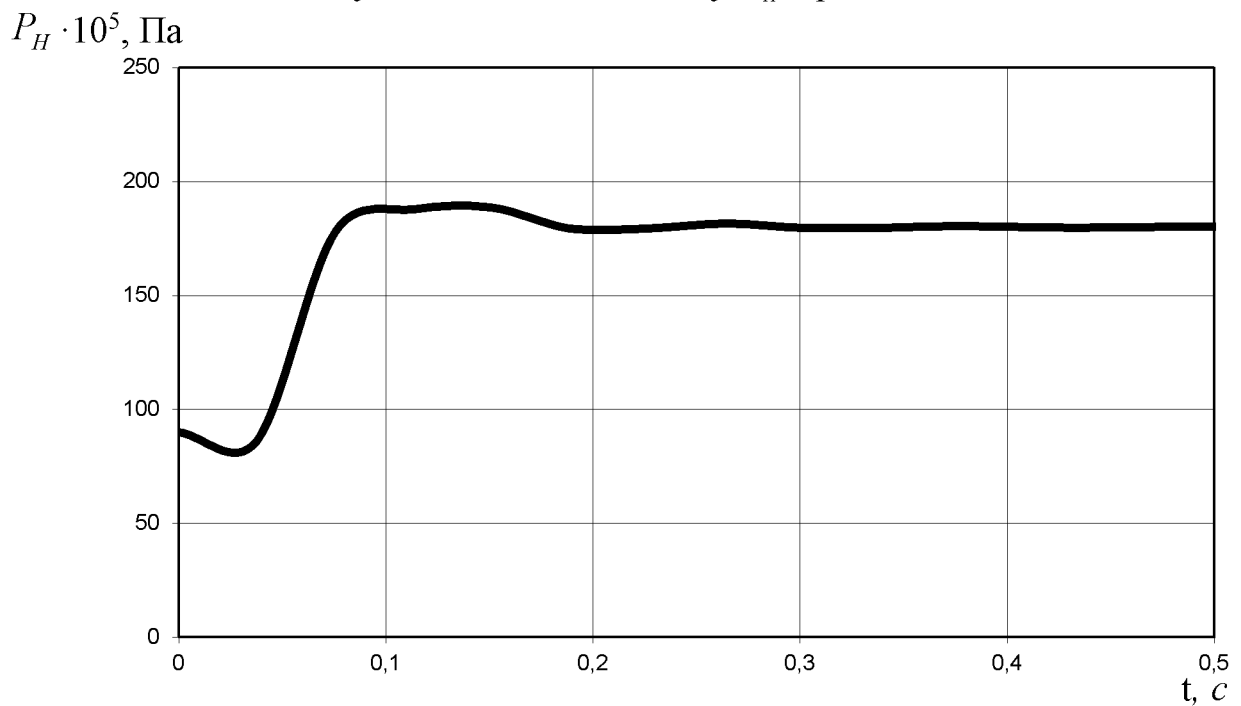


Рисунок 1.23 – Графік зміни часу регулювання у гідроприводі від величини коефіцієнта в'язкого демпфування золотника переливного клапана

Рисунки 1.22 та 1.23 відображають вплив величини коефіцієнта в'язкого демпфування золотника переливного клапана на динамічні характеристики гідроприводу. З представлених графіків можна зробити висновок, що збільшення коефіцієнта в'язкого демпфування веде до збільшення як величини перерегулювання та часу регулювання у гідроприводі. Таким чином величину коефіцієнта в'язкого демпфування слід обирати якомога меншою.

Рисунок 1.24 – Зміна тиску  $P_H$  при  $d_K = 8 \cdot 10^{-3}$  мРисунок 1.25 – Зміна тиску  $P_H$  при  $d_K = 24 \cdot 10^{-3}$  м

На рисунках 1.24 та 1.25 представлено вплив величини діаметра золотника переливного клапана на характер зміни тиску  $P_H$  гідроприводі. Величина діаметра є одним з основних конструктивних параметрів переливного клапана, на рисунках подані найбільш та найменш можливі значення цієї величини.

Перехідні процеси за даних умов характеризуються 2-3 коливаннями тиску в гідروприводі.

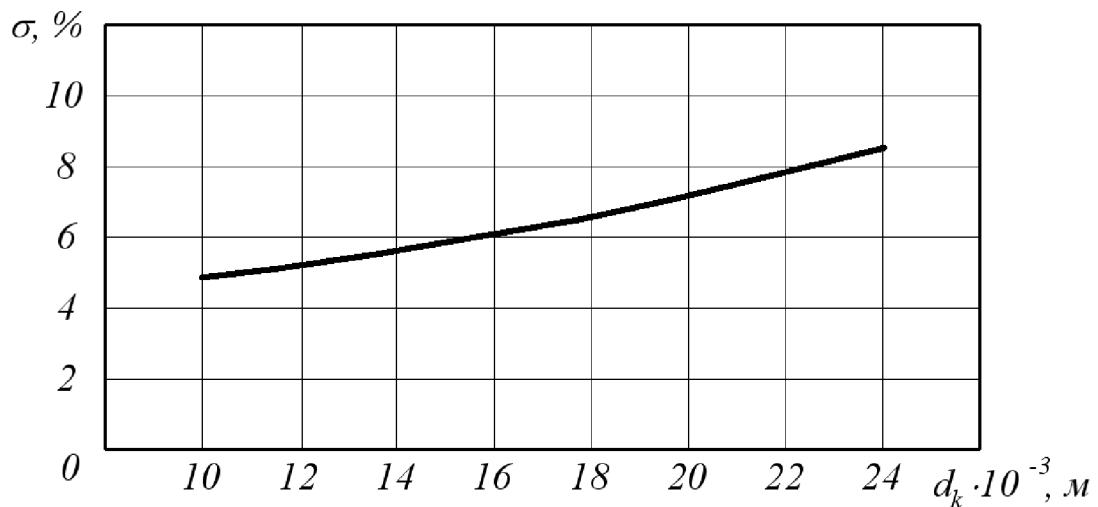


Рисунок 1.26 – Графік зміни величини перерегулювання у гідроприводі від величини діаметра золотника переливного клапана

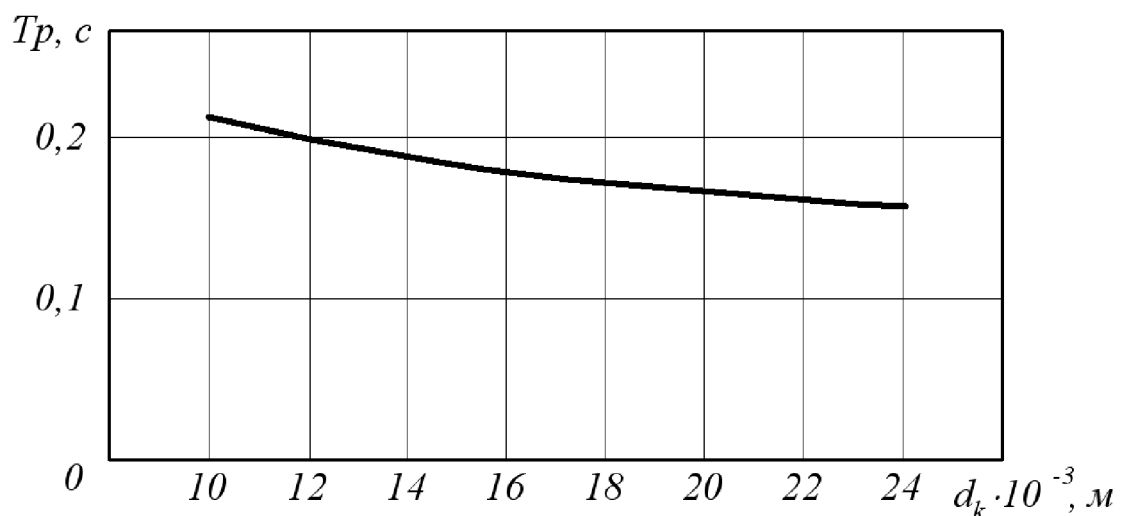


Рисунок 1.27 – Графік зміни часу регулювання у гідроприводі від величини діаметра золотника переливного клапана

На рисунках 1.26 та 1.27 представлено вплив величини діаметра золотника переливного клапана на динамічні характеристики гідроприводі. Величина перерегулювання хоч і змінюється у межах 1-го %, але чітко виявляється значення  $d_k = 14$  мм, при якому ця динамічна характеристика мінімальна. Вплив

на час регулювання вказує на значення  $d_K = 12$  мм та  $d_K = 18$  мм, хоча також значення часу регулювання достатньо малі. Найкращим значенням величини діаметра золотника переливного клапана являється  $d_K = 8$  мм, оскільки забезпечуються мінімальні значення динамічних характеристик.

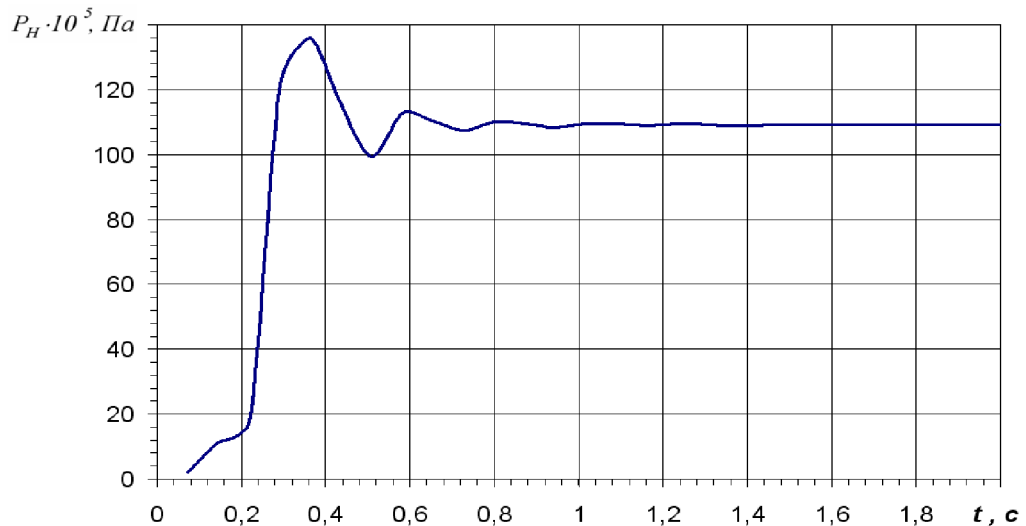


Рисунок 1.28 – Зміна тиску  $P_H$  при  $D_{Ц} = 60 \cdot 10^{-3}$  м

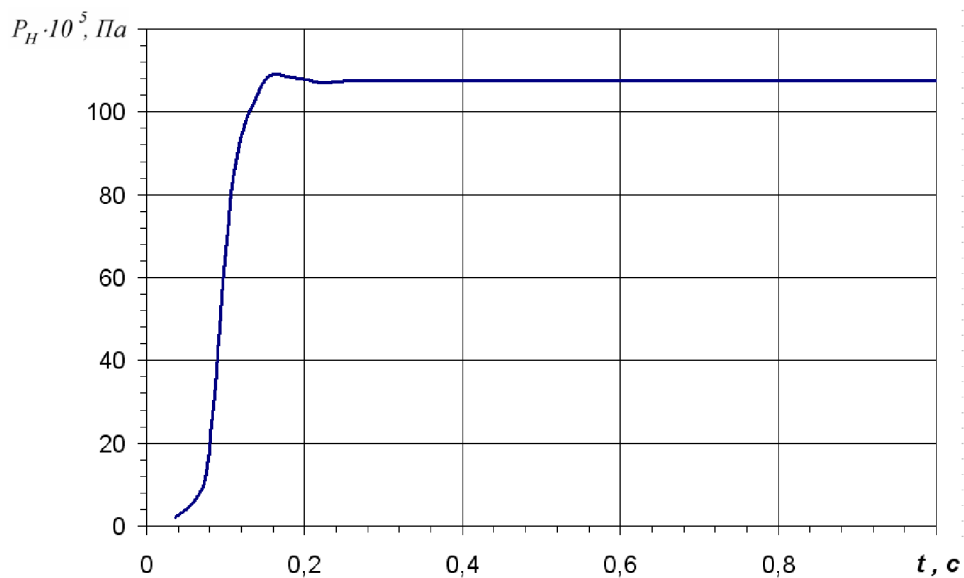


Рисунок 1.29 – Зміна тиску  $P_H$  при  $D_{Ц} = 120 \cdot 10^{-3}$  м

На рисунках 1.28 та 1.29 представлено вплив величини діаметра гідроциліндра (гідродвигуна) робочого органу на характер зміни тиску  $P_H$

гідроприводі. Бачимо, що за даних умов перевагу має гідроциліндр більшого діаметру, оскільки перехідний процес при цьому значно плавніший, а кількість коливань тиску у гідроприводі зменшується від 3-х до одного.

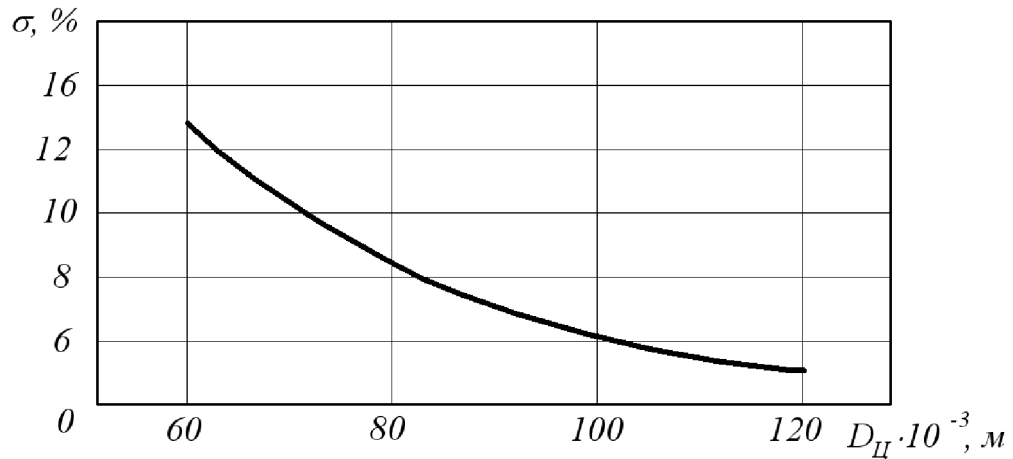


Рисунок 1.30 – Графік зміни величини перерегулювання у гідроприводі від величини діаметра гідроциліндра

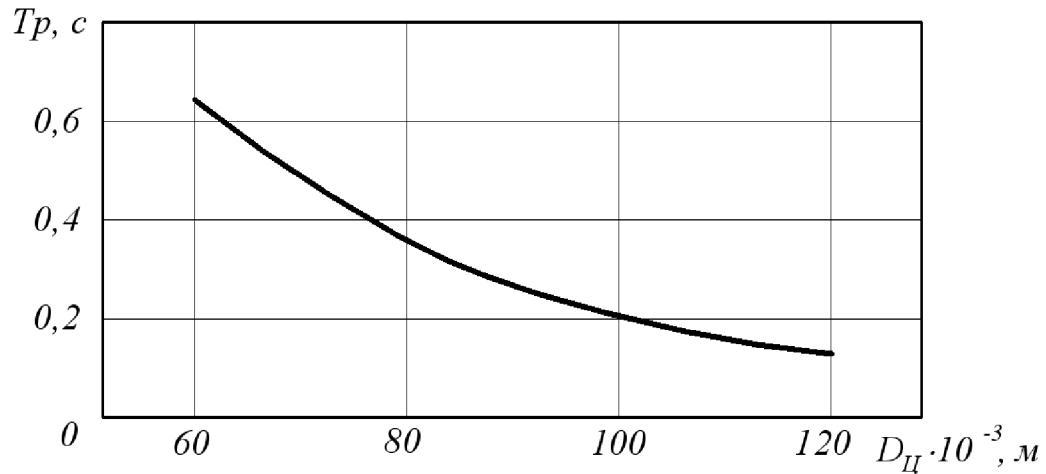


Рисунок 1.31 – Графік зміни часу регулювання у гідроприводі від величини діаметра гідроциліндра

З рисунків 1.30 та 1.31 видно, що при більших діаметрах виконавчого гідроциліндра гідроприводу динамічні характеристики кращі.

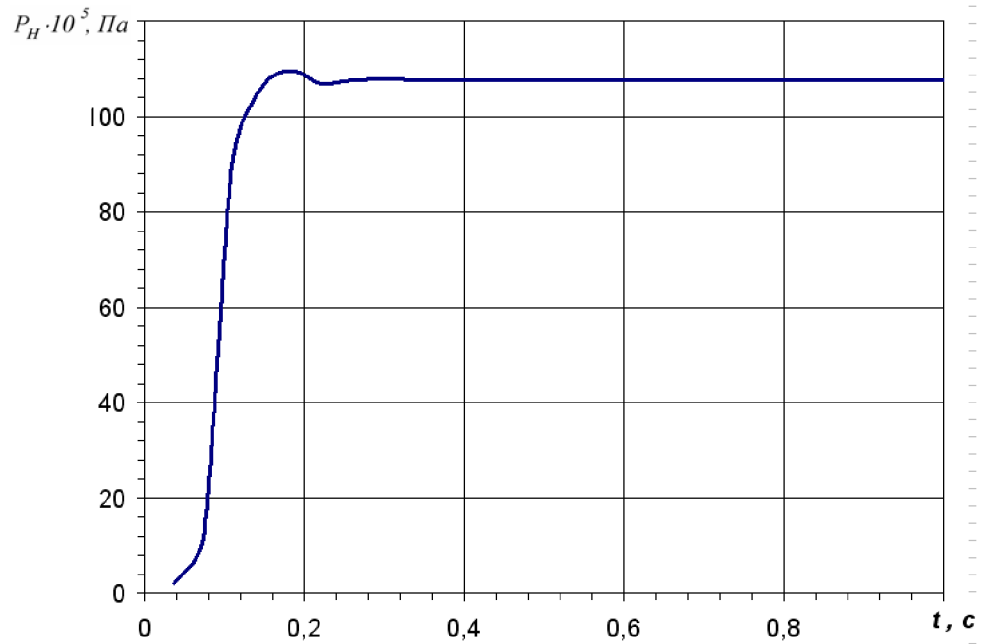


Рисунок 1.32 – Зміна тиску  $P_H$  при  $f_{dp} = 8 \cdot 10^{-6}$  м

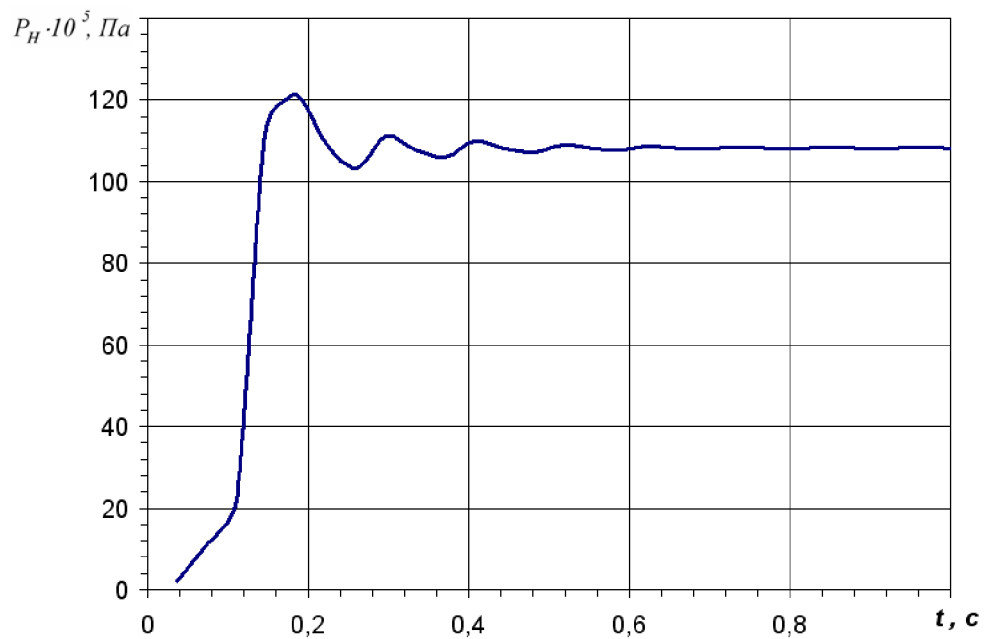


Рисунок 1.33 – Зміна тиску  $P_H$  при  $f_{dp} = 40 \cdot 10^{-6}$  м

На рисунках 1.32 та 1.33 представлено вплив величини площі дроселя на характер зміни тиску  $P_H$  гідроприводі. Збільшення величини дроселя призводить до зниження стабільності перехідного процесу, причому збільшується кількість коливань  $k = 1..5$ .



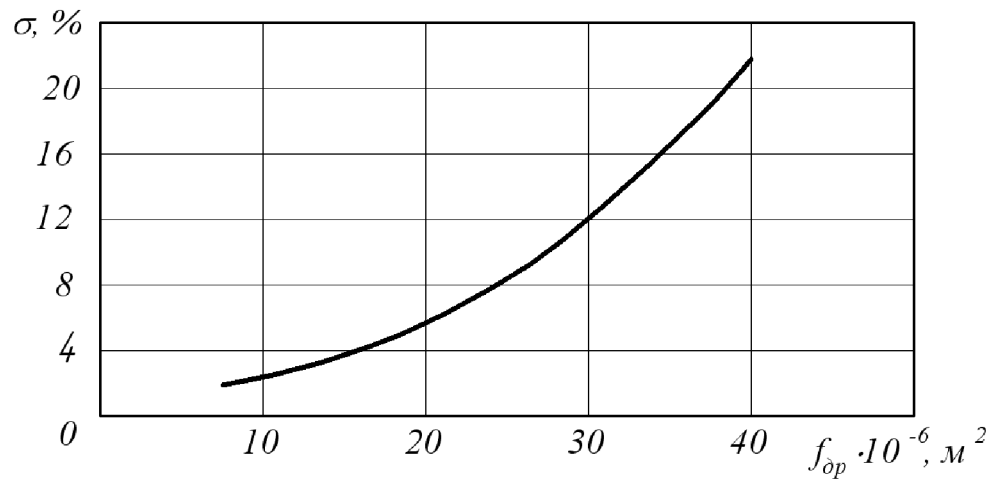


Рисунок 1.34 – Графік зміни величини перерегулювання у гідроприводі від величини площі дроселя

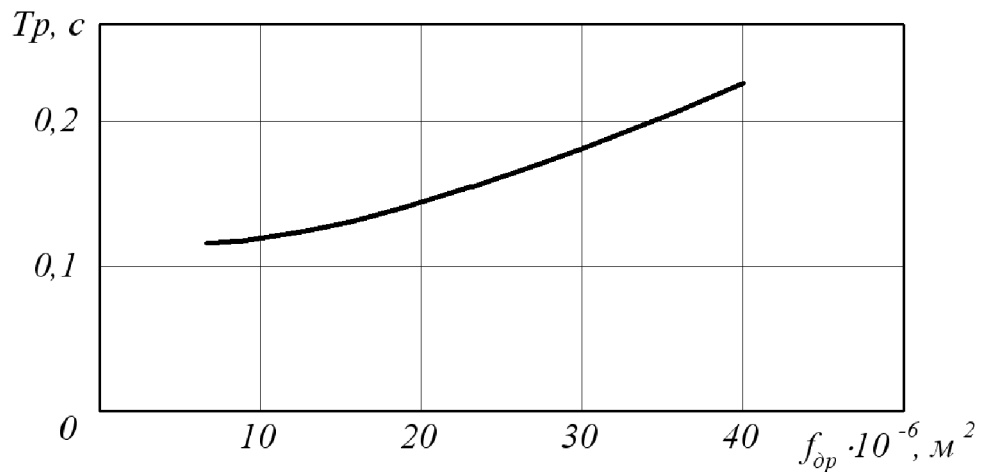


Рисунок 1.35 – Графік зміни часу регулювання у гідроприводі від величини площі дроселя

З рисунків 1.34-1.35 видно, що збільшення величини площі робочого вікна гідророзподільника призводить до збільшення значень динамічних характеристик, тобто до погіршення динаміки привода.

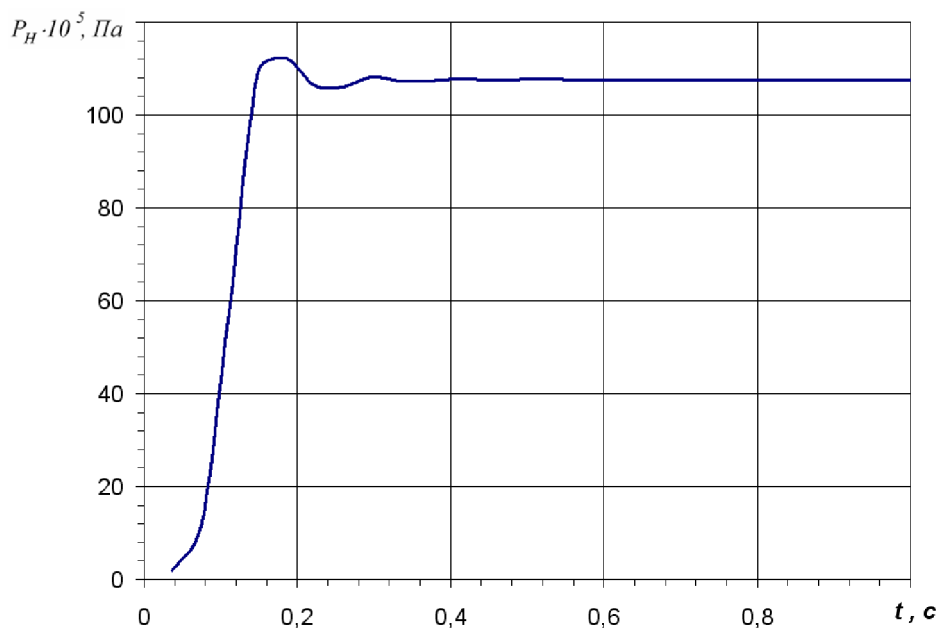


Рисунок 1.36 – Зміна тиску  $P_H$  при  $b_v = 1000 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}$

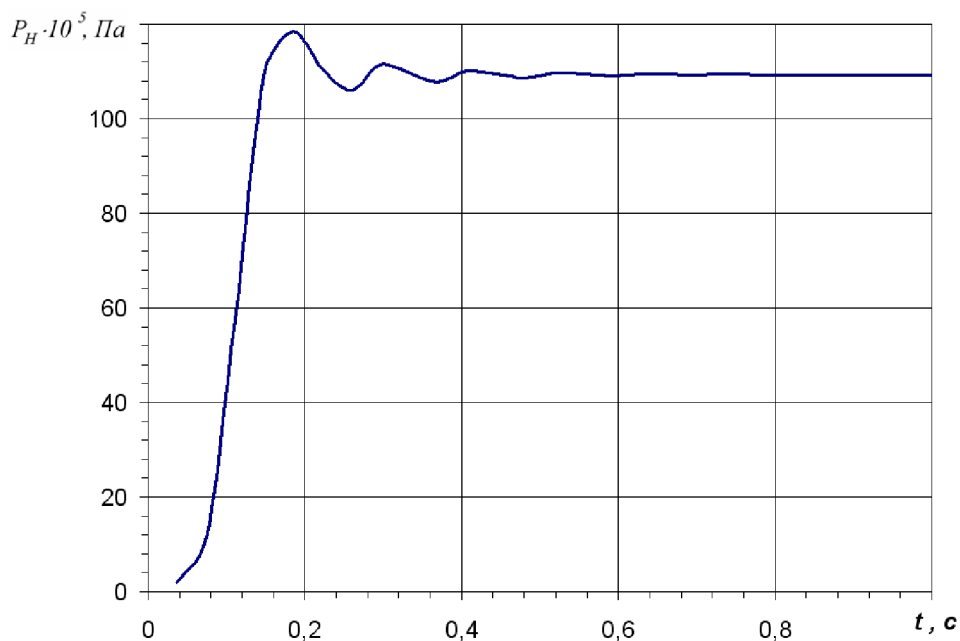


Рисунок 1.37 – Зміна тиску  $P_H$  при  $b_v = 10000 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}$

На рисунках 1.36 та 1.37 представлено вплив величини коефіцієнта в'язкого демпфування гідроциліндра виконавчого органа гідроприводу на зміну тиску  $P_H$  у гідроприводі. Бачимо, що надмірне демпфування погіршує перехідний процес, в якому коливальність складає  $k = 2-3$ .

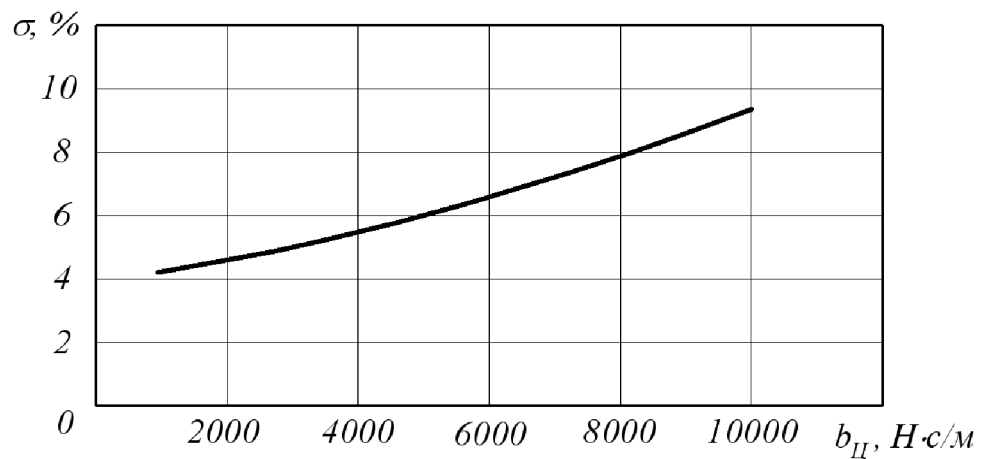


Рисунок 1.38 – Графік зміни величини перерегулювання у гідроприводі від величини коефіцієнта в'язкого демпфування гідроциліндра

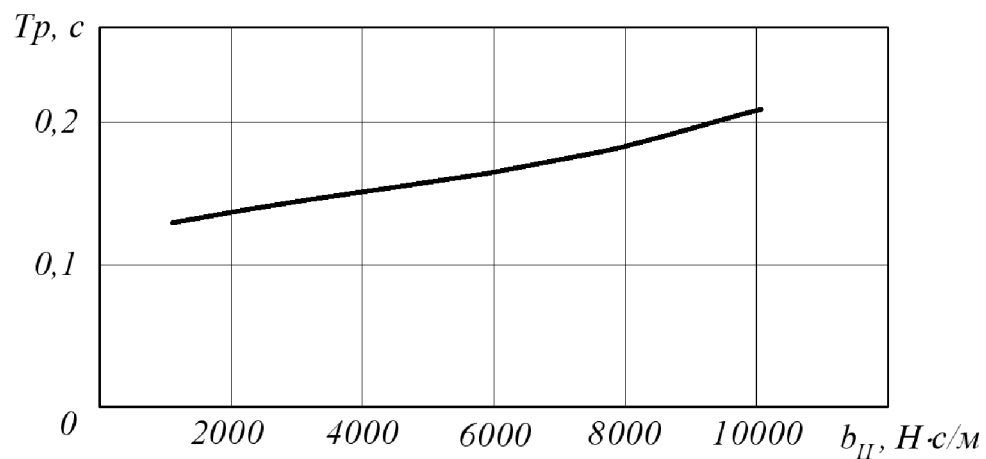
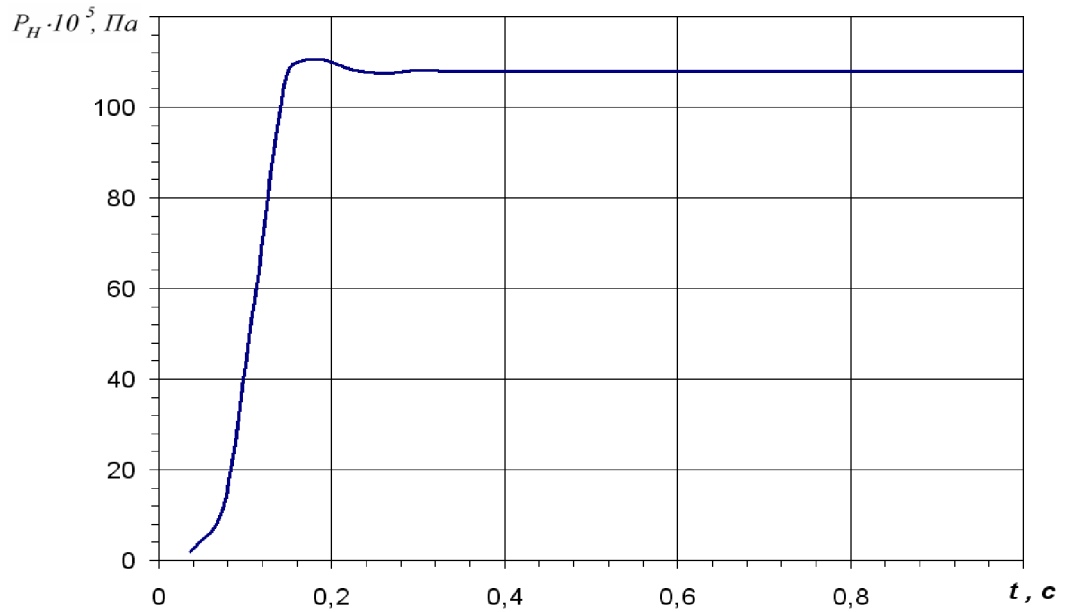
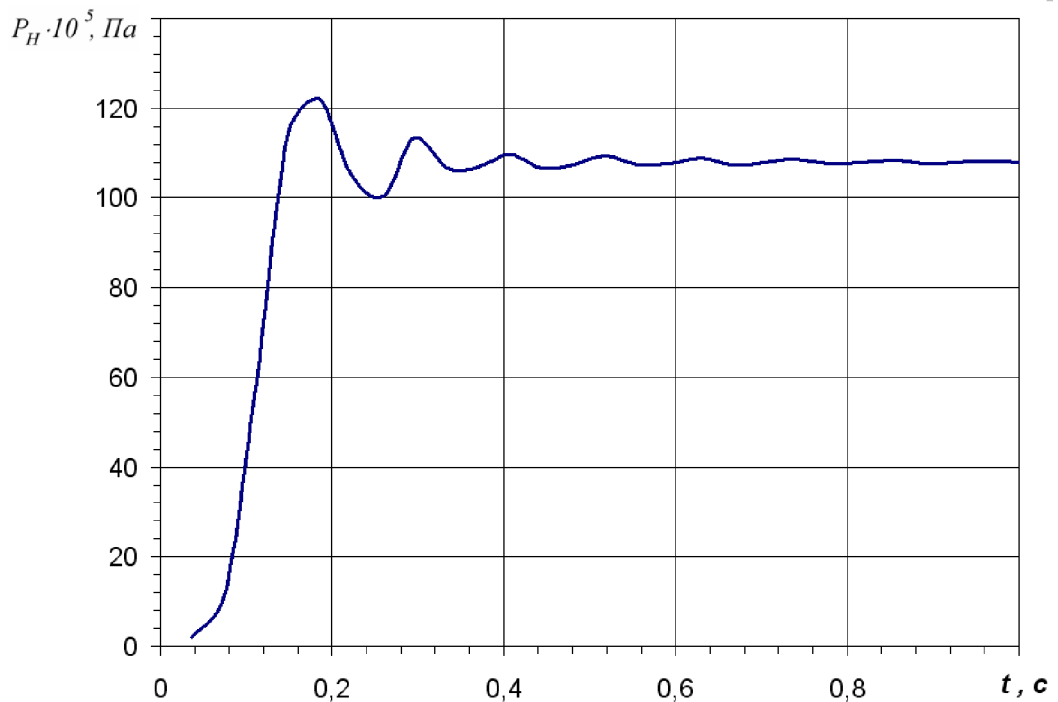


Рисунок 1.39 – Графік зміни часу регулювання у гідроприводі від величини коефіцієнта в'язкого демпфування гідроциліндра

Рисунки 1.38 та 1.39 відображають вплив величини коефіцієнта в'язкого демпфування гідроциліндра на динамічні характеристики гідроприводу. З представлених графіків можна зробити висновок, що збільшення коефіцієнта в'язкого демпфування веде до збільшення як величини перерегулювання так і часу регулювання у гідроприводі. Таким чином, величину коефіцієнта в'язкого демпфування гідроциліндра слід обирати якомога меншою.

Рисунок 1.40 – Зміна тиску  $P_H$  при  $m = 50$  кгРисунок 1.41 – Зміна тиску  $P_H$  при  $m = 600$  кг

На рисунках 1.40 та 1.41 представлено вплив величини маси робочого органа на зміну тиску  $P_H$  у гідроприводі. Бачимо, що збільшення маси робочого органа порушує стійкість перехідного процесу, а отже і динаміку приводу. Про що тільки свідчить коливальність, що складає  $k = 1-7$ .

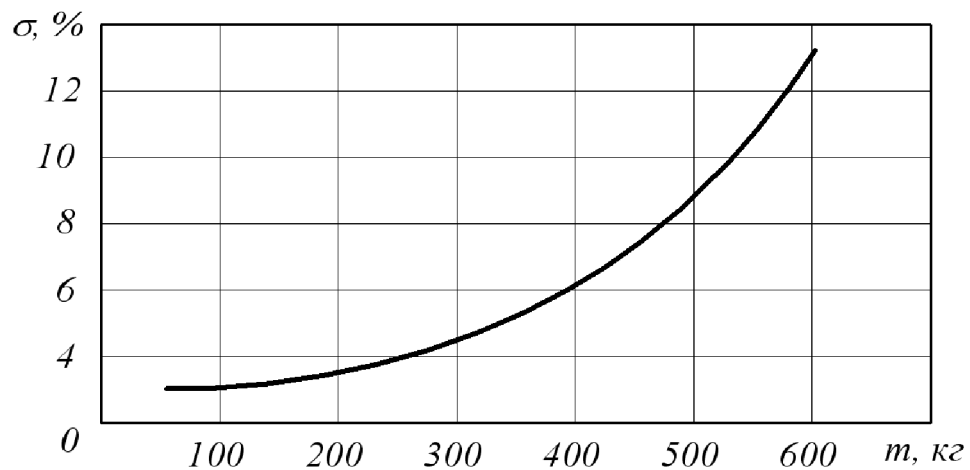


Рисунок 1.42 – Графік зміни величини перерегулювання у гідроприводі від величини маси робочого органу

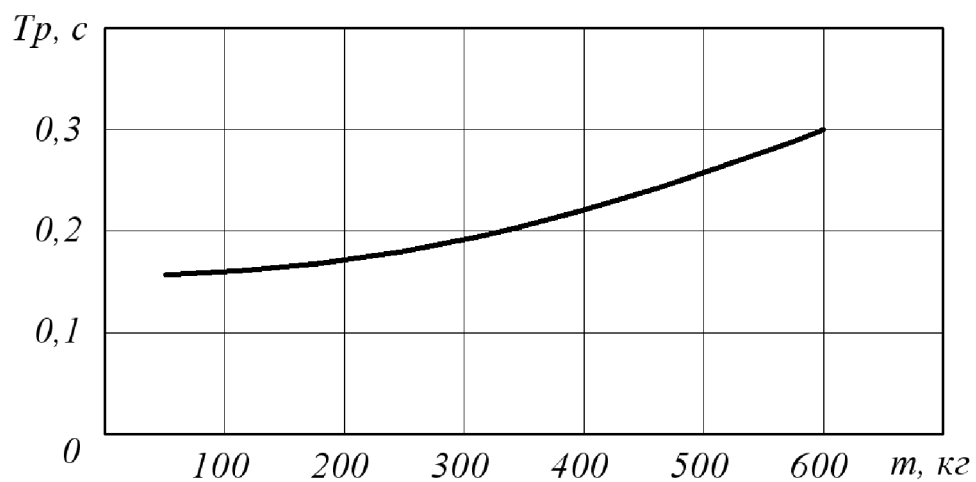


Рисунок 1.43 – Графік зміни часу регулювання у гідроприводі від величини маси робочого органу

На рисунках 1.42 та 1.43 представлено вплив маси робочого органу на динамічні характеристики гідроприводу. З графіків можна зробити висновок, що збільшення маси робочого органу призводить до збільшення обох динамічних характеристик, що слід врахувати при виборі типу гідродвигуна.

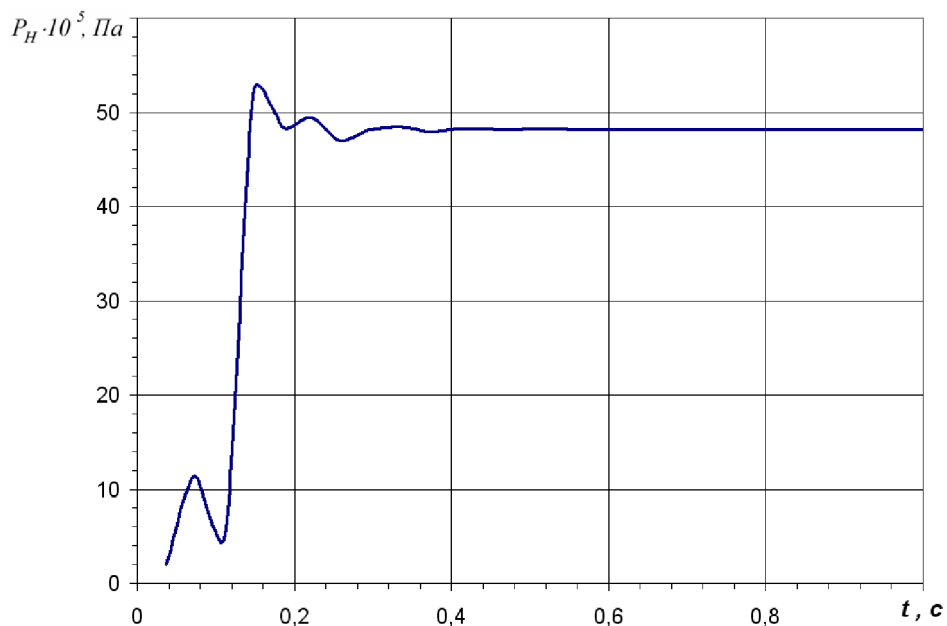


Рисунок 1.44 – Зміна тиску  $P_H$  при  $T = 40 \cdot 10^5$  Па

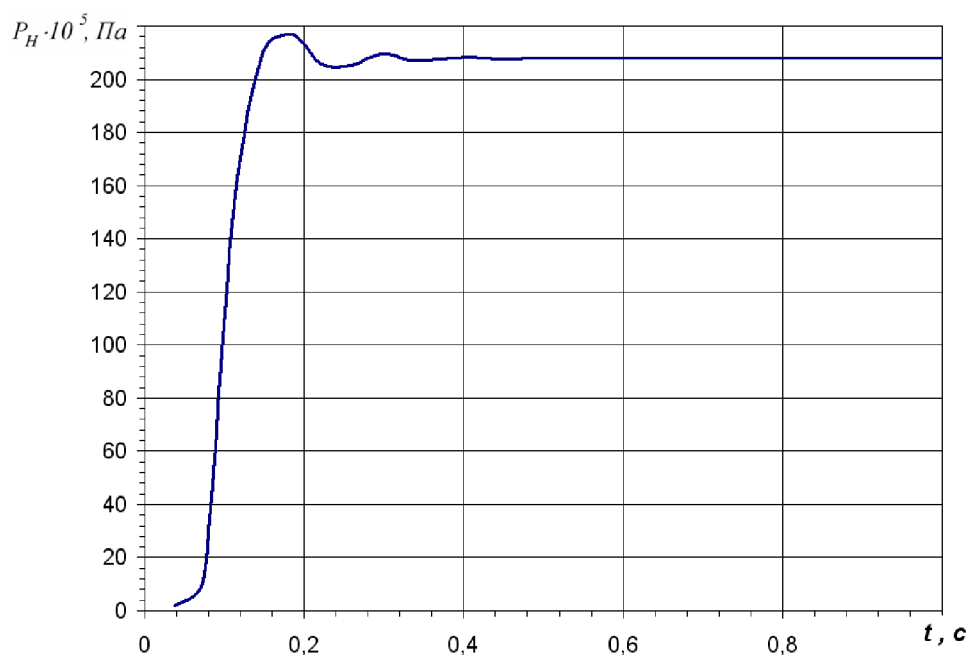


Рисунок 1.45 – Зміна тиску  $P_H$  при  $T = 200 \cdot 10^5$  Па

На рисунках 1.44 та 1.45 представлено вплив величини навантаження на робочий орган на зміну тиску  $P_H$  у гідроприводі. Бачимо, що чутливість гідроприводу до будь-яких навантажень сприяє плавному перехідному процесу, в якому коливальність складає  $k = 2-3$ .

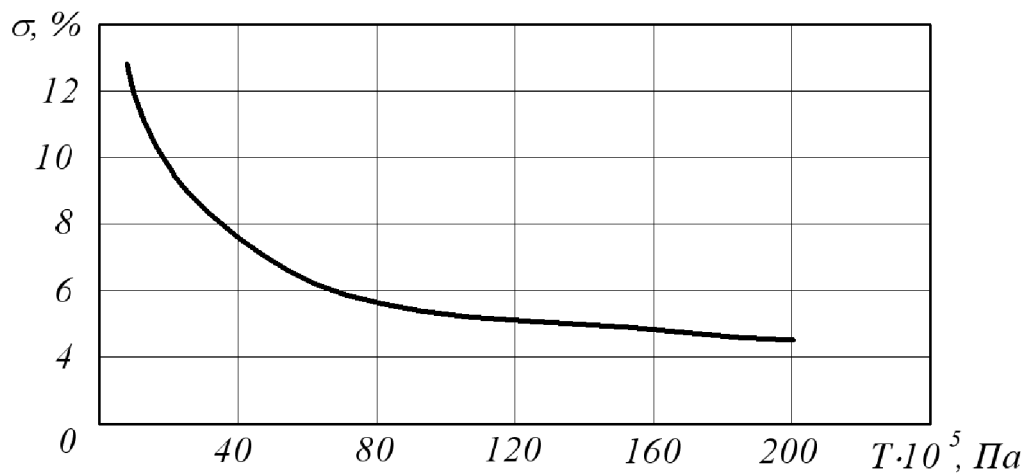


Рисунок 1.46 – Графік зміни величини перерегулювання у гідроприводі від величини навантаження на робочий орган

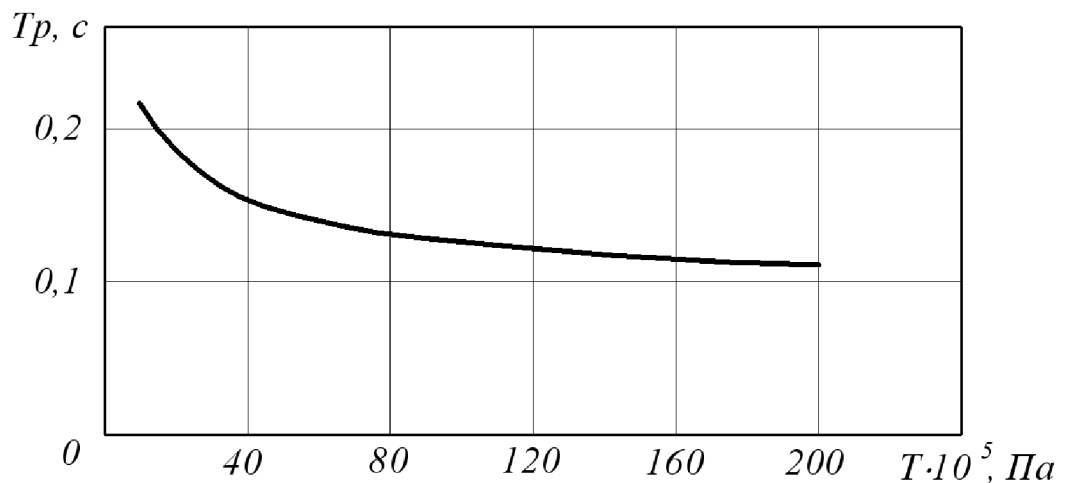


Рисунок 1.47 – Графік зміни часу регулювання у гідроприводі від величини навантаження на робочий орган

На рисунки 1.46 та 1.47 представлено залежність величини навантаження на робочі органу від динамічні характеристики гідроприводу. З графіків можна зробити висновок, що гідропривод здатний витримувати значні навантаження, причому збільшення навантаження тільки сприяє динаміці гідроприводу.

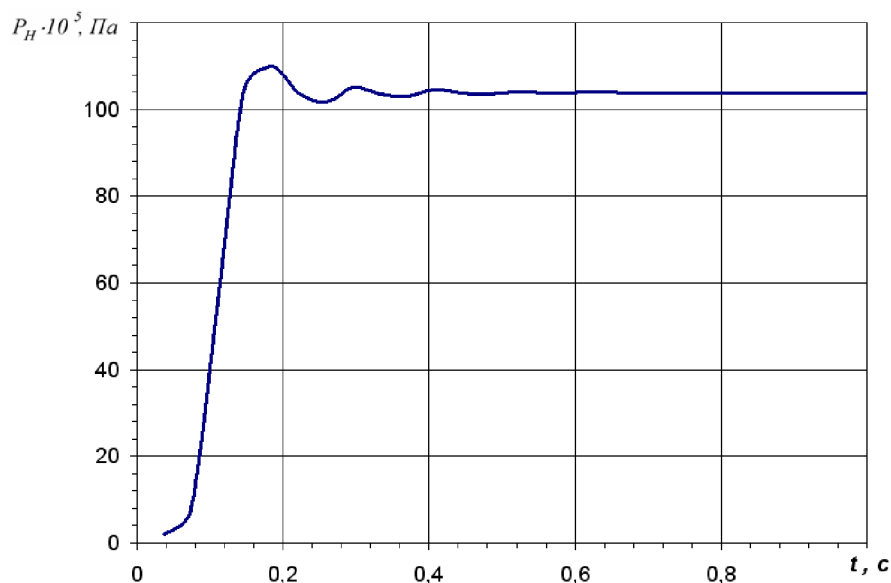


Рисунок 1.48 – Зміна тиску  $P_H$  при  $\Delta P = 3 \cdot 10^5 \text{ Па}$

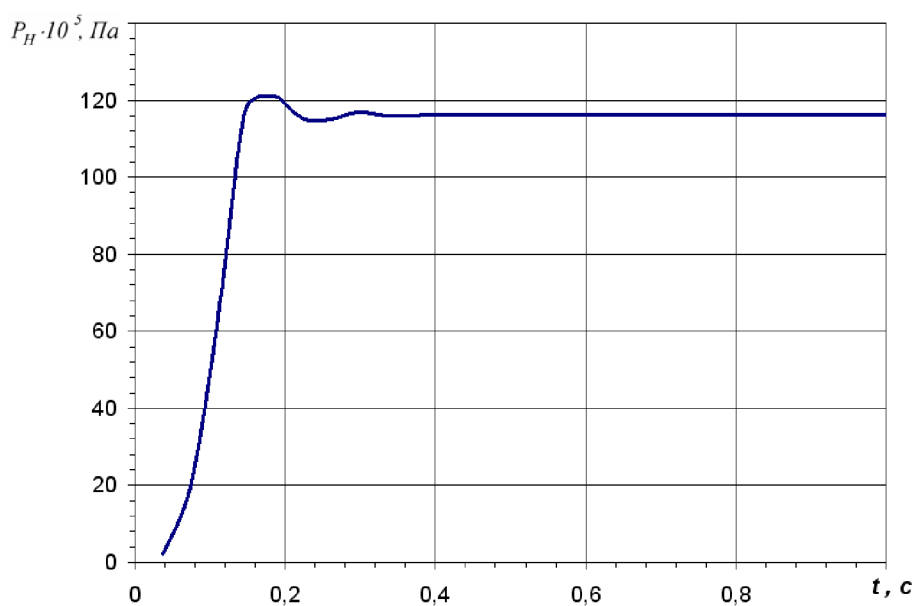


Рисунок 1.49 – Зміна тиску  $P_H$  при  $\Delta P = 15 \cdot 10^5 \text{ Па}$

На рисунках 1.48 та 1.49 представлено вплив величини керуючого перепаду на зміну тиску  $P_H$  у гідроприводі. Бачимо, що плавність перехідного процесу зростає із збільшенням значення величини керуючого перепаду, також при цьому зменшується коливальність  $k = 4-1$ .



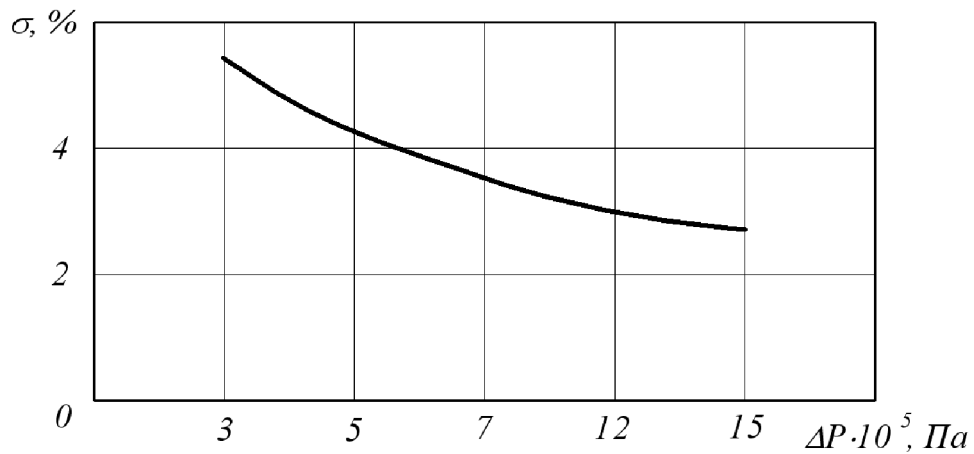


Рисунок 1.50 – Графік зміни величини перерегулювання у гідроприводі від величини керуючого перепаду

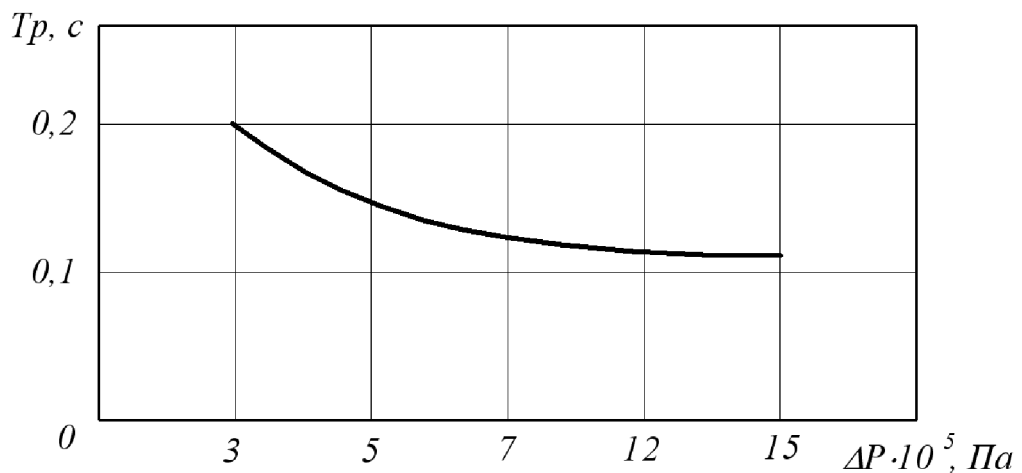


Рисунок 1.51 – Графік зміни часу регулювання у гідроприводі від величини керуючого перепаду

На рисунки 1.50 та 1.51 представлено вплив величини керуючого перепаду на динамічні характеристики гідропривода. З графіків видно, що збільшення величини керуючого перепаду дещо покращує динаміку гідропривода.

Побудуємо узагальнюючі графіки впливу параметрів клапана  $a$ ,  $c$ ,  $b$ ,  $d_K$  на величину перерегулювання та час регулювання у гідроприводі. На рисунках 1.52 та 1.53 відкладено значення безрозмірних параметрів  $\Pi / \Pi_{max}$ , де  $\Pi$  – поточне значення параметрів,  $\Pi_{max}$  – максимальне значення параметрів.

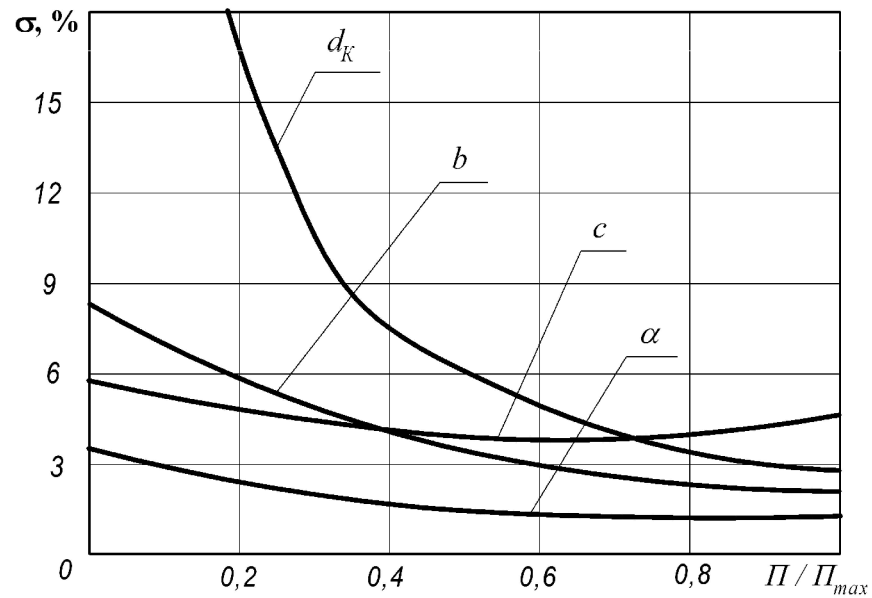


Рисунок 1.52 – Вплив параметр. переливного клапана гідророзподільника на перерегулювання у гідроприводі

З рисунка 1.52 можна зробити висновок про можливість знаходження таких співвідношень конструктивних параметрів переливного клапана переливного клапана гідророзподільника, при якому величина перерегулювання мінімальна, або, принаймі, мінімізується.

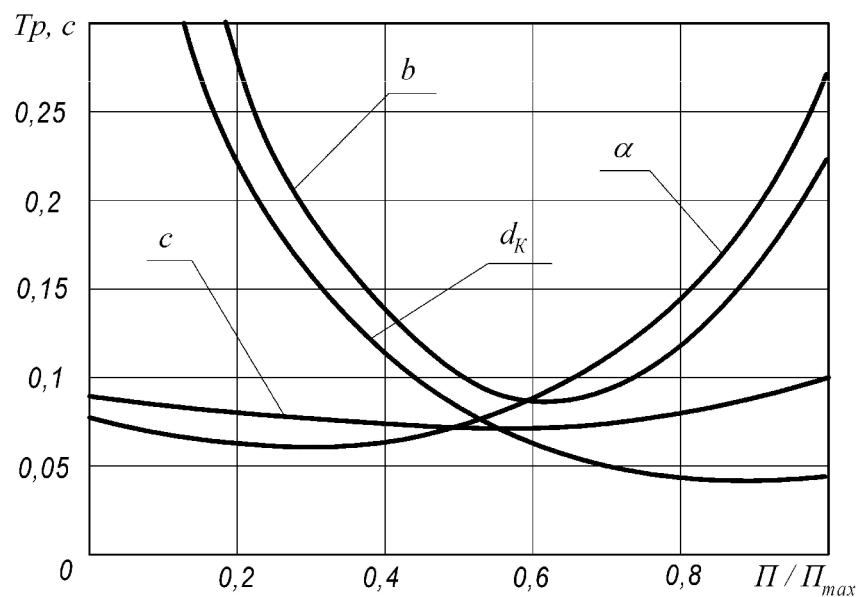


Рисунок 1.53 – Вплив параметрів переливного клапана гідророзподільника на час регулювання у гідроприводі

Рисунок 1.53 також вказує на можливість існування певного поєднання конструктивних параметрів переливного клапана переливного клапанагідророзподільника, що задовільнить вимогу мінімізації часу регулювання.

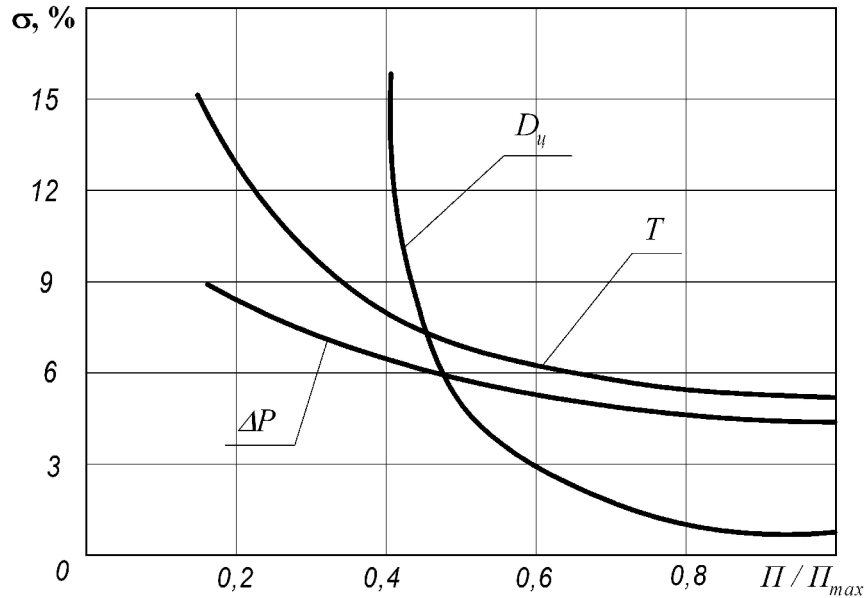


Рисунок 1.54 – Вплив параметрів елементів гідропривода на перерегулювання у гідроприводі

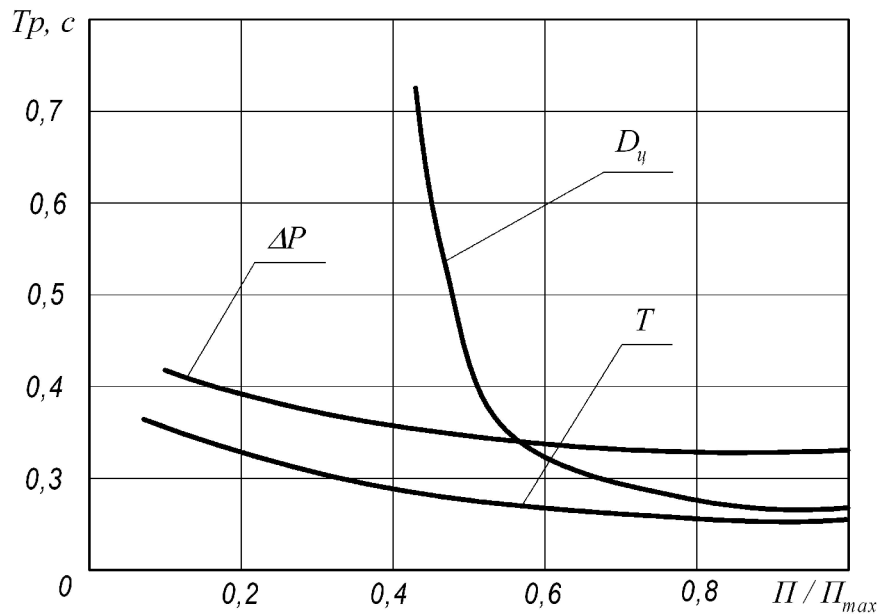


Рисунок 1.55 – Вплив параметрів елементів гідропривода на час регулювання у гідроприводі

З рисунків 1.54 та 1.55 можна зробити висновок, що такі параметри гідроприводу, як діаметр поршня гідроциліндра виконавчого механізму  $D_y$ , значення навантаження на гідродвигун  $T$  та величина керуючого перепаду на переливному клапані переливного клапана гідророзподільника  $\Delta P$  мінімізують динамічні характеристики гідроприводу.

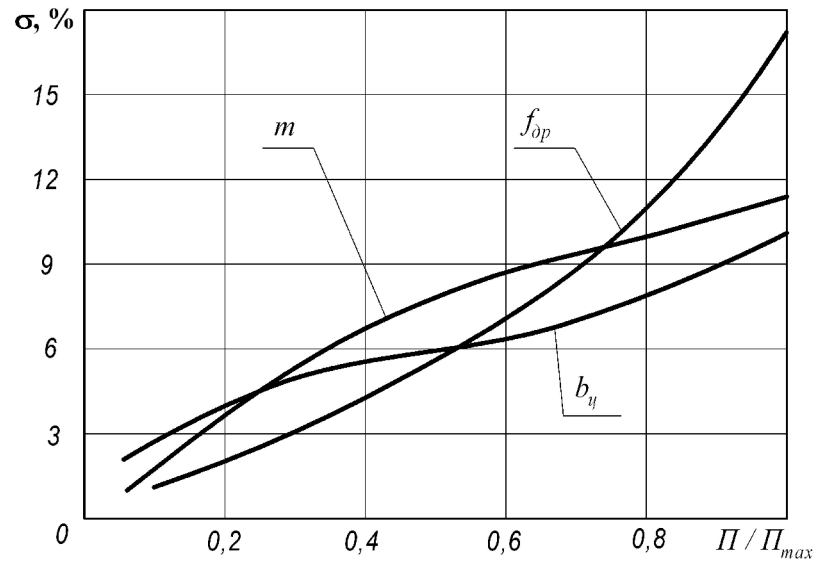


Рисунок 1.56 – Вплив параметрів елементів гідроприводу на перерегулювання у гідроприводі

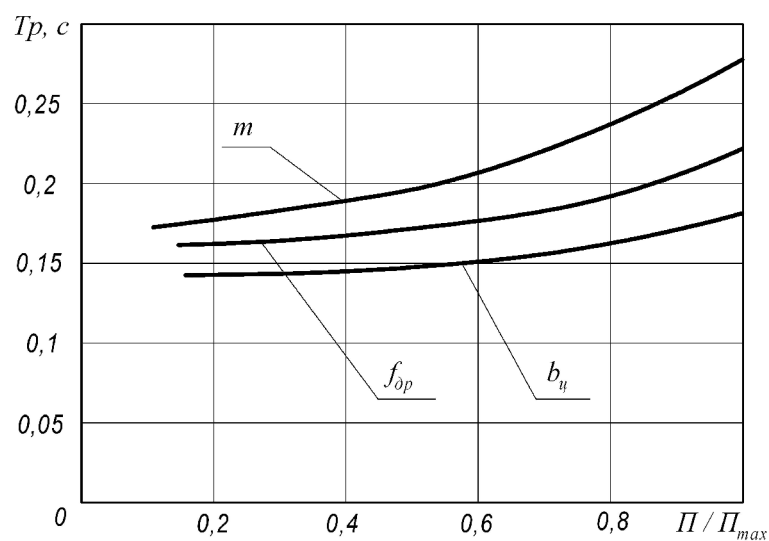


Рисунок 1.57 – Вплив параметрів елементів гідроприводу на час регулювання у гідроприводі

Однак, як видно з рисунків 1.56 та 1.57 такі параметри гідروприводу, як площа дроселя  $f_{др}$ , маса робочого органу  $m$  та коефіцієнт демпфування штока виконавчого гідроциліндра  $b_{ц}$  навпаки – погіршують динамічні характеристики гідроприводу. Тому важливо приділити велику увагу до вибору параметрів елементів гідроприводу при проектуванні.

### 1.5 Аналіз впливу параметрів гідроприводу на його характеристики

Для проведення аналізу впливу розглядуваних параметрів на характеристики гідроприводу внесемо усі отримані дані у таблицю 1.3, для якісного визначення характеру впливу.

Для оцінки якісного впливу параметру введемо позначення:

« 0 » – відсутній або незначний (0-10%) вплив;

« + » – відчутний (10-40%) вплив;

« ++ » – сильний (40-100%) вплив.

Таблиця 1.3 Якісний впливу параметрів на характеристики гідроприводу

Параметри гідроприводу	Характеристика гідроприводу			
	Час регулювання	Перерегулювання	Коливальність	Похибка стабілізації
	$T_p$	$\sigma$	$K$	$\delta$
$\alpha$	+	+	+	+
$c$	+	+	+	++
$b$	0	+	+	0
$d_k$	+	+	+	++
$D_{ц}$	++	++	++	0
$f_{др}$	+	++	++	0
$b_{ц}$	0	+	+	0
$m$	++	++	++	0
$T$	+	++	+	0
$\Delta P$	0	++	++	+

## 1.6 Висновки та рекомендації щодо конструкції золотника переливного клапана

На основі математичної моделі проведені дослідження по виявленню впливу основних конструктивних параметрів на статичні та динамічні характеристики гідроприводу. В результаті досліджень виявлено:

1. Найбільш суттєвий вплив на статичну характеристику має діаметр золотника переливного клапана та жорсткість пружини переливного клапана.

2. Найбільший вплив на динамічні характеристики гідроприводу мають  $D_{\text{ц}}$  – діаметр виконавчого гідроциліндра,  $f_{\text{др}}$  – площа робочого вікна розподільника,  $m$  – маса робочого органа гідроприводу,  $T$  – зовнішнє навантаження на гідродвигун гідроприводу та  $\Delta P$  – величина керуючого перепаду на переливному клапані.

3. На основі проведених досліджень слід рекомендувати такі сполучення конструктивних параметрів:  $\alpha = 60..80^\circ$ ,  $c = 1..2 \text{ Н/м}$ ,  $b = 1000..2500 \text{ Н}\cdot\text{с/м}$ ,  $d_k = (14..22) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $f_{\text{др}} = (10..16) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $b_{\text{ц}} = 1000..3000 \text{ Н}\cdot\text{с/м}$ ,  $m = 100..300 \text{ кг}$ ,  $D_{\text{ц}} = (80..100) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ , що забезпечує при зменшеному перепаді  $\Delta P = 0,7..0,8 \text{ МПа}$  значення  $\delta$  в діапазоні 3..8 % ,  $T_p$  в діапазоні 0,05..0,3 с,  $\sigma$  в діапазоні 2..7 % ,  $K$  в діапазоні 2-3 коливання.

На підставі отриманих рекомендацій розроблено тривимірну модель золотника переливного клапана (рис. 1.58)

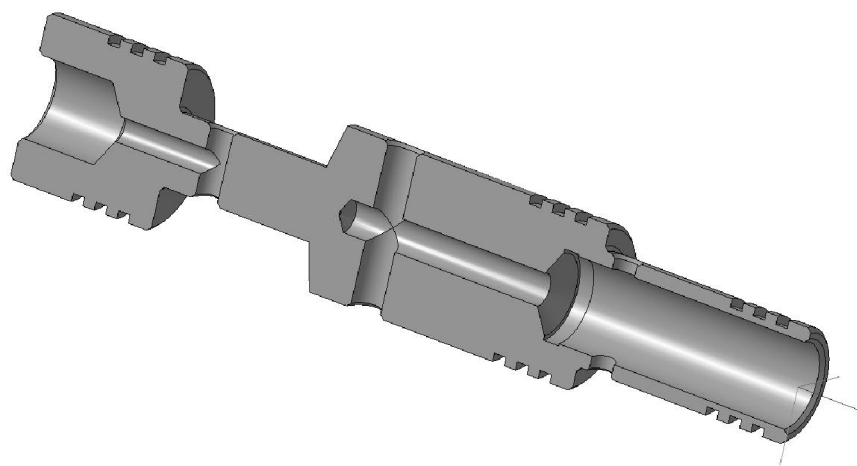


Рисунок 1.58 – Тривимірна модель золотника переливного клапана гідророзподільника для гідроприводу з LS-регулюванням

## 2 ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

### 2.1 Аналіз технологічності деталі

Задана деталь – золотник є однією з деталей гідророзподільника, що застосовується в у високоточній техніці. Випускається в умовах дрібносерійного виробництва. Деталь не має важкодоступних місць для обробки, окрім канавки в отворі  $\varnothing 8$  але вона необхідна оскільки вимоги до отвору Ra 0.80, що потребує внутрішньо шліфувальних операцій, тому спрощувати конструкцію золотника недоцільно.

В якості заготовки приймаємо прокат. Конструктивні елементи та розміри є уніфікованими, тому ми маємо можливість використовувати універсальний інструмент. Важкодоступних місць для обробки немає. Вимоги по допустимим відхиленням розмірів, по шорсткості, відхиленням геометричної форми, співвісності, биття та взаємного розміщення поверхонь невисокі і не суперечать один одному, тобто деталь є технологічною. Усі розміри, крім міжосьових відстаней, можна виміряти стандартним вимірювальним інструментом. Аналізуючи креслення деталі робимо висновок, що деталь має достатньо поверхонь для базування на різних операціях механічної обробки. Для базування можуть бути використані циліндричні поверхні та торці (схема базування «в центрах», «в патроні», «на призму»). Для базування в центрах, необхідне введення штучних технологічних баз– центровочних отворів. Технологічність деталі будемо оцінювати за допомогою трьох кількісних показників.

Коефіцієнт уніфікації. Для того, щоб визначити величину даного коефіцієнта, необхідно детально проаналізувати конструкцію та геометричні параметри деталі. В даному випадку ми маємо велику кількість розмірів, які характеризують геометрію досліджуваної деталі. Однак для раціональної оцінки нам необхідно серед них вибрати лише ті, які найбільш характерні та які більшою мірою можуть мати вплив на результуючу величину. Отже, ми

вибираємо серед усіх номінальних розмірів ті, які мають відношення лише до нашої деталі, а не будемо враховувати досить розповсюджені розміри, наприклад які вказують на розміри фаски, канавки під вихід інструмента і т.д.

Також необхідно зауважити, що показники шорсткості, які вказуються на решту поверхонь, окрім вказаних на кресленні, не враховуємо.

$$K_y = \frac{Q_{ye}}{Q_e} \quad (2.1)$$

де  $Q_{ye}$  - кількість уніфікованих елементів;

$Q_e$  – загальна кількість елементів.

Таблиця 2.1 – Визначення коефіцієнту уніфікації

Розміри								Шорсткість	
Лінійні		Кутові		Діаметральні		Різьби		Заг.	Уніф.
Заг.	Уніф.	Заг.	Уніф.	Заг.	Уніф.	Заг.	Уніф.	3	3
14	10	2	2	9	7	2	0		
$Q_{ye}=24$									
$Q_e=32$									

$$K_y = \frac{24}{32} = 0,75 .$$

Отже, за даним показником деталь є технологічною.

Коефіцієнт шорсткості. Для того, щоб визначити необхідний параметр, потрібно попередньо проаналізувати величини та кількість шорсткостей поверхонь, які потребують найбільш високої якості та які являються найбільш відповідальними. Для цього скористаємося даними таблиці 2.2.

$$K_{ш} = \frac{1}{Ш_{cp}}; \quad Ш_{cp} = \frac{\sum Ш_i \cdot n_i}{n_i} \quad (2.2)$$



де  $Ш_i$ -шорсткість  $i$ -ої поверхні;

$n_i$ -кількість поверхонь з шорсткістю  $Ш_i$ .

Таблиця 2.2 – Величини та кількість шорсткостей поверхонь

Шорсткість	Кількість поверхонь	Розрахунок
0,80	4	$4 \cdot 0,8 = 3,2$
1,6	2	$2 \cdot 1,6 = 3,2$
12,5	6	$6 \cdot 12,5 = 75$
Всього:	12	81,4

$$Ш_{cp} = \frac{81,4}{12} = 5,814; K_{ш} = \frac{1}{5,814} = 0,171.$$

Отже, за даним показником деталь є технологічною.

Коефіцієнт точності.

Для того, щоб оцінити розміри деталі за даним показником, необхідно попередньо визначити середній квалітет найбільш точних та відповідальних поверхонь. Для цього скористаємося таблицею 2.3.

$$K_T = 1 - \frac{1}{T_{cp}}; \quad (2.3)$$

$$T_{cp} = \frac{\sum T_i \cdot n_s}{n_s}, \quad (2.4)$$

де  $T_i$  - квалітет точності  $i$ -ого розміру;

$n_i$  - кількість розмірів з квалітетом  $T_i$ .

Таблиця 2.3 – Середній квалітет найбільш точних та відповідальних поверхонь

Квалітет	Розміри	Кількість розмірів	Розрахунок
6	Ø20, ø14.	2	$6 \cdot 2 = 12$
7	Ø8	3	$7 \cdot 1 = 7$
14	Всі інші	15	$14 \cdot 15 = 210$
		20	229

$$T_{cp} = \frac{229}{20} = 11,45; \quad K_T = 1 - \frac{1}{11,45} = 0,91 > 0,8.$$

Так як отримана величина коефіцієнта точності перевищує значення 0,8, тому вважаємо деталь технологічною по відношенню до даного показника.

Це означає, що досягнення необхідної точності за конструкторськими даними при подальшій механічній обробці для більшості з поверхонь особливої складності не матиме. Тобто більша кількість поверхонь із вказаною на них точністю буде досягнута без особливої важкості.

Отже, проаналізувавши всі фактори можна зробити висновок, що деталь технологічна і може бути оброблена на верстатах нормальної точності.

## 2.2 Попереднє визначення типу та організаційної форми виробництва

Тип виробництва згідно ГОСТ 31121-84 визначається за коефіцієнтом закріплення операцій:

$$K_{з.о.} = \frac{\sum O_i}{\sum P_i}, \quad (2.5)$$

де  $\sum Q_i$  – кількість операцій, які виконуються на дільниці;

$\sum P_i$  – кількість робочих місць на дільниці.

Вихідними даними для визначення  $K_{з.о.}$ , а значить і типу виробництва, є робоче креслення і річна програма випуску деталі. Згідно креслення деталі встановлені найбільш характерні переходи механічної обробки деталі «Золотник переливного клапана» і занесені до таблиці 2.4 (розточування отвору, попереднє точіння поверхні, розточування отвору, шліфування отвору та остаточне точіння циліндричної поверхні). Використовуючи формули для наближеного розрахунку основного часу визначено основний час для обраних переходів. Наприклад для розточування отвору отримаємо:

$$T_{\text{осн}}=0,290430,001=0,77 \text{ (хв)}.$$

Згідно рекомендацій наближено визначено тип виробництва, як серійний і відповідно обравши коефіцієнт розраховано штучно-калькуляційний час для всіх переходів, за формулою:

$$T_{\text{шт-к}}=T_{\text{осн}}\Phi_{\text{к}}[\text{хв}], \quad (2.6)$$

Для кожного з обраних переходів механічної обробки розрахована необхідна кількість верстатів:

$$C_{pi} = \frac{N \cdot T_{\text{шт-к}}}{60 F_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{з.п.}}} [\text{шт}], \quad (2.7)$$

де  $N$  – річна програма випуску деталі, 3000 шт.;

$T_{\text{шт.к.}}$  – штучно-калькуляційний час, хв;

$F_{\text{д}}$  – дійсний фонд роботи обладнання ( $F_{\text{д}} = 2030$  год.);

$\eta_{\text{з.п.}}$  – нормативний коефіцієнт завантаження обладнання (при серійному виробництві, дорівнює 0,8).

Одержану розрахункову кількість верстатів заокруглено до найближчого більшого числа і одержано прийняту кількість верстатів  $P$ .

Визначено фактичний коефіцієнт завантаження обладнання:

$$\eta_{\text{з.ф.}} = \frac{C_{pi}}{P_i}, \quad (2.8)$$

де  $C_{pi}$  – необхідна кількість верстатів для виконання даної операції;

$P_i$  – кількість робочих місць для виконання даної операції.

Встановлено кількість операцій, які виконуються на  $i$ -му місці:

$$O_i = \frac{\eta_{\text{з.п.}}}{\eta_{\text{з.ф.}i}}, \quad (2.9)$$

де  $\eta_{з.н.}$  – нормативний коефіцієнт завантаження обладнання;

$\eta_{з.ф.i}$  – фактичний коефіцієнт завантаження обладнання, на  $i$ -ій операції.

Знайдено сумарну кількість операцій, що можуть бути виконані на всіх робочих місцях  $\Sigma O_i$ :

$$\Sigma O_i = 40 + 8,9 + 53 + 80 + 10 = 191,9 \text{ (операцій).}$$

Сумарна кількість прийнятих верстатів чотири, відповідно коефіцієнт закріплення  $K_{з.о.}$ :

$$K_{з.о.} = 191,9 / 5 = 38,38$$

Згідно отриманого коефіцієнта закріплення операцій тип виробництва – дрібносерійне, що відповідає типу виробництва визначеного наближеним способом (за масою і програмою випуску деталей за рік).

Доцільність вибору групової чи потокової форми організації роботи визначається шляхом порівняння потрібного добового випуску виробів  $N_{\partial}$  і розрахункової добової продуктивності лінії  $Q_{\partial}$ . Якщо  $N_{\partial}$  менше  $Q_{\partial}$ , то поточкову лінію використовувати недоцільно.

$$N_{\partial} = \frac{N}{254} [\text{шт}], \quad (2.10)$$

де 254 кількість робочих днів в року;

$$Q_{\partial} = \frac{F_{\partial}}{T_{шт-ксер} \cdot \eta_з}, \quad (2.11)$$

де  $T_{шт-ксер}$  – середній штучно-калькуляційний час виконуваних переходів, хв.;

$\eta_з$  – добовий коефіцієнт завантаження потокової лінії.

$$T_{шт-ксер} = \frac{\sum T_{шт-кi}}{\sum n_i} [\text{хв}], \quad (2.12)$$

де  $T_{шт-к_i}$  - штучно-калькуляційний час виконання  $i$ -го переходу, хв.;

$\Sigma n_i$  – сумарна кількість виконуваних переходів.

Відповідно середній штучно-калькуляційний час виконуваних переходів становитиме:

$$T_{шт-к_i} = (1,1 + 6,05 + 1,05 + 0,36 + 5,22) / 5 = 2,756(\text{хв}).$$

Отже добова продуктивність лінії становитиме:

$$Q_o = \frac{2030}{2,756 \cdot 0,8} = 920,7.$$

Потрібний добовий випуск виробів:

$$N_{д} = \frac{3000}{254} = 11,8$$

Оскільки потрібний добовий випуск виробів значно менший добової продуктивності лінії то відповідно обираємо групову форму організації роботи. Відповідно необхідно визначити кількість деталей в партії для одночасного запуску:

$$n = \frac{N \cdot a}{254} [\text{шт}], \quad (2.13)$$

де  $a$  – періодичний запуск деталей на обробку, в днях (6 днів).

$$n = \frac{3000 \cdot 6}{254} = 66,14(\text{шт})$$

Отже тип виробництва – дрібносерійне, форма організації робіт – групова, при цьому кількість деталей в партії для одночасного запуску складає 66 шт.

Всі розрахункові дані занесені до таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 – Розрахунок коефіцієнта закріплення операцій

№ ПЛП	Зміст технологічних переходів	Формула для розрахунку $T_{\text{осн}} \cdot 10^{-3}$ хв	Параметри обробки, мм	$T_{\text{осн}}$ , хв	$\Phi_k$	$T_{\text{шт.к.}}$ , хв	$m_p$	P	$\eta_{3.ф.}$	O	$K_{3.о.}$
1	Розточування отвору	$0,2dl$	$D=65; 1=63$	0,82	1,35	1,1	0,02	1	0,02	40	
2	Попереднє точіння поверхні	$0,22dl$	$D=122; 1=167$	4,48	1,35	6,05	0,09	1	0,09	8,9	
3	Розточування отвору	$0,2dl$	$D=90; 1=43$	0,77	1,35	1,05	0,015	1	0,015	53	38,38
4	Шліфування отвору	$2,5dl$	$D=155; 1=90$	0,362	1,7	0,36	0,01	1	0,01	80	
5	Остаточне точіння поверхні	$0,19dl$	$D=122; 1=167$	3,87	1,35	5,2	0,075	1	0,075	10	

## 2.3 Розробка маршруту механічної обробки

2.3.1 Вибір способів механічної обробки поверхонь із підвищеними вимогами точності, визначення кількості ступенів механічної обробки циліндричної поверхні Ø20d6

Визначення кількості ступенів механічної обробки виконується на основі розрахунків за формулою:

$$\varepsilon = \frac{T_3}{T_d} = \frac{T_3}{T_1} \cdot \frac{T_1}{T_2} \cdot \dots \cdot \frac{T_{i-1}}{T_i} \cdot \dots \cdot \frac{T_n}{T_d} [\mu m] = \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot \dots \cdot \varepsilon_i \cdot \dots \cdot \varepsilon_n = \prod_1^n \varepsilon_i \quad (2.14)$$

де  $\varepsilon$  – загальне уточнення;

$\varepsilon_i$  – окремі ступені уточнення;

$n$  – число ступенів обробки;

$T_d$ ,  $T_3$ ,  $T_i$  – допуски параметра, що розглядається відповідно для деталі, заготовки та окремого ступеня обробки.

Визначення кількості ступенів механічної обробки для поверхні Ø20d6. Так, як дана деталь отримується із круглого прокату, допуск заготовки приймається той, що отримується після свердління:  $T_{\text{зар}}=250$  мкм [9]. Загальне уточнення для цієї поверхні:

$$\varepsilon=2,5/0,013=192.$$

Можна проводити обробку в 4 перехода:

$$\varepsilon_1=6; \varepsilon_2=4; \varepsilon_3=4; \varepsilon_4=2.$$

Допуск розміру після кожного переходу складатиме:

$$T_1=T_3/\varepsilon_1=2,5/6=0,42 \text{ (мм)}; T_2=T_1/\varepsilon_2=0,42/4=0,104 \text{ (мм)};$$

$$T_3=T_2/\varepsilon_3=0,104/4=0,026 \text{ (мм)}; T_4=T_3/\varepsilon_4=0,026/2=0,013 \text{ (мм)}.$$

Допуск після першого переходу відповідає 12 квалітету точності, після другого – 10 квалітету, після третього – 8 квалітету, після четвертого – 6 квалітету точності.

Оскільки обробляється внутрішній отвір, то доцільно прийняти наступні способи механічної обробки:

- точіння попереднє ;
- точіння остаточне ;
- шліфування чорнове;
- шліфування чистове .

На всі інші розміри, тобто на ті поверхні золотника, що обробляються, припуски і допуски вибираються по таблицям [9]. Їх значення зведені до таблиці 2.5.

Таблиця 2.5 – Визначення способів і кількості ступенів механічної обробки

Поверхневий розмір	Загальне уточнення, $\varepsilon = \frac{T_{заг}}{T_{дет}}$	Кількість ступенів механічної обробки	Квалітет	Вид механічної обробки
Ø20d6	192	$\varepsilon = 6 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 2$	12 10 8 6	точіння попереднє точіння остаточне шліфування чорнове шліфування чистове
Ø14d6	192	$\varepsilon = 6 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 2$	12 10 8 6	точіння попереднє точіння остаточне шліфування чорнове шліфування чистове
Ø8H7	100	$\varepsilon = 6 \cdot 4 \cdot 3 \cdot 1,38$	12 10 8 7	Свердління Розточування шліфування чорнове шліфування чистове

Одним із методів отримання даної заготовки є круглий прокат. Найбільший діаметр деталі Ø20, для досягнення цього розміру із круглого прокату необхідно: точити попередньо; точити остаточну; тверде точіння попередньо, тверде точіння остаточну.



При попередньому точінні із заготовки необхідно зняти 1,5 мм металу; при остаточному точінні із заготовки необхідно зняти 0,5 мм металу; при двукратному твердому точінні – 0,25 мм та 0,1 мм відповідно. Отже, для отримання деталі із заготовки необхідно зняти :  $1,5+0,5+0,25+0,1=2,35$  мм.

Заготовка має діаметр:  $\text{Ø}20+2,35=\text{Ø}22,35$  мм, згідно стандартним значенням приймаємо  $\text{Ø}24$  мм.

Загальна довжина заготовки складає 104мм. Для досягнення необхідного розміру необхідно зняти 2 мм металу із заготовки. Отже, загальна довжина заготовки складає:  $104+2\cdot 2=108$  мм.

Раціонально використовувати прутки довжиною 1000 мм, з якого виготовляти дев'ять деталей. Обираємо припуск на обробку найбільшого вала ( $\text{Ø}20$ ) 2,35 мм на сторону. Згідно ГОСТ 2590-71 вибираємо прокат сталевий, гарячекатаний, звичайної точності  $\text{Ø}24$  мм та довжиною 1000 мм, з якого виготовляється 9 деталей

### 2.3.2 Вибір (з обґрунтуванням) чистових та чорнових технологічних баз

#### Вибір чистових баз.

Чистові бази – бази, які використовуються на всіх операціях механічної обробки окрім першої. Вибрані чистові базові поверхні повинні забезпечувати жорсткість установки заготовки, вони не повинні деформуватися під дією сил різання, закріплення і гравітаційних сил, повинні мати досить високу точність розмірів і геометричних форм. При використанні цих баз повинен виконуватися принцип співпадання баз, що виключає або зводить до мінімуму похибки базування. Повинен виконуватися принцип постійності баз, тобто на всіх операціях механічної обробки використовуються одні і ті ж самі комплекти баз. Крім того, вибрані бази мають забезпечити просту конструкцію пристосування, зручну установку і знімання обробленої деталі.

#### Вибір чорнових баз.

Чорнові бази – поверхні заготовки, які використовуються на першій операції механічної обробки під час обробки чистових баз. Під час вибору чорнових технологічних баз розв’язується одна з двох задач:

- забезпечення розмірної прив’язки оброблених поверхонь з необробленою;
- забезпечення знімання мінімального рівномірного припуску під час першого ступеня механічної обробки з певної поверхні на одній з операцій (крім першої).

а) В даному випадку комплект чорнових технологічних баз буде обраний при схемі базування в 3-х кулачковому патроні, що забезпечить з необхідною точністю обробку поверхонь, які в подальшому будуть використовуватися в якості чистових технологічних баз (рис. 2.2). Це такі поверхні, як штучна технологічна база – центрові отвори та бічні торці. Обробка їх буде здійснена без похибки базування, оскільки обробляються циліндричні поверхні та поверхні з одного установа.

При цьому вирішуватиметься задача зняття мінімального рівномірного припуску на такі поверхні, як бічні торці.

На операції 005 обробляємо торець поверхні  $\varnothing 20$ , поверхню  $\varnothing 53$ , свердлимо отвори  $\varnothing 10,5$ ,  $\varnothing 3$ , нарізаємо різь M10 тому доцільно заготовку з базувати у трьохкулачковому патроні за більший торець, заготовку базуємо по необроблюваним поверхням, щоб зменшити похибку базування на подальших операціях.

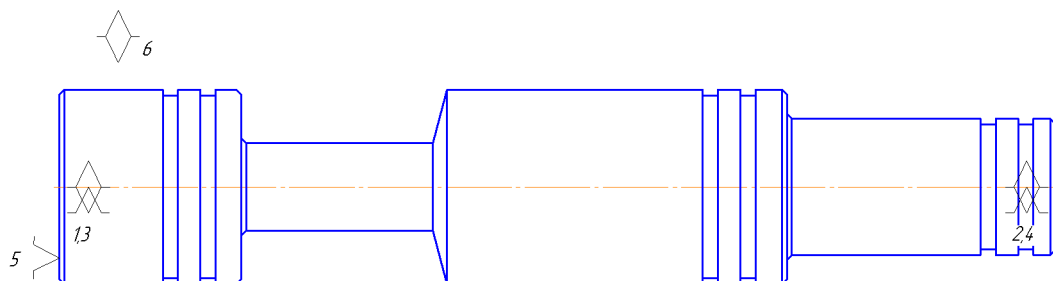


Рисунок 2.1– Чистові технологічні бази

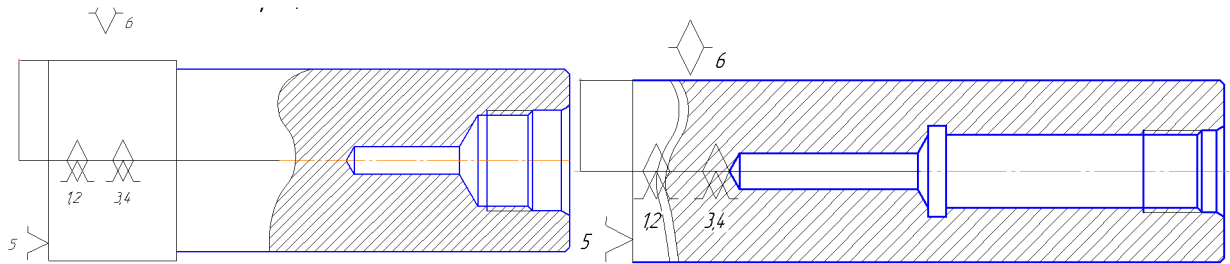


Рисунок 2.2 – Чорнові технологічні бази

б) Під час вибору чистових баз виконується задача мінімізації похибки базування. Найбільш доцільніша схема базування представлена на рисунку 2.1.

При цьому похибка базування на всі циліндричні поверхні будуть рівні нулю, а на лінійні розраховуються за допомогою розмірного ланцюга, враховуючи допуск на точність обробки:

$\mathcal{E}_{\delta 65} = \mathcal{E}_{\delta 28} = \mathcal{E}_{\delta 19} = \mathcal{E}_{\delta 61} = \mathcal{E}_{\delta 33} = 0$  – бо обробка здійснюється з одного установка або відбувається суміщення технологічних баз з вимірювальними;

$$\mathcal{E}_{\delta 104} = 0,87 \text{ мм}, \quad \mathcal{E}_{\delta 25} = 0,52 \text{ мм}, \quad \mathcal{E}_{\delta 56} = 0,7 \text{ мм}.$$

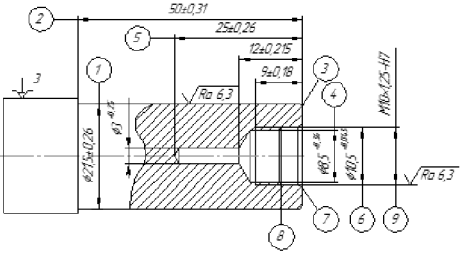
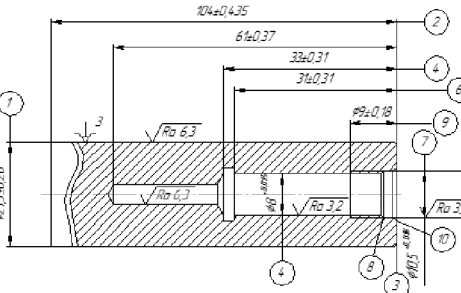
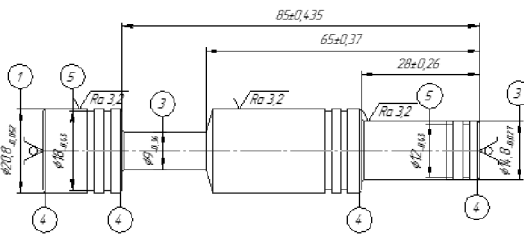
Як ми бачимо, дані похибки не впливають на величину допуску торцевого биття поверхонь відносно вісі деталі та забезпечують всі вимоги точності розмірів. Отже, видно, що такі технологічні бази, які використовуються в якості чистових баз, забезпечують необхідне базування, при якому обробка буде здійснюватись без похибки базування.

Для операції свердління ми використовуємо ті ж поверхні, що входять в комплекти чистових технологічних баз. Однак тепер вони мають вже більшу точність, що позитивно впливає на якість процесу обробки даних поверхонь.

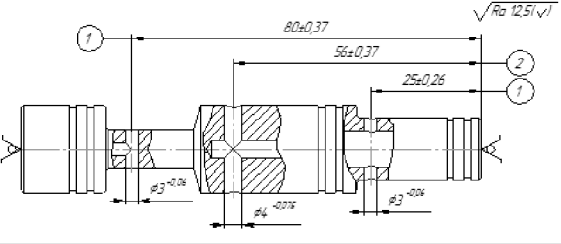
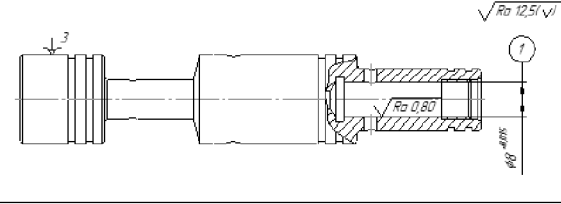
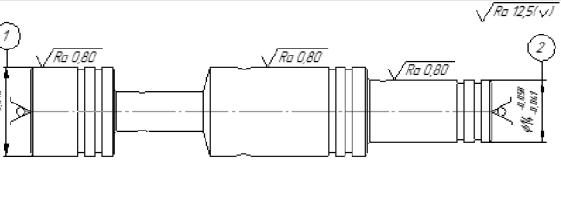
Робимо висновок про оптимальний вибір комплектів чорнових та чистових технологічних баз.

## 2.3.3 Розробка маршруту механічної обробки технологічного процесу

Таблиця 2.6 – Маршрут механічної обробки

№ операції	Назва, зміст операції та переходів	Ескіз та схема установки	Тип верстату
005	<p><b>Токарна з ЧПК:</b></p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1) Встановити і закріпити заготовку;</li> <li>2) Точити поверхню 1 попередньо;</li> <li>3) Підрізати торець 2;</li> <li>4) Точити фаску 3;</li> <li>5) Центрувати отвір 4;</li> <li>6) Свердлити отвір 4;</li> <li>7) Свердлити отвір 5;</li> <li>8) Розточити канавку 6;</li> <li>9) Точити фаску 7 під 60°;</li> <li>10) Розточити фаску 8;</li> <li>11) Нарізати різь 9;</li> <li>12) Зняти заготовку.</li> </ol>	<p style="text-align: right;"><math>\sqrt{Ra\ 12,5(\sqrt{V})}</math></p> 	Токарно гвинтарізний верстат 16K20T1
010	<p><b>Токарна з ЧПК:</b></p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1) Встановити і закріпити заготовку;</li> <li>2) Точити попередньо поверхню 1;</li> <li>3) Підрізати торець 2;</li> <li>4) Точити фаску 3;</li> <li>5) Центрувати отвір 4;</li> <li>6) Свердлити отвір 4;</li> <li>7) Свердлити отвір 5;</li> <li>8) Розточити канавку 6;</li> <li>9) Розточити отвір 4;</li> <li>10) Розточити канавку 7;</li> <li>11) Точити фаску 8;</li> <li>12) Нарізати різь 9;</li> <li>13) Розточити фаску 10 під 60°;</li> <li>14) Зняти заготовку.</li> </ol>	<p style="text-align: right;"><math>\sqrt{Ra\ 12,5(\sqrt{V})}</math></p> 	Токарно гвинтарізний верстат 16K20T1
015	<p><b>Токарна з ЧПК:</b></p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1) Встановити і закріпити заготовку;</li> <li>2) Точити пов. 1 остаточно;</li> <li>3) Точити пов. 2 попередньо;</li> <li>4) Точити пов. 2 остаточно;</li> <li>5) Точити пов. 3 однократно;</li> <li>6) Точити 6 фасок 4;</li> <li>7) Точити канавки 5;</li> <li>8) Точити канавки 6;</li> <li>9) Зняти заготовку.</li> </ol>	<p style="text-align: right;"><math>\sqrt{Ra\ 12,5(\sqrt{V})}</math></p> 	Токарно гвинтарізний верстат 16K20T1

## Продовження таблиці 2.6

№ операції	Назва, зміст операції та переходів	Ескіз та схема установки	Тип верстату
020	<p><b>Свердлильна</b></p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1) Встановити і закріпити заготовку;</li> <li>2) Центрувати 2 отвори 1;</li> <li>3) Центрувати отвір 2;</li> <li>4) Свердлити 2 отвори 1;</li> <li>5) Свердлити отвір 2;</li> <li>6) Зняти заготовку.</li> </ol>		Вертикально-свердлильний верстат 2Н125
025	Термічна обробка		
030	<p><b>Внутрішньошліфувальна</b></p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1) Встановити і закріпити заготовку;</li> <li>2) Чорнове шліфування отвору 1;</li> <li>3) Чистове шліфування отвору 1;</li> <li>4) Зняти заготовку.</li> </ol>		Верстат внутрішньо-шліфувальний ЗМ225ВФ2
035	<p><b>Тверде точіння:</b></p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1) Встановити і закріпити заготовку;</li> <li>2) Шліфування попереднє 1, 2;</li> <li>3) Шліфування остаточне 1, 2;</li> <li>4) Зняти деталь.</li> </ol>		Верстат кругло-шліфувальний ЗМ151ВФ3

## 2.3.4 Розмірно-точностне моделювання технологічного процесу

Головна задача розмірного аналізу технологічного процесу правильне та обґрунтоване визначення проміжних та остаточних розмірів і допусків на них. Особливо цього потребують проміжні розміри, що зв'язують протилежні поверхні. Визначення припусків на такі поверхні розрахунково-аналітичним або табличним методом дуже трудомістке. В той же час робота на налагоджених верстатах потребує детальної розробки всіх проміжних розмірів з тим, щоб на заключних переходах автоматично забезпечувались остаточні розміри. Правильне розв'язання цієї задачі забезпечує розмірний аналіз технологічного процесу, який складається з ряду етапів.

Вибір розташування технологічних розмірів.

Розташування технологічних розмірів здійснюємо у послідовності, що відображає порядок обробки поверхонь деталі, вказаний попередньо в маршруті механічної обробки даної деталі. Вказане розташування технологічних розмірів у відповідності з порядком обробки розташоване на рисунку.

Попереднє визначення допусків технологічних розмірів.

У відповідності з механічною обробкою деталі та параметрами точності (квалітетами), допуски на технологічні розміри та розміри заготовки за необхідними даними мають наступне значення:

$$\begin{array}{lll}
 T(Z_1) = 2,2 \text{ (мм)}; & T(B_1) = 0,87 \text{ (мм)}; & T(B_2) = 0,74 \text{ (мм)}; \\
 T(B_3) = 0,87 \text{ (мм)}; & T(B_4) = 0,87 \text{ (мм)}; & T(B_5) = 0,87 \text{ (мм)}; \\
 T(B_6) = 0,87 \text{ (мм)}; & T(B_7) = 0,74 \text{ (мм)}; & T(B_8) = 0,62 \text{ (мм)}; \\
 T(B_9) = 0,74 \text{ (мм)}; & T(B_{10}) = 0,87 \text{ (мм)}; & T(B_{11}) = 0,87 \text{ (мм)}; \\
 T(B_{12}) = 0,74 \text{ (мм)}; & T(B_{13}) = 0,64 \text{ (мм)}; & T(B_{14}) = 0,52 \text{ (мм)}; \\
 T(B_{15}) = 0,74 \text{ (мм)}; & T(B_{16}) = 0,62 \text{ (мм)}; & T(B_{17}) = 0,74 \text{ (мм)}.
 \end{array}$$

При цьому, враховуючи допуски конструкторських розмірів, матимемо наступні мінімальні та максимальні їх значення:

$$\begin{array}{ll}
 K_{1\max} = 25,26 \text{ (мм)}, & K_{1\min} = 24,74 \text{ (мм)}; \\
 K_{2\max} = 10,18 \text{ (мм)}, & K_{2\min} = 9,82 \text{ (мм)}; \\
 K_{3\max} = 3,125 \text{ (мм)}, & K_{3\min} = 2,875 \text{ (мм)}; \\
 K_{4\max} = 9,18 \text{ (мм)}, & K_{4\min} = 8,82 \text{ (мм)}; \\
 K_{5\max} = 104,435 \text{ (мм)}, & K_{5\min} = 103,565 \text{ (мм)}; \\
 K_{6\max} = 33,31 \text{ (мм)}, & K_{6\min} = 32,69 \text{ (мм)}; \\
 K_{7\max} = 61,37 \text{ (мм)}, & K_{7\min} = 60,63 \text{ (мм)}; \\
 K_{8\max} = 31,31 \text{ (мм)}, & K_{8\min} = 30,69 \text{ (мм)}; \\
 K_{9\max} = 3,125 \text{ (мм)}, & K_{9\min} = 2,875 \text{ (мм)}; \\
 K_{10\max} = 10,18 \text{ (мм)}, & K_{10\min} = 9,82 \text{ (мм)}; \\
 K_{11\max} = 28,26 \text{ (мм)}, & K_{11\min} = 27,74 \text{ (мм)}; \\
 K_{12\max} = 65,37 \text{ (мм)}, & K_{12\min} = 64,63 \text{ (мм)}; \\
 K_{13\max} = 19,26 \text{ (мм)}, & K_{13\min} = 18,74 \text{ (мм)};
 \end{array}$$

$$K_{14\max} = 25,26 \text{ (мм)}, \quad K_{14\min} = 24,74 \text{ (мм)};$$

$$K_{15\max} = 56,37 \text{ (мм)}, \quad K_{15\min} = 55,63 \text{ (мм)};$$

Розмірна схема технологічного процесу розміщена на рисунку 2.3.

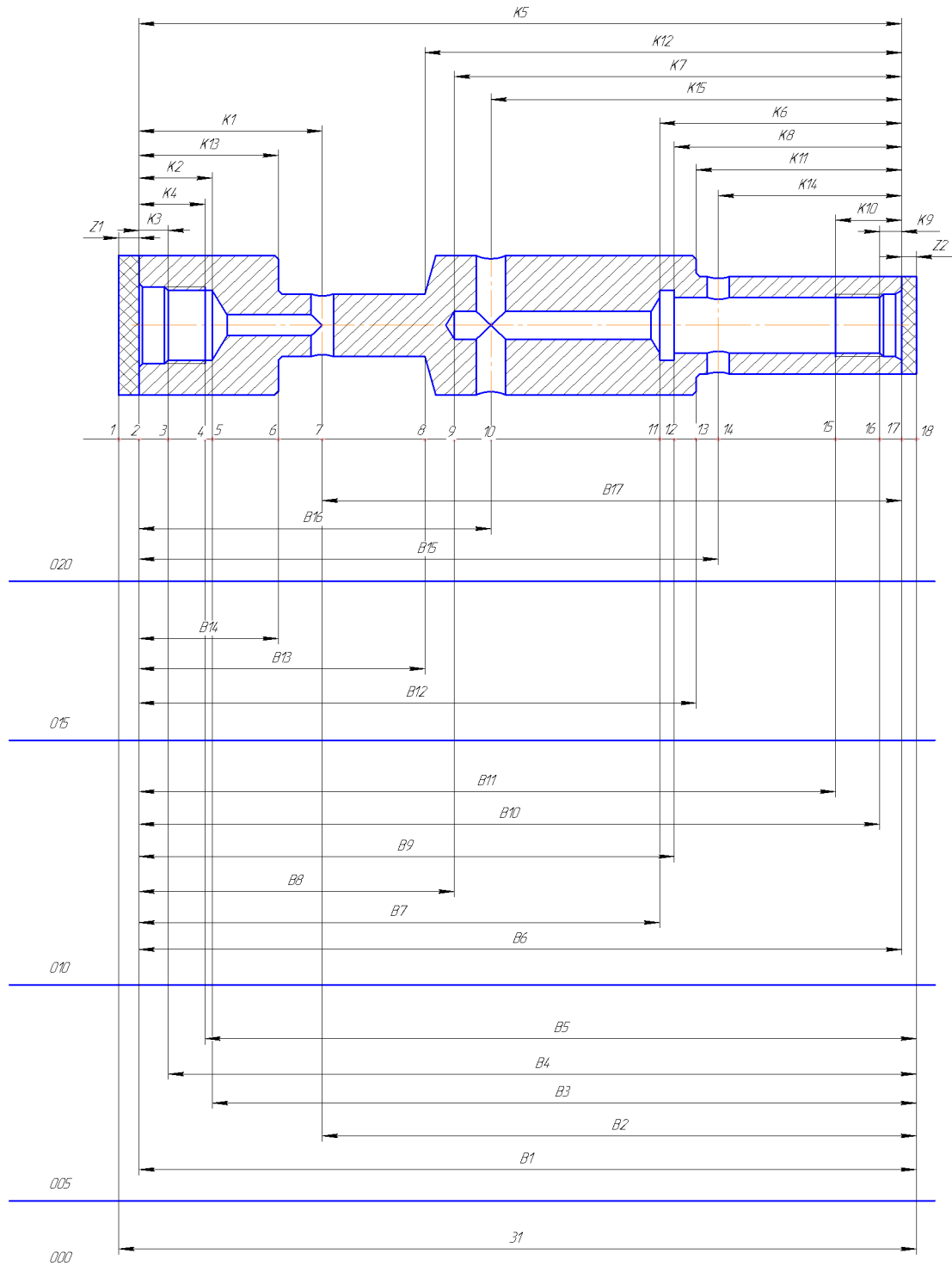


Рисунок 2.3 – Розмірна схема технологічного процесу

Похідний граф розміщений на рисунку 2.4, вихідний граф розміщений на рисунку 2.5, суміщений граф розміщений на рисунку 2.6.

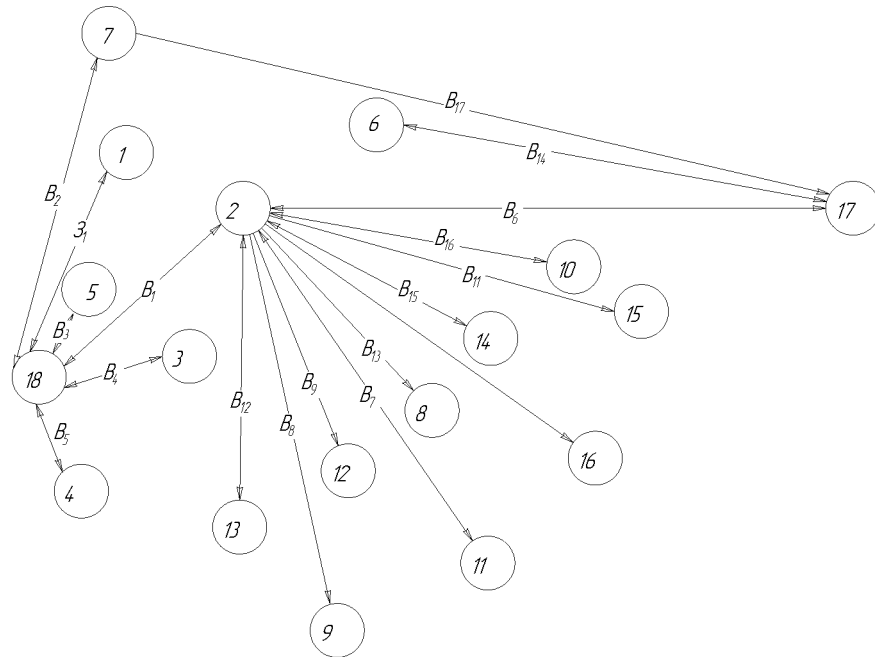


Рисунок 2.4 – Похідний граф

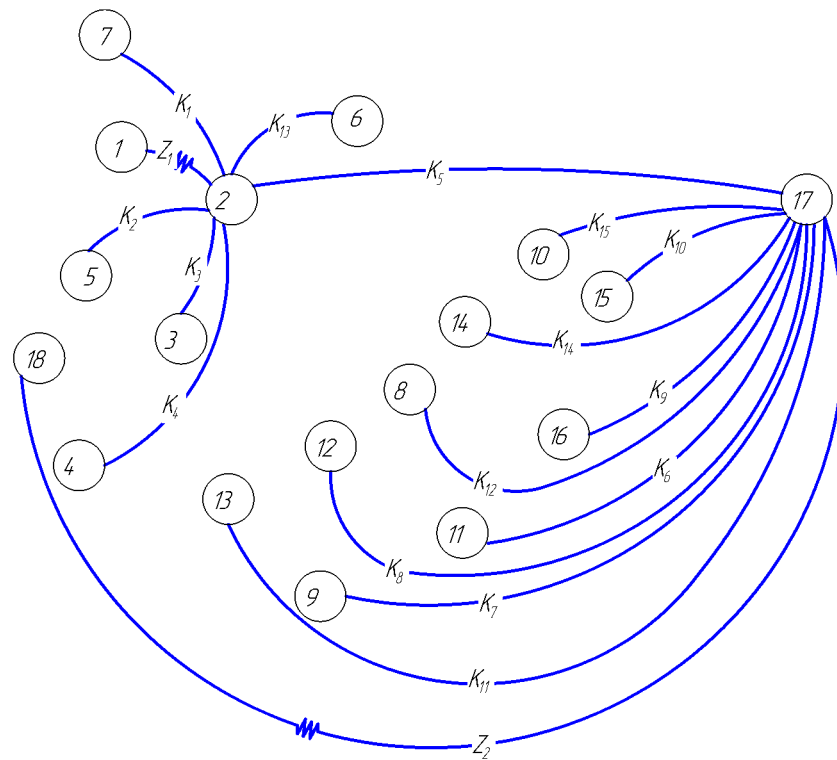


Рисунок 2.5 – Вихідний граф



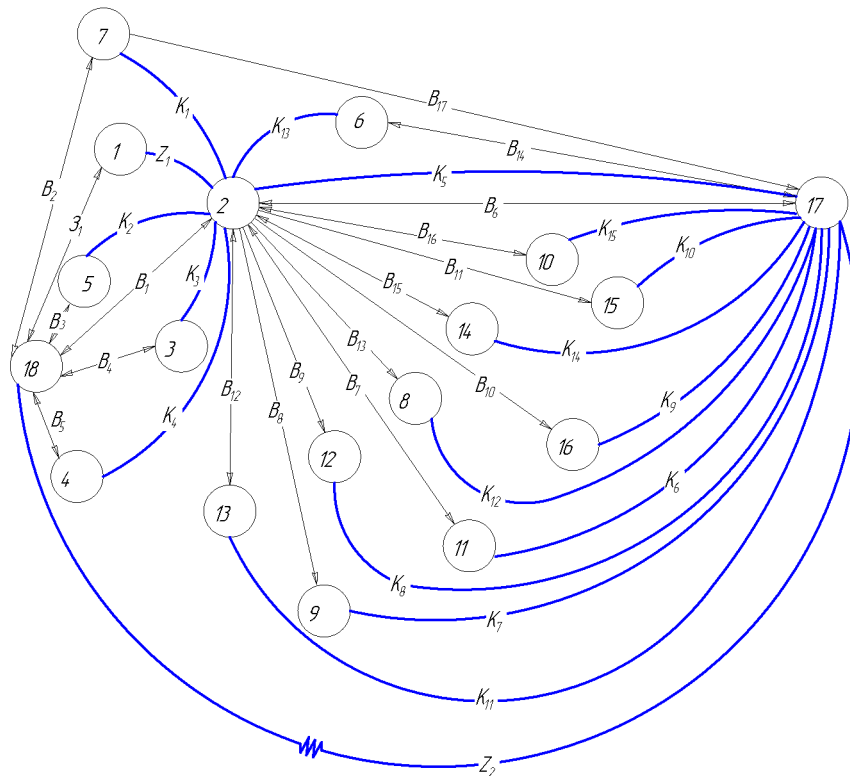


Рисунок 2.6 – Суміщений граф

Визначення проміжних мінімальних припусків на механічну обробку плоских поверхонь. Дані величини обираємо за допомогою довідників, враховуючи розміри та точність обробки нашої деталі.  $Z_1 = 2$  (мм);  $Z_2 = 2$  (мм).

Рівняння технологічних розмірів ланцюгів представлені у табл. 2.7.

Таблиця 2.7 – Рівняння технологічних розмірів ланцюгів

№ п/п	Розрахункове рівняння	Вихідне рівняння	Розмір, що визначається
1	$-K5 + B6 = 0$	$K5 = B6$	B6
2	$-K6 + B6 - B7 = 0$	$K6 = B6 - B7$	B7
3	$-K7 + B6 - B8 = 0$	$K7 = B6 - B8$	B8
4	$-K8 + B6 - B9 = 0$	$K8 = B6 - B9$	B9
5	$-K9 + B6 - B10 = 0$	$K9 = B6 - B10$	B10
6	$-K10 + B6 - B11 = 0$	$K10 = B6 - B11$	B11
7	$-K11 + B6 - B12 = 0$	$K11 = B6 - B12$	B12
8	$-K12 + B6 - B13 = 0$	$K12 = B6 - B13$	B13
9	$-K13 + B6 - B14 = 0$	$K13 = B6 - B14$	B14
10	$-K14 + B6 - B15 = 0$	$K14 = B6 - B15$	B15
11	$-K15 + B6 - B16 = 0$	$K15 = B6 - B16$	B16
12	$-K17 + B6 - B17 = 0$	$K1 = B6 - B17$	B17

Продовження таблиці 2.7

№ п/п	Розрахункове рівняння	Вихідне рівняння	Розмір, що визначається
13	$-Z2 - B6 + B1 = 0$	$Z2 = B6 - B1$	B1
14	$-31 - B1 - Z1 = 0$	$Z1 = 31 - B1$	31
15	$-K1 + B1 - B2 = 0$	$K1 = B1 - B2$	B2
16	$-K2 + B1 - B3 = 0$	$K2 = B1 - B3$	B3
17	$-K3 + B1 - B4 = 0$	$K3 = B1 - B4$	B4
18	$-K4 + B1 - B5 = 0$	$K4 = B1 - B5$	B5

2.3.5 Розрахунок проміжних припусків і технологічних розмірів на механічну обробку циліндричної поверхні.

Вихідні дані: Заготовка штучний прокат; маса заготовки – 0,15 кг.

Технологічний маршрут обробки поверхні  $\varnothing 20d6_{(-0,065/-0,078)}$  складається із попереднього обточування та одного з послідуєчим попереднім та остаточним тонким (твердим) точінням. Обробка здійснюється в центрах. При розв'язанні поставленої задачі отриманий результат та технологічний маршрут обробки заносимо в розрахункову таблицю 2.8.

Оскільки в даному випадку обробка здійснюється на токарному верстаті в центрах, похибка базування буде рівна нулю (оброблюється діаметральний розмір), що має значення для даного розміру. В такому разі ця величина виключається із основної формули для розрахунку мінімального припуску і відповідну графу можна не враховувати в розрахункову таблицю.

Використовуючи [12], записуємо розрахункові формули для визначення сумарного значення просторових відхилень:

$$\rho_z = \sqrt{\rho_{cm}^2 + \rho_{kop}^2 + \rho_u^2} \text{ [мм]}, \quad (2.18)$$

$$\rho_{cm} = 1,0 \text{ мм}; \quad \rho_{kop} = \Delta_k \cdot l = 0,8 \cdot 264 = 211,2 \text{ мкм} = 0,21 \text{ мм, де}$$

$\Delta_k$  - часткова кривизна заготовок на один міліметр довжини;

$$\rho_{\text{ч}} = \sqrt{\left(\frac{\delta_3}{2}\right)^2 + 0,25^2} \text{ [мм]}. \quad (2.19)$$

Допуск на поверхні, що використовуються в якості базових на фрезерно-центрувальній операції для штамповок нормальної точності, для групи сталі М2, степені важкості С1:

$$\delta_3 = 5,2 \text{ (мм)};$$

$$\rho_{\text{ч}} = \sqrt{\left(\frac{5,2}{2}\right)^2 + 0,25^2} = 2,61 \text{ (мм)};$$

$$\rho_3 = \sqrt{1^2 + 0,21^2 + 2,61^2} = 2,8 \text{ (мм)} = 2800 \text{ (мкм)}.$$

Остаточне просторове відхилення:

- після попереднього точіння  $\rho_1 = 0,06 \cdot 2800 = 168 \text{ (мкм)}$ ;
- після остаточного точіння  $\rho_2 = 0,04 \cdot 2800 = 112 \text{ (мкм)}$ ;
- після попереднього шліфування  $\rho_3 = 0,02 \cdot 2800 = 56 \text{ (мкм)}$ ;
- після остаточного шліфування  $\rho_4 = 0,005 \cdot 2800 = 14 \text{ (мкм)}$ .

Розрахунок мінімальних значень припусків при обточуванні зовнішньої циліндричної поверхні, встановленої в центрах здійснюємо, використовуючи основну формулу:

$$2Z_{\min} = 2(Rz_{i-1} + T_{i-1} + \rho_{i-1}) \text{ [мкм]} \quad (2.20)$$

Тоді матимемо наступні значення мінімальних припусків:

- під попереднє точіння:  $2Z_{\min 1} = 2(150 + 250 + 2800) = 2 \cdot 3200$ ;
- під остаточне точіння:  $2Z_{\min 2} = 2(50 + 50 + 140) = 2 \cdot 240$ ;
- під попереднє шліфування:  $2Z_{\min 3} = 2(30 + 30 + 112) = 2 \cdot 172$ ;
- під остаточне шліфування:  $2Z_{\min 4} = 2(3 + 20 + 56) = 2 \cdot 62$ ;

Аналогічно попередньому прикладу здійснюємо розрахунки і всіх інших колонок таблиці.

Знаходивши значення розрахункового діаметра, заповнюємо, починаючи з кінцевого (що на кресленні) розміру шляхом послідовного додавання розрахункового мінімального припуску кожного технологічного переходу:

$$d_4 = 19,935 \text{ (мм)};$$

$$d_3 = 19,935 + 2 \cdot 0,062 = 20,059 \text{ (мм)};$$

$$d_2 = 20,059 + 2 \cdot 0,172 = 20,403 \text{ (мм)};$$

$$d_1 = 20,403 + 2 \cdot 0,24 = 20,883 \text{ (мм)};$$

$$d_{\text{заг}} = 20,883 + 2 \cdot 3,2 = 27,283 \text{ (мм)};$$

Записавши у відповідній графі розрахункової таблиці значення допусків на кожен технологічний перехід і заготовку, в колонці «найменший граничний розмір» визначаємо їх значення для кожного технологічного переходу, заокруглюючи розрахункові розміри збільшенням їх значень. Заокруглення здійснюємо до того ж знаку десяткового дробу, з яким даний допуск на розмір для кожного переходу. Найбільші граничні розміри визначаємо, додаючи допуск до заокругленого найменшого значення граничного розміру:

$$d_{\text{max } 4} = 19,94 + 0,016 = 19,956 \text{ (мм)};$$

$$d_{\text{max } 3} = 20,06 + 0,025 = 20,085 \text{ (мм)};$$

$$d_{\text{max } 2} = 20,41 + 0,16 = 20,56 \text{ (мм)};$$

$$d_{\text{max } 1} = 20,89 + 0,62 = 21,51 \text{ (мм)};$$

$$d_{\text{max заг}} = 27,29 + 2,5 = 29,79 \text{ (мм)}.$$

Граничні значення припусків  $Z_{\text{max}}^{\text{сп}}$  визначаємо як різниця найбільших граничних розмірів та  $Z_{\text{min}}^{\text{сп}}$  - як різниця найменших граничних розмірів попереднього і виконуваного переходів:

$$2 Z_{\max 4}^{ep} = 20,085 - 19,956 = 0,129 \text{ (мм)};$$

$$2 Z_{\max 3}^{ep} = 20,56 - 20,085 = 0,475 \text{ (мм)};$$

$$2 Z_{\max 2}^{ep} = 21,51 - 20,56 = 0,95 \text{ (мм)};$$

$$2 Z_{\max 1}^{ep} = 29,79 - 21,51 = 8,28 \text{ (мм)};$$

$$2 Z_{\min 4}^{ep} = 20,06 - 19,94 = 0,12 \text{ (мм)};$$

$$2 Z_{\min 3}^{ep} = 20,41 - 20,06 = 0,35 \text{ (мм)};$$

$$2 Z_{\min 2}^{ep} = 20,89 - 20,41 = 0,48 \text{ (мм)};$$

$$2 Z_{\min 1}^{ep} = 27,29 - 20,89 = 6,4 \text{ (мм)}.$$

Загальні припуски розраховуємо, сумуючи проміжні припуски і записуємо отримані значення у нижній частині таблиці.

Виконуємо перевірку правильності виконуваних розрахунків:

$$Z_{\max 2}^{ep} - Z_{\min 2}^{ep} = 0,95 - 0,48 = 0,47 \text{ мм}; \delta_1 - \delta_2 = 0,62 - 0,16 = 0,46 \text{ (мм)};$$

$$Z_{\max 3}^{ep} - Z_{\min 3}^{ep} = 0,475 - 0,35 = 0,125 \text{ мм}; \delta_2 - \delta_3 = 0,16 - 0,039 = 0,121 \text{ м};$$

$$Z_{\max 4}^{ep} - Z_{\min 4}^{ep} = 0,129 - 0,12 = 0,009 \text{ мм}; \delta_3 - \delta_4 = 0,025 - 0,016 = 0,009 \text{ (мм)}.$$

Будуємо схему графічного розташування полів припусків і допусків, враховуючи, що в даному випадку побудова відбувається на зовнішню поверхню.

Номинальний припуск в даному випадку знаходимо з урахуванням несиметричного розташування поля допуску заготовки:  $Z_{\text{ном}} = Z_{\text{min}} + H_3 - H_0 [\text{мкм}]$ .

Нижнє відхилення розміру заготовки знаходимо по ГОСТ 7505-74:

$$H_3 = 1250 \text{ (мкм)};$$

$$Z_{\text{ном}} = 7890 + 1250 - 16 = 9122 \text{ (мкм)}.$$

$$d_{\text{ном}} = 19,94 + 9,122 = 29,062 \text{ (мм)}.$$

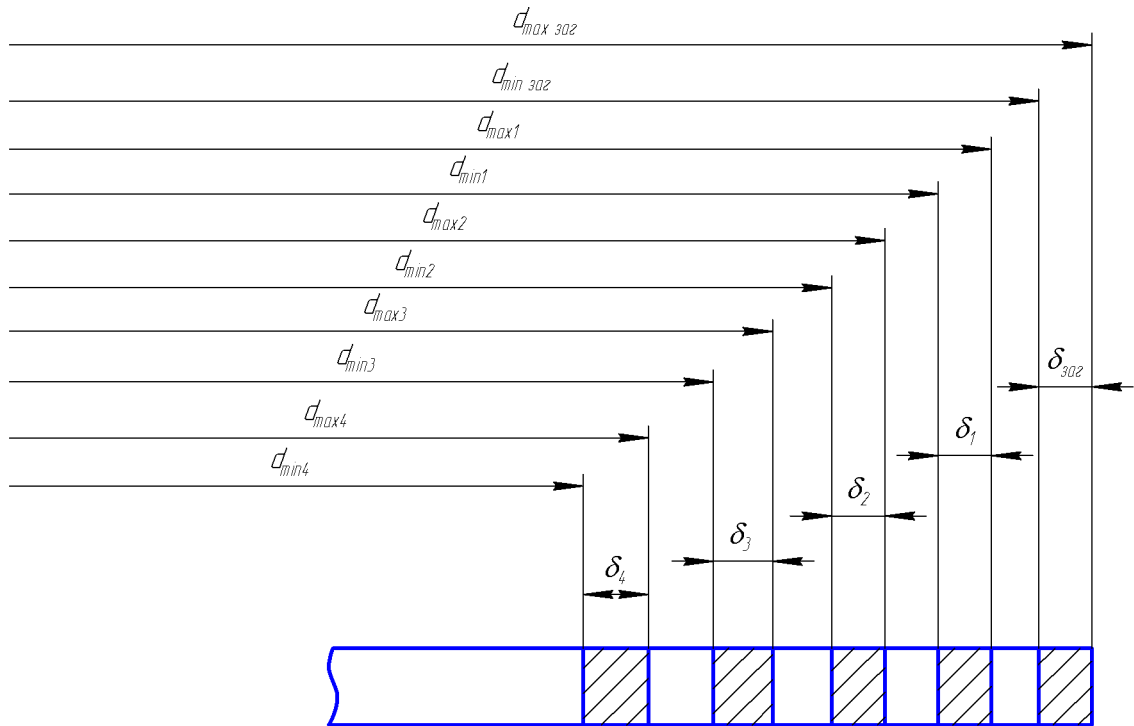


Рисунок 2.7 – Схема графічного розташування розмірів і припусків на механічну обробку циліндричної поверхні  $\text{Ø}20d6_{(-0,078)}^{-0,065}$

Таблиця 2.8 – Розрахунок припусків і граничних розмірів по технологічним переходам на обробку поверхні розміром  $\text{Ø}20d6_{(-0,078)}^{-0,065}$

Технологічні переходи обробки поверхні $\text{Ø}20d6_{(-0,078)}^{-0,065}$	Елементи припуска, мкм			Розрахунок припуск $2Z_{\min}$	Розрах. розмір, мм $d_p$	Допуск, мм $\delta$	Граничний розмір		Граничні значення		
	Rz	T	$\rho$				dmin	dmax	$2Z_{\min}^{np}$	$2Z_{\max}^{np}$	
Заготовка	15 0	250	2800		27,28	2,5	27,91	29,79			
Точіння попереднє	50	50	168	$2 \cdot 3200$	20,88	0,62	20,51	21,51	6,4	8,28	
Точіння остаточне	30	30	112	$2 \cdot 240$	20,40	$0,03_9$	20,5	20,56	0,48	0,95	
Шліфування попереднє	3	20	56	$2 \cdot 172$	20,05	$0,02_5$	20,15	20,085	0,3	0,475	
Шліфування остаточне	3	15	14	$2 \cdot 62$	19,93	0,01	19,93	19,956	0,1	0,129	
Сума										7,3	9,834

Визначення проміжних припусків (за нормативами) і розрахунок технологічних розмірів та максимальних припусків на механічну обробку решти циліндричних поверхонь.

Використовуючи довідникові дані, визначаємо мінімальні припуски на механічну обробку решти циліндричних поверхонь та розраховуємо відповідні граничні розміри і максимальні припуски, результат розрахунків поданий у таблиці 2.9.

Таблиця 2.9 - Розрахунок припусків і граничних розмірів по технологічним переходам на обробку поверхні розміром  $\varnothing 8H7(+0,015)$

Технологічні переходи обробки поверхні $\varnothing 8H7(+0,015)$	Розрахунковий припуск $2Z_{\min}$	Розрах. розмір, мм $d_p$	Доп., мм $\delta$	Граничний розмір		Граничні значення	
				$d_{\min}$	$d_{\max}$	$2Z_{\min}^{np}$	$2Z_{\max}^{np}$
Свердління		6,224	0,058	6,23	6,28		
Розточування	$2 \cdot 300$	7,224	0,036	7,23	7,27	0,8	1
Шліфування попереднє	$2 \cdot 160$	7,804	0,022	7,81	7,83	0,58	0,61
Шліфування остаточне	$2 \cdot 160$	8,015	0,015	8	8,015	0,21	0,28
Сума						1,59	1,89

#### 2.4 Висновки до технологічної частини

Деталь «Золотник переливного клапана» є технологічною, тип виробництва деталі – середньосерійний. На основі розрахованих техніко-економічних показників способів отримання заготовки деталі «Золотник переливного клапана» визначено, що найраціональнішим способом отримання заготовки є пруток. Виконано проектування послідовностей обробки поверхонь заготовки та операційного технологічного процесу виготовлення деталі.

### 3 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

#### 3.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки

Метою проведення технологічного аудиту є оцінювання комерційного потенціалу розробки, створеної в результаті науково-технічної діяльності. В результаті оцінювання робиться висновок щодо напрямів (особливостей) організації подальшого її впровадження з врахуванням встановленого рейтингу.

Для проведення технологічного аудиту залучено 3-х експертів, які оцінили комерційний потенціал розробки за 12-ю критеріями, наведеними в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Рекомендовані критерії оцінювання комерційного потенціалу розробки та їх можлива бальна оцінка

Критерії оцінювання та бали (за 5-ти бальною шкалою)					
Кри-терій	0	1	2	3	4
Технічна здійсненність концепції:					
1	Достовірність концепції не підтверджена	Концепція підтверджена експертними висновками	Концепція підтверджена розрахунками	Концепція перевірена на практиці	Перевірено роботоздатність продукту в реальних умовах
Ринкові переваги (недоліки):					
2	Багато аналогів на малому ринку	Мало аналогів на малому ринку	Кілька аналогів на великому ринку	Один аналог на великому ринку	Продукт не має аналогів на великому ринку
3	Ціна продукту значно вища за ціни аналогів	Ціна продукту дещо вища за ціни аналогів	Ціна продукту приблизно дорівнює цінам аналогів	Ціна продукту дещо нижче за ціни аналогів	Ціна продукту значно нижче за ціни аналогів
4	Технічні та споживчі властивості продукту значно гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту на рівні аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи кращі, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту значно кращі, ніж в аналогів
5	Експлуатаційні витрати значно вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати дещо вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати на рівні витрат аналогів	Експлуатаційні витрати трохи нижчі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати значно нижчі, ніж в аналогів
Ринкові перспективи					
6	Ринок малий і не має позитивної динаміки	Ринок малий, але має позитивну динаміку	Середній ринок з позитивною динамікою	Великий стабільний ринок	Великий ринок з позитивною динамікою



Продовження таблиці 3.1.

Критерії оцінювання та бали (за 5-ти бальною шкалою)					
Кри-терій	0	1	2	3	4
7	Активна конкуренція великих компаній на ринку	Активна конкуренція	Помірна конкуренція	Незначна конкуренція	Конкурентів немає
<b>Практична здійсненність</b>					
8	Відсутні фахівці як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї	Необхідно наймати фахівців або витратити значні кошти та час на навчання наявних фахівців	Необхідне незначне навчання фахівців та збільшення їх штату	Необхідне незначне навчання фахівців	Є фахівці з питань як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї
9	Потрібні значні фінансові ресурси, які відсутні. Джерела фінансування ідеї відсутні	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування відсутні	Потрібні значні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Не потребує додаткового фінансування
10	Необхідна розробка нових матеріалів	Потрібні матеріали, що використовуються у військово-промисловому комплексі	Потрібні дорогі матеріали	Потрібні досяжні та дешеві матеріали	Всі матеріали для реалізації ідеї відомі та давно використовуються у виробництві
11	Термін реалізації ідеї більший за 10 років	Термін реалізації ідеї більший за 5 років. Термін окупності інвестицій більше 10-ти років	Термін реалізації ідеї від 3-х до 5-ти років. Термін окупності інвестицій більше 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій від 3-х до 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій менше 3-х років
12	Необхідна розробка регламентних документів та отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту	Необхідно отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту, що вимагає значних коштів та часу	Процедура отримання дозвільних документів для виробництва та реалізації продукту вимагає незначних коштів та часу	Необхідно тільки повідомлення відповідним органам про виробництво та реалізацію продукту	Відсутні будь-які регламентні обмеження на виробництво та реалізацію продукту

Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки потрібно звести в таблицю за зразком таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки

Критерії	Прізвище, ініціали, посада експерта		
	Пурдик В.П.	Лозінський Д.О.	Дерібо О.В.
	Бали, виставлені експертами:		
1	2	2	2
2	1	2	2
3	2	3	3
4	2	2	2
5	3	4	3
6	2	2	1
7	2	2	2
8	3	3	3
9	2	4	2
10	2	3	3
11	4	3	4
12	4	4	4
Сума балів	СБ <sub>1</sub> =28	СБ <sub>2</sub> =34	СБ <sub>3</sub> =31
Середньоарифметична сума балів $\overline{СБ}$	$\overline{СБ} = \frac{\sum_{i=1}^3 СБ_i}{3} = \frac{28+34+31}{3} = 31$		

Згідно [18] розробка має рівень комерційного потенціалу вище середнього.

Характеризуючи виріб та ринок його реалізації висвітлюємо наступні питання.

Даний виріб має нову конструкцію та має забезпечити потребу споживачів у швидкому реагуванні та економії енергії.

Ринками збуту продукції можуть бути промислові регіони України.

Потенційними покупцями нового товару можуть бути малі та середні машинобудівні та ремонтні підприємства з одиничним та серійним виробництвом. Також деяка кількість підприємств може замінити старе або менш ефективне обладнання пропонованим.

Оскільки загальний ресурс роботи пропонованого пристрою є досить великим, тому будемо вважати, що його покупка підприємством буде разовою. Також оцінивши новизну, та техніко економічні показники можна припустити що пристрій буде зберігати свою актуальність протягом 5 років.

### 3.2 Прогнозування витрат на розробку нового технічного рішення

Капітальні витрати на розробку нового рішення складаються з відповідних витрат і розраховуються за формулою:

$$K = Z_0 + Z_p + Z_{доd} + Z_n + A_{обл} + M + K_e + B_{ЕЛ} + B_{ін}, [\text{грн}] \quad (3.1)$$

де  $Z_0$  – основна заробітна плата розробників, грн.;

$Z_p$  – основна заробітна плата робітників, грн.;

$Z_{доd}$  – додаткова заробітна плата робітників, грн.;

$Z_n$  – нарахування на заробітну плату розробників, грн.;

$A_{обл}$  – амортизація обладнання та приміщень для розробки, грн.;

$M$  – витрати на матеріали, грн.;

$K_e$  – витрати на комплектуючі, грн.;

$B_{ел}$  – витрати на електроенергію для розробки технічного рішення, грн.;

$B_{ін}$  – інші витрати, грн.

Витрати на основну заробітну плату розробників розраховують за формулою:

$$Z_0 = \frac{M \cdot t}{T_p}, [\text{грн}] \quad (3.2)$$

де  $M_{мі}$  – місячний посадовий оклад конкретного розробника, грн.;

$t_i$  – число днів роботи конкретного розробника, грн.;

$T_p$  – середнє число робочих днів в місяці,  $T_p = 21 \dots 23$  дні.

Проведені розрахунки зведені до таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Витрати на заробітну плату розробників

Найменування посади	Місячний посадовий оклад, грн.	Оплата за робочий день, грн	Число днів роботи	Витрати на заробітну плату, грн.
Керівник проекту	11000	500	24	12000
Інженер-конструктор	9000	409,09	10	4090,9
			Всього	$З_0 = 16090,9$

Витрати на основну заробітну плату робітників за відповідними найменуваннями робіт розраховують за формулою:

$$З_p = \sum_{i=1}^n C_i \cdot t_i, [\text{грн}] \quad (3.3)$$

де  $C_i$  – погодинна тарифна ставка робітника відповідного розряду, за виконану відповідну роботу, грн./год;

$t_i$  – час роботи робітника на визначеній  $i$ -й технологічній операції при виготовленні одного виробу, год.;

$$C_i = \frac{M_M \cdot K_i}{T_p \cdot t_{зм}}, [\text{грн}] \quad (3.4)$$

де  $M_M$  – розмір мінімальної місячної заробітної плати, грн. (4173 грн.) :

$K_i$  – тарифний коефіцієнт робітника відповідного розряду. Величина чинних тарифних коефіцієнтів робітників відповідних розрядів для бюджетної сфери наведена в [2];

$T_p$  – середнє число робочих днів в місяці, приблизно  $T_p = 21 \dots 23$  дні;

$t_{зм}$  – тривалість зміни, год.

Оскільки принципова схема нового пристрою вже відома, можна скласти приблизний перелік основних деталей та операцій для їх виготовлення.

Результати розрахунків представлені у таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 – Величина витрат на основну заробітну плату робітників

Найменування робіт (механічна обробка на верстаті)	Трудомісткість, год.	Коефіцієнт	Розряди робіт	Погодинна тарифна ставка	Величина оплати, грн.
Токарно- револьверний з ЧПК 16K20T1	0,14	1,37	4 (Ki = 1,35)	43,85	6,14
Внутрішньо- шліфувальний 3M225BФ2	0,032	1,37	4 (Ki = 1,35)	43,85	1,40
Всього					$Z_p = 7,54$

Додаткову заробітну плату розраховуємо як 10...12% від суми основної заробітної плати розробників та робітників за формулою:

$$Z_{\text{дод}} = H_{\text{дод}} (Z_p + Z_o) = 0,12 \cdot (7,54 + 16090,9) = 1931,81 \text{ (грн.)}$$

Нарахування на заробітну плату розробників та робітників розраховується як 36,3 % від суми основної та додаткової заробітної плати розробників і робітників за формулою:

$$Z_H = H_{\text{zn}} (Z_p + Z_o + Z_{\text{дод}}) = 0,363 \cdot (7,54 + 16090,9 + 1931,81) = 6544,98 \text{ (грн.)}$$

Амортизаційні відрахування по кожному виду обладнання та приміщенням можуть бути розраховані з використанням прямолінійного методу амортизації за формулою.

$$A_{\text{обл}} = \frac{Ц \cdot H_a \cdot T}{100 \cdot 12}, \quad (3.5)$$

де Ц – загальна балансова вартість всього обладнання, комп'ютерів, приміщень тощо, що використовувались для виконання даного етапу роботи, грн;

$H_a$  – річна норма амортизаційних відрахувань (10...25)%, для нашого випадку можна прийняти  $H_a = 15\%$ .

$T$  – термін, використання обладнання, приміщень тощо, місяці.

Результати розрахунків представлені у таблиці 3.5.

Таблиця 3.5 – Амортизаційні відрахування

Найменування обладнання	Балансова вартість, грн.	Строк корисного використання, років	Термін використання обладнання, місяців	Амортизаційні відрахування, грн.
Оф. приміщення	90000	15	2	2250
Вироб. прим.	250000	15	1	3125
Комп'ютери	12000	4	2	300
Внутрішньо-шліфувальний 3М225ВФ2	100000	10	1	1562
Токарно-револьверний з ЧПК 16К20Т1	140000	10	1	1750
Всього:				$A_{обл} = 8981$

Витрати на матеріали, у вартісному вираженні розрахуємо окремо по кожному виду матеріалів за формулою:

$$M = \sum_{j=1}^n H_j \cdot C_j \cdot K_j - \sum_{j=1}^n B_j \cdot C_{ej}, \quad (3.6)$$

де  $H_j$  – норма витрат матеріалу  $j$ -го найменування, кг;

$n$  – кількість видів матеріалів;

$C_j$  – вартість матеріалу  $j$ -го найменування, грн./кг;

$K_j$  – коефіцієнт транспортних витрат, ( $K_j = 1, 1 \dots 1, 15$ );

$B_j$  – маса відходів  $j$ -го найменування, кг;

$C_{ej}$  – вартість відходів  $j$ -го найменування, грн./кг.

Проведені розрахунки зводимо до таблиці 3.6.

Таблиця 3.6 – Витрати на матеріали

Найменування матеріалу	Ціна за кг., грн.	Витрач., кг	Величина відходів, кг	Ціна відходів, грн.	Коеф.	Вартість витраченого матеріалу, грн.
Сталь 45Л	29,5	3,6	0,23	3,9	1,15	30,8
Всього						30,8

Витрати на комплектуючі вироби, які використовують при розробці одиниці нового технічного рішення, розраховуються, згідно їх номенклатури, за формулою:

$$K_e = \sum_{j=1}^n H_j \cdot C_j \cdot K_j, \quad (3.7)$$

де  $H_j$  – кількість комплектуючих;

$C_j$  – покупна ціна комплектуючих;

$K_j$  – коефіцієнт транспортних витрат, ( $K_j = 1, 1 \dots 1, 15$ ).

Таблиця 3.7 – Витрати на комплектуючі

Найменування інструменту	Кількість	Ціна за штуку, грн.	Сума, грн.
Різець розточний №1	15	15,00	247,50
Різець розточний №2	10	20,00	220,00
Зенківка	10	22,00	121,00
Зенкер	5	25,00	137,50
Свердлило спіральне	3	7,50	24,75
Всього			750,75

Враховуючи коефіцієнт витрат на транспортування витрати на комплектуючі дорівнюватимуть  $K_e = 750,75 \cdot 1,1 = 825,83$  грн.

Витрати на силову електроенергію розраховуються за формулою:

$$B_e = B \cdot П \cdot \Phi \cdot K_{\Pi}, \quad (3.8)$$

де  $B$  – вартість 1 кВт-год. Електроенергії ( $B = 1,00$  грн./кВт);

$P$  – встановлена потужність обладнання, кВт;

$\Phi$  – фактична кількість годин роботи обладнання, годин;

$K_{\text{п}}$  – коефіцієнт використання потужності;  $K_{\text{п}} < 1$ .

Таблиця 3.8 – Витрати на електроенергію

Найменування обладнання	Встановлена потужність, кВт.	Тривалість роботи, год.	Коефіцієнт використання потужності	Сума, грн.
Освітлення офісних приміщень	0,8	420	0,95	319,2
Освітлення вироб. приміщень	2	25	0,95	47,5
Комп'ютерна техніка	1	420	0,7	294
Верстати та інше обладнання	17,5	0,093	0,9	1,46
				$B_e = 662,16$

Інші виробничі витрати доцільно прийняти як (100...300)% від суми основної заробітної плати розробників та робітників, які приймали участь в розробці нового технічного рішення. Величину витрат розраховують за формулою:

$$B_{in} = 2 (Z_p + Z_o) = 2 \cdot (7,54 + 16090,9) = 32196,88 \text{ (грн.)}$$

Тоді визначаємо вкладення на розробку конструкторського технічного рішення відповідно до формули (3.1) будуть дорівнювати:

$$K = 16090,9 + 7,54 + 1931,81 + 6544,98 + 8981 + 30,8 + 825,83 + \\ + 662,16 + 32196,88 = 67271,9 \text{ (грн.)}$$

Виконуємо розрахунок загальних витрат на виконання даної роботи.



Загальна вартість всієї наукової роботи визначається за  $B_{\text{заг}}$  формулою:

$$B_{\text{заг}} = \frac{B_{\text{ін}}}{\alpha}, \quad (3.9)$$

де  $\alpha$  – частка витрат, які безпосередньо здійснює виконавець даного етапу роботи, у відповідних одиницях, в даному випадку  $\alpha = 0,9$ .

Тоді

$$\hat{A}_{\text{сдд}} = \frac{\hat{A}_{\text{ч}}}{\alpha} = \frac{32196,88}{0,9} = 35774,31 \text{ (грн.)}$$

Виконуємо прогнозування загальних витрат на виконання та впровадження результатів виконаної наукової роботи. Прогнозування загальних витрат  $3B$  на виконання та впровадження результатів виконаної наукової роботи здійснюється за формулою:

$$\text{сА} = \frac{\hat{A}_{\text{сдд}}}{\beta} = \frac{35774,31}{0,7} = 51106,16 \text{ (грн.)}$$

де  $\beta = 0,7$  – коефіцієнт, який характеризує етап (стадії розробки промислового зразка) виконання даної роботи.

### 3.3 Прогнозування комерційних ефектів від реалізації результатів розробки

За приблизними розрахунками на виконання науково-дослідної роботи та впровадження її результатів, а також отримання прибутків необхідно 6 місяці.

Позитивний ефект прогнозується одразу після впровадження розробки у виробництво, і за рахунок досить якісної зміни характеристик у порівнянні із аналогами актуальність нова розробка буде мати у продовж, мінімум, п'яти років.

В результаті дослідження виробництв де використовується схожі вироби, можна припустити, що провадження нової розробки дозволить у порівнянні з аналогами збільшити кількість оброблюваних деталей на 20% за перший рік, на 15% в другий, та на 10% у кожен послідуєчий за рахунок збільшення швидкості та якості роботи.

Приблизний час роботи виробу в рік (за умови використання в дві зміни) складає 3000 год., одна година технологічної обробки деталей для аналогів коштує 20 грн., а прибуток складає 8 грн./год. З цих даних можна розрахувати економічний ефект від впровадження розробки на підприємстві.

Розрахунок проводимо за формулою:

$$\Delta\Pi_i = \sum_1^n (\Delta\Pi_{я} \cdot N + \Pi_{я} \Delta N)_i, \quad (3.10)$$

де  $\Delta\Pi_{я}$  – покращення основного якісного показника від впровадження результатів розробки у даному році,  $\Delta\Pi_{я} = 20 \cdot 0,4 = 8$  грн;

$N$  – основний кількісний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році до впровадження результатів наукової розробки;

$\Delta N$  – покращення основного кількісного показника діяльності підприємства від впровадження результатів розробки;

$\Pi_{я}$  – основний якісний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році після впровадження результатів наукової розробки;

$n$  – кількість років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від впровадження розробки.

Збільшення чистого прибутку протягом першого року (значення ділимо на два, оскільки прибуток отримується із середини року):

$$\Delta\Pi_1 = 0.5 \cdot (8 \cdot 3000 + (8 + 8) \cdot 3000 \cdot 0.2) = 16800 \text{ (грн.)}$$

Збільшення чистого прибутку протягом другого року:

$$\Delta\Pi_2 = 8 \cdot 3000 + (8 + 8) \cdot 3000 \cdot 0,2 \cdot 1,15 = 35040 \text{ (грн.)}$$

Збільшення чистого прибутку протягом третього року:

$$\Delta\Pi_3 = 8 \cdot 3000 + (8 + 8) \cdot 3000 \cdot 0,2 \cdot 1,15 \cdot 1,1 = 36144 \text{ (грн.)}$$

Збільшення чистого прибутку протягом четвертого року:

$$\Delta\Pi_4 = 8 \cdot 3000 + (8 + 8) \cdot 3000 \cdot 0,2 \cdot 1,15 \cdot 1,1^2 = 37358,4 \text{ (грн.)}$$

Збільшення чистого прибутку протягом п'ятого року:

$$\Delta\Pi_5 = 8 \cdot 3000 + (8 + 8) \cdot 3000 \cdot 0,2 \cdot 1,15 \cdot 1,1^3 = 38694,24 \text{ (грн.)}$$

### 3.4 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності

Основними показниками, які визначають доцільність фінансування наукової розробки певним інвестором, є абсолютна і відносна ефективність вкладених інвестицій та термін їх окупності. Розрахунок ефективності вкладених інвестицій передбачає проведення таких робіт.

1. Розраховують теперішню вартість інвестицій PV, що вкладаються в наукову розробку. Такою вартістю ми можемо вважати прогнозовану величину загальних витрат ЗВ на виконання та впровадження результатів дослідження, що складає 51106,16 грн. Для спрощення подальших розрахунків будують вісь часу, на яку наносять всі платежі (інвестиції та прибутки), що мають місце під час виконання науково-дослідної роботи та впровадження її результатів. Платежі показуються у ті терміни, коли вони здійснюються.

Отже загальні витрати ЗВ на виконання та впровадження результатів роботи становлять 51106,16 грн. Результати вкладених у наукову розробку інвестицій почнуть виявлятися через шість місяців і впродовж п'яти років від початку розробки впровадження.

Тоді рисунок, що характеризує рух платежів (інвестицій та додаткових прибутків) буде мати вигляд, наведений на рисунок 3.1.

Розраховуємо абсолютну ефективність вкладених інвестицій  $E_{\text{абс}}$ . Для цього користуються формулою:

$$E_{\text{абс}} = (\text{ПП} - \text{PV}), \quad (3.11)$$

де ПП – приведена вартість всіх чистих прибутків, що їх отримає підприємство (організація) від реалізації результатів наукової розробки, грн;

PV – теперішня вартість інвестицій  $PV = 3B$ , грн.

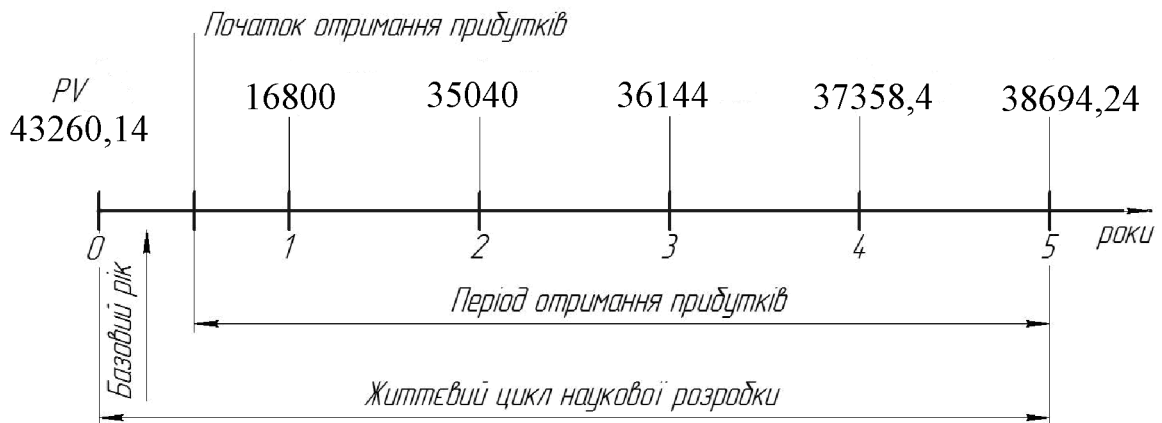


Рисунок 3.1 – Вісь часу з фіксацією платежів, що мають місце під час розробки та впровадження результатів НДДКР

У свою чергу, приведена вартість всіх чистих прибутків ПП розраховується за формулою:

$$\text{ПП} = \sum_1^T \frac{\Delta\Pi_i}{(1 + \tau)^t}, \quad (3.12)$$

де  $\Delta\Pi_i$  – збільшення чистого прибутку у кожному із років, протягом яких виявляються результати виконаної та впровадженої НДДКР, грн;

$t$  – період часу, протягом якого виявляються результати впровадженої НДДКР, роки;

$\tau$  – ставка дисконтування, за яку можна взяти щорічний прогнозований рівень інфляції в країні; для України цей показник знаходиться на рівні 0,1;

$t$  – період часу (в роках) від моменту отримання чистого прибутку до точки «0».

Якщо  $E_{abc} \leq 0$ , то результат від проведення наукових досліджень та їх впровадження буде збитковим і вкладати кошти в проведення цих досліджень ніхто не буде.

Якщо  $E_{abc} > 0$ , то результат від проведення наукових досліджень та їх впровадження принесе прибуток, але це також ще не свідчить про те, що інвестор буде зацікавлений у фінансуванні даного проекту (роботи).

Розрахуємо абсолютну ефективність інвестицій, вкладених у реалізацію проекту. Домовимося, що ставка дисконтування  $\tau$  дорівнює 0,1.

Таким чином, отримаємо:

$$ПП = \frac{16800}{(1+0,1)^2} + \frac{35040}{(1+0,1)^3} + \frac{36144}{(1+0,1)^4} + \frac{37358,4}{(1+0,1)^5} + \frac{38694,24}{(1+0,1)^6} = 109948,58 \text{ (грн)}.$$

Тоді  $E_{abc} = (109948,58 - 51106,16) = 58842,42$  грн.

Оскільки  $E_{abc} > 0$ , то вкладання коштів на виконання та впровадження результатів НДДКР може бути доцільним.

Розраховуємо відносну (щорічну) ефективність вкладених в наукову розробку інвестицій  $E_v$ . Для цього користуються формулою:

$$E_v = T_{ж} \sqrt[3]{1 + \frac{E_{abc}}{PV}} \quad (3.13)$$

де  $E_{abc}$  – абсолютна ефективність вкладених інвестицій, грн;

$PV$  – теперішня вартість інвестицій  $PV = 3B$ , грн;

$T_{ж}$  – життєвий цикл наукової розробки, роки.

Далі, розрахована величина  $E_B$  порівнюється з мінімальною (бар'єрною) ставкою дисконтування  $\tau_{\text{мін}}$ , яка визначає ту мінімальну дохідність, нижче за яку інвестиції вкладатися не будуть. У загальному вигляді мінімальна (бар'єрна) ставка дисконтування  $\tau_{\text{мін}}$  визначається за формулою:

$$\tau = d + f, \quad (3.14)$$

де  $d$  – середньозважена ставка за депозитними операціями в комерційних банках; в 2019 році в Україні  $d = (0,7...0,15)$ ;

$f$  – показник, що характеризує ризикованість вкладень; зазвичай, величина  $f = (0,05...0,1)$ , але може бути і значно більше.

Якщо величина  $E_B > \tau_{\text{мін}}$ , то інвестор може бути зацікавлений у фінансуванні даної наукової розробки. В іншому випадку фінансування наукової розробки здійснюватися не буде.

Спочатку спрогнозуємо величину  $\tau_{\text{мін}}$ . Припустимо, що за даних умов  $\tau_{\text{мін}} = 0,1 + 0,05 = 0,15$ .

Тоді відносна (щорічна) ефективність вкладних інвестицій в проведення наукових досліджень та впровадження їх результатів складе:

$$\dot{A}_a = \dot{a}_a \sqrt[5]{1 + \frac{\dot{A}_{\text{дан}}}{PV}} - 1 = \sqrt[5]{1 + \frac{58842,42}{51106,16}} - 1 = 0,265 \text{ або } 26,5 \%$$

Оскільки  $E_B = 26,5\% > \tau_{\text{мін}} = 0,15 = 15\%$ , то інвестора може зацікавити вкладання капіталу в дану розробку.

Розраховуємо термін окупності вкладених у реалізацію наукового проекту інвестицій. Термін окупності вкладених у реалізацію наукового проекту інвестицій  $T_{\text{ок}}$  можна розрахувати за формулою:

$$T_{\text{ок}} = \frac{1}{E_B}. \quad (3.15)$$

Якщо  $T_{ок} < 3 \dots 5$ -ти років, то фінансування даної наукової розробки в принципі є доцільним. В інших випадках потрібні додаткові розрахунки та обґрунтування. Термін окупності вкладених у реалізацію проекту інвестицій  $T_{ок}$  складе:

$$\dot{O}_{ie} = \frac{1}{0,265} = 3,77 \text{ років,}$$

що свідчить про можливу доцільність фінансування даної розробки.

### 3.5 Висновки до економічної частини

При оцінці економічної ефективності наукового дослідження було визначено комерційний потенціал дослідження та розраховано кошторис капітальних витрат на розробку нового технічного рішення, на його виробництво та впровадження, а також оцінено економічну ефективність інноваційного рішення.

Комерційний потенціал дослідження за результатами опитування експертів було визначено як вище середнього. Визначення капітальних витрат на розробку нового технічного рішення включало витрати на основну заробітну плату розробників (16090,9 грн.) і робітників (7,54 грн. на виготовлення одиниці продукції), а також додаткову заробітну плату (1931,81 грн.), амортизацію обладнання (8981 грн), витрати на електроенергію (662,16 грн), матеріали (30,8 грн. на одиницю продукції) і таке інше. В розрахунку економічної ефективності було виконано прогнозування загальних витрат на виконання та впровадження результатів наукової роботи, що склали 51106,16 грн., спрогнозовано комерційний ефект від реалізації результатів розробки та ефективність (26,5%/рік) вкладених інвестицій і періоду їх окупності (3,77 років). За результатами всіх розрахунків було виявлено доцільність проведення даної наукової роботи оскільки вона є економічно доцільною.

## 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

### 4.1 Аналіз умов праці

Обладнання для виготовлення «Золотник переливного клапана» встановлено у механічному цеху. Живлення електрообладнання здійснюється від 3-х фазних і 4-х провідних мереж (220/380) з глухо заземленою нейтраллю живильного трансформатора напругою до 1000 В. В процесі обробки деталей виникають наступні шкідливі та небезпечні виробничі фактори:

- рухомі частини виробничого обладнання;
- гострі заусенеці і кромки на поверхнях деталей;
- температура повітря робочої зони не відповідає нормальним змовам;
- підвищений рівень шуму на робочому місці;
- підвищений рівень вібрації на робочому місці;
- недостатнє освітлення робочої зони;
- підвищена загазованість робочої зони;
- загально токсичні: оксид вуглецю;
- паралізуючі: пари лугів.

### 4.2 Організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії

#### 4.2.1 Мікроклімат

Однією з необхідних і важливих умов для здорової і високо продуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і підтримання нормальних метеорологічних умов в робочій зоні механічного цеху. Оптимальні показники мікроклімату – це показники, які розповсюджуються на всю територію робочої зони. Допустимі показники – показники, які встановлюються диференційно для постійних і непостійних робочих місць.

Оптимальні величини мікроклімату встановлюються у випадках, коли по технологічних вимогах, технологічним і економічним принципам не забезпечуються оптимальні норми.



Вологість повітря значно впливає на терморегуляцією організму людини. Дія температури навколишнього середовища залежить від супроводжуючої відносної вологості. Підвищена вологість є несприятливим фактором не тільки в умовах спеки, але й при пониженій температурі. Інтенсивність теплового випромінювання складає 100 Вт/м<sup>2</sup> при випромінюванні тіла людини 25%.

Показники мікроклімату в виробничих приміщеннях повинні відповідати значенням наведеним в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Показники мікроклімату в виробничих приміщеннях

Період року	Катюгорія робіт	Температура				Відносна вол.		Шв. руху повіт.		
		Опт.	Допустима				Оптим.	Доп.	Оптним.	Доп.
			В.м.	Н.м.	В.м.	Н.м.				
			На робочих місцях							
Пост.	Не Пост.	Пост.	Не пост.							
теплий	2 2 6	20-22	27	29	16	15	40-60	70	0.3	0.2-0.5

#### 4.2.2 Природне і штучне освітлення

Мінімальне значення коефіцієнта природного освітлення розраховується за формулою:

$$e_n^4 = e_n^3 \cdot m \cdot c, \quad (4.1)$$

де  $e_n = 2.5\%$  – для зорових робіт дуже високої точності,

$m = 0,9$  – четвертий пояс світлового клімату (м. Вінниця);

$c = 0,75$  – четвертий пояс світлового клімату, при азимуті 90°.

Тоді

$$e_n^4 = 2,5 \cdot 0,9 \cdot 0,75 = 1.68\%.$$

Таблиця 4.2 – Показники природного освітлення

Мін. розмір об.роз.	Розряд зорової роботи	Під розряд зор.р.	Контраст	фон	Природне		Штучне		Комбінов.	
					Освітл., лк		КЕО <sub>п</sub> $e_n^3$ , %		КЕО $e_n^3$ , %	
					Комб.	Заг.	Верхн..	Боков.	Верхн.,	Бок.
0,15-0,3	2	в	малий	Серед.	2000	500	7	2	4.2	1.2

Таблиця 4.3 – Показники штучного освітлення

Приміщення і територія	Приклад цеху	Коефіцієнт запасу $K_3$				
		при природному освітленні			При штучному	
		верт.	нахилено	горизонт.	газорозрядні	Лампи розжар
Виробниче приміщення	механічний	1.3	1.4	1.5	1.5	1.3

#### 4.2.3 Захист від виробничого шуму

Основним джерелом виробничого шуму в механічному цеху є виробниче обладнання. При проектуванні виробниче обладнання слід керуватися вимогами санітарних норм. Допустимі рівні звукового тиску в октавних полісах частот, рівні звуку і еквівалентні рівні звуку на робочих місцях в виробничих приміщеннях на території підприємства приведено в таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 – Значення рівнів звукового тиску

Рівні звукового тиску, дБ в октавних полосах, Гц									Рівні звуку і еквівал. рівні звуку, дБ (А)
31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
107	95	87	82	78	75	73	71	69	80

Найбільш ефективно зниження шуму досягається шляхом установки звукоізолюючих перешкод, перегородок, кожухів, кабін.

#### 4.2.4 Вібраційна безпека

У відповідності з санітарними нормами, правилами техніки безпеки та іншими нормативними документами визначимо критерій оцінки у відповідності з характером умов праці (табл. 4.5).

Таблиця 4.5 – Показники вібраційної безпеки

Категорія вібрацій, Критерії оцінки	Характеристика умов праці	Приклади джерел вібрації
3 тип Q" Границя зниження ККД	Технологічна вібрація, що впливає на оператора	Металообробні в-ти, ел. обладнання, вентилятори

Санітарні норми одночасових показників вібраційного навантаження на операторів металообробних верстатів для восьми годинного робочого дня наведені в таблиці 4.6.

Таблиця 4.6 – Значення норм вібраційного навантаження на оператора

Вид вібрації	Категорія вібрації	Напрямок вібрації	Нормативні кориговані по вел. частоти знач.			
			Віброприскорення		Віброшвидкість	
			м /с <sup>2</sup>	рівень, дБ	м/с x 10 <sup>-2</sup>	рівень, дБ
Загальна	3 тип "Q"	Z <sub>0</sub> Y <sub>0</sub> X <sub>0</sub>	0,1	100	0,2	92

Санітарні норми показників вібраційного навантаження на операторів (локальна вібрація) металообробних верстатів для восьми годинного робочого дня наведені в таблиці 4.7.

Таблиця 4.7 – Значення норм локального вібраційного навантаження

Середньо геометричні частоти у октавних полосах, Гц	Нормативні значення			
	Віброприскорення		Віброшвидкість	
	м /с <sup>2</sup>	рівень, дБ	М хс <sup>-1</sup> x 10 <sup>-2</sup>	рівень, дБ
16	1,4	123	1,4	109
31,5	2,7	129	1,4	109
63	5,4	135	1,4	109
125	10,7	141	1,4	109
250	21,3	153	1,4	109
500	42,5	159	1,4	109
1000	85,0	163	1,4	109

### 4.3 Організаційно-технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи

#### 4.3.1 Вимоги до використання електрообладнання

Представлена ділянка механічної обробки по небезпеці ураження електричним струмом відноситься до особливо небезпечних приміщень. Тут існує струмопровідна підлога і можливе одночасне торкання оператором до

заземлених механізмів та металевих корпусів електрообладнання. До електрообладнання висуваються наступні вимоги:

- необхідність занулення, що запобігає ураженню електричним струмом оператора, згідно «ПУЕ» занулення являється ефективною мірою захисту при живленні електрообладнання 3-х фазних і 4-х провідних мереж (220/380) з глухо заземленою нейтраллю живильного трансформатора напругою до 1000 В;

- в електричній схемі обладнання має бути передбачено блокуючий пристрій на випадок падіння або збільшення напруги в мережі живлення.

Виробниче обладнання повинне забезпечуватись засобами аварійної сигналізації. Органи управління повинні забезпечувати надійність пусків і швидкість зупинки, але мають бути простими в користуванні, оператор не повинен прикладати великих зусиль для їх переміщення. Також органи керування повинні бути відповідним чином марковані, або мати відповідні написи.

Органи аварійного керування «СТОП» повинні бути забарвлені в червоний колір та мати зручну форму для аварійного відключення.

Розрахунок занулення автомата на відключаючу здатність та максимальної величини напруга дотику.

а) Розрахунок занулення верстату на відключаючу здатність. Максимальна потужність верстату становить 30 кВт; відстань ( $L_1$ ) від трансформаторної підстанції до місця підключення верстата складає 200 м.; довжина внутрішньої лінії підключення ( $L_2$ ) становить:  $L_2 = 27$  м.

Вибираємо масляний трансформатор  $P_{\tau} = 63$  кВт з первинною напругою 6... 10 кВт. Визначимо робочий струм лінії з виразу:

$$I_h = \frac{P_t}{\sqrt{3} \cdot U_n} \quad (4.2)$$

де  $U_n = 380$  В – напруга живлення автомата.

Тоді,  $I_p = 63 \times 10^3 / 1.73 < 380 = 957$  А.

Вибираємо чотирьох жильний алюмінієвий кабель прокладений у повітрі, переріз жили 35 мм., допустимі струмові навантаження складають 95 А

Визначимо активні опори фазних проводів за формулою:

$$R_{\phi} = \rho_a (L_1/S_{1\phi} + L_2/S_{\phi}) \quad (4.3)$$

де  $\rho_a = 0,028 \text{ Ом мм}^2 / \text{м}$  – питомий опір алюмінію.

Тоді  $R_{\phi} = 0,028(200/35 + 27/4) = 0,349 \text{ Ом}$ .

Приймаємо значення індуктивного опору повітряної лінії  $X_1 = 0,6 \text{ Ом/см}$  і внутрішньої лінії  $X_2 = 0,3 \text{ Ом/км}$ , тоді індуктивний опір петлі " фаза -нуль" складає  $X_1 = 25 \cdot L_1 + 2 \cdot L_2 = 2 (0,6 \times 0,2 + 0,3 \times 0,027) = 0,256 \text{ Ом}$ .

Враховуючи вимоги ПУЄ:  $R_N < 2 \text{ Щ}$  приймаємо переріз нульових проводів  $S_{N1} = 35 \text{ мм}^2$  і  $S_{N2} = 2,5 \text{ мм}^2$ , які виконано із алюмінію. Значення активного опору нульових дротів  $R_N = \rho_a (L_1 / S_{N1} + L_2 / S_{N2}) = 0,028 (200 / 35 + 27 / 2,5) = 0,462 \text{ Ом}$ .

Знайдемо комплексний опір петлі «фаза-нуль»:

$$Z_n = \sqrt{(R_N + R_{\phi})^2 + X_2^2} = \sqrt{0,462 + 0,349)^2 + 0,256^2} = 0,85 \text{ (Ом)}.$$

Струм короткого замикання складе:

$$I_{кз} = U_{\phi} / (Z_T / 3 + Z_n) = 220 / (0,412 + 0,85) = 274,26 \text{ (А)}.$$

де  $Z_T / 3 = 0,412 \text{ Ом}$  - комплексний опір трансформатора.

Перевірка виконання умови:  $I_{кз} / I_N = 274,26 / 88,05 = 3,12 > 3$ . Умова виконується, і це гарантує спрацювання захисту.

б) Розрахунок максимальної величини напруги дотику.

Схема занулення, розрахована тільки на відключаючу здатність, не гарантує необхідну безпеку роботи автомата, тому що до спрацювання захисту на корпусі може з'явитися потенціал, який перевищує допустимий.

Розрахуємо значення комплексного опору нульового дроту, враховуючи, що значення індуктивного опору дорівнює половині індуктивного опору петлі «фаза-нуль»:

$$X_H = X_n / 2 = 0,256 / 2 = 0,128 \text{ (Ом)}.$$

$$Z_H = \sqrt{R_H^2 + X_H^2} = \sqrt{0,462^2 + 0,256^2} = 0,528 \text{ (Ом)}.$$

Напруга дотику без врахування повторного заземлення нульових проводів  $U_{п.р} = I_{к.з} \times Z_H = 274,26 \cdot 0,528 = 144,84 \text{ В}$ , що значно перевищує гранично допустиме значення (36 В), тобто умова безпеки не виконується. Для її виконання потрібно повторне заземлення нульового дроту, опір якого складе:

$$R_n \leq U_{ндy} \times R_0 / (U_{np} - U_{ндy}) = 36 \cdot 4 / (144,84 - 36) = 3,32 \text{ (Ом)},$$

де  $U_{ндy} = 36 \text{ В}$  - час вітливу струму більше 1с;

$R_0 = 4 \text{ Ом}$  - мережа живлення напругою 380/220 В.

в) Розрахунок опору повторного заземлення нульового проводу.

В якості вертикальних електродів приймемо сталевий пруток діаметром  $d = 14 \text{ мм}$  і довжиною  $L = 4 \text{ м}$ . Глибина закладання  $h = 0,8 \text{ м}$ , електроди розташовані в ряд.

Визначимо величину  $t$ :

$$t = L/2 + h = 4/2 + 0,8 = 2,8 \text{ (м)}.$$

Розрахунковий питомий опір ґрунту складає:

$$P = P_{\text{вимір}} \times \Phi_i \quad (4.4)$$

де  $P_{\text{вимір}} = 30 \text{ Ом}$  – питомий опір ґранту, одержаний вимірюванням;

$\Phi_i = 1$  – кліматичний коефіцієнт, який залежить від умови вимірювання.

Опір одного електрода визначаємо за формулою:

$$R_B = 0,366(p/L) \lg(2L/d) + 0,5 \lg(4t+L/4t-L) = 0,366 \cdot (36/4) \lg(2 \cdot 4/0,014) + 0,51 \lg(4 \cdot 2,8 + 4 / 4 \cdot 2,8 - 4) = 9,62 \text{ (Ом)}.$$

Кількість вертикальних електродів визначимо за формулою:

$$n\eta_e = R_e / R_n = 9,62/332 = 2,89.$$

Находимо добуток близький до отриманого значення  $n\eta = 2.89$  – це буде  $n = 4$  – число заземлювачів, а/  $L = 1$ ,  $\eta_e = 0.73 \times 4 = 2.92$  – коефіцієнт використання вертикальних електродів.

Практично, після визначення кількості вертикальних електродів можна припинити розрахунок, тому що ця кількість визначається з врахуванням опору повторного заземлення  $R_n$  і значить сумарне значення  $R_B + R_C$  не може перевищувати  $R_n = 3,32 \text{ Ом}$ .

В якості з'єднувальної стрічки приймаємо сталюну полосу перерізом  $S = 244 \text{ мм}^2$  при розмірах:  $B \times h = 8 \times 3$  довжина розраховується за формулою:

$$L = 1,05a(p-1) = 1,05 \times 4(4-1) = 12,6 \text{ (м)}.$$

Опір полоски розраховується за формулою:

$$R_e = 0.366(p/L) \lg(2U^2/bxt) = 0.366(36/12.6) \lg(2 \cdot 126^2 / 0.003 \cdot 2.8) = 4,78 \text{ (Ом)}.$$

Опір повторною заземлення нульового провуда розраховуємо за формулою:

$$R_n \cdot R_e / R_B n \eta = 9,62 \cdot 4,78 / 9,62 \cdot 0,89 + 4,78 \cdot 4 \cdot 0,73 = 0,64 \text{ (Ом)}.$$

Напруга дотику при  $R_n = 0.64 \text{ Ом}$ :

$$U_{np} = I_{kz} \cdot Z_H(R_n / R_0 + R_n) = 274,26 \cdot 0,528 \cdot (0.64 / 4 \cdot 0.64) = 35,2 \text{ (В)}.$$

Отже, умова безпеки  $U_{np} = 35,2 \text{ В} \leq U_{np} = 36 \text{ В}$  виконується.

## ВИСНОВКИ

Отже в результаті виконання магістерської кваліфікаційної роботи розглянуто розрахункову схему та математичну модель гідроприводу з LS-регулюванням, а також застосовано чисельний метод розв'язання систем нелінійних диференціальних рівнянь, включений в програмний пакет MATLAB-Simulink. Визначено, що найбільший вплив на динамічні характеристики гідроприводу мають  $D_{\text{ц}}$  – діаметр виконавчого гідроциліндра,  $f_{\text{др}}$  – площа робочого вікна розподільника,  $m$  – маса робочого органа гідроприводу,  $T$  – зовнішнє навантаження на гідродвигун гідроприводу та  $\Delta P$  – величина керуючого перепаду на переливному клапані. Найбільший вплив на статичні характеристики гідроприводу має діаметр  $d_K$  переливного клапана, а на динамічні кут нахилу робочої кромки золотника переливного клапана  $\alpha$ , жорсткість пружини золотника переливного клапана  $c$ , коефіцієнт в'язкого демпфування золотника переливного клапана  $b$  та  $d_K$ . На основі отриманих рекомендацій розроблено деталь «Золотник переливного клапана» для гідроприводу з LS-регулюванням.

Визначено, що деталь «Золотник переливного клапана» є технологічною, а тип виробництва деталі – середньосерійний. На основі розрахованих техніко-економічних показників способів отримання заготовки деталі «Золотник переливного клапана» визначення, що найраціональнішим способом отримання заготовки є пруток. Виконано проектування послідовностей обробки поверхонь заготовки та операційного технологічного процесу виготовлення деталі.

В магістерській кваліфікаційній роботі розраховані основні економічні показники забезпечення виготовлення деталі «Золотник переливного клапана», що дозволило забезпечити економічний ефект від реалізації вкладених інвестицій з періодом окупності 3,77 років. Розроблено заходи забезпечення умов праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях під час виготовлення деталі «Золотник переливного клапана».



## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Балакшин Б. С. Основы технологии машиностроения / Б. С. Балакшин. — М. : Машиностроение, 1969. — 358 с.
2. Барановський Ю.В. Режимы резания металлов: Справочник. [Ю. В. Барановський, Л. А. Брахман, Ц. З. Бродский и др.] ; / под ред. Ю.В. Барановського. — М. : Машиностроение, 1972. — 407 с.
3. Горбачевич А. Ф. Курсовое проектирование по технологии машиностроения / А. Ф. Горбачевич, В. А. Шкред. — Минск : Вышэйшая школа, 1983.— 256 с.
4. Гусев А. А. Технология машиностроения (специальная часть) [А. А. Гусев, Е. Р. Ковальчук, Н. М. Колесов и др.]. — М. : Машиностроение, 1986. — 480 с.
5. Допуски и посадки. Справочник в 2 ч. / [Мягков В. Д., Палей М. А., Романов А. Б. и др.]. — Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, Ч. 1. — 1983. — 543 с.
6. Допуски и посадки : справочник в 2 ч. / [Мягков В. Д., Палей М. А., Романов А. Б. и др.]. — Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, Ч. 2.— 1983. — 448 с.
7. Дусанюк Ж. П. Проектування та виробництво заготовок деталей машин / Ж. П.Дусанюк, С. В. Дусанюк. — Вінниця : ВНТУ, 2004. — 90 с.
8. Дусанюк Ж. П. Проектування та виробництво заготовок деталей машин. Литі заготовки: навчальний посібник / [Ж. П.Дусанюк, О. П. Шиліна, С. В. Репінський та ін.]. — Вінниця : ВНТУ, 2009. — 199 с.
9. Комиссаров В. И. Точность, производительность и надежность в системе проектирования технологических процессов / В. И. Комиссаров, В. И. Леонтьев. М. : Машиностроение, 1985. — 224 с.
10. Маталин А. А. Технология машиностроения / А. А. Маталин. — Л. : Машиностроение, 1985. — 496 с.

11. Обработка металлов резанием. Справочник технолога. / [Панов А. А., Аникин В. В., Бойм Н. Г. и др.] ; под общ. ред. А. А. Панова. – М. : Машиностроение, 1988. – 736 с.
12. Общемашиностроительные нормативы времени и режимов резания для нормирования работ, выполняемых на универсальных и многоцелевых станках с программным управлением. Часть II. Нормативы режимов резания. – М. : Экономика, 1990. – 473 с.
13. Общемашиностроительные нормативы времени и режимов резания для нормирования работ, выполняемых на универсальных и многоцелевых станках с программным управлением. Часть II. Нормативы режимов резания. – М. : Экономика, 1990. – 473 с.
14. Безопасность производительных процессов: Справочник / Под общ. Ред. С.В.Белова. – М.: Машиностроение, 1985. - 448с.
15. Справочник по гигиене труда. Под ред. Карпова Б.Д., Ковшило В.Е. – Л.: Медицина, 1976, 536с.
16. Справочник по охране труда на промышленном предприятии / К.Н. Ткачук и др.. – К.: Техника, 1991. – 285с.
17. Комп'ютерне проектування технологічного оснащення. Курсове проектування : навчальний посібник / О. В. Петров, С. І. Сухоруков. – Вінниця : ВНТУ, 2013. – 125 с.
18. Станочные приспособления: Справочник. Т.1. / Под редакцией Б.Н. Вардашкина, А.А. Шатилова и др. – М.: Машиностроение, 1984. – 592 с.
19. Станочные приспособления: Справочник. Т.2. / Под редакцией Б.Н. Вардашкина, В.В. Данилевского и др. – М.: Машиностроение, 1984. – 656 с.
20. Справочник технолога – машиностроителя. Т.2. / Под редакцией А.Н. Малова. – М.: Машиностроение, 1972. – 7568 с.
21. Корсаков В.С. Основы конструирования приспособлений: Учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1983. – 278 с.
22. Горошкин А.К. Приспособления для металлорежущих станков: Справочник. – М.: Машиностроение, 1971. – 564 с.

23. Антонюк В.Е. Конструктору станочных приспособлений.: Справ. Пособие. – Мн.: Беларусь, 1991.– 400 с.

24. Петров О.В. Вплив параметрів системи керування на характеристики LS-гідроприводу під час роботи в режимі розвантаження гідронасоса / О. В. Петров, Л. Г. Козлов, М. П. Коріненко, Є. С. Гарбуз // Вісник машинобудування та транспорту. – Вінниця, 2015. – №2. – С. 76-82.

25. Автоматизація розрахунку параметрів кондукторних втулок для операцій обробки отворів [електронний ресурс] / О.В. Петров, В.В. Сагайдачний, С.О. Рябий, І.О. Красилюк // XLVIII науково-технічна конференція професорсько-викладацького складу, співробітників та студентів університету з участю працівників науково-дослідних організацій та інженерно-технічних працівників підприємств м. Вінниці та області, відбулася 22 березня, 2019. – Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2019/paper/view/7105/5771>.

26. Козловський В.О. Техніко-економічні обґрунтування та економічні розрахунки в дипломних проектах та роботах. Навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2003. – 75 с.

27. Охрана труда в машиностроении / Под ред. Е.Я Юдина, С.В. Белова – М.: Машиностроение, 1985. – 400 с.

28. ГОСТ 12.1.030 – 81. ССБТ. Электробезопасность. Защитное заземление, Зануление. Общие требования безопасности, 1987.

29. ГОСТ 12.1.003 – 88. ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны.

30. П – 4 – 79/85. Естественное и искусственное освещение. Нормы проектирования.

31. ДНАОП 0.03.14 – 83. Санітарні норми допустимих рівнів шуму на робочих зонах.

32. ГОСТ 12.1.003 – 83. Шум. Общие требования безопасности.

33. Пожарная безопасность. Общие требования.

ДОДАТКИ

Додаток А

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

Додаток Б

ГРАФІЧНА ЧАСТИНА

Міністерство освіти і науки України  
Вінницький національний технічний університет  
Факультет машинобудування та транспорту  
Кафедра технологій та автоматизації машинобудування

ПОГОДЖЕНО

Головний технолог

керівник або заступник

ПрАТ «Вінницький завод «Маяк»

назва підприємства чи установи

Марчук А.В.

підпис

ініціали та прізвище

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2019 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ

зав. кафедри ТАМ

д.т.н., професор Козлов Л.Г.

\_\_\_\_\_ (підпис)

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2019 р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

на магістерську кваліфікаційну роботу

РОЗРОБКА ТА ВИГОТОВЛЕННЯ ДЕТАЛІ  
«ЗОЛОТНИК ПЕРЕЛИВНОГО КЛАПАНА» ДЛЯ ПЕРЕЛИВНОГО  
КЛАПАНА ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКА З LS-РЕГУЛЮВАННЯМ

08-26.МКР.020.00.000 ТЗ

Керівник роботи: к.т.н., доцент каф. ТАМ

Петров О.В. \_\_\_\_\_

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

Виконавець: студент 2 курсу, групи 1ПМ-18м  
спеціальності 131 – «Прикладна механіка»

Сагайдачний В.В. \_\_\_\_\_

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

Вінниця ВНТУ 2019

## 1. Підстава для виконання магістерської кваліфікаційної роботи (МКР)

а) потреба у розробці та виготовленні деталі «Золотник переливного клапана» гідророзподільника для гідроприводів з LS-регулюванням в умовах заданої програми виробництва;

б) наказ про затвердження теми магістерської кваліфікаційної роботи.

## 2. Мета і призначення МКР

а) мета – забезпечення мінімізації динамічних та статичних характеристик у гідроприводі з LS-регулюванням;

б) призначення розробки – гідроприводи мобільних робочих машин.

## 3. Вихідні дані для виконання МКР

Схема гідроприводу з LS-регулюванням.

## 4. Вимоги до виконання МКР

У роботі необхідно представити схему гідроприводу з LS-регулюванням, розрахункову схему та математичну модель гідроприводу, аналіз впливу параметрів гідроприводу на динамічні та статичні характеристики гідроприводу на основі математичного моделювання перехідних процесів, креслення деталі, креслення заготовки, базовий та модернізований маршрути механічної обробки деталі, карта наладки, розмірний аналіз.

## 5. Етапи МКР та очікувані результати

№ етапу	Назва етапу	Термін виконання		Очікувані результати
		початок	кінець	
1	Огляд літературних джерел наукового та технічного характеру за темою роботи	02.09.19 р.	22.10.19 р.	Формування мети та задач роботи
2	Розробка деталі «Золотник переливного клапана» на основі аналізу схеми гідроприводу з LS-регулюванням	02.09.19 р.	22.10.19 р.	Об'єкт дослідження, розділ 1
3	Підготовка технологічного розділу	04.10.19 р.	28.11.19 р.	Розділ 2, публікація результатів
4	Підготовка економічної частини	04.10.19 р.	02.12.19 р.	Розділ 3, апробація
5	Підготовка розділу з охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях	04.10.19 р.	02.12.19 р.	Розділ 4
6	Оформлення пояснювальної записки, графічного матеріалу та презентації	04.10.19 р.	02.12.19 р.	пояснювальна записка



## 6. Матеріали, що подаються до захисту МКР

Пояснювальна записка МКР, графічні і ілюстративні матеріали, відзив наукового керівника, відзив рецензента, анотації до МКР українською та іноземною мовами.

## 7. Порядок контролю виконання та захисту МКР

Виконання етапів графічної та розрахункової документації МКР контролюється науковим керівником згідно зі встановленими термінами. Захист МКР відбувається на засіданні Державної екзаменаційної комісії, затвердженою наказом ректора.

## 8. Вимоги до оформлення МКР

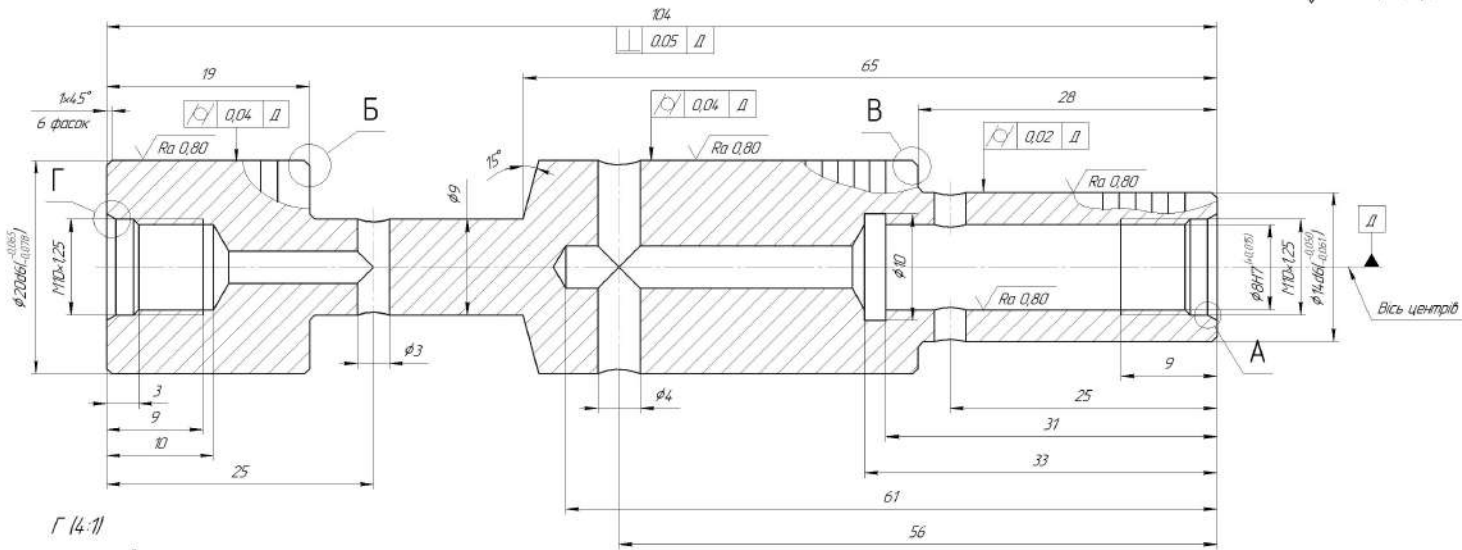
Вимоги викладені в «Положенні про порядок підготовки магістрів у Вінницькому національному технічному університеті» з урахуванням змін, що подані у бюлетені ВАК України № 9-10, 2011р. та на основі ДСТУ 3008:2015.

9. Вимоги щодо технічного захисту інформації в МКР з обмеженим доступом

Вимоги щодо технічного захисту інформації в МКР з обмеженим доступом відсутні.

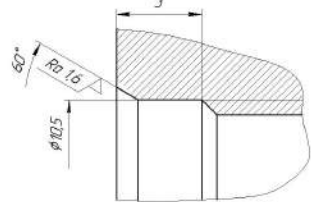
08-26.МКР.020.01000

√ Ra 12,5 (√)

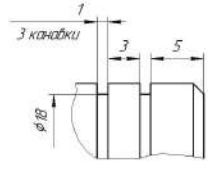


Вось центрі

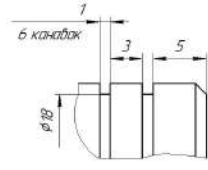
Г (4:1)



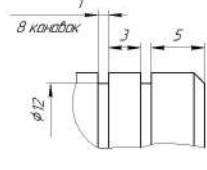
А (2:1)



Б (2:1)



В (2:1)



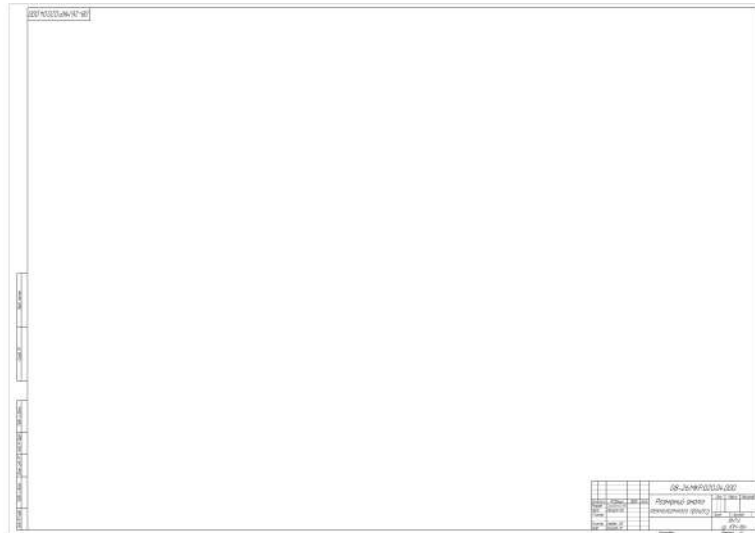
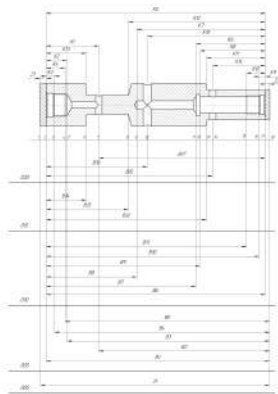
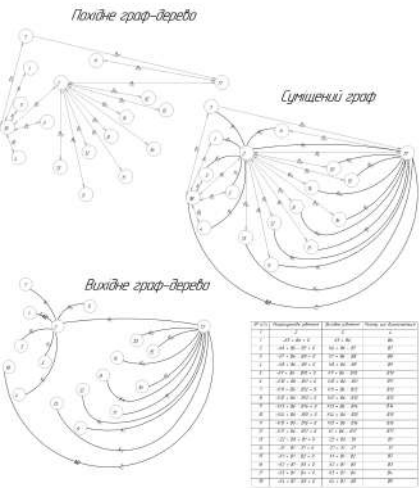
1. HRC 55-60
2. Неказан граничні відхилення розмірів: отвори - Н4, валів - h4, решта - ±1/2 IT14.

				08-26.МКР.020.01000		
Висл./Лист	№ Висл.	Лист	Листів	Залотник переднього клапана	Лист	Листів
Розроб	Складено	09			0,150	4-1
Лист	Листів	0,8			Лист	Листів
Лист	Листів	1			Лист	Листів
Матеріал	Сторона	09		Сталь ШХ15 ГОСТ 801-78	ВНТЧ	
Матеріал	Сторона	09		Корпус	зр. 874-184	
				Корпус	Формат А2	









ИЗМЕНЕНИЯ		ИЗМЕНЕНИЯ	
№	Дата	Личный штамп	Подпись