

Кафедра технологій та автоматизації машинобудування

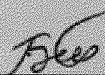
Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра технологій та автоматизації машинобудування

Бакалаврська кваліфікаційна робота

на тему:

ВДОСКОНАЛЕННЯ РОЗПОДІЛЬНИКА ДІЯ ГІДРОСИСТЕМ ЧУТЛИВИХ ДО
НАВАНТАЖЕННЯ

Виконав: студент 4 курсу, групи 1ПМ-21б3
Спеціальності 131 – «Прокладна механіка»



Іван БАЛАБАЙ
(ім'я та прізвище)

Керівник д.т.н., проф., завідувач каф. ТАМ



Леонід КОЗЛОВ

(підпис)

(ім'я та прізвище)

« 06 » 06 2025 р.

Рецензент д.т.н., проф., директор ІДА



Андрій КАШКАНОВ

(підпис)

(ім'я та прізвище)

« 16 » 06 2025 р.

Допущено до захисту

Зав. кафедри



« 16 » 06 2025 р.

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра технологій та автоматизації машинобудування

(повна назва кафедри)

Рівень вищої освіти перший (бакалаврський)

Галузь знань – 12 Механічна інженерія

(шифр і назва)

Спеціальність – 121 «Прикладна механіка»

(шифр і назва спеціальності)

Освітньо - професійна програма – Комп'ютеризовані технології та механотронні системи в машинобудуванні

(назва освітньо - професійної програми)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

д.т.н., професор Козлов Л.Г.

« 20 » 03 2025 р.

ЗАВДАННЯ НА БАКАЛАВРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Балабай І. О.

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Вдосконалення розподільника для гідросистем чутливих до навантаження

Керівник роботи Козлов Леонід Геннадійович, д.т.н., професор
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від « 20 » 03 2025 року № 97

2. Термін подання студентом роботи 16.06.25р.

3. Вихідні дані до роботи

Номинальний потік $1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, номінальний тиск 16 МПа, тип – секційний.

4. Зміст текстової частини

Огляд схем та конструкцій розподільників для гідросистем чутливих до навантаження

Вибір схеми та конструктивних елементів розподільника

Розроблення 3D моделі розподільника

Охорона праці

5. Перелік ілюстративного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Відомі аналоги розподільника. Схема розподільника. Визначення втрат тиску в каналах розподільника. Побудова 3D моделі. 3D модель розподільника.

Консультанти розділів роботи		Підпис, дата	
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	завдання видав	виконання прийняв
Спеціальна частина	Леонід КОЗЛОВ, д.т.н., професор завідувач кафедри ТАМ	20.03.25р	06.06.25р
Охорона праці	Олександр ПОЛЩУК, к.т.н., доцент кафедри БЖД ПБ	26.05.25р	06.06.25р

7. Дата видачі завдання « 20 » 03 2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва та зміст етапу	Термін виконання		Примітка
		початок	закінчення	
	Формування та затвердження теми бакалаврської кваліфікаційної роботи (БКР)	18.03.25р	20.03.24р	Вик.
	Виконання спеціальної частини БКР. Перший рубіжний контроль виконання БКР	22.04.25р	25.04.25р	Вик.
	Виконання спеціальної частини БКР. Другий рубіжний контроль виконання БКР	26.05.25р	28.05.25р	Вик.
	Виконання розділу «Охорона праці»	26.05.25р	06.06.25р	Вик.
	Перевірка на антиплагіат	05.06.25р	09.06.25р	Вик.
	Нормоконтроль БКР	09.06.25р	10.06.25р	Вик.
	Попередній захист БКР	10.06.25р	11.06.25р	Вик.
	Рецензування БКР	12.06.25р	13.06.25р	Вик.
	Захист БКР	17.06.25р.	19.06.25р.	Вик.

Студент Іван БАЛАБАЙ
(підпис) (Ім'я та ПРІЗВИЩЕ)

Керівник роботи Леонід КОЗЛОВ
(підпис) (Ім'я та ПРІЗВИЩЕ)

АНОТАЦІЯ

Бакалаврська кваліфікаційна робота складається з 61 сторінку формату A4, включає 20 рисунків, 2 графіка, 28 найменувань використаної літератури.

Метою роботи є вдосконалення конструкції розподільника для гідросистеми чутливої до навантаження.

В роботі виконано огляд схеми та конструкцій розподільників, що випускаються провідними виробниками гідроапаратури, таких як Bosch-Rexroth (Німеччина), Danfoss (Данія) та інших. Проаналізовано недоліки та переваги кожного з варіантів розглянутих розподільників. Встановлено, що розподільники для гідросистем чутливих до навантаження мають конструктивну особливість, пов'язану з тим, що їх розподільні золотники мають додаткові робочі кромки для перекриття додаткових росточок в корпусі розподільника, через які відбирається невеликий потік робочої рідини. Даний потік робочої рідини необхідний для забезпечення керування переливним клапаном розподільника або регулятором насоса змінної продуктивності. В наслідок цієї конструктивної особливості розподільники для гідросистем чутливих до навантаження мають збільшені габарити, масу і відповідно більшу вартість у порівнянні з розподільниками для гідросистем постійного потоку. В роботі наведена нова схема та конструкція розподільника, яка відрізняється зменшеними габаритами робочої секції у порівнянні з розподільником MP-18 фірми Rexroth (Німеччина). Для нової схеми розподільника вибрані умовні проходи каналів в робочих та переливній секціях та розраховані необхідні значення діаметрів розподільного золотника, золотника переливного клапана та сервоклапана. Розраховані зусилля, що діють на золотники розподільника та визначені параметри пружин, які забезпечують їх переміщення. Визначено із застосуванням модуля Flow Simulation програми SolidWorks втрати тиску робочої рідини при її перетіканні через робочу та переливну секції. Дані втрати залежать від діаметрів та форми каналів по яким переміщується робоча рідина, діаметрів золотників та величин відкриття робочих вікон золотників розподільника. Знайдено можливість зменшення втрат тиску при перетіканні робочої рідини через робочу та переливну секцію. На

Кафедра Технологій та Автоматизації машинобудування

основі проведених досліджень визначено конструктивні параметри робочої та переливної секцій та розроблено 3D модель розподільника.

В розділі охорони праці визначено умови безпечної роботи дослідників при їх роботі в лабораторіях кафедри технологій та автоматизації машинобудування Вінницького національного технічного університету.

Ключові слова: розподільник, гідросистема чутлива до навантаження, параметри золотників розподільника, 3D модель розподільника, технологія створення 3D моделі.

ABSTRACT

The bachelor's qualification work consists of 61 pages of A4 format, includes 20 figures, 2 graphs, 28 titles of used literature.

The purpose of the work is to improve the design of a distributor for a load-sensitive hydraulic system.

The work reviews the scheme and designs of distributors produced by leading developers of hydraulic equipment, such as Bosch-Rexroth (Germany), Danfoss (Denmark) and others. The disadvantages and advantages of each of the considered distributor options are analyzed. It was established that distributors for load-sensitive hydraulic systems have a design feature related to the fact that their distribution spools have additional working edges to overlap additional sprouts in the distributor body, through which a small flow of working fluid is taken. This flow of working fluid is necessary to ensure control of the distributor overflow valve or variable-performance pump regulator. As a result of this design feature, distributors for load-sensitive hydraulic systems have increased dimensions, mass and, accordingly, higher cost compared to distributors for constant-flow hydraulic systems. The paper presents a new scheme and design of the distributor, which differs in reduced dimensions of the working section compared to the MP-18 distributor from Rexroth (Germany). For the new distributor scheme, conditional channel passages in the working and overflow sections were selected and the required values of the diameters of the distribution spool, the overflow valve spool and the servo valve were calculated. The forces acting on the distributor spools were calculated and the parameters of the springs that ensure their movement were determined. The pressure losses of the working fluid during its flow through the working and overflow sections were determined using the Flow Simulation module of the SolidWorks program. These losses depend on the diameters and shape of the channels through which the working fluid moves, the diameters of the spools and the opening sizes of the working windows of the distributor spools. The possibility of reducing pressure losses during the flow of the working fluid through the working and overflow sections was found. Based on the conducted research, the design

parameters of the working and overflow sections were determined and a 3D model of the distributor was developed.

In the section on labor protection, the conditions for safe work of researchers during their work in the laboratories of the Department of Technologies and Automation of Mechanical Engineering of Vinnytsia National Technical University were determined.

Keywords: distributor, load-sensitive hydraulic system, parameters of the distributor spools, 3D model of the distributor, technology for creating a 3D model.

Кафедра Технологій та автоматизації машинобудування

ЗМІСТ

ЗМІСТ.....	2
ВСТУП.....	3
РОЗДІЛ 1 ОПИД СХЕМ ТА КОНСТРУКЦІЙ РОЗПОДІЛЬНИКІВ ДЛЯ ГІДРОСИСТЕМ ЧУТЛИВИХ ДО НАВАНТАЖЕННЯ.....	6
РОЗДІЛ 2 ВИБІР СХЕМИ ТА КОНСТРУКЦІЇ РОЗПОДІЛЬНИКА ДЛЯ ГІДРОСИСТЕМИ ЧУТЛИВОЇ ДО НАВАНТАЖЕННЯ.....	18
РОЗДІЛ 3 РОЗРОБЛЕННЯ 3D-МОДЕЛІ РОЗПОДІЛЬНИКА ТА ВИЗНАЧЕННЯ ВТРАТ ТИСКУ У ЦЬОГО КАНАЛАХ.....	22
3.1. Розрахунок основних конструктивних параметрів розподільника.....	22
3.2. Методика побудови деталей 3D-моделі розподільника.....	32
3.3. Визначення втрат тиску в каналах розподільника.....	37
3.4. 3D-модель розподільника для гідросистеми чутливої до навантаження..	45
РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	47
4.1 Технічні рішення з безпечного виконання роботи.....	48
4.1.1. Обладнання приміщення та робочого місця.....	48
4.1.2. Електробезпека приміщення.....	49
4.2. Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії.....	50
4.2.1 Мікроклімат.....	50
4.2.2. Склад повітря робочої зони.....	51
4.2.3 Виробниче освітлення.....	52
4.2.4 Виробничий шум.....	54
4.2.5. Виробничі випромінювання.....	55
4.2.6 Психофізіологічні фактори.....	56
ВИСНОВКИ.....	58
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	60

ВСТУП

Розподільники для гідросистем, чутливих до навантаження (англ. Load-Sensing hydraulic systems) – це ключові елементи, які забезпечують ефективне керування потоком робочої рідини відповідно до потреб виконавчих механізмів, з урахуванням фактичного навантаження. В таких системах головна мета – оптимізувати витрату тиск, зменшуючи втрати енергії та підвищуючи точність керування [1, 2, 3, 7, 8, 9, 10, 11].

Відомі такі основні типи розподільників

1. Розподільники з вбудованим Load-Sensing каналом. Це стандартні золотникові розподільники, в які вбудовано додатковий канал для зняття сигналу навантаження (LS). Він подає тиск з тієї гілки, де навантаження найвище, до регулятора насоса.

Мають наступні переваги:

- Простота інтеграції в гідросистему
- Добре підходить для машин зі змінними навантаженнями

2. Розподільники з компенсацією тиску мають вбудований компенсатор тиску (pressure compensator), який розміщується до або після золотника. Завдяки цьому тиск на вході в секцію підтримується на заданому рівні незалежно від зміни навантаження.

Типи компенсації:

- Перед золотником (pre-compensated): забезпечує стабільну витрату
- Після золотника (post-compensated): стабілізує витрату незалежно від кількості працюючих секцій

Мають наступні переваги:

- Висока точність дозування потоку
- Можливість одночасної роботи кількох виконавчих механізмів

3. Електрогідравлічні Load-Sensing розподільники

Оснащені електромагнітами або пропорційними соленоїдами, якими можна керувати через електронні блоки. Часто використовуються в мобільній техніці.

Особливості:

Пропорційне керування

- Зворотний зв'язок через датчики тиску/положення

Мають наступні переваги:

- Повна автоматизація
- Висока точність і адаптивність

4. Секційні Load-Sensing розподільники

Складаються з кількох секцій, кожна з яких може обслуговувати окремий гідроциліндр або мотор. Секції можуть мати власні LS-канали або об'єднуватися.

Мають наступні переваги:

- Гнучкість конфігурації
- Просте технічне обслуговування

5. Load-Sensing розподільники пріоритетним клапаном

Такі конструкції забезпечують розподіл потоку відповідно до пріоритету виконавчих механізмів, навіть при нестачі подачі насоса.

Мають наступні переваги:

- Плавність керування
- Перевага одного механізму над іншим (наприклад, кермо в мобільній техніці)

На кафедрі технологій та автоматизації машинобудування Вінницького національного технічного університету в рамках науково-дослідної роботи 17-К-1 «Розроблення, дослідження та покращення характеристик гідроприводів з електрогідравлічним програмним керуванням для мобільних та технологічних машин» ведуться роботи по вдосконаленню конструкцій розподільників для гідросистем, чутливих до навантаження [12, 13, 16]. Представлена бакалаврська робота розроблена в ході виконання науково-дослідної роботи 17-К-1 в 2024-2025 роках.

Метою роботи є вдосконалення конструкції розподільника для гідросистеми чутливої до навантаження за рахунок зменшення втрат тиску в каналах розподільника.

При цьому мають бути розв'язані наступні задачі:

1. Огляд аналогів та визначення напрямків вдосконалення розподільник.
2. Розроблення гідравлічної схеми розподільника.
3. Розрахунок основних конструктивних параметрів розподільника.
4. Визначення втрат тиску в каналах розподільника.
5. Розроблення 3D-моделі вдосконаленого розподільника.

Кафедра технологій та автоматизації машинобудування

РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД СХЕМ ТА КОНСТРУКЦІЙ РОЗПОДІЛЬНИКІВ ДЛЯ ГІДРОСИСТЕМ ЧУТЛИВИХ ДО НАВАНТАЖЕННЯ

Для гідросистем чутливих до навантаження провідними розробниками гідроапаратури та гідросистем випускається декілька різноманітних конструкцій секційних розподільників для гідросистем чутливих до навантаження.

На рис. 1.1 представлена робоча секція розподільника SB-12SL, що випускаються фірмою Bosch (Німеччина) [1].

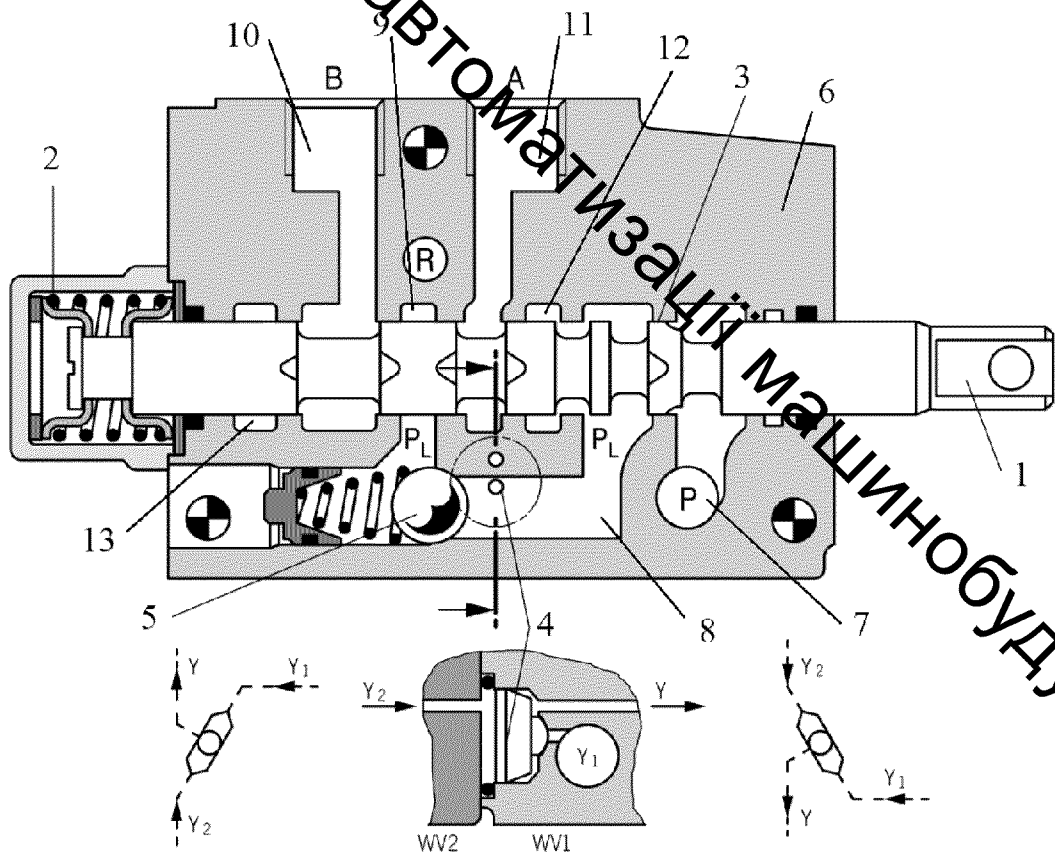


Рисунок 1.1 – Розподільник SB-12SL для гідросистем чутливих до навантаження

Розподільник може бути використаний в гідросистемах з нерегульованими насосами. Розподільник може мати 3-5 секцій для підключення споживачів. Робоча секція розподільника включає корпус 6, розподільний золотник 1 з пружиною 2 та основною робочою кромкою 3. Робоча секція має також логічний клапан 4, який пов'язаний з каналом y_1 , а через канали y_2 та y з сусідніми робочими секціями. Насос підключається до каналу 7 і через канал 8 з'єднується зі зворотним клапаном

Через зворотний клапан 5 робоча рідина поступає в нагнітальну розточку 9, а звідси в робочі канали 10 або 11. В секції розташовані також зливні розточки 12 та 13.

Працює розподільник наступним чином. Насос подає робочу рідину в канал 7. При нейтральному положенні розподільного золотника 1 робоча рідина від насоса через робочу секцію не приходить, а через канал 7 робоча рідина поступає до переливного клапана і далі в бак. В цей момент канал 8, до якого через канал y_1 підключений логічний клапан 4 з'єднується через розточку 12 з баком і в каналі y_1 тиск дорівнює атмосферному. Це дозволяє забезпечити роботу переливного клапана таким чином, що при нейтральному положенні розподільного золотника перепуск робочої рідини від насоса в бак відбувається при невеликому значенні тиску на виході насоса $p = 0,8 \dots 1,0$ МПа.

При переключенні розподільного золотника вправо, зливна розточка 12 ізолюється від каналу 8, а він з'єднується з каналом 7, до якого підключено насос. Робоча рідина від насоса через канали 7, 8 та зворотній клапан 5 поступає в розточку 9 і далі в робочу лінію 10 і до підключеного споживача. Злив робочої рідини від споживача забезпечується через робочу лінію 11 та зливну розточку 12. Одночасно робоча рідина під тиском, який пропорційний величині навантаження на споживачі від каналу 8 поступає до логічного клапана 4. До цього клапана підводиться також робоча рідина від сусідньої секції розподільника. Робоча рідина під тиском, який визначається більш навантаженим споживачем надходить до переливного клапана, що забезпечує пропорційність тиску на виході насоса навантаженню на найбільш навантаженому споживачу.

При переміщенні розподільного золотника 1 вліво, зливна розточка 12 ізолюється від каналу 8. При цьому робоча рідина від насоса по каналам 7 та 8 через зворотний клапан 5 поступає в нагнітальну розточку 9 і далі в робочу лінію 11, яка зв'язана зі споживачем. Злив робочої від споживача відбувається через лінію 10 та зливну розточку 13. Одночасно робоча під тиском, що визначаються навантаженням на споживачі через канал y находить до логічного клапана 4.

До цього клапану через канал y_2 підходить також робоча рідина від сусідньої секції. Логічний клапан направляє робочу рідину через канал y до переливного клапана. Це дозволяє встановити на виході насоса величину тиску, що є пропорційною найбільшому з навантажень на споживачах. Переміщуючи розподільний золотник 1 можна регулювати величину потоку, що буде надходити від насоса до споживача, що підключений до даної робочої секції розподільника.

Недоліком конструкції розподільника SB-12SL є велика довжина розподільного золотника, відповідно його корпусу, що ускладнює технологію його виготовлення і відповідно підвищує вартість.

На рис. 1.2 представлено конструкцію розподільника PVG-120 [14] для гідросистем чутливих до навантаження виробництва фірми Danfoss (Данія). На рисунку представлено 2 робочих секції 28 та 29 та одна переливна секція 30. Розподільник призначений для роботи з нерегульованим насосом. Робоча секція 28 включає корпус 27 в якому розташований розподільний золотник 1, регулятор потоку 3, зворотній клапан 4, протиударний клапан 9, антикавітаційний клапан 8 та логічний клапан 14. Розподільний золотник 1 переміщується за допомогою рукоятки 31. Переміщення розподільного золотника 1 в його крайні положення налаштовуються регульовальними гвинтами 12. При знаходженні розподільного золотника 1 в крайньому лівому положенні робоча рідина з камери нагнітання 2 насоса через регулятор потоку 3, зворотний клапан 4, канал 5 та робоче вікно розподільного золотника 1 буде поступати в робочий канал 6 і від нього до споживача. Злив робочої рідини від споживача буде відбуватись через канал 9, робоче вікно розподільного золотника 1 та камеру 11. Регулятор потоку 3 при цьому буде забезпечувати стабілізацію величини потоку, що направляється через робочу секцію 28 від насоса до споживача. Зворотний клапан 4 забезпечує утримання робочого органу машини в фіксованому положенні у разі виходу з ладу насоса. Регулювання величини потоку, що поступає до споживача і визначає швидкість його руху забезпечуються шляхом зміни величини робочого вікна розподільного золотника.

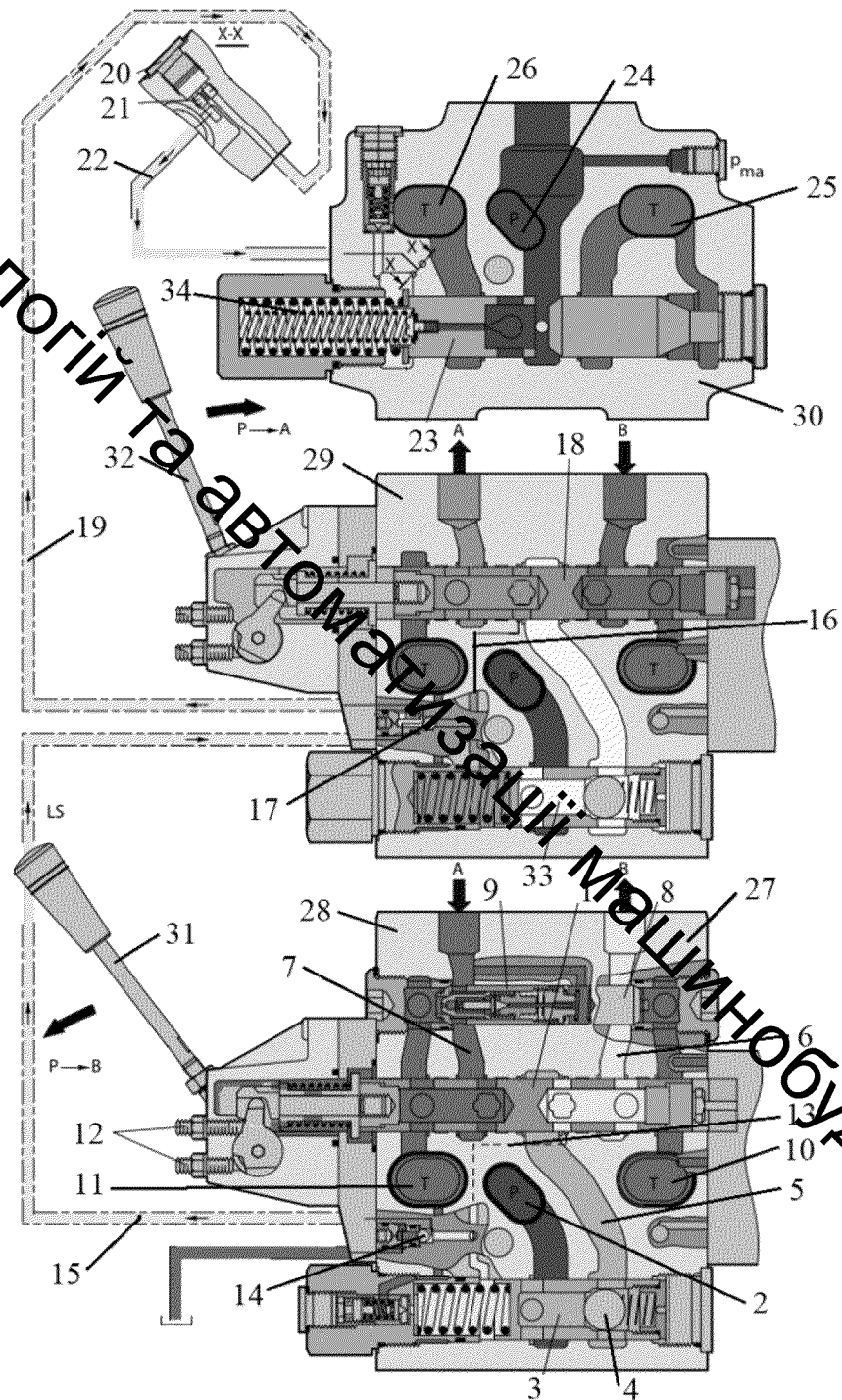


Рисунок 1.2 – Розподільник PVG-120 для гідросистем чутливих до навантаження

При крайньому лівому положенні розподільного золотника 1 незначна частина потоку робочої рідини, що надходить до споживача по каналу 13 поступає до логічного клапана 14. Величина тиску робочої рідини в каналі 14 залежить від навантаження на споживачі, що живиться через робочу секцію 28. До логічного клапана 14 через лінію 15 поступає також робоча рідина з робочої секції 29, через

яку живиться інший споживач. В залежності від співвідношення тисків в лінії 15 та каналі 13 логічний клапан 14 направляє до переливної секції робочу рідину під тиском, що знаходить від найбільш навантаженого споживача. При переміщенні рукоятки 31 за часовою стрілкою розподільний золотник 1 переміщується вправо. При цьому робоча рідина від насоса через камеру 2, регулятор потоку 3, зворотний клапан 4, канал 5 та робоче вікно розподільного золотника 1 буде поступати в канал 7. З каналу 7 робоча рідина надходить до споживача і приводить його до руху. Злив робочої рідини від споживача буде відбуватись через канал 8, робоче вікно розподільного золотника та камеру 10. В даному випадку також забезпечується можливість регулювання та стабілізації величини потоку до споживача. У робочій секції встановлено також протиударний клапан 9 та антикавітаційний клапан 8, які забезпечують захист споживача від надмірного підвищення або падіння тиску.

Регулювання величини потоку робочої рідини, що подається до споживача через робочу секцію 29 забезпечується розподільним золотником 18, а стабілізація цього потоку забезпечується регулятором потоку 33. Відповідно в секції 29 встановлено логічний клапан 17 для визначення найбільшого з тисків, що виникають в робочих секціях 28 та 29. Сигналу тиску від найбільш навантаженого споживача поступає по лінії 19 до демпфера 21, який регулюється гвинтом 20 і далі через лінію 22 до переливного клапана 23. На переливний клапан 23 також діє тиск з камери 24, що створюється насосом. Під дією цих тисків та пружини 34 переливний клапан 23, розташований в корпусі 30 забезпечує процес подачі робочої рідини до споживачів у кількості, що визначається положеннями розподільних золотників 1 та 18, а також налаштуванням регуляторів потоків 3 та 33. Надлишок робочої рідини зливається в бак через камери 25 або 26.

Недоліком такого розподільника є складна система каналів, по яким від споживачів відбирається найбільший по величині тиск робочої рідини для керування переливним клапаном.

Відомий розподільник типу MP-18 фірми Rexroth (Німеччина) для гідросистемі чутливих до навантаження. Робоча секція такого розподільника представлена на рис. 3.

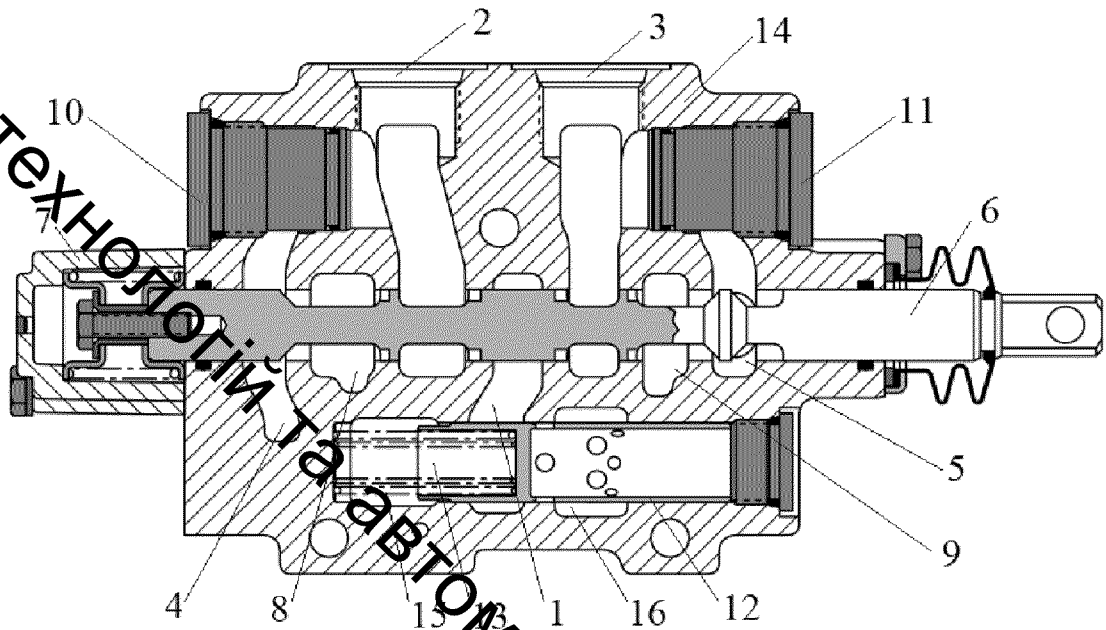


Рисунок 1.3 – Розподільник МР-18 для гідросистем чутливих до навантаження

В корпусі 14 розташовано розподільний золотник 6 з пружиною 7, регулятор потоку 12 з пружиною 15 та запобіжні клапани 10 і 11.

Працює розподільник наступним чином. Робоча рідина від насоса подається в камеру 16 і через регулятор потоку 12 надходить в канал 1. При переміщенні розподільного золотника 6 вправо робоча рідина з каналу 1 надходить в канал 2 і через нього до споживача, приводячи останній до руху. Злив робочої рідини від споживача у цьому випадку відбувається через канал 3 камери 9 та 5. Одночасно камера 8 з'єднується з каналом 2 і робоча рідина з каналу 2 під тиском, що залежить від навантаження на споживачі поступає в камеру 13 і діє разом з пружиною 15 на золотник регулятора потоку 12. З іншої сторони на золотник регулятора потоку 12 діє величина тиску, що визначається насосом. Перебуваючи під дією цих тисків та пружини 15 золотник регулятора насоса забезпечує постійну різницю між тиском на виході насоса і тиском на вході в споживач. Одночасно ця різниця підтримується на робочому вікні розподільного золотника і вона сукупно з площею робочого вікна розподільного золотника визначає величину потоку робочої рідини через секцію розподільника. Змінюючи площу робочого вікна розподільного золотника за рахунок його осьового переміщення можливо регулювати величину потоку робочої рідини до споживача, а значить і регулювати величину швидкості його руху.

Регулятор потоку 12 при цьому буде підтримувати величину швидкості руху споживача постійною, незалежною від навантаження на ньому. При переміщенні розподільного золотника вліво робоча рідина з камери 16 через регулятор потоку 12 поступає в канал 1 і далі в канал 3, а через нього до споживача. Злив робочої рідини від споживача буде відбуватись через канал 2 та камери 8 і 4. Одночасно робоча рідина під тиском, що визначається навантаженням на споживачі поступає в камеру 9 і далі в камеру 13. Це забезпечує роботу регулятора потоку 12 таким чином, що величина потоку до споживача, яка визначає швидкість його руху не буде залежати від навантаження на споживача. Регулювати швидкість руху споживача у цьому випадку також можливо шляхом переміщення розподільного золотника 6. Запобіжні клапани 10 та 11 забезпечують захист споживача від надмірного збільшення тиску в його камерах при перенавантаженні.

Недоліком розглянутого розподільника МР-18 є відносно велика довжина розподільного золотника і корпусу розподільника, що ускладнює технологію його виготовлення, а також підвищує собівартість.

У Вінницькому національному технічному університеті розроблено схему розподільника для гідросистеми чутливих до навантаження зі зменшеними габаритами в порівнянні з розподільником МР-18 [7]. Схема такого розподільника представлена на рис. 4. Схема включає розподільний золотник 1, корпус 2, регулятор потоку 4, регульований дросель 5, золотниковий логічний клапан 6 та кульковий логічний клапан 7. Працює схема наступним чином. Робоча рідина від насоса подається в лінію 3 і далі через регулятор потоку 4, зворотній клапан 26, регульований дросель 5 в нагнітальну камеру 16 розподільника.

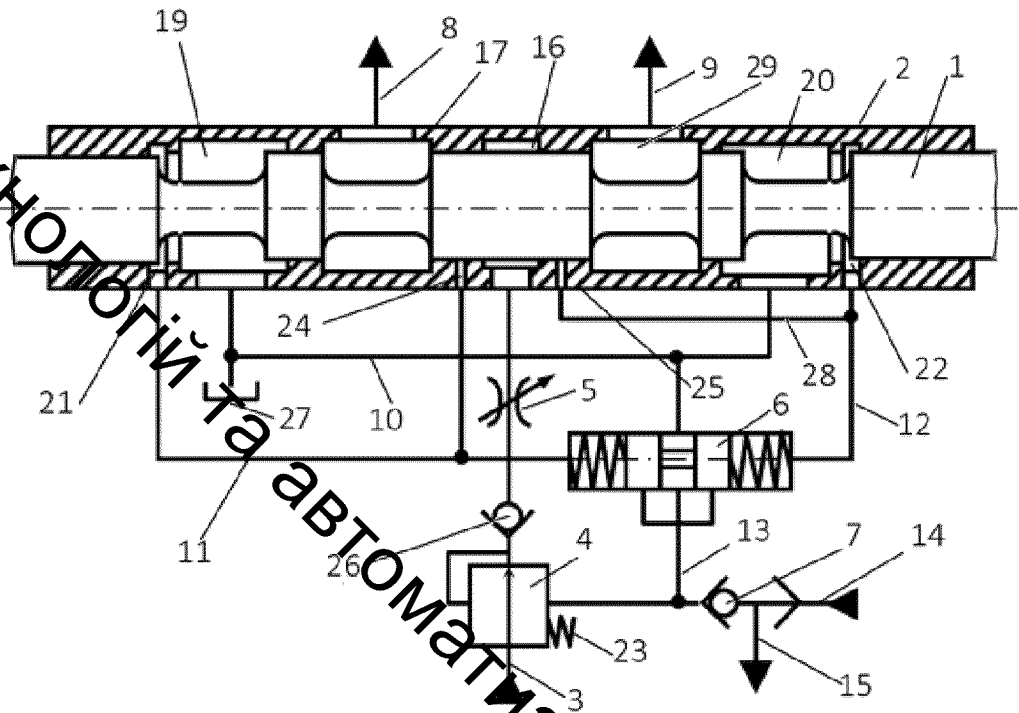


Рисунок 1.4 – Схема робочої секції розподільника для гідросистем чутливих до навантаження

При переміщенні розподільного золотника вправо, робоча рідина з нагнітальної камери 16 поступає в робочу камеру 17 і через лінію 8 до споживача, приводячи його до руху. Злив робочої рідини від споживача в даному випадку відбувається через лінію 9, робочу розточку 29 та зливну розточку 20. Одночасно робоча рідина з камери 17 під тиском, що визначається навантаженням на споживачі через канал 24 та лінію 11 поступає до золотникового логічного клапана 6. З іншої сторони на золотниковий логічний клапан 6 діє робоча рідина під низьким тиском зі зливної камери 20. Золотниковий логічний клапан 6 при цьому переміщується вправо і з'єднує лінію 11 з лінією 13. Робоча рідина під високим тиском, що залежить від навантаження на споживачі поступає в лінію 13 і діє на регулятор потоку 4. Регулятору потоку 4 під дією перепаду тиску між тиском на вході в зворотний клапан 26 та тиску в лінії 13 та пружини 23 буде забезпечувати постійним величину потоку робочої рідини, що подається через секцію розподільника до споживача. Величина даного потоку визначає швидкість руху споживача. Величина потоку робочої рідини не буде залежати від величини

навантаження на споживачі. Змінити величину швидкості, з якою рухаються споживач можливо шляхом зміни площі робочого вікна розподільного золотника 1. При переміщенні розподільного золотника 1 вліво робоча рідина з лінії 3 через зворотний клапан 26, регульований дросель 5, нагнітальну камеру 16, робочу камеру 29 та лінію 9 буде поступати до споживача, приводячи його до руху. Злив робочої рідини від споживача буде забезпечуватись у цьому випадку через лінію 8, робочу камеру 17 та зливну камеру 19. Одночасно робоча рідина під тиском, що визначається навантаженням на споживачі через канали 25 та 12 подається до золотникового логічного клапана 6. З іншої сторони на золотниковий логічний клапан 6 переміститься вліво і робоча рідина під тиском, що залежить від навантаження на споживачі поступить через лінію 13 до регулятора потоку 4. Під дією цього тиску та під тиском, що виникає перед зворотним клапаном і сили пружини 23 регулятор потоку буде забезпечувати стабілізацію робочої рідини, що надходить від насоса від насоса через розподільник до споживача. Зміною площі регульованого дроселя 5 або площі робочого вікна розподільного золотника 1 можливо регулювати швидкість руху споживача, яка буде залишатись стабільною і незалежною від величини навантаження на споживачі.

Як при переміщенні розподільного золотника вправо і вліво в лінію 13 поступає робоча рідина під тиском, що залежить від навантаження на споживачі, що живиться через дану секцію розподільника. Рідина під цим тиском діє на кульковий логічний клапан 7. Кульковий логічний клапан 7 знаходиться також під дією робочою рідини, що надходить через лінію 14 від сусідньої секції розподільника, через яку підключений інший споживач, що працює з іншим навантаженням. В результаті в лінію 15 буде поступати робоча рідина під тиском, що визначається найбільш навантаженим споживачем. Робоча рідина під цим тиском подається до переливного клапана, яким оснащений насос, що живить гідросистему. Це забезпечує величину тиску на виході насоса, який визначається найбільш навантаженим споживачем. Робоча рідина під цим тиском і подається в лінію 3 і далі до споживачів.

Недоліком такої схеми є наявність в кожній в кожній робочій секції складної системи з золотникового та кулькового логічних клапанів, що призводить до збільшення кількості комутаційних каналів в розподільнику і підвищує вартість його виготовлення.

У Вінницькому національному технічному університеті розроблено ще одну конструкцію секційного розподільника для гідросистем чутливих до навантаження [1]. Розподільник має комбіноване ручне та електричне керування. Призначений розподільник для використання в гідросистемах сучасних екскаваторів, навантажувачів або крано-маніпуляторних установок.

Конструкція секційного розподільника передбачає можливість живлення від двох насосів до 5 споживачів обертальною та поступальною дії. Конструкція робочої секції подана на рис. 1.5.

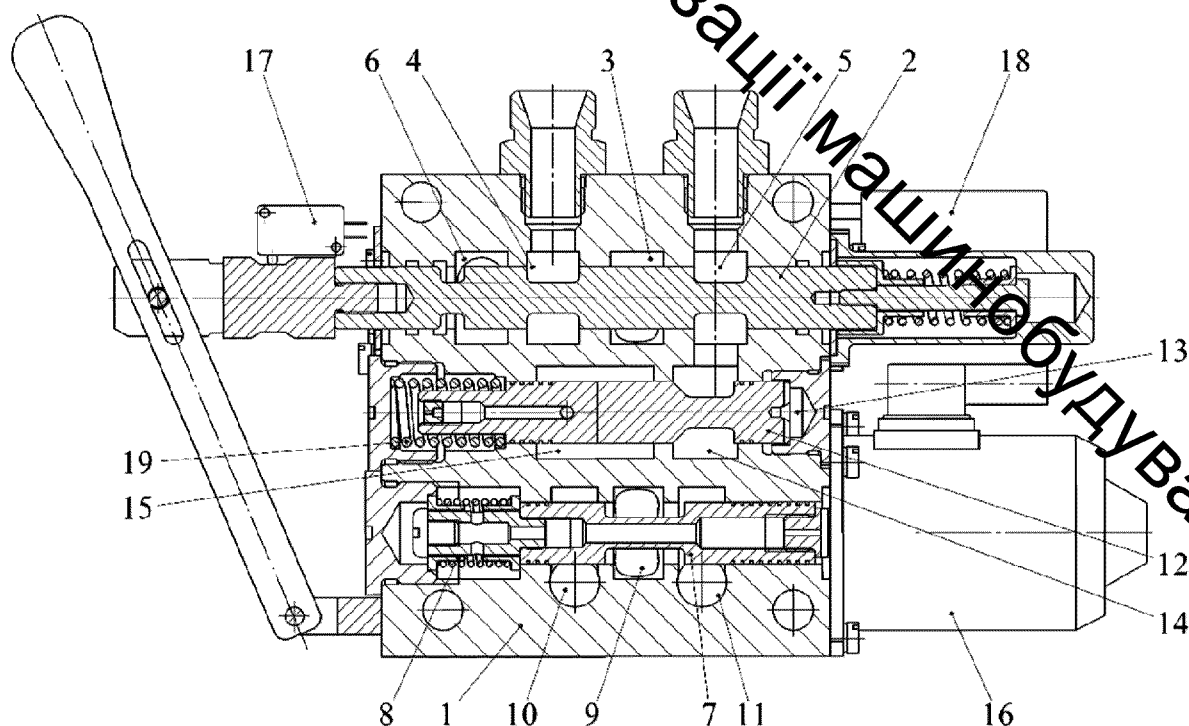


Рисунок 1.5 – Конструкція робочої секції розподільника

В корпусі 1 розміщено пропорційний розподільний золотник 2 з ручним керуванням. Нейтральне положення пропорційного розподільного золотника 2 забезпечується пружиною двосторонньої дії. Пропорційний розподільний золотник 2 забезпечує комутацію нагнітальної камери 3 з робочими камерами 4, 5 та зливною камерою 6. В корпусі 1 розташований також релейний розподільний золотник 7 з

пружиною двосторонньої дії 8, який комутує нагнітальну камеру 9 з камерами подачі 10 та 11. Керує релейним розподільним золотником електромагніт 16. В центральній частині корпуса секції 1 розташований гальмівний клапан 12 з пружиною 19, який має камеру керування 13, камеру компенсації тиску 14 та зливну камеру 15. Секція включає також електромагніт 16, датчик положення 17, датчик тиску 18.

Працює розподільник таким чином. Витрата від підключених насосів поступає в камери подачі 10 та 11. При відсутності напруги на обмотках електромагніта 16 робоча рідина поступає через камери нагнітання 9 та 3 до пропорційного розподільного золотника 2. При переключенні пропорційного розподільного золотника 2 в робочу позицію (переміщення вліво) робоча рідина з нагнітальної камери 3 буде поступати в робочу камеру 5 і далі до споживача. Злив робочої рідини від споживача буде відбуватись через робочу камеру 4 та зливну камеру 6. В лівому положенні пропорційного розподільного золотника забезпечується робота споживача із зустрічним навантаженням. При цьому гальмівний клапан знаходиться в крайньому правому положенні під дією пружини 13 та ізолює камеру 14 від камери 15. При перемиканні пропорційного розподільного золотника 2 в робочу позицію (переміщення вправо) робоча рідина із нагнітальних камер 9 та 3 буде поступати в робочу камеру 4 та до споживача. Злив робочої рідини від споживача буде забезпечуватись через робочу камеру 5, камери 14 та 15. Гальмівний клапан 12 при цьому знаходиться в крайньому лівому положенні під дією високого тиску, що поступає від насоса в камеру керування 13. При переміщенні пропорційного розподільного золотника 2 вправо, передбачена можливість роботи споживача як із зустрічним, так і з попутним навантаженнями. В разі виникнення на споживачі попутного навантаження, тиск в камері керування 13 буде зменшуватись до величини що визначається налаштуванням пружини 19. При цьому гальмівний клапан 12 буде знаходитись в рівновазі і змінюючи робоче вікно між камерою 14 та зливною камерою 15, буде забезпечувати регулювання величини потоку, що надходить на злив від споживача. Датчик тиску 18 використовується для формування сигналу пропорційного величині тиску на вході

споживач. Цей сигнал використовується контролером для формування величини тиску на виході регульованого насоса, підключеного в даний момент до працюючого споживача. Датчик положення 17 забезпечує наявність сигналу про переміщення пропорційного розподільного золотника 2 з нейтрального положення в одну з робочих позицій. Сигнал від датчика положення 17 поступає до контролера, який подає сигнал на включення електромагніту 16. При включенні електромагніту 16 релейний розподільний золотник переміститься в крайню ліву позицію. При цьому в нагнітальну камеру 9 буде поступати робоча рідина із камери подачі 10, а при виключеному електромагніті 16 в нагнітальну камеру 9 буде поступати робоча рідина із камери подачі 11. До камер подачі 10 та 11 підключені різні насоси. Таким чином за допомогою електромагніта 16 та релейного розподільного золотника 7 можна забезпечувати комутацію споживача, що живиться від даної секції з одним із двох насосів.

Проведений огляд конструкцій розподільників для гідросистем чутливих до навантаження дозволяє зробити висновок, що розробкою таких розподільників займаються провідні виробники гідросистем та гідроапаратури у світі, це перш за все Bosch-Rexroth (Німеччина), та Danfoss (Данія). Відсутня конструкція розподільника для гідросистем чутливих до навантаження, яка має переваги перед всіма іншими, це означає що роботи в цьому напрямку будуть продовжуватись і це є однією з тенденцій розвитку сучасних гідросистем. Такі розподільники будуть проектуватися під певні типи машин і можуть включати не всі функції, які повинні забезпечувати універсальні гідросистеми.

В роботі планується розв'язати наступні задачі: розроблення гідравлічної схеми розподільника; розрахунок основних конструктивних параметрів розподільника; визначення втрат тиску в каналах розподільника; розроблення 3D-моделі вдосконаленого розподільника.

РОЗДІЛ 2 ВИБІР СХЕМИ РОЗПОДІЛЬНИКА ДЛЯ ГІДРОСИСТЕМИ ЧУТЛИВОЇ ДО НАВАНТАЖЕННЯ

У ВНТУ вернутись роботи по розробці нових схем та конструкцій для гідросистем чутливих до навантаження в тому числі для гідросистеми екскаваторів 2 розмірної групи на базі колісних тракторів [16]. На рис. 2.1 представлена схема розробленого розподільника для гідросистеми на базі нерегульованого насоса.

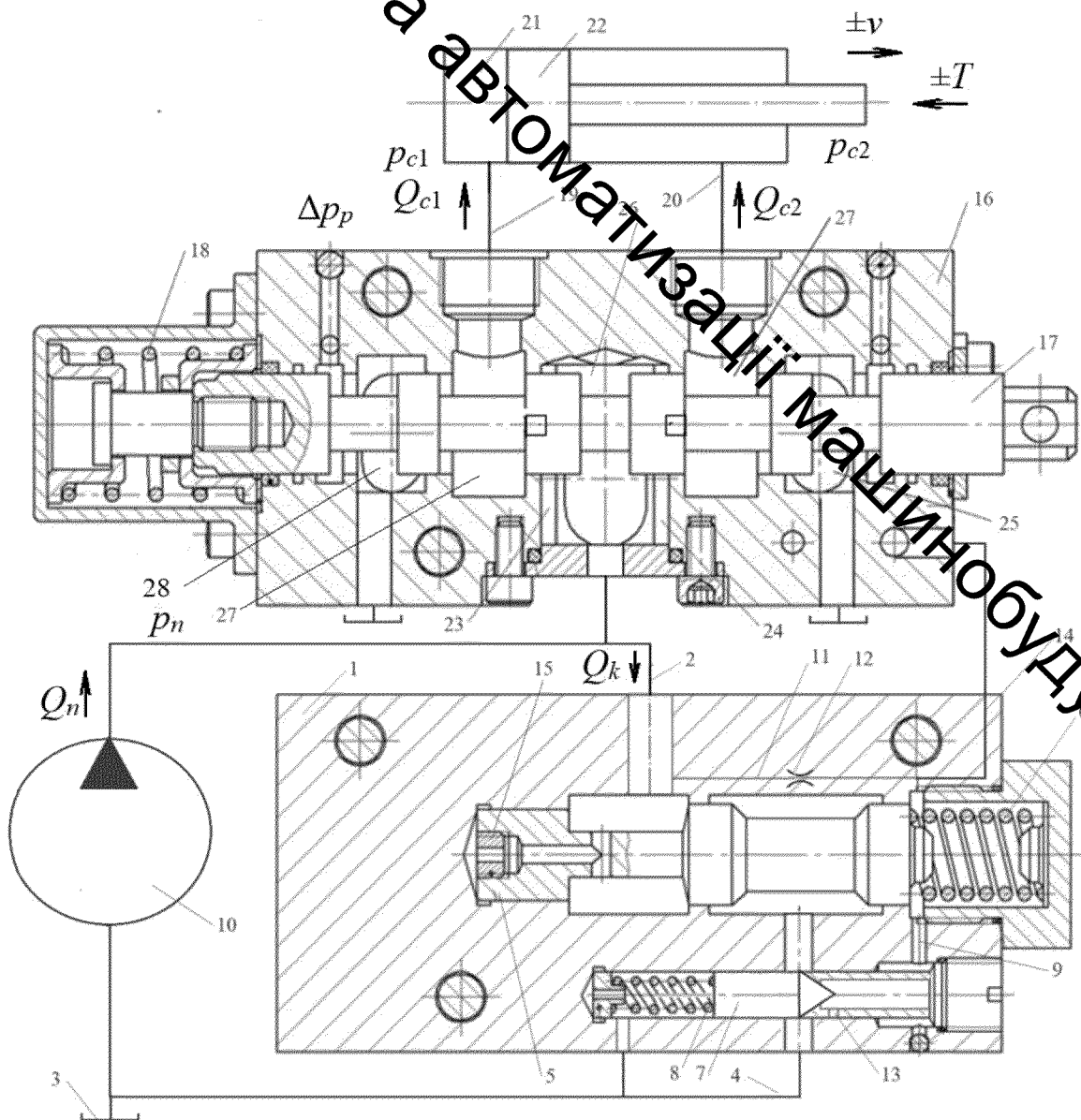


Рисунок 2.1 – Схема розробленого розподільника для гідросистеми на базі нерегульованого насоса

Схема включає насос 10, робочу секцію 16 та переливну секцію 1, бак 3 і гідроциліндр 21. Робоча секція 16 включає розподільний золотник 17 з пружиною 6 та сервозолотник 7 з пружиною 8, а також дросель 12. До складу переливного клапана 5 входить також демпфер 15.

Працює схема наступним чином. Робоча рідина подається насосом 10 через лінію 2 в робочу секцію 16 та до переливної секції 1. При знаходженні розподільного золотника 17 в нейтральному положенні робоча рідина до гідроциліндра 21 не поступає. При такому положенні розподільного золотника 17 лінія 14 з'єднується з баком 3 і тиск в лінії 14 дорівнює зливному. Робоча рідина від насоса через лінію 2 лінію 11 і дросель 12 буде поступати в бак. При цьому робоча від насоса через лінію 2, лінію 11 і дросель 12 буде поступати в бак. Робоча рідина під тиском p_n через демпфер 15 поступає на лівий торець переливного золотника 5. Переливний золотник 5 під дією тиску p_n буде переміщуватись вправо, стискаючи пружину 6 і відкриваючи своє робоче вікно, через яке робоча рідина надходить в лінію 4 і далі в бак 3. Величина тиску p_n на виході насоса в даному випадку буде становити 0,8 МПа. Весь потік робочої рідини при цьому буде поступати від насоса в бак 3 під цим тиском.

При переміщенні розподільного золотника 17 вправо робоча рідина від насоса 10 через лінію 2, камеру 26, камеру 27 та лінію 19 буде поступати в ліву камеру гідроциліндра 21. В лівій камері гідроциліндра 21 буде створюватись тиск p_{c1} , величина якого буде залежати від навантаження на штоці 22. Злив робочої рідини від гідроциліндра 21 в бак буде забезпечуватись через лінію 20, камеру 27 та камеру 25. При цьому в каналі 23 буде також підтримувати тиск p_{p1} , якій через лінію 14 буде поступати до переливного клапана 5 і разом з пружиною 4 створювати зусилля, що буде діяти на переливний золотник. Відповідно тиск p_n , що діє на переливний золотник злива зростає і буде перевищувати тиск p_{c1} на вході в гідроциліндр на величину перепаду Δp_p на робочому вікні розподільного золотника 17 $p_n = p_{c1} + \Delta p_p$. Величина потоку Q_c , що проходить через вікно розподільного золотника 17 буде залежати від величини площі робочого вікна та величини перепаду Δp_p . Змінюючи величину площі робочого вікна розподільного золотника

можливо змінювати величину потоку Q_c , що надходить до гідроциліндру 21 і визначає швидкість руху його поршня 22. У випадку, якщо величина потоку Q_c буде меншою ніж величина потоку насоса Q_n надлишок робочої рідини $Q_k = Q_n - Q_c$, буде зливатись в бак під тиском p_n . Таким чином буде забезпечувати можливість регулювання швидкості руху v поршня 22. Величина швидкості v руху поршня гідроциліндра 22 буде підтримуватись постійною і не залежною від величини навантаження T на гідроциліндрі 21. Цей режим називається режимом регулювання з чутливістю до навантаження. У випадку, коли налаштовано $Q_c > Q_n$ весь потік від насоса 10 буде поступати до гідроциліндру 21, а переливний клапан 5 буде закритий. Цей режим називається режимом постійного потоку.

При переключенні розподільного золотника 17 в ліву позицію робочої рідини від насоса 10 по лінії 2 надходить в камеру 26, а далі через камеру 27 та лінію 20 в праву камеру гідроциліндра 21. При цьому в правій камері гідроциліндра 21 буде створюватись тиск p_{c2} , який визначається величиною навантаження T на штоці 22 гідроциліндра 21. Під дією тиску p_{c2} поршень 22 гідроциліндра 21 буде рухатись справа наліво зі швидкістю v . Злив робочої рідини від гідроциліндра 21 буде забезпечуватись по лінії 19, та через камери 27 і 28. Величина потоку Q_{c2} , що проходить через робочу секцію 16 до гідроциліндра 21 і визначає швидкість v його руху визначається величиною площі робочого вікна розподільного золотника 17 та перепадом Δp_p , що виникає на робочій секції 16. Шляхом переміщення розподільного золотника 17 і відповідно зміни площі його робочого вікна можливо регулювати величину потоку Q_{c2} і, відповідно, швидкість руху v поршня 22. Переливний клапан при цьому керується тиском p_{c2} , що поступає через канал 24 та лінію 14. Під дією тиску p_{c2} та зусилля пружини переливний клапан закривається і направляє весь потік Q_{c2} до гідроциліндра 22. При налаштуванні співвідношення величин потоків $Q_{c2} < Q_n$ переливний клапан 5 підтримує на робочому вікні розподільного золотника 16 постійній перепад тиску $\Delta p_p = p_n - p_{c2}$, що дозволяє підтримувати постійною величину потоку Q_{c2} від насоса до гідроциліндра 21, а значить забезпечувати швидкість v його руху постійною, не залежною від величини навантаження T на поршні 22.

В процесі забезпечення режимів роботи наведених вище сервоклапан 7 знаходиться у закритому положенні. Робоча рідина через канал 9 поступає до сервоклапана 7 і тисне на нього зі сторони конусної частини. Сервоклапан 7 знаходиться також під дією пружини 8 та зливного тиску, що поступає через лінію 4, які діють на лівий торець сервоклапана. Тиск, що діє на конусну частину сервоклапа 7 залежить від величини навантаження T , що діє на шток 22 гідроциліндра 21. При суттєвому зростанні навантаження T на штоці 22 пропорційно зростає і тиск, що діє на сервоклапан 7. Під дією цього збільшеного тиску сервоклапан 7 переміститься вліво і обмежить величину тиску в каналі 9. Це призведе до того, що в даному випадку тиски p_{c1} або p_{c2} (в залежності від напрямку руху поршня) зростати не зможуть і рух поршня 22 припиниться. При цьому весь потік Q_n від насоса 10 буде перепускатись в бак 3 під тиском p_n . Таким чином буде обмежено зростання тиску в гідросистемі і забезпечено роботу розподільника в режимі захисту гідросистеми від перенавантаження.

Якщо буде налаштована величина потоку $Q_c < Q_n$, то частина робочої рідини від насоса Q_k буде поступати через переливний клапан 5 в бак 3 під тиском p_{c2} . У випадку, якщо буде налаштовано через секцію 16 величину потоку Q_{c2} , яка може бути більшою ніж величина потоку Q_n від насоса 10, то переливний клапан 5 буде закритий і весь потік Q_n від насоса буде поступати в гідроциліндр 21.

РОЗДІЛ 3 РОЗРОБЛЕННЯ 3D-МОДЕЛІ РОЗПОДІЛЬНИКА ТА ВИЗНАЧЕННЯ ВТРАТ ТИСКУ У ЙОГО КАНАЛАХ

3.1. Розрахунок основних конструктивних параметрів розподільника

Розподільник призначений для забезпечення чотирьох режимів роботи гідросистеми: холостого ходу, постійного потоку, регулювання з чутливістю до навантаження та захисту гідросистеми від перенавантаження. Розподільник складається з 2...5 робочих секцій та переливної секції. Розрахунок основних конструктивних параметрів робочої секції будимо вести для режиму регулювання з чутливістю до навантаження. Розподільник є золотникового типу, робоча рідина в ньому розподіляється за рахунок осьового переміщення розподільного золотника 17 (рис. 2.1). Розподільний золотник 17 знаходиться у нейтральній позиції (при відсутності його примусового переміщення під дією пружини 18, яка дозволяє переміщення золотника вліво і вправо від нейтральної позиції. Під дією зовнішньої сили розподільний золотник 17 зміщується в одну із робочих порцій «підйом» або «опускання» при цьому робоча рідина поступає від насоса до споживача. При відсутності зовнішньої сили розподільний золотник автоматично переміщується з робочої позиції в нейтральну, перекриваючи подачу робочої рідини до споживача. Розподільник працює як пропорційний, тобто розподільний золотник 17 може займати безліч проміжних положень, утворюючи дросельні щілини для плавного потоку рідини, як при русі золотника вправо так і вліво.

Характеристика сигналу від розподільника в даному випадку – це неперервна (аналогова) функція, яка визначає величину потоку, що надходить до споживача. Характер золотника та корпусу робочої секції повинен відповідати двом вимогам:

- зазор між золотником та корпусом повинен становити величину 10...15 мкм для забезпечення невеликих величин перетікання робочої рідини між камерами 27 і камерами 25, 26 і 28, що забезпечить герметизацію камер споживача і утримання робочого органу машини під навантаженням у фіксованому положенні;

переміщення розподільного золотника в корпусі повинно бути плавним для забезпечення аналогового регулювання величини потоку через розподільник, величина зусилля переміщення повинна бути невеликою, оскільки в іншому випадку це буде визивати втому оператора під роботи.

Розподільний золотник виготовляється зі сталі 40Х, яка має високу зносостійкість і міцність, що важливо для режиму постійного тертя золотника і корпусу при розподільника. В якості термообробки рекомендується загартування до твердості 50 HRC. Корпуси робочої та переливної секції виготовляють з модифікованого чавуну, що забезпечує стійкості до високого тиску та зносостійкість під час роботи.

Перекирвання робочих вікон у даному розподільнику – позитивне. Це забезпечує незначний перетік робочої рідини через щілину між золотник та корпусом, але разом з тим виникає значна зона нечутливості. Для зменшення зони нечутливості робочі кримки поясків розподільників оснащені профільними канавками. Розподільний золотник оснащений також канавками завширшки 0,5 мм і глибиною 1,0 мм на чотирьох середніх поясках [8].

Діаметр розподільного золотника для співвідношення діаметра шийки до діаметра золотника $2/3$ визначаємо за формулою [8]

$$d_3 = 1,4 \sqrt{\frac{Q_{max}}{v_{доп}}} = 1,4 \sqrt{\frac{75 \cdot 1000}{60 \cdot 6 \cdot 100}} = 1,96 \text{ см},$$

де $Q_{max} = 75 \text{ л/хв}$ – максимальний потік через розподільник;

$v_{доп} = 6 \text{ м/с}$ – допустима швидкість руху робочої рідини в каналах розподільника.

За результатами розрахунку приймемо діаметр розподільного золотника $d_3 = 20 \text{ мм}$. Необхідна площа робочого вікна розподільного золотника буде становити

$$f_{max} = \frac{Q}{840 \sqrt{\Delta p}} = \frac{75 \cdot 1000}{60 \cdot 870 \cdot \sqrt{8}} = 0,51 \text{ (см}^2\text{)}.$$

При ході розподільного золотника $L = 1 \text{ мм}$ та його діаметрі $d_3 = 20 \text{ мм}$ площа робочого вікна золотника буде становити

$$f = \pi \cdot d_3 \cdot L = 3,14 \cdot 20 \cdot 1 = 62,8 \text{ (мм}^2\text{)},$$

що задовольняє розрахунку значення максимальної площі f_{max} .

Діаметри каналів по яким підводиться і відводиться робоча рідина від розподільника $d_k = d_3 = 20 \text{ мм}$.

Розрахуємо силу, необхідну для переміщення розподільного золотника за формулою [8]

$$F_2 = F_x + F_{T1} + F_{T2} + F_a + F_{пр},$$

де F_x — гідродинамічна сила, що діє на золотник;

F_{T1} — сила в'язкого тертя;

F_{T2} — сила сухого тертя;

F_a — сила інерції;

$F_{пр}$ — сила пружини.

Гідродинамічна сила розраховується за формулою [1]

$$F_x = 2 \cdot Q \cdot \cos \alpha \sqrt{\rho(p_n - p_{c1})} = 2 \cdot 1 \cdot 10^{-3} \cdot \cos 69^\circ \sqrt{1000 \cdot 8 \cdot 10^5} = \\ = 2 \cdot 0,36 \cdot 3 \cdot 8,9 = 19,2 \text{ (Н)}.$$

Силу інерції оцінимо за формулою

$$F_a = m_3 \frac{\Delta V}{\Delta t} = 0,5 \frac{5 \cdot 10^{-2}}{0,3} = 8 \cdot 10^{-2} \text{ (Н)};$$

де m_3 — маса золотника, кг;

ΔV — зміна швидкості переміщення золотника, м/с;

Δt — час переміщення золотника між нейтральною позицією та позиціями підйом або опускання, с.

Силу в'язкого тертя визначаємо за формулою [1]

$$F_{T1} = \frac{\pi \rho \nu_k d_3 l}{\varepsilon_3} v_3 = \frac{3,14 \cdot 900 \cdot 20 \cdot 10^{-6} \cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot 40 \cdot 10^{-3}}{10 \cdot 10^{-6}} \cdot 5 \cdot 10^{-2} = 2,25 \text{ (Н)},$$

де ρ – густина робочої рідини, кг/м³;

ν_k – коефіцієнт кінематичної в'язкості;

d_3 – діаметр золотника, м;

l – довжина золотника на якій діє тиск робочої рідини, м;

ε_3 – зазор між золотником та корпусом, м;

v_3 – швидкість переміщення золотника, м/с.

Силу сухого тертя приймемо згідно рекомендацій [1] рівною

$$F_{T2} = (0,23 \dots 0,34) \cdot F_3.$$

Визначимо силу, необхідну для переміщення розподільного золотника без урахування сили пружини $F_{пр}$.

$$F_3 = 0,3 \cdot F_3 + F_x + F_{T1} + F_a.$$

Звідси визначимо силу F_3 .

$$F_3 = \frac{2,25 + 0,08 + 19,2}{0,66} = 32,5 \text{ (Н)}.$$

Пружина, що утримує золотник в нейтральній позиції повинна створювати силу $F_{пр} \geq k F_3$, де $k = 1,5$ коефіцієнт запасу, тоді мінімальне зусилля попередньо стиснутої пружини буде становити

$$F_{пр(min)} = 1,5 \cdot 32,5 = 49 \text{ (Н)}.$$

Виберемо пружину для переміщення розподільного золотника [13].

Зовнішній діаметр $D = 28 \dots 30$ мм. Необхідний хід пружини при наявності попереднього стиснення не менше 7 мм. Попередньо вибираємо пружину з параметрами:

$P_3 = 11,8$ кгс – сила при max деформації;

$d = 2,2$ мм – діаметр проволочи;

$D = 28$ мм – зовнішній діаметр пружини;

$z_1 = 1,36$ кгс/мм – жорсткість одного витка пружини;

$f_3 = 8,6$ мм – максимальна деформація одного витка пружини.

Попередньо вибираємо $n = 5$ робочих витків пружини, тоді жорсткість пружини буде становити

$$z = \frac{z_1}{n} = \frac{1,36}{5} = 0,27 \text{ (кгс/мм)}.$$

Для створення попереднього зусилля пружини рівного $F_{\text{пр}(\min)} = 4,9$ кгс необхідно стиснути її на

$$\Delta H_1 = \frac{F_{\text{пр}(\min)}}{z} = \frac{4,9}{0,27} = 18 \text{ (мм)}.$$

При стисканні пружини на максимальну величину

$$\Delta H_2 = 18 + 7 = 25 \text{ (мм)}.$$

При цьому пружина буде створювати максимальне зусилля

$$F_{\text{пр}(\max)} = z \cdot \Delta H_2 = 0,27 \cdot 25 = 6,75 \text{ (кгс)}.$$

Розрахуємо основні конструктивні параметри пружини.

Довжина пружини при максимальній деформації становить

$$H_3 = (n_1 + 1 - n_3) \cdot d = (5 + 2 + 1 - 1,5) \cdot 2,2 = 14,3 \text{ (мм)}.$$

Довжина пружини у вільному стані

$$H_0 = H_3 + F_3 = 14,3 + \frac{11,8}{0,27} = 58 \text{ (мм)}.$$

Довжина пружини при попередній деформації

$$H_1 = H_0 - F_1 = 58 - \frac{11,8}{0,27} = 40 \text{ (мм)}.$$

Проведемо розрахунок основних параметрів золотника 3 переливного клапана (рис. 2.1). Діаметр золотника d_n приймаємо рівним діаметру d_3 золотника 17 робочої секції $d_n = d_3 = 20$ мм. Діаметр підвідних каналів переливного клапана приймаємо також за аналогією з підвідними каналами робочої секції.

Розрахуємо сили, що діють на золотник переливного клапана. Гідродинамічна сила на золотнику переливного клапана в режимі регулювання може бути значно вищою ніж на розподільному золотнику робочої секції, оскільки перепад тиску на його робочому вікні може сягати 18 МПа, а витік Q_k може складати до $1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$. Тоді гідродинамічна сила буде складати

$$F_x = Q_k \cos \alpha \sqrt{\rho(p_n - p_T)} = 1 \cdot 10^{-3} \cdot 0,36 \sqrt{900 \cdot 18,0 \cdot 10^6} = 45,4 \text{ (Н)}.$$

Силу інерції визначимо як

$$F_a = m_3 \frac{\Delta v}{\Delta t} = 0,25 \cdot \frac{5 \cdot 10^{-2}}{0,3} = 4 \cdot 10^{-2} \text{ (Н)}.$$

Сила в'язкого тертя буде становить

$$F_{T1} = \frac{\pi \rho \nu_k d_3 l}{\varepsilon_3} = \frac{3,14 \cdot 900 \cdot 20 \cdot 10^{-6} \cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot 20^{-3}}{10 \cdot 10^{-6}} = 1,12 \text{ (Н)}$$

Силу сухого тертя приймаємо рівною $0,34 F_3$.

З рівняння

$$F_3 = 0,34 F_3 + F_x + F_{T1} + F_a$$

можна визначити зусилля, необхідне для переміщення золотника переливного клапана без урахування зусилля, яке буде створювати пружина 6

$$F_3 = \frac{45,4 + 1,12 + 0,04}{0,66} = 46,6 \text{ (Н)}.$$

Пружина 6, що повертає золотник переливного клапана разом з силою F_3 повинні створити на торцях золотника різницю тисків

$$\Delta p_p = p_p - p_{c1} = 8 \cdot 10^5 \text{ (Н/м}^2\text{)}$$

Такий перепад створює на золотнику переливного клапана зусилля відкриття

$$F_B = \Delta p_p \frac{\pi d_n^2}{4} = 8 \cdot 10^5 \frac{\pi (20 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 251 \text{ (Н)}.$$

Величина робочого ходу переливного клапана під час якого відбувається відкриття робочого вікна не перевищує 2 мм. При такому відкритті робочого вікна пружина переливного клапана повинна створювати перепад Δp_p , що не перевищує $8 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$. Величина позитивного перекриття переливного клапана складає 3 мм. Відповідно максимальне переміщення золотника переливного клапана складає 5 мм. Оскільки гідродинамічна сила F_x направлена в сторону закриття робочого вікна переливного клапана то вона буде збільшувати сумарне зусилля, що формується пружиною. Відповідно зусилля пружини може бути оцінено тільки на основі формування необхідного перепаду Δp_p . Іншими силами, що діють на золотник переливного клапана можна знехтувати

$$F_p = 251 \text{ Н} > F_3 = 46, \text{ (Н)}.$$

При такому значенню F_p золотник переливного клапана буде гарантовано переміщуватись в усіх режимах роботи розподільника, а гідродинамічна сила та сили тертя будуть визначати лише точність регулювання в статичному режимі.

Вибираємо пружину [13] з параметрами $p_3 = 37,5$ кгс, $d = 3$ мм, $D=22$ мм, $z_1=11,8$ кгс/мм $t_3=3,2$ мм.

Вибираємо попередньо кількість робочих витків $n=5$, тоді жорсткість пружини буде становити

$$z = \frac{z_1}{n} = \frac{11,8}{5} = 2,36 \text{ (кгс/мм)}.$$

Для створення попереднього стиснення пружини рівного $F_{\text{пр}(\text{min})} = 15$ кгс необхідно стиснути її на

$$F_1 = \frac{F_{\text{пр}(\text{min})}}{z} = \frac{15}{2,36} = 6,3 \text{ (мм)}.$$

Для забезпечення перепаду $\Delta p_p = 8$ кгс/мм² необхідно, щоб пружина щоб пружина була стиснута на

$$F_2 = \frac{F_{\text{пр}(p)}}{z} = \frac{25,5}{2,36} = 10,6 \text{ (мм)}.$$

Розрахуємо основні монтажні розміри пружини

$$H_3 = (n_1 + 1 - n_3) \cdot d = (5 + 2 + 1 - 1,5) \cdot 3 = 19,5 \text{ (мм)}$$

Максимальна деформація пружини

$$F_3 = \frac{p_3}{z} = \frac{37,5}{2,36} = 15,8 \text{ (мм)}.$$

Довжина пружини у вільному стані

$$H_0 = H_3 + F_3 = 19,5 + 15,8 = 35,3 \text{ (мм)}.$$

Довжина пружини при попередній деформації

$$H_1 = H_0 - F_1 = 35,3 - 6,3 = 29 \text{ (мм)}.$$

Розрахуємо пружину 8, що створює зусилля на сервоклапані 7. Сервоклапан 7 з конічною робочою поверхнею опирається на втулку 13, яка має отвір діаметром 2 мм, через який робоча рідина по каналам 9 та 14 надходить під тиском тисками p_{c1} або p_{c2} від гідроциліндра 21. Тиски p_{c1} або p_{c2} залежать від навантаження T та площ поршня 22. Максимальні значення тисків p_{c1} та p_{c2} не повинні перевищувати 18 МПа.

Сила в'язкого тертя, що діє між сервоклапаном 7 та корпусом 1 визначаються за формулою

$$F_{T1} = \frac{\pi \rho \nu_k d_{c1} l}{\varepsilon_c} v_c = \frac{3,14 \cdot 900 \cdot 20 \cdot 10^{-6} \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 20^{-3}}{10 \cdot 10^{-6}} 5 \cdot 10^{-2} = 0,23 \text{ (Н)}.$$

Сила сухого тертя дорівнює $F_{T2} = 0,34 \cdot F_3$.

Сила інерції

$$F_a = m_c \frac{\Delta v_c}{\Delta t} = 0,05 \frac{5 \cdot 10^{-2}}{0,1} = 0,025 \text{ (Н)}.$$

Гідродинамічна сила, що діє на сервоклапан не враховується, а сили в'язкого тертя та силою інерції можна знехтувати, внаслідок їх невеликих величин. Сила з якою робоча рідина буде діяти на сервоклапан буде дорівнювати.

$$F_{pp} = \frac{\pi d_{c2}^2}{4} p_{c1(max)} = \frac{3,4(20 \cdot 10^{-3})^2}{4} 18 \cdot 10^6 = 25,1 \text{ (Н)}.$$

Таким чином рівняння сил, що діють на сервоклапан без урахування сили пружини 8 буде мати вигляд

$$F_{\text{ск}} = -0,34F_{\text{ск}} + F_{\text{пр}}.$$

Сила пружини повинна врівноважувати силу $F_{\text{ск}}$

$$F_{\text{пр(с)}} = F_{\text{ск}} = \frac{F_{\text{пр}}}{1,34} = \frac{25,1}{1,34} = 18,7 \text{ (Н)}.$$

При діаметрі пружини сервоклапана рівному 7 мм вибираємо її наступні параметри [13] $p_3 = 3,35$ кгс, $d = 0,8$ мм, $D = 7$ мм, $z_1 = 1,7$ кгс/мм $t_3 = 1,95$ мм.

Прийmemo кількість робочих витків рівне $n = 5$, тоді жорсткість пружини буде становити

$$z = \frac{z_1}{n} = \frac{1,7}{5} = 0,34 \text{ (кгс/мм)}.$$

Для створення попереднього зусилля пружини рівного 1,87 кгс необхідно стиснути цю пружину на

$$F_1 = \frac{F_{\text{пр(с)}}}{z} = \frac{1,87}{0,34} = 5,5 \text{ (мм)}.$$

При повній деформації пружини її розмір становить

$$H_3 = (n_1 + 1 - n_3) \cdot d = (5 + 2 + 1 - 1,5) \cdot 0,8 = 5,2 \text{ (мм)}.$$

Максимально деформація пружини становить

$$F_3 = \frac{p_3}{z} = \frac{3,35}{0,34} = 10 \text{ (мм)}.$$

Довжина пружини у вільному стані

$$H_0 = H_3 + F_3 = 5,2 + 10 = 15,2 \text{ (мм)}.$$

Довжина пружини при попередній деформації F_1 становить

$$H_1 = H_0 - F_1 = 15,2 - 5,5 = 9,7 \text{ (мм)}.$$

3.2. Методика побудови деталей 3D-моделі розподільника

На основі типових деталей розподільника представимо методику побудови їх 3D-моделей [9]. До складу розподільника входить 2 основних типи деталей. Це золотники, які є деталями типу «вал», симетричними відносно осі та корпусні деталі з центральними отворами та рядом отворів що є радіальними до центральних отворів.

Розглянемо методику побудови 3D-моделі золотників на прикладі золотника переливного клапана. На рис. 3.1 показано побудову зовнішнього контуру переливного клапана. Побудова починається з осі симетрії, відносно якої будується ескіз. Основні параметри ескізу:

- відстань від осі до зовнішньої поверхні золотника 10 мм;
- відстані від осі до зовнішньої поверхні шийки клапана 5 мм;
- ширина лівого буртика 20 мм;
- ширина правого буртика 17 мм.

З лівої сторони центрального буртика сформована фаска під кутом 102° для забезпечення плавності відкриття робочого вікна переливного клапана.

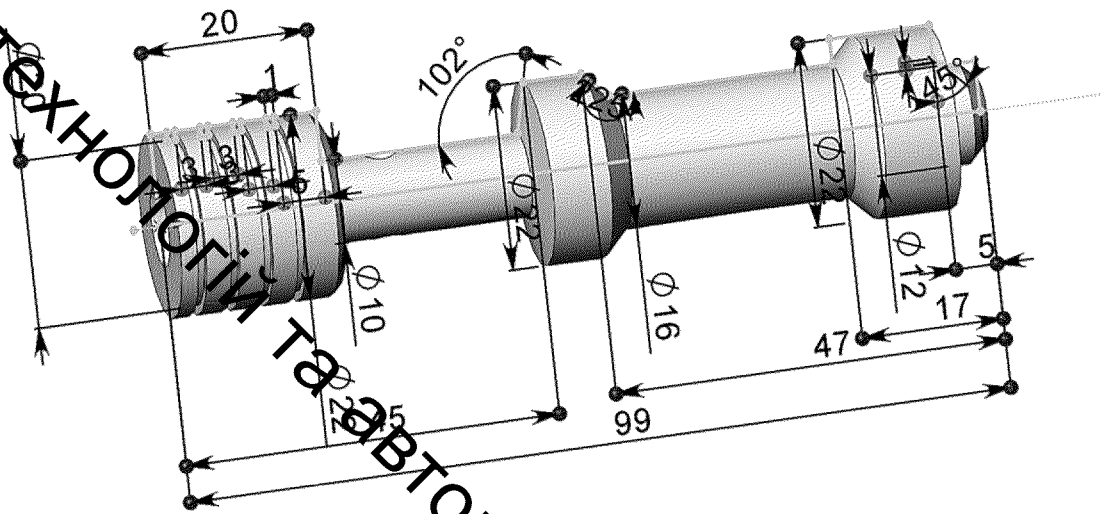


Рисунок – 3.1 Будова зовнішнього контуру переливного клапана

На лівому буртику золотника сформовано 4 канавки з кроком 3 мм та шириною і глибиною по 1 мм. Ці канавки мають забезпечити рівномірний розподіл тиску по поверхні переливного клапана та зменшити силу тертя між клапаном та корпусом. Після побудови ескізу командою «Revolve 1» забезпечуємо побудову зовнішньої поверхні переливного клапана.

На рис. 3.2 показано побудову внутрішніх отворів у переливному клапані. Оскільки центральний отвір симетричний та будуємо ескіз за розмірами, які дорівнюють половині діаметрів. Довжина більшого діаметра складає 9 мм (для нарізання в подальшому разі) та 25 мм для формування каналу по якому рідина проходить через переливний клапан для його переміщення. Після побудови ескізу командою «Revolve 2» будуємо внутрішній центральний отвір переливного клапана.

Переливний клапан включає також радіальний отвір 6 мм на шийці клапана на відстані 27 мм від лівого буртика клапана. Для побудови цього отвору рис. 3.3 будуємо ескіз діаметром 6 мм на шийці клапана і командою «Cut-Extrude 1» утворюємо радіальний отвір діаметром 6 мм через всю шийку клапана. Радіальний

Отвір 6 мм перетинається з центральним отвором клапана, що забезпечить подачу робочої рідини для управління переливним клапаном.

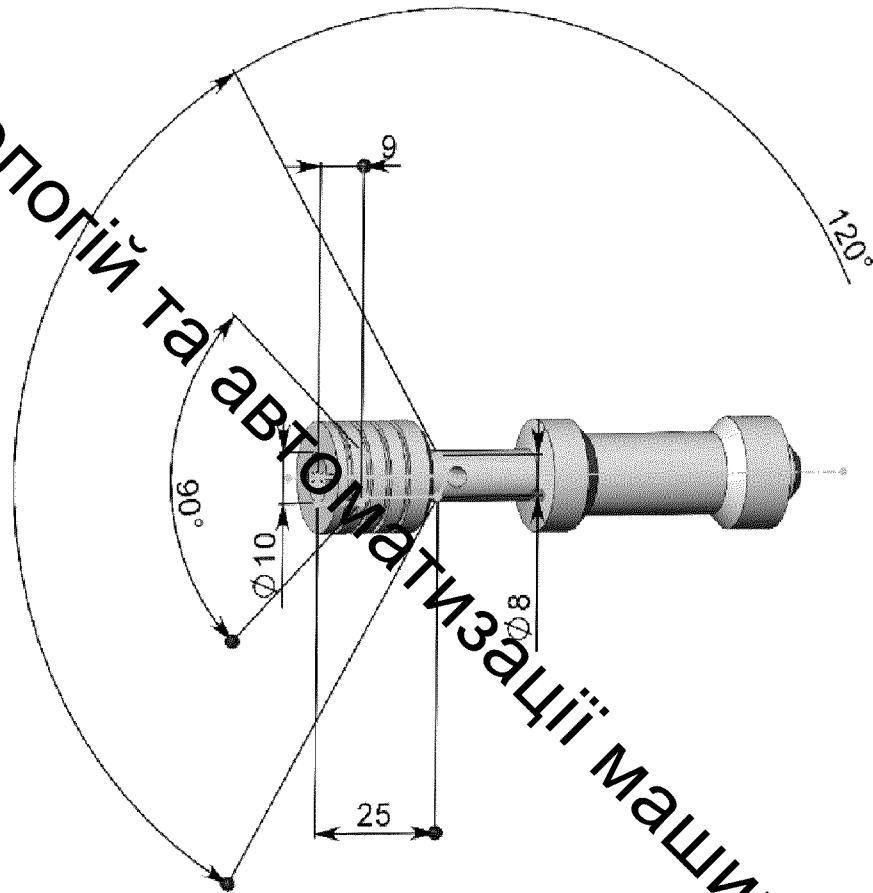


Рисунок 3.2 – Будова внутрішніх отворів у переливному клапані

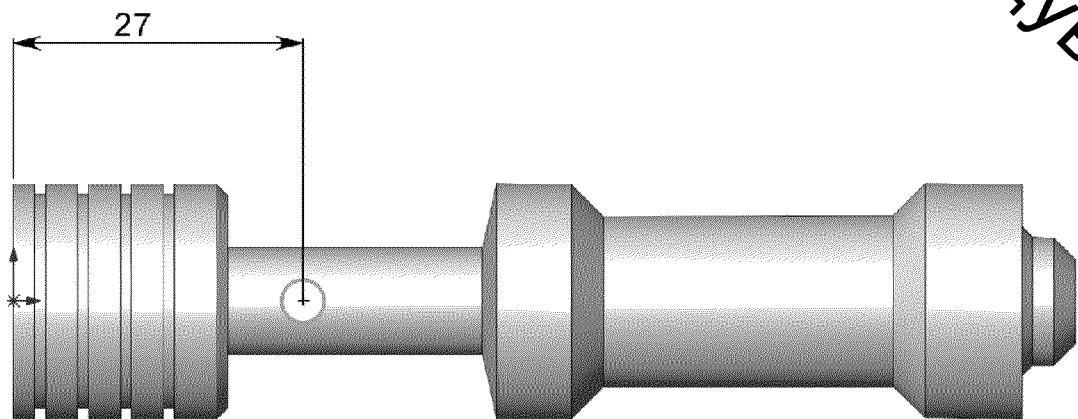


Рисунок 3.3 – Ескіз отвора діаметром 6 мм на шійці клапана

Переливна секція розподільника проектувалась в такій послідовності (рис. 3.4). Створено ескіз корпусу секції, як прямокутник 172×55 та операцією «Бобитка

«Витягнути» створено корпус з висотою 78 мм. На осі корпусу з правого торця побудовано ескіз розточки під переливний золотник. Основний діаметр розточки 20 мм, створено також 3 розточки 26 мм.

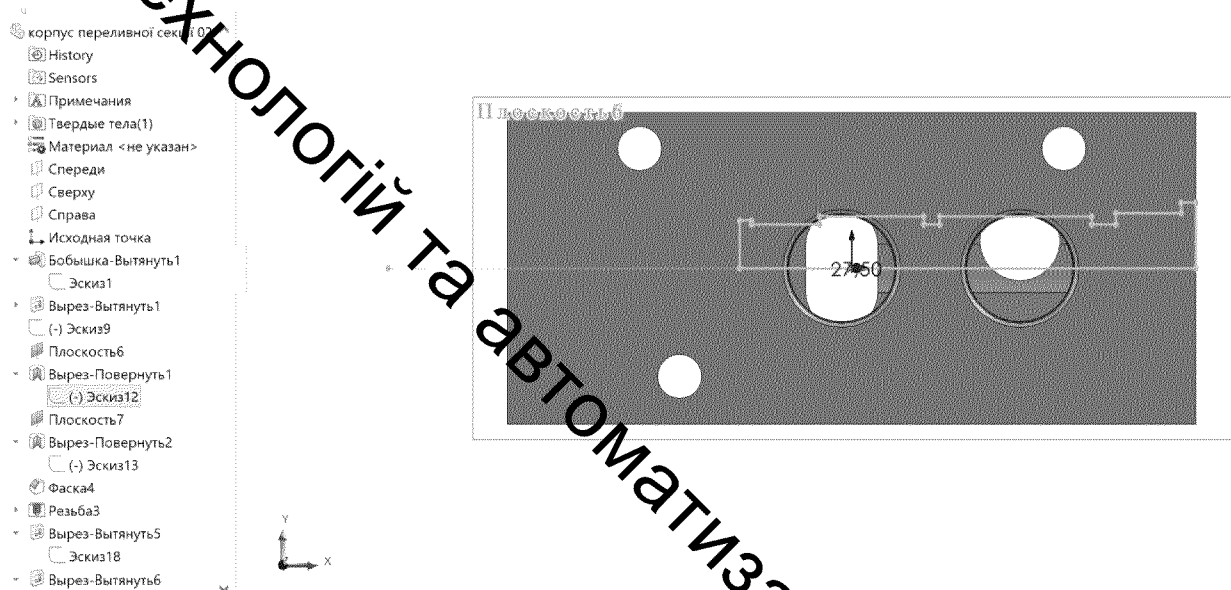


Рисунок 3.4 – Ескіз побудови отвору для золотника переливного клапана

Ліва розточка довжиною 26 мм, центральна – 38 мм, права 20 мм. Розточки 26 мм призначені для підведення та відведення рідини до переливного клапана, а також розміщення пружини. Ці розточки формують також ущільнюючі перемички для переливного клапана. За допомогою команди «Виріз – повернути», рис. 3.4 створено розточку для розміщення золотника переливного клапана.

На рис. 3.5 представлено ескіз для створення розточки сервоклапана. Розточка розміщується з правого торця корпусу переливного клапана з координатами 34 та 7 мм відносно зовнішніх поверхонь. Глибина розточки для розміщення сервозолотника складає 89 мм, а діаметр 8 мм. Діаметр розточки для розміщення пружини 9 мм, а глибина 27 мм. Розточка утворення командою «Виріз – повернути 2».

На передній площині корпусу розташовано два канали діаметрами 24 мм для підводу рідини в бак. Ці отвори побудовані на основі ескізів (рис.3.6).

Координати отворів 38 та 44, а також 38 та 38 та 88,5. Канали побудовані командою «Виріз – витягнути 8».

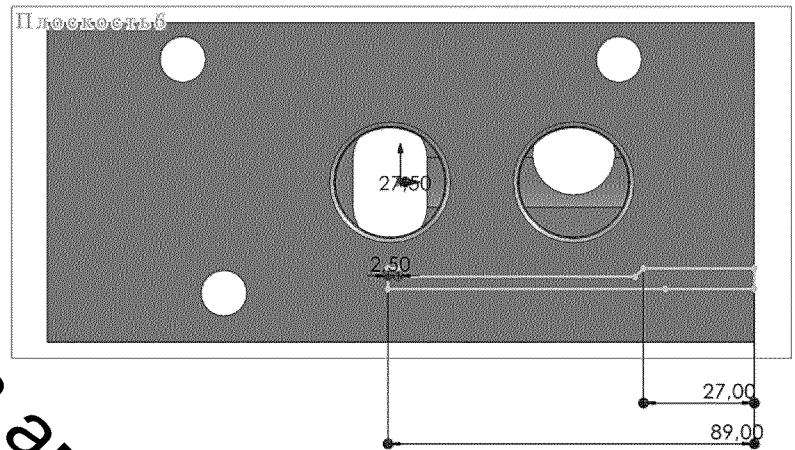
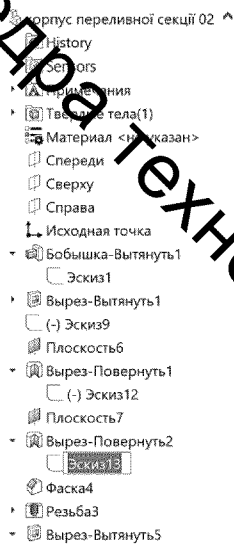


Рисунок 3.5 – Ескіз для побудови отвору для сервоклапана

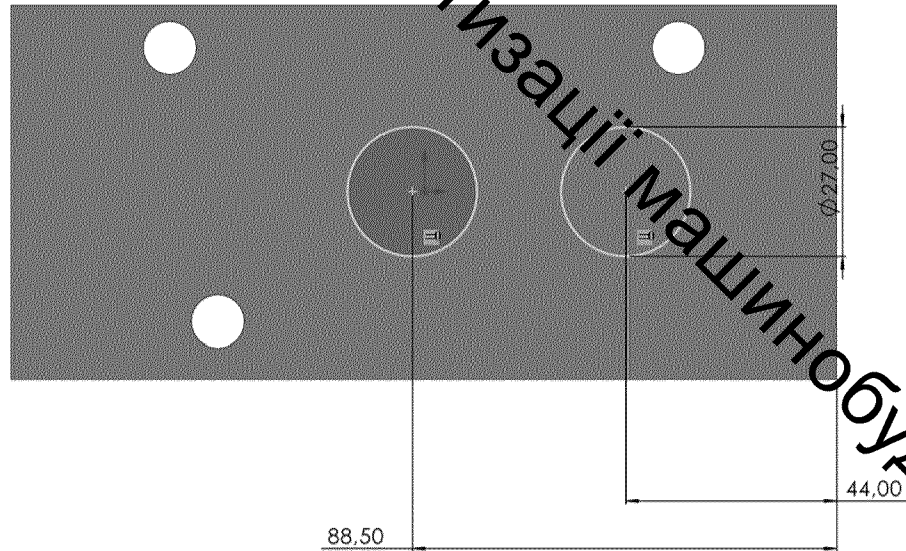


Рисунок 3.6 – Ескіз для побудови каналів для підводу і відводу робочої рідини

На протилежній грані корпусу побудовано ескіз (рис. 3.7) з двома отворами. Один отвір круглого профіля діаметром 20 мм з координатами 46 мм та 44 мм, а другий отвір овального профілю з радіусом 9 мм та відстанню між півколами 12 мм. Координати цього отвору 88,5 мм та 27, 5 мм. На базі цих отворів утворені канали для перепуску робочої рідини між переливною секцією та першою робочою секцією. Канали утворені командою «Виріз – витягнути 10».

Переливна секція має також ряд отворів менших діаметрів для комутації елементів розподільника, які будуються аналогічним способом описаним вище.

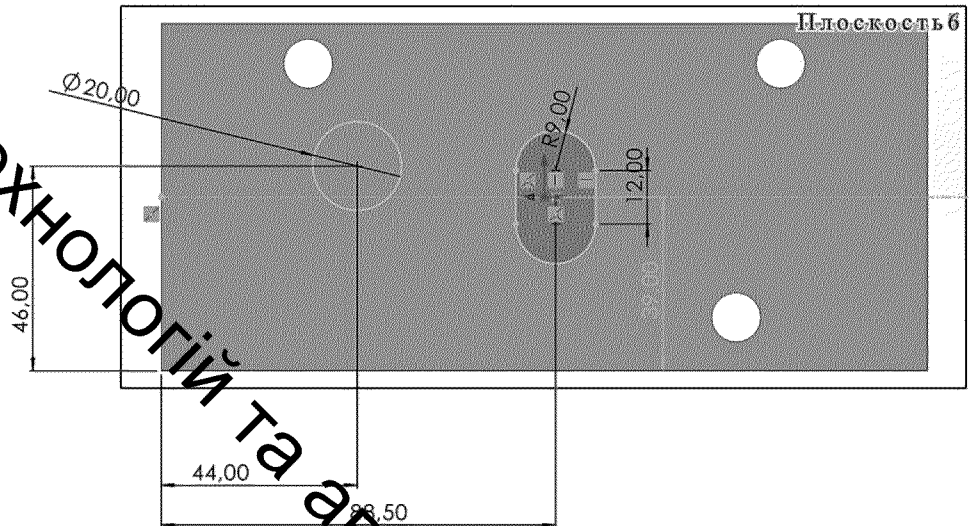


Рисунок 3.7 – Ескіз для побудови з'єднувальних каналів між робочою і переливною секціями

3.3. Визначення втрат тиску в каналах розподільника

Для визначення втрат тиску в каналах розподільника використано його 3D-модель.

На рис. 3.8 зображено конструкцію розподільника для гідросистеми чутливої до навантаження. Розподільник сконструйовано по типу секційного. Тобто він включає переливну секцію 1, робочі секції 2, 3 та кришку 4. Такий розподільник забезпечує живлення двох споживачів. Кількість робочих секцій може бути збільшена до 5, у випадку коли на машині є 5 окремих споживачів, які необхідно приводити до руху. Насос подає робочу рідину в канал 5 і вона поступає до розподільних золотників 13 та 7. Розподільний золотник 13 має хвостовик 8 в якому змонтована пружина. Пружина забезпечує утримання розподільного золотника 13 в положенні, що показано на рисунку 3.8. Таке положення називається «нейтральним». В «нейтральному» положенні розподільного золотника робоча рідина до споживача не надходить. Споживач підключається до камер 9 та 10 і в «нейтральному» положенні розподільного золотника 13 робочі лінії ізолювані від насоса та зливу. Це дозволяє утримувати споживач у фіксованому положенні під

навантаженням, що є необхідною умовою роботи багатьох мобільних робочих машин.

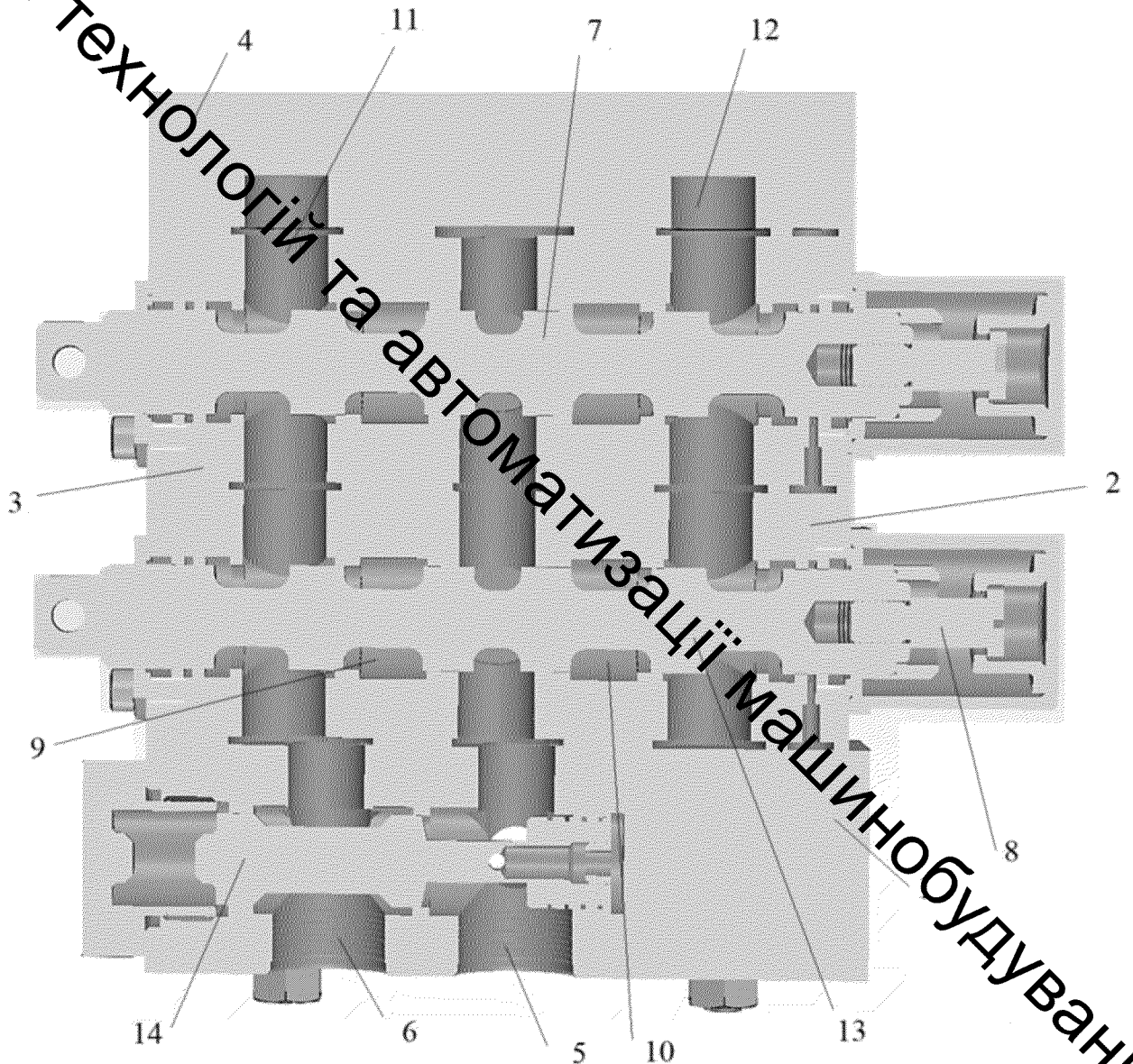


Рисунок 3.8 – Конструкція розподільника для гідросистеми чутливої до навантаження

При переміщенні розподільного золотника 13 вліво робоча рідина з каналу 5 поступає в камеру 10 і від неї до споживача. Злив робочої рідини від споживача буде здійснюватися через камеру 9, по каналу 11 та каналу 6. При переміщенні розподільного золотника 13 вправо робоча рідина з каналу 5 буде поступати в камеру 9 і від неї до споживача. Злив робочої рідини від споживача буде здійснюватися через камеру 10, канал 12 та канал 6. Будова розподільного

золотника та робочої секції 3 аналогічна будові розподільного золотника 13 та робочої секції 2.

В «нейтральному» положенні розподільних золотників 7 та 13 робоча рідина до споживачів не поступає, а з каналу 5 через робоче вікно переливного клапана 14 зливається через канал 6 в бак. При цьому на виході насоса, що подає робочу рідину до розподільника буде встановлюватись тиск 0,8 МПа.

У випадку, коли розподільні золотники 7 або 13 відкриваються не повністю, частина робочої рідини буде поступати до споживачів, а частина робочої рідини буде поступати через переливний клапан 14 в бак. В такому режимі переливний клапан 14 буде підтримувати на робочому вікні одного з розподільних золотників перепад тиску рівний 0,8 МПа. Цей перепад тиску буде визначати величину потоку робочої рідини, що поступає від насоса до споживача. Величина потоку до споживача не буде змінюватись при зміні навантаження на споживачі. Таким чином можливо забезпечувати постійною за величиною швидкість руху споживача. Змінити величину швидкості з якою рухається споживач можливо за рахунок зміни величині відкриття робочого вікна відповідного розподільного золотника.

Визначимо втрати тиску, що мають місце в розподільнику для каналів, по яким протікає робоча рідина для двох випадків:

1. протікання робочої рідини від лінії нагнітання до лінії входу в споживач;
2. протікання робочої рідини від лінії підключення споживача і до лінії якою розподільник підключається до гідробаку.

Перша лінія буде включати канал на вході в розподільник, камеру в якій розташований переливний клапан, канал що з'єднує переливну і робочі секції, робоче вікно розподільника і канал, що з'єднує розподільний золотник з каналом виходу з розподільника.

Друга лінія включає канал, по якому рідина поступає від споживача в розподільник, зливне вікно розподільного золотника, канал, що з'єднує робочі секції з переливною і камеру в якій розташований переливний клапан.

Визначення втрат тиску для вказаних ліній виконано із застосуванням модуля Flow Simulation, що входить до програмного пакету SolidWorks [1]. На рис. 3.9 показано розподіл тиску в першій лінії при величині тиску на вході в розподільник $p_n = 2,0 \text{ МПа}$ та величині потоку через розподільник $Q_{c1} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

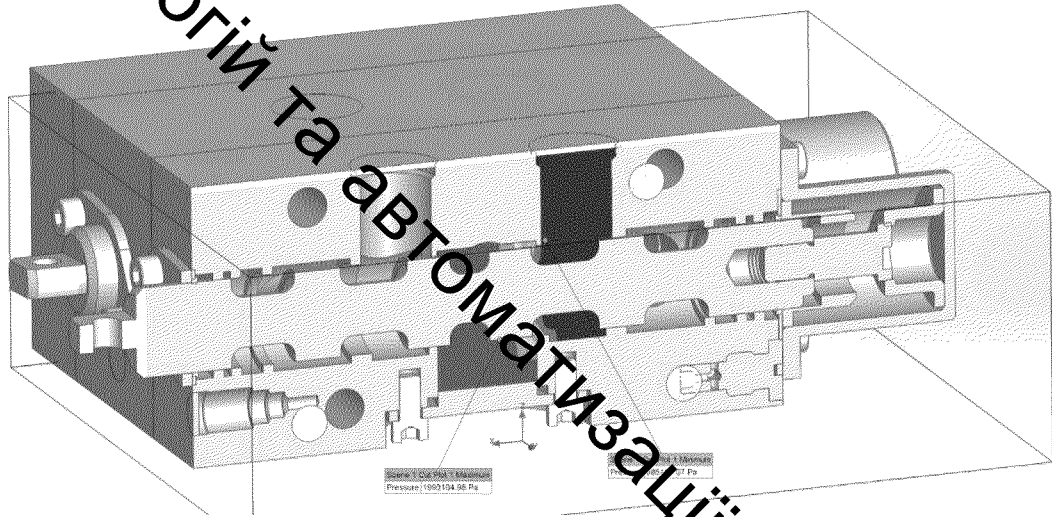


Рисунок 3.9 – Розподіл тиску при протіканні робочої рідини від насоса через розподільник до споживача

Розподіл тиску при протіканні робочої рідини при протіканні робочої рідини по другій гідролінії представлені на рис. 3.10.

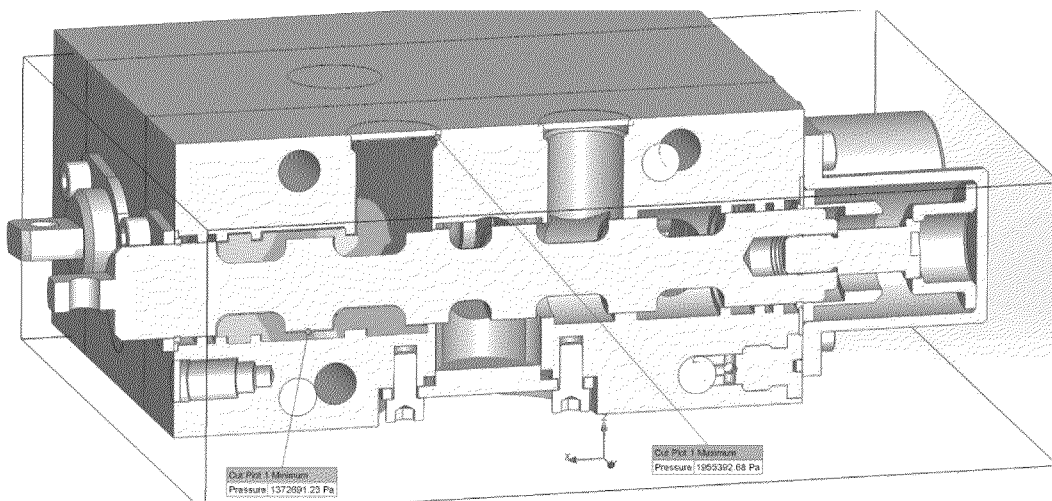


Рисунок 3.10 – Розподіл тиску при протіканні робочої рідини від споживача через розподільник в гідробак

Дослідження виконанні при максимальному відкритті розподільного золотника в другій секції, рівному 5 мм. Розподільник першої секції знаходиться у нейтральному положенні (варіант №1). В процесі досліджень визначалась залежність втрат тиску в першій лінії $\Delta p = p_n - p_{c1}$ при різних значеннях потоку Q_{c1} через розподільник. Дослідження проведені також для випадку, коли розподільний золотник другої секції знаходиться в нейтральному положенні, а перший розподільний золотник відкритий на максимальну величину 5 мм (варіант №3). Результати досліджень представлені в таблиці 3.1.

Таблиця № 3.1 – Залежність втрат тиску від лінії нагнітання до споживача

$Q_{c1} \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3/\text{с}$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$\Delta p, \text{ МПа №4}$	0,021	0,06	0,11	0,18	0,23
$\Delta p, \text{ МПа №2}$	0,042	0,09	0,15	0,24	0,36
$\Delta p, \text{ МПа №3}$	0,051	0,11	0,18	0,28	0,45
$\Delta p, \text{ МПа №1}$	0,063	0,14	0,24	0,36	0,58

На рис. 3.11 представлено залежність втрат тиску Δp від величини потоку через розподільник для варіантів № 1 та № 3. Для варіанта № 1 максимальні втрати тиску Δp не перевищують 0,58 МПа, а для варіанта № 2 втрати тиску Δp не перевищують 0,45 МПа при максимальному потоці через розподільник $Q_{c1} = 1 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3/\text{с}$.

Дослідження залежності втрат тиску через розподільник для другої лінії проведені також для двох варіантів. Варіант № 1 (рис. 3.12), при якому робоча рідина від споживача зливається через другий розподільний золотник в гідробак. Варіант № 3, при якому робоча рідина зливається від споживача через перший розподільний золотник в гідробак.

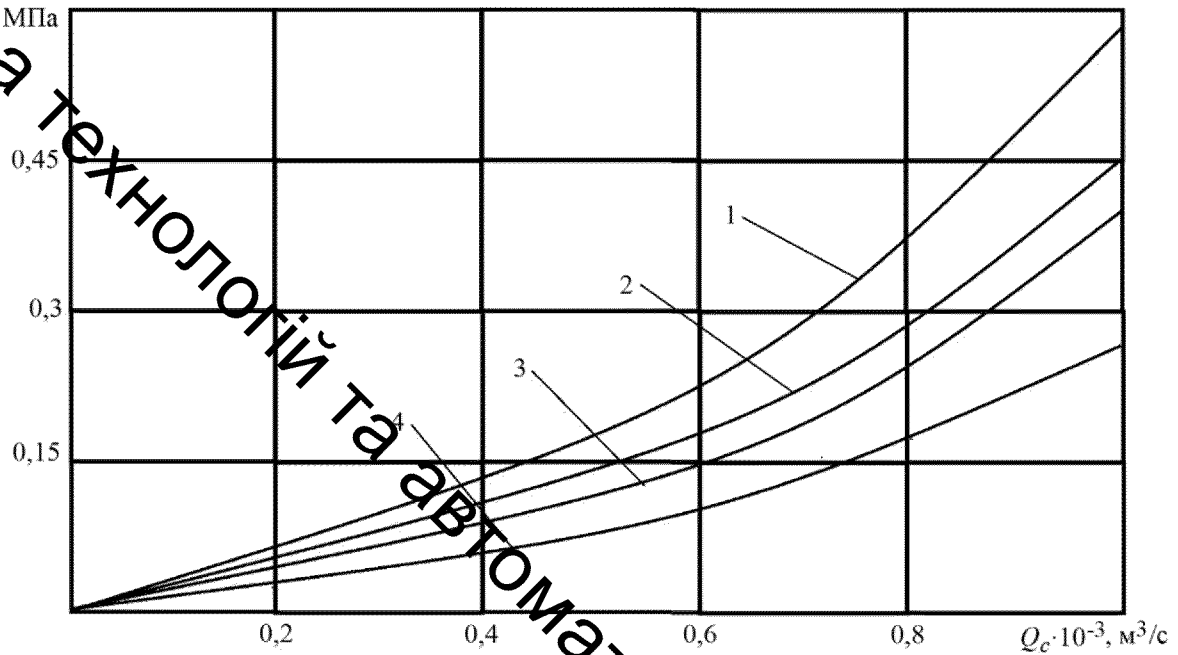


Рисунок 3.11 – Залежність втрат тиску Δp на ділянці від лінії нагнітання до споживача

1 – дві секції базові; 2 – дві секції вдосконалені; 3 – одна секція базова;
4 – одна секція вдосконала

Результати досліджень залежності втрат тиску Δp від величини потоку через розподільник представлені в таблиці № 3.2.

Таблиця № 3.2 – Залежність втрат тиску від споживача до лінії зливу

$Q_{c2} \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3/\text{с}$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$\Delta p, \text{ МПа №4}$	0,020	0,03	0,06	0,09	0,12
$\Delta p, \text{ МПа №2}$	0,022	0,04	0,09	0,15	0,21
$\Delta p, \text{ МПа №3}$	0,030	0,06	0,12	0,18	0,27
$\Delta p, \text{ МПа №1}$	0,032	0,09	0,15	0,27	0,39

На рис. 3.12 представлено залежності втрат тиску при протіканні робочої рідини від споживача через другий розподільний золотник в гідробак (варіант № 1), та від споживача через перший розподільний золотник в гідробак (варіант № 3). Максимальні втрати тиску для варіанту № 1 складають 0,39 МПа, а для варіанту

№ 3 0,27 МПа при максимальному потоці через розподільник рівному $Q_{c2} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

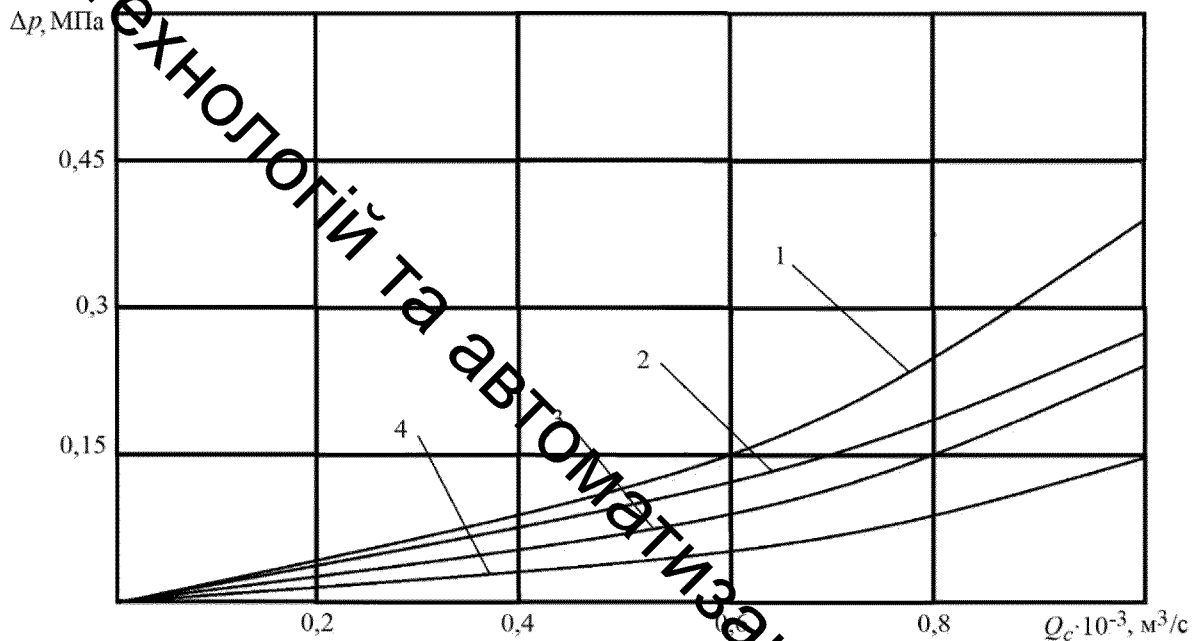


Рисунок 3.12 – Залежність втрат тиску на ділянці від споживача до лінії зливу

1 – дві секції базові; 2 – дві секції вдосконалені; 3 – одна секція базова;
4 – одна секція вдосконала.

За результатами досліджень втрат тиску в розподільнику проведено вдосконалення конструкції його переливної секції (рис. 3.13). Змінено форму каналів, по яким робоча рідина з каналу до якого підключено насос поступає в нагнітальний канал, що розташований в робочих секціях. Цей канал виконано під кутом до площини по якій контактує переливна секція з робочою, окрім цього цей канал виконано овальної форми. Проведено дослідження по визначенню залежності втрат тиску у вдосконаленому розподільнику від величини потоку, що проходить через розподільник (рис. 3.11). Дослідження виконано для випадків, коли споживач підключено до першого розподільного золотника (варіант № 4) і для випадку, коли споживач підключено до другого розподільного золотника (варіант № 2). Для варіанта № 4 максимальні втрати тиску не перевищують 0,23 МПа, а для варіанта № 2 максимальні втрати тиску не перевищують 0,45 МПа. Відповідно у випадку підключення споживача до першого розподільного золотника

Втрати тиску зменшуються на величину

$$0,45 - 0,23 = 0,22 \text{ МПа, а у}$$

випадку підключення споживача до другого розподільного золотника втрати тиску зменшуються на величину

$$0,58 - 0,36 = 0,22 \text{ МПа.}$$

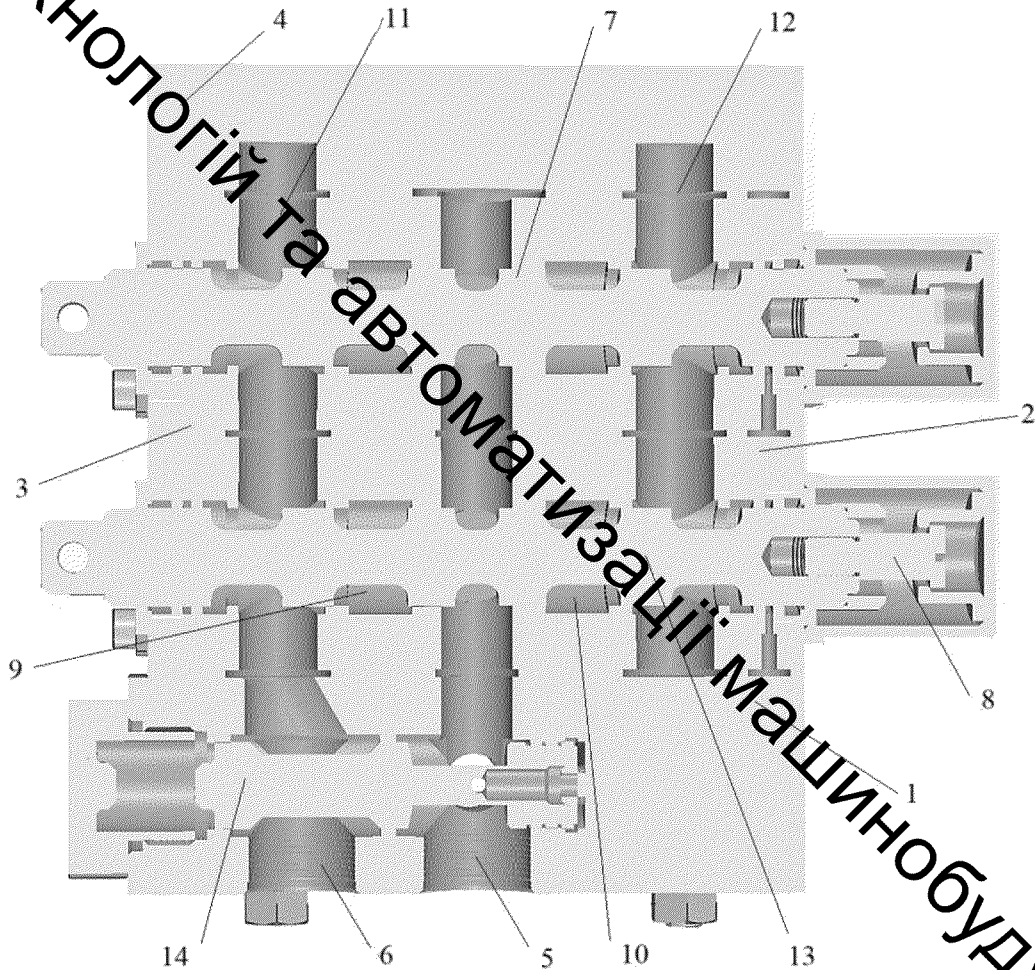


Рисунок 3.13 – Вдосконалена конструкція розподільника для гідросистем чутливої до навантаження

У вдосконаленій конструкції розподільного золотника змінено також форму каналу, що з'єднує зливний канал робочих секцій та зливний канал переливної секції. Канал виконано під кутом до площини по якій з'єднуються робоча і переливна секції. Канал виконано також овальної форми (рис. 3.13) Проведено дослідження по визначенню втрат тиску в розподільнику від величини потоку, що проходить від споживача через розподільник на злив (рис. 3.12). Дослідження виконано для випадків, коли споживач підключено до першого розподільного золотника (варіант № 4) і для випадку, коли споживач підключено до другого

розподільного золотника (варіант № 2). Для варіанта № 4 вдосконаленого розподільника максимальні втрати тиску не перевищують 0,12 МПа. Відповідно у випадку підключення споживача до першого розподільного золотника втрати тиску зменшують на величину $0,27 - 0,12 = 0,15$ МПа.

Для варіанта № 2 вдосконаленого розподільника максимальні втрати становлять 0,21 МПа. Відповідно у випадку підключення споживача до другого розподільного золотника втрати тиску зменшуються на величину $0,39 - 0,21 = 0,18$ МПа.

Таким чином зміна конструкції переливної секції розподільника для гідросистеми чутливої до навантаження забезпечує зменшення втрат тиску при проходженні робочої рідини через розподільник на величину до $0,22 + 0,18 = 4,0$ МПа або 4 бар.

3.4. 3D-модель розподільника для гідросистеми чутливої до навантаження

На рис. 3.14 представлено загальний вигляд розподільника для гідросистеми чутливої до навантаження. Розподільник складається з переливної секції 1, робочих секцій 2 і 3, а також кришки 4. Насос підключається до каналу 9, а злив робочої рідини від розподільника в бак відбувається через канал 10. До робочої секції 7 підключаються один із споживачів. Подача робочої рідини до цього споживача і злив робочої рідини від нього забезпечується через канали 7 та 8. До робочої секції 3 може бути підключено інший споживач. Подача робочої рідини до даного споживача, а також злив робочої рідини від нього забезпечується через канали 5 та 6. Керування напрямом руху споживачів, а також швидкість їх руху визначаються положенням розподільних золотників 12 та 13, які з'єднуються з рукоятями, що виводяться в кабінку мобільної машини. Переливна секція 1, робочі секції 2 та 3, а також кришка 4 стягнюються в єдиний блок шпильками 11, натягіння яких забезпечує герметизацію стиків між секціями.

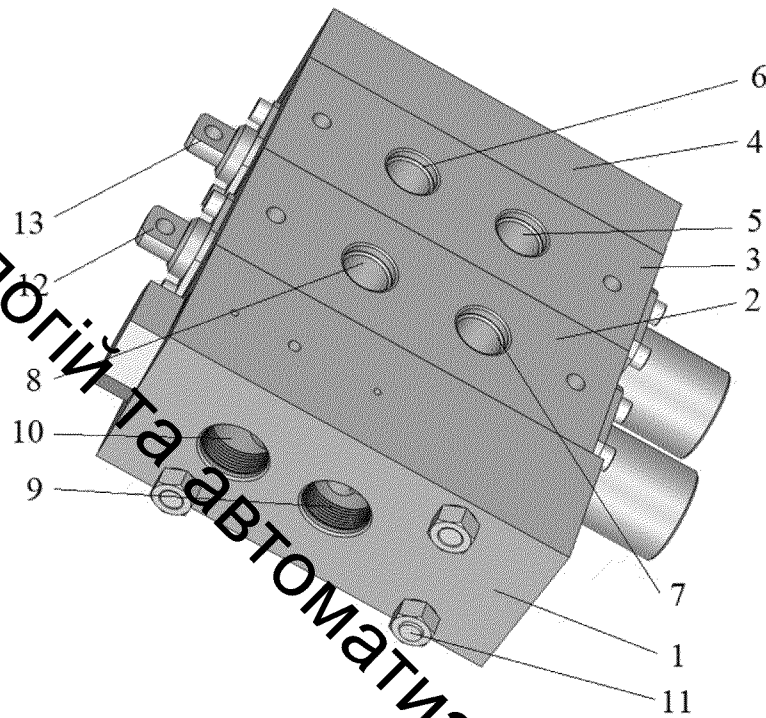


Рисунок 3.14 – 3D-модель розподільника для гідросистеми чутливої до навантаження

Нижче наведена технічна характеристика розробленого розподільника для гідросистеми чутливої до навантаження:

1. Тип розподільника – секційний, золотниковий.
2. Кількість робочих секцій до 5.
3. Можливість роботи з нерегульованим і регульованим насосами.
4. Номінальний тиск 16 МПа.
5. Максимальний тиск 18 МПа.
6. Номінальна витрата через секцію $1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.
7. Робочий хід розподільного золотника 7 мм.
8. Умовний прохід робочої секції 20 мм.
9. Діаметр розподільного золотника 20 мм.
10. Перепад на робочому вікні розподільного золотника в режимі регулювання з нерегульованим насосом 0,8 МПа.
11. Габарити розподільника з двома робочими секціями $210 \times 78 \text{ мм}$.

РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона життя та здоров'я людини є важливою частиною соціальної політики держави в Україні. Створення безпечних умов праці допомагає запобігати травмам, захворюванню та професійним ризикам. Дотримання норм охорони праці є законодавчою вимогою в багатьох країнах. Роботодавці зобов'язані забезпечувати безпечні та здорові умови праці для своїх працівників, що є важливим аспектом соціальної відповідальності та регулюється законодавством. Крім того, дотримання вимог охорони праці підвищує продуктивність праці. Працюючи в безпечних і комфортних умовах, працівники виконують свої обов'язки ефективніше, знижуючи ризик помилок і нещасних випадків, що сприяє покращенню якості та швидкості виконання завдань.

На працівника, що здійснює вдосконалення розподільника для гідросистеми чутливої до навантаження, можуть мати вплив такі небезпечні та шкідливі виробничі фактори (згідно Державних санітарних норм та правил «Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу»[18]):

1. Фізичні: підвищена запиленість та загазованість повітря робочої зони; підвищена чи понижена температура повітря робочої зони; підвищений рівень шуму на робочому місці; підвищена чи понижена вологість повітря; підвищений рівень електромагнітного випромінювання; підвищена чи понижена іонізація повітря; недостатня освітленість робочої зони; відсутність чи нестача природного освітлення.

2. Психофізіологічні: статичне перевантаження; розумове перевантаження; емоційні перевантаження.

Відповідно до визначених факторів здійснюємо планування щодо безпечного виконання роботи.

4.1 Технічні рішення з безпечного виконання роботи

4.1.1. Обладнання приміщення та робочого місця

Проведення робіт щодо вдосконалення розподільника для гідросистеми чутливої до навантаження передбачає використання персонального комп'ютера (ПК) та відповідного сучасного програмного забезпечення.

Вимоги безпеки та охорони здоров'я при використанні екранних пристроїв регулюються стандартами, визначеними у наказі Міністерства соціальної політики від 14.02.2018 № 207 (НПА ОП 0.00-7.15-18) [19, 20]. При організації робочих місць з екранними пристроями слід вибирати обладнання, яке не створює надмірного шуму і не випромінює зайвого тепла. Робочі місця повинні бути спроектовані так, щоб працівники мали достатньо простору для зміни позиції та виконання рухів. Роботодавець повинен забезпечити внутрішні регламентовані перерви для відпочинку впродовж робочої зміни відповідно до ДСанПіН 3.3.2.007-98.

Робоче місце для користувачів ПК повинно забезпечувати комфортну робочу позу. Робочі столи варто розташовувати так, щоб природне світло освітлювало приміщення зліва. Відстань між бічними поверхнями терміналів має бути не менше 1,2 м, а між тильною поверхнею одного терміналу та екраном іншого – 2,5 м. Правильна організація робочого простору та розміщення обладнання допомагає зменшити напругу та втому під час тривалої роботи за комп'ютером. Дотримання оптимальних відстаней сприяє збереженню зору та здоров'я хребта, а також уникненню надмірного навантаження на зорову та м'язову системи працівників.

У приміщеннях адміністративного та побутового призначення на кожне робоче місце рекомендується враховувати не менше 6 м², а для осіб з інвалідністю, які використовують крісла-коляски – не менше 7,65 м². В цьому досліджуваному приміщенні відповідність цим нормам підтверджено. При необхідності встановлення великогабаритного обладнання площі робочих приміщень можуть збільшуватися згідно з технічними вимогами до експлуатації обладнання. Крім того, виробничі приміщення повинні мати побутові приміщення для відпочинку під час роботи і кімнату психологічного розвантаження.

4.1.2. Електробезпека приміщення

Для захисту користувачів комп'ютерів та самого обладнання від ураження електричним струмом, приміщення з робочими місцями ПК повинні відповідати певним правилам. Ці правила ґрунтуються на діючих нормативних документах і передбачають наявність відповідних засобів технічного захисту [24, 25].

До таких засобів належать:

- Відповідність класу зони:
 - ПК, периферійні пристрої, обладнання для обслуговування, ремонту та налагодження ПК, а також інше обладнання (апарати управління, контрольно-вимірювальні прилади, світильники тощо) повинні відповідати класу зони за Правилами улаштування електроустановок (ПУЕ).

- Захист від аварій:
 - Має бути присутня апаратура захисту від струму короткого замикання та інших аварійних режимів.

- Відповідність електропроводів:
 - Електропроводи та кабелі повинні відповідати класу зони за ПУЕ.

Для забезпечення безпеки розробника необхідно:

- регулярно проводити перевірку та обслуговування електрообладнання;
- забезпечити заземлення корпусів ПК та іншого обладнання;
- використовувати лише сертифіковані кабелі та розетки;
- не допускати перевантаження електромережі;
- провести інструктаж з питань електробезпеки з користувачами ПК.

При монтажі та експлуатації електричних мереж необхідно удосконалювати заходи щодо запобігання виникненню пожеж від електричних джерел, таких як коротке замикання або перевантаження проводів. Це можна зробити шляхом обмеження використання проводів з легкозаймистою ізоляцією та, де це можливо, переходу на негорючу ізоляцію. В приміщенні, де встановлені комп'ютери, периферійні пристрої та обладнання для їх обслуговування, лінія електромережі має бути змонтована як окрема групова тридротова мережа, використовуючи фазовий, нульовий робочий та нульовий захисний провідники.

Використання нульового захисного провідника передбачається для заземлення (занулення) електроспоживачів. Всі провідники повинні відповідати номінальним параметрам мережі та навантаження, враховувати умови навколишнього середовища, розподіл провідників, температурні умови та вимоги до типів апаратури захисту, як це передбачено ПУЕ.

Підключення комп'ютерів та їх периферійних пристроїв до стандартної двопровідної електромережі, включаючи використання перехідних пристроїв, є неприпустимим. Індивідуальні та групові розетки мають бути змонтовані на пластинах, які не горять або мають високий рівень горючості, відповідно до вимог ПУЕ та Правил пожежної безпеки в Україні. Для забезпечення безпечного підключення переносної електроапаратури застосовують гнучкі проводи з надійною ізоляцією.

4.2. Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії

У підрозділі розглянуті технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії під час проведення робіт щодо вдосконалення розподільника для гідросистеми чутливої до навантаження, яке здійснювалося на підприємстві із використанням ПК та відповідного програмного забезпечення [23].

4.2.1 Мікроклімат

Мікроклімат у приміщенні є ключовим фактором для забезпечення комфорту та ефективності працівників. Він включає в себе різні параметри, такі як температура, вологість, швидкість руху повітря та якість повітря. Оптимальні значення цих параметрів допомагають уникнути негативних наслідків для здоров'я та благополуччя працівників. Наприклад, належна температура та вологість можуть сприяти комфортним умовам, що зменшує ризик стресу та втоми.

Проведення досліджень щодо вдосконалення розподільника для гідросистеми чутливої до навантаження за енерговитратами відноситься до категорії I б (легка, роботи, що виконуються стоячи, або пов'язані із ходьбою, але не потребують систематичного напруження або піднімання та перенесення вантажів). Енерговитрати за таких робіт відповідно складають 105...140 Дж/с (I а)

та 138...174 Дж/с (І б). Допустимі параметри мікроклімату для цієї категорії наведені в таблиця 4.1.

Таблиця 4.1 – Параметри мікроклімату

Період року	Допустимі		
	t, °C	W, %	V, м/с
Теплий	22-28	40-60	0,1-0,3
Холодний	20-24	75	0,2

Для забезпечення прийнятних умов мікроклімату у приміщенні застосовуються різноманітні комплексні заходи та стратегії. Ці заходи включають будівельно-планувальні, організаційно-технологічні, санітарно-гігієнічні, технічні та інші дії спільного захисту, зокрема:

1. Централізована парова система опалення: вона забезпечує тепло в приміщенні та регулює температуру.
2. Систематичне вологе прибирання: це допомагає підтримувати оптимальний рівень вологості в приміщенні.
3. Система вентиляції: вона забезпечує постачання свіжого повітря та видалення витрат в повітря шкідливих речовин і зайвого тепла.

4.2.2. Склад повітря робочої зони

Для забезпечення нормальних умов трудової діяльності необхідно не лише забезпечити виконання норм мікроклімату, а також створити належну чистоту повітря. У процесі виробництва у приміщення можуть потрапляти різноманітні шкідливі речовини, які використовуються в технологічних процесах. Для оцінки складу повітря робочої зони використовують такі нормативні документи: Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу, затверджена наказом Міністерства охорони здоров'я України від 08.04.2014 № 248; Перелік речовин, продуктів, виробничих процесів, побутових та природних

факторів, канцерогенних для людини, затверджений наказом МОЗ № 7 від 13.01.2006;

В приміщенні, де здійснюється проведення досліджень щодо вдосконалення розподільника для гідросистеми чутливої до навантаження можливими шкідливими речовинами у повітрі є вуглекислий газ, пил та озон. ГДК шкідливих речовин, які знаходяться в досліджуваному приміщенні, наведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – ГДК шкідливих речовин у повітрі

Назва речовини	ГДК, мг/м ³		Клас небезпечності
	Максимально разова	Середньо добова	
Вуглекислий газ	3	1	4
Пил нетоксичний	10	4	4
Озон	0,16	0,03	4

Забезпечення складу повітря робочої зони здійснюється за допомогою системи кондиціонування та вологого прибирання.

4.2.3 Виробниче освітлення

Ефективне освітлення на робочому місці відіграє важливу роль у створенні сприятливих умов для праці [26]. Правильно обрана та розміщена система освітлення сприяє чіткому баченню предметів та інструментів без напруження очей, що допомагає знизити ризик виробничого травматизму та професійних захворювань. Освітлення в приміщенні може бути штучним або природним. Штучне освітлення часто базується на системах загального рівномірного освітлення, розташованих таким чином, щоб забезпечити оптимальне освітлення на робочих місцях. Природне освітлення через вікна, зазвичай орієнтоване на північний схід. Обидва типи освітлення використовуються з урахуванням умов і вимог виробничого процесу для забезпечення комфорту та безпеки на робочому місці. Норми освітленості при штучному освітленні та КПО при природному та

в приміщенні відповідно до ДБН В.2.5-28:2018 Природне і штучне освітлення зазначені у таблиці 4.3:

Таблиця 4.3 - Норми освітленості в приміщенні

Характеристика зорової роботи	Найменший розмір об'єкта розрізнювання	Розряд зорової роботи	Підрозряд зорової роботи	Контраст об'єкта розрізнювання з фоном	Характеристика фону	Освітленість, лк		КПО, e_n , %			
						Штучне освітлення		Природне освітлення		Сумісне освітлення	
						Комбіноване	Загальне	Верхнє або верхнє і бокове	Бокове	Верхнє або верхнє і бокове	Бокове
Високої точності	0,3 -0,5	III	г	великий	світлий	200	300	5	2	3	1,2

Для забезпечення відповідного рівня освітлення передбачені наступні заходи:

1. Для місцевого освітлення передбачено використання пересувних ламп на спеціальних шарнірах. Кріплення світильника розраховане на можливість його переміщення відповідно до індивідуальних потреб працівника.

2. Віконні отвори у приміщенні обладнані регульованими світлозахисними пристроями, такими як жалюзі.

3. Для забезпечення стандартних значень освітленості проводиться регулярне очищення вікон і світильників, яке здійснюється не рідше двох разів на рік, а також вчасна заміна перегорілих ламп.

4.2.4 Виробничий шум

Виробничий шум може значно впливати на працівників та на виробничий процес загалом. Його присутність може призводити до розсіювання уваги, збільшення рівня стресу та втомлення, погіршення якості виконаної роботи, а також сприяти виникненню виробничого травматизму та захворювань. Довготривалий вплив шуму може призвести до пошкодження слуху та інших проблем зі здоров'ям.

Для зменшення впливу виробничого шуму необхідно вживати колективні та індивідуальні заходи безпеки, а також проводити заходи зі зниження шуму та організації простору робочого середовища.

Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку відображені в ДСН 3.3.6.057-99 [21]. Допустимі рівні звукового тиску для виконання роботи наведені в таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 – Допустимі рівні звукового тиску і рівні звуку для постійного широкополосного шуму

Характер робіт	Допустимі рівні звукового тиску (дБ) в стандартизованих октавних смугах зі середнь-геометричними частотами (Гц)									Допустимий рівень звуку, дБА
	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Виробничі приміщення	86	71	61	54	49	45	42	40	38	50

Забезпечення захисту працівників від негативного впливу шуму є невід'ємною частиною охорони праці. Досягнення ефективного результату в цій сфері потребує комплексного підходу, який поєднує в собі організаційні, технічні та медичні заходи.

В досліджуваному приміщенні рівень шуму наразі знаходиться в межах допустимих норм. Проте, у випадку перевищення цих норм, для його зниження слід вжити відповідні заходи. А саме – організаційні заходи: встановлення перерв у роботі для відпочинку та відновлення слуху, навчання та інформування працівників про ризики, пов'язані з шумом, та про заходи захисту від нього та технічні заходи: використання мал шумного обладнання; монтаж шумопоглинаючих матеріалів на стінах, стелі та підлозі приміщення; встановлення шумоізоляційних кабін або кожухів для особливо шумного обладнання; регулярне обслуговування та ремонт обладнання для запобігання його шуму.

4.2.5. Виробничі випромінювання

У приміщенні, де здійснюється проведення досліджень щодо вдосконалення розподілки для гідросистеми чутливої до навантаження наявні електромагнітні випромінювання. Гранично допустимі значення характеристик ЕМП для умов праці, в яких знаходиться дослідник, вказана в таблиці 4.5

Таблиця 4.5 - Гранично допустимі значення характеристик ЕМП

Найменування параметрів	Допустиме Значення	
Напруженість електромагнітного поля за електричною складовою на відстані 50 см від поверхні монітора	10 В / м	
Напруженість електромагнітного поля за магнітною складовою на відстані 50 см від поверхні монітора	0,3 А / м	
Напруженість електростатичного поля не повинна перевищувати для дорослих користувачів	20 кВ / м	
Напруженість електромагнітного поля на відстані 50 см навколо ВДТ за електричною складовою повинна бути не більше:		
в діапазоні частот 5 Гц - 2 кГц;	25 В / м	
в діапазоні частот 2 - 400 кГц	2,5 В / м	
Щільність магнітного потоку повинна бути не більше:		
в діапазоні частот 5 Гц - 2 кГц;	250 нТл	
в діапазоні частот 2 - 400 кГц	25 нТл	
Поверхневий електростатичний потенціал не повинен перевищувати	500 В	

Для забезпечення безпеки працівника необхідно дотримуватися вимог НПАОП 0.00-7.15-18 та встановленого режиму часу під час роботи з ПК.

4.2.6 Психофізіологічні фактори

Оцінка психофізіологічних факторів під час проведення досліджень щодо вдосконалення розподільника для гідросистеми чутливої до навантаження здійснюється відповідно до Гігієнічної класифікацією праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу.

Робоча поза: періодичне перебування в незручній позі (робота з поворотом тулуба, незручним розташуванням кінцівок) та/або фіксованій позі (неможливість зміни взаєморозташування різних частин тіла відносно одна одної) до 25% часу зміни;

Класи умов праці за показниками напруженості праці:

Інтелектуальні навантаження:

Зміст роботи – творча діяльність, що вимагає вирішення складних завдань за відсутності алгоритму;

Сприймання інформації та їх оцінка – сприймання інформації з наступною корекцією дій та операцій;

Розподіл функцій за ступенем складності завдання – обробка, виконання завдання та його перевірка.

Сенсорні навантаження:

Зосередження (%за зміну) – до 5-75%;

Щільність сигналів (звукові за 1 год) – до 150;

Навантаження на слуховий аналізатор (%) – розбірливість слів та сигналів від 50 до 80 %;

Спостереження за екранами відеотерміналів (годин на зміну) – 4-6 год.

Навантаження на голосовий апарат (протягом тижня) – від 16 до 20.

Емоційне навантаження:

Ступінь відповідальності за результат своєї діяльності – є відповідальним за функціональну якість основної роботи; Ступінь ризику для власного життя – вірогідний;

Режим праці:

Тривалість робочого дня – більше 8 год;

Змінність роботи – однозмінна (без нічної зміни).

За зазначеними показниками важкості та напруженості праці, робота, яка виконується, належить до допустимого класу умов праці (напруженість праці середнього ступеня).

Кафедра технологій та автоматизації машинобудування

ВИСНОВКИ

Проведена робота дозволяє зробити наступні висновки.

1. В сучасних гідросистемах мобільних машин, тому числі в екскаваторах 2 розмірної групи на базі колісних тракторів застосовуються гідросистеми чутливі до навантаження. Одним з основних елементів таких гідросистем є секційні розподільники. Такі розподільники у порівнянні з розподільниками для гідросистем з постійним потоком мають більш складну конструкцію. Це пояснюється тим, що в розподільнику для гідросистем до навантаження в робочій секції необхідно мати систему, що включає декілька додаткових росточок, каналів що їх з'єднують та один або логічних клапанів. Одним з напрямків вдосконалення розподільників для гідросистем чутливих до навантаження є розроблення схеми і конструкції, що дозволяє зменшити довжину розподільного золотника і корпусу розподільника. А також зменшення втрат тиску в секції розподільника. В результаті виконаної роботи вдосконалено схему розподільника, в якій довжина розподільного золотника і корпусу робочої секції зменшується. Для вдосконаленої схеми виконано розрахунок основних конструктивних параметрів розподільника. Визначено втрати тиску в каналах розподільника за рахунок зміни форм каналів між переливною і робочою секціями. В результаті зменшені втрати тиску в розподільнику на 4 бар при роботі в режимі постійного потоку. Розроблено 3D-модель вдосконаленої конструкції розподільника. Розроблені заходи щодо охорони праці.

2. Вдосконалено схему і конструкцію розподільника за рахунок застосування радіальних каналів, що виходять на робочі перемички розподільника та зменшення довжини росточок для вивода частини робочої рідини для керування переливним клапаном. Це дозволяє зменшити довжину розподільного золотника та корпусу розподільника.

3. Визначені основні конструктивні параметри розподільника на $d_y = 20$ мм з робочим ходом 5 мм та перепадом тиску на робочих кромках

розподільника $\Delta p = 0,8$ МПа. Це забезпечує можливість керування та стабілізації величиною потоку через розподільник до $1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

4. На основі досліджень процесу протікання робочої рідини через розподільник із застосуванням модуля Flow Simulation програмного пакета SolidWorks знайдена можливість змінення робочих каналів переливної секції розподільника, що зменшує втрати тиску у розподільнику на величину до 4 бар.

5. Розроблено 3D-модель розподільника вдосконаленої конструкції при таких основних параметрах:

- номінальний тиск 0,8 МПа;
- номінальний потік $1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$;
- робочий хід розподільного золотника 5 мм;
- можливість пропорційного регулювання потоку через секцію до $1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ при перепаді на робочому вікні 0,8 МПа.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Козлов Л. Г. Наукові основи розробки систем гідроприводів маніпуляторів з адаптивними регуляторами на основі нейромереж для мобільних робочих машин. – На правах рукопису. Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – Машинознавство. – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут» МОН України, Київ 2015. – 460с.

2. Пилявець В. Г. Адаптивна гідросистема з перехресним зв'язком для мобільної машини. – На правах рукопису. Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – Машинознавство. – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» МОН України, Київ, 2021. – 217 с.

3. Козлов Л. Г. Стійкість гідропривода пропорційним керуванням при знакозмінному навантаженні / Л.Г. Козлов, Я.В. Шиматієнко, А.І. Ковальчук, В.М. Черніюк – Хмельницький: Вісник ХНУ, 2010. № 3. – С. 153-168.

4. LUDV control block of mono and sandwich plate design / Bosch Rexroth AG. – Hydraulicsc. 2006. – P. 15.

5. Load-independent proportional valve. Type PVG 120: Catalogue HK.51.A1.02. Danfoss 1991. – 11 с.

6. Розрахунок параметрів і вибір гідроагрегатів виконавчого контуру схеми гідроприводу / [авт. кол. : Буренніков Ю. А., Козлов Л. Г., Репінський С. В. та ін.] – Вінниця: ВНТУ, 2009. – 68 с

7. Козлов Л. Г. Вдосконалення систем керування гідроприводів з LS-регулюванням: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.03. / Л. Г. Козлов; Вінниц. нац. техн. ун-т. – Вінниця, 2000. – 320 с.

8. Гідропривід сільськогосподарської техніки: Навчальне видання О.М.Погорілець, М.С. Волянський, В.Д. Войтюк, С.І. Пастушенко; За ред. О.М. Погорільця. — К.: Вища освіта, 2004. — 368 с.: іл.

9. Комп'ютерна графіка Solidworks [Текст] : навч. посіб. / М. М. Козяр, Ю. В. Фещук, О. В. Парфенюк. - Херсон : Олді-Плюс, 2018. - 251 с.

10. Козлов Л. Г. Енергоощадний гідропривод, чутливий до навантаження на базі мультирежимного розподільника / Л. Г. Козлов, О. П. Петров // Промислова гідравліка та пневматика. – 2012. – №2. – С. 77 - 80.

11. Козлов Л. Г. Зменшення втрат потужності в гідравлічних системах мобільних машин / Л. Г. Козлов // Наукові нотатки ЛНТУ. – 2011. – №4. – С. 101 – 107

12. Козлов Л. Г. Мехатронна гідросистема мобільної машини / Л.Г. Козлов // Вісник Східноукраїнського університету імені Володимира Даля. – 2012. – № 6. – С. 22 - 30.

13. Он-лайн каталог вибору продукції. [Електронний ресурс]URL:

<https://size.name/ua/products/9963813>

14. Load-independent proportional valve Type PVG 120: Catalogue of Danfoss Hydraulics [Electronic resource]. – Mode of access : URL : http://dmhydro.co.kr/pds/data/pds0001/PVG_120_K51A302.pdf. - Title from the screen.

15. Екскаватор-навантажувач БАМ-2014 та модифікації. Інструкція по експлуатації 15.000.000 – 2018 р. – 150 с.

16. Козлов Л. Г. Секційний розподільник для гідросистем чутливих до навантаження / Козлов Л. Г., Буренніков Ю. А., Петров О.В., Грабовський Д. І. // Матеріали ІІІ науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ НТ КМП 20-22 червня 2024 р., збірник доповідей [Електронний ресурс]. – Вінниця: ВНТУ, 2024. – стр 2537-2540.

17. Машинобудівна компанія «Будагромаш». Виробник екскаваторів, навантажувачів та бурільно-кранових машин. Каталог продукції. www.budagromash@gmail.com

18. Наказ від 08.04.2014 № 248 Про затвердження Державних санітарних норм та правил Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу - [Електронний ресурс] - Режим доступу: http://online.budstandart.com/ua/catalog/topiccatalogua/labor-protection/14._nakazy_ta_rozpor_183575/248+58074-detail.html

19. НПАОП 0.00-7.15-18 Вимоги щодо безпеки та захисту здоров'я працівників під час роботи з екранними пристроями. - [Електронний ресурс] - Режим доступу: http://sop.zp.ua/norm_npaop_0_00-7_15-18_01_ua.php

20. ДСТУ 8604:2015 Дизайн і ергономіка. Робоче місце для виконання робіт у положенні сидіння. Загальні ергономічні вимоги - [Електронний ресурс] - http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=71028

21. ДСан ПіН 3.3.2.007-98 Державні санітарні правила і норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин ЕОМ - [Електронний ресурс] - Режим доступу: <http://document.ua/derz-nor4881.html>

22. ДСН 3.3.6.037-99 Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. - [Електронний ресурс] - Режим доступу: <http://document.ua/sanitarni-normi-virobnichogo-shumu-ultrazvuku-ta-infrazvuku-nor4878.html>

23. ДСН 3.3.6.042-99. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. [Електронний ресурс] – Режим доступу до сторінки: http://hrliga.com/index.php?module=norm_base&op=view&id=819

24. Правила улаштування електроустановок - [Електронний ресурс] - Режим доступу: <http://www.energiy.com.ua/PUE.html>

25. СанПіН 2.2.4.1191-03 «Електромагнітні поля у виробничих умовах» - [Електронний ресурс] - Режим доступу: <http://www.vrednost.ru/224119103.php>

26. ДБН В.2.5-28:2018 Природне і штучне освітлення - [Електронний ресурс] - Режим доступу: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=79865

27. Наказ МВС України № 1417 від 30.12.2014 «Про затвердження Правил пожежної безпеки в Україні» - [Електронний ресурс] - Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0252-15#Text>

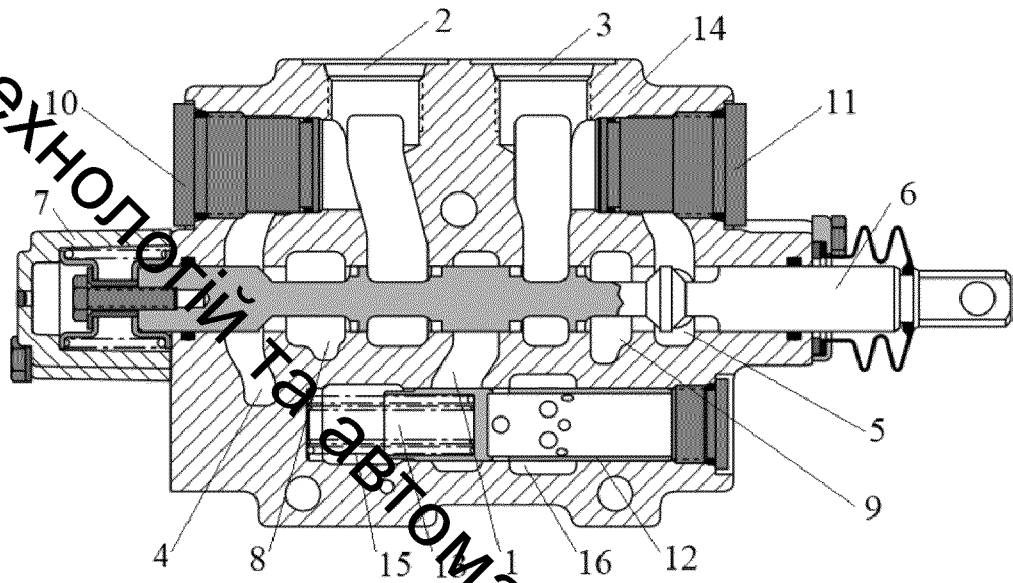
28. ДСТУ 8828:2019 Пожежна безпека Загальні положення. Київ ДП «УкрНДНЦ», 2020. 87 с.

Кафедра технологій та автоматизації машинобудування

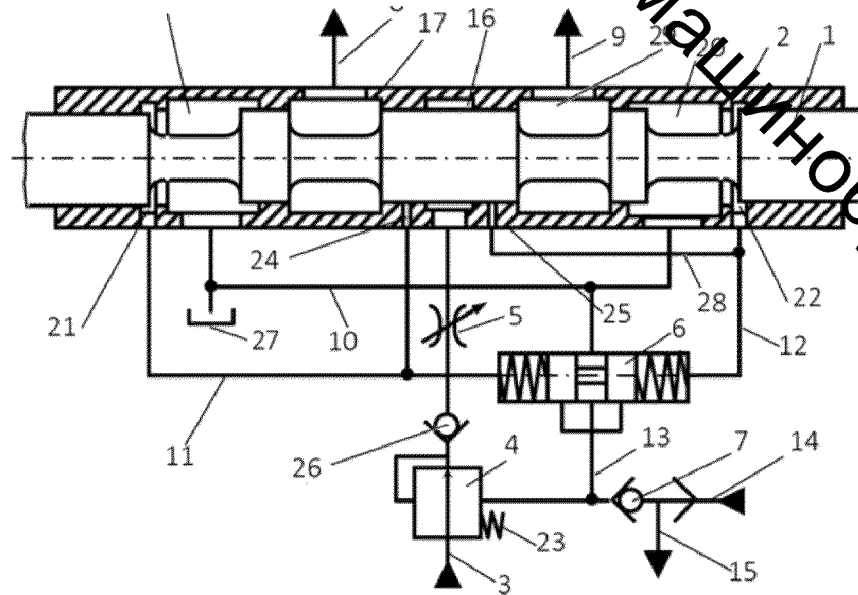
ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

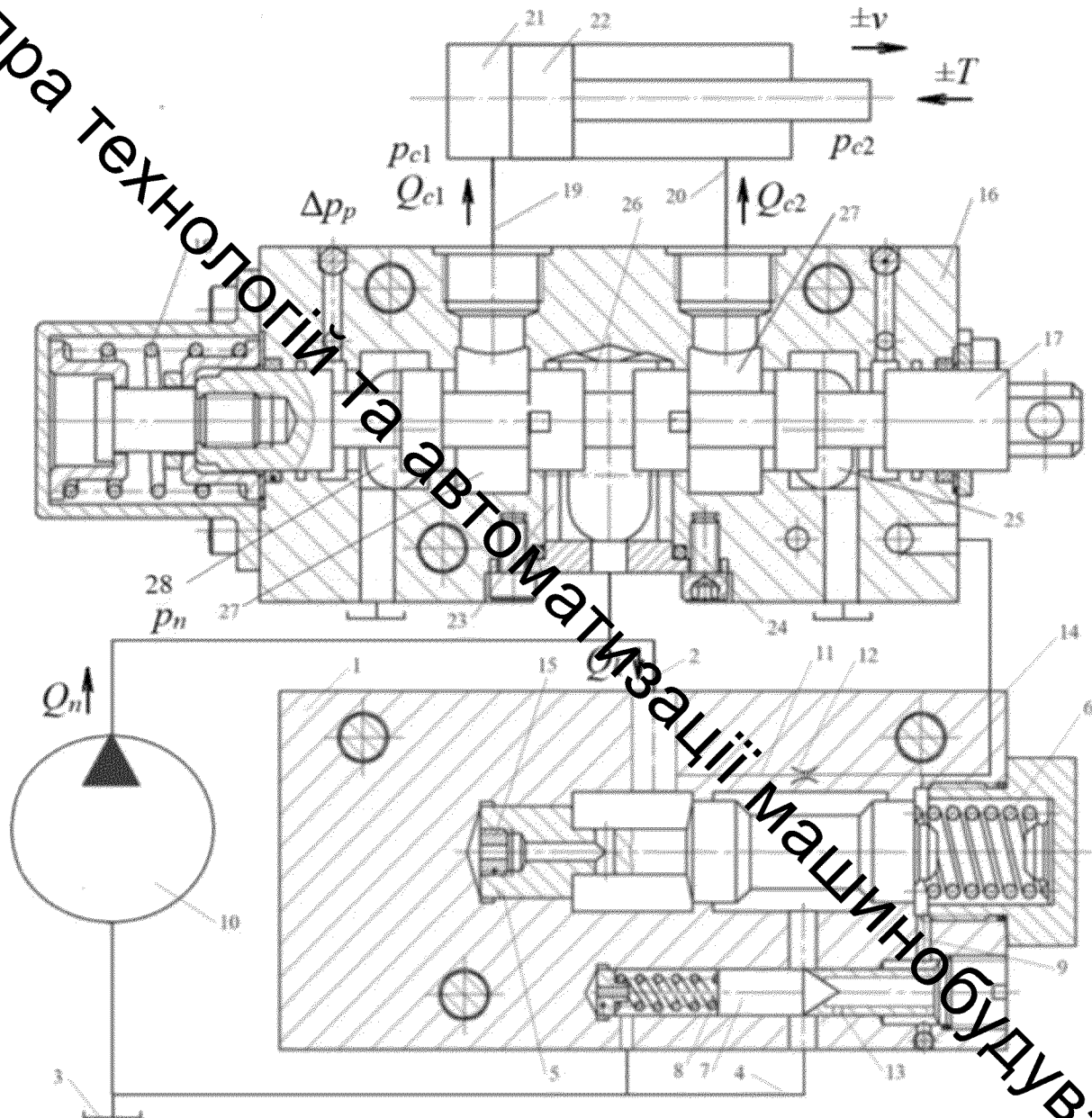
Графічна частина



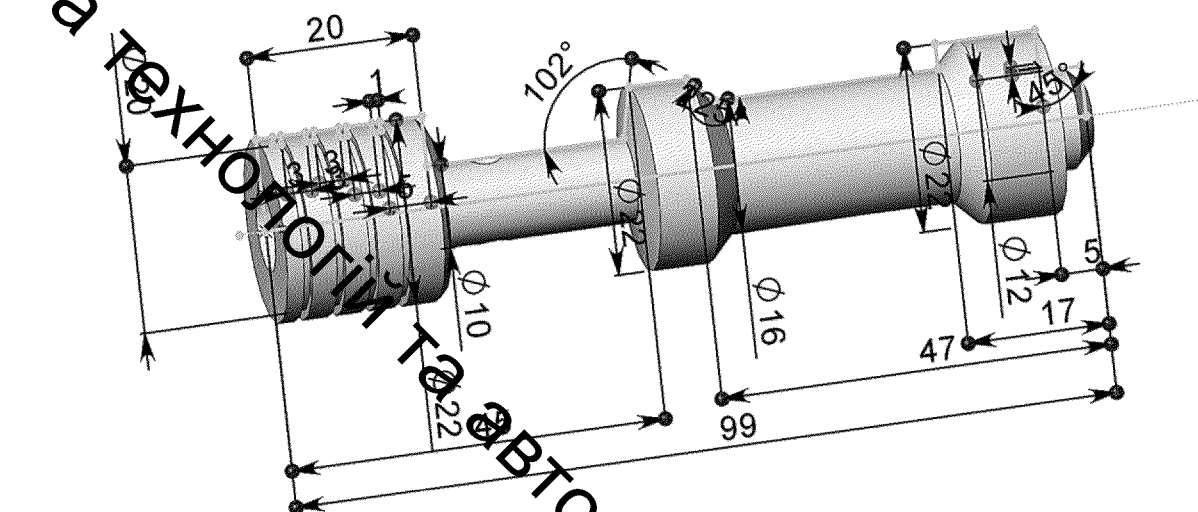
**Розподільник MP-18 фірми Rexroth для
гідросистеми чутливих до навантаження**



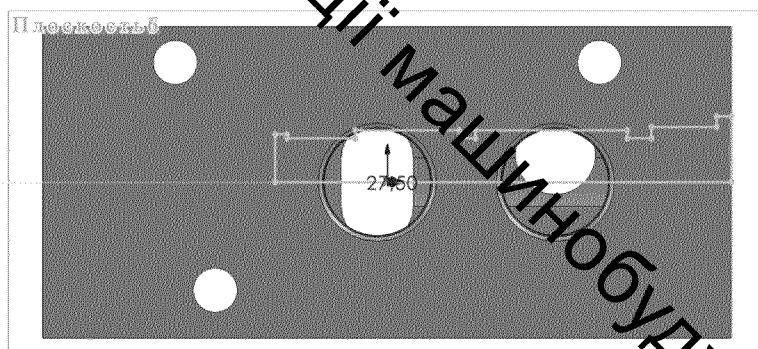
**Гідравлічна схема розподільника гідросистеми
чутливої до навантаження розроблена у ВНТУ**



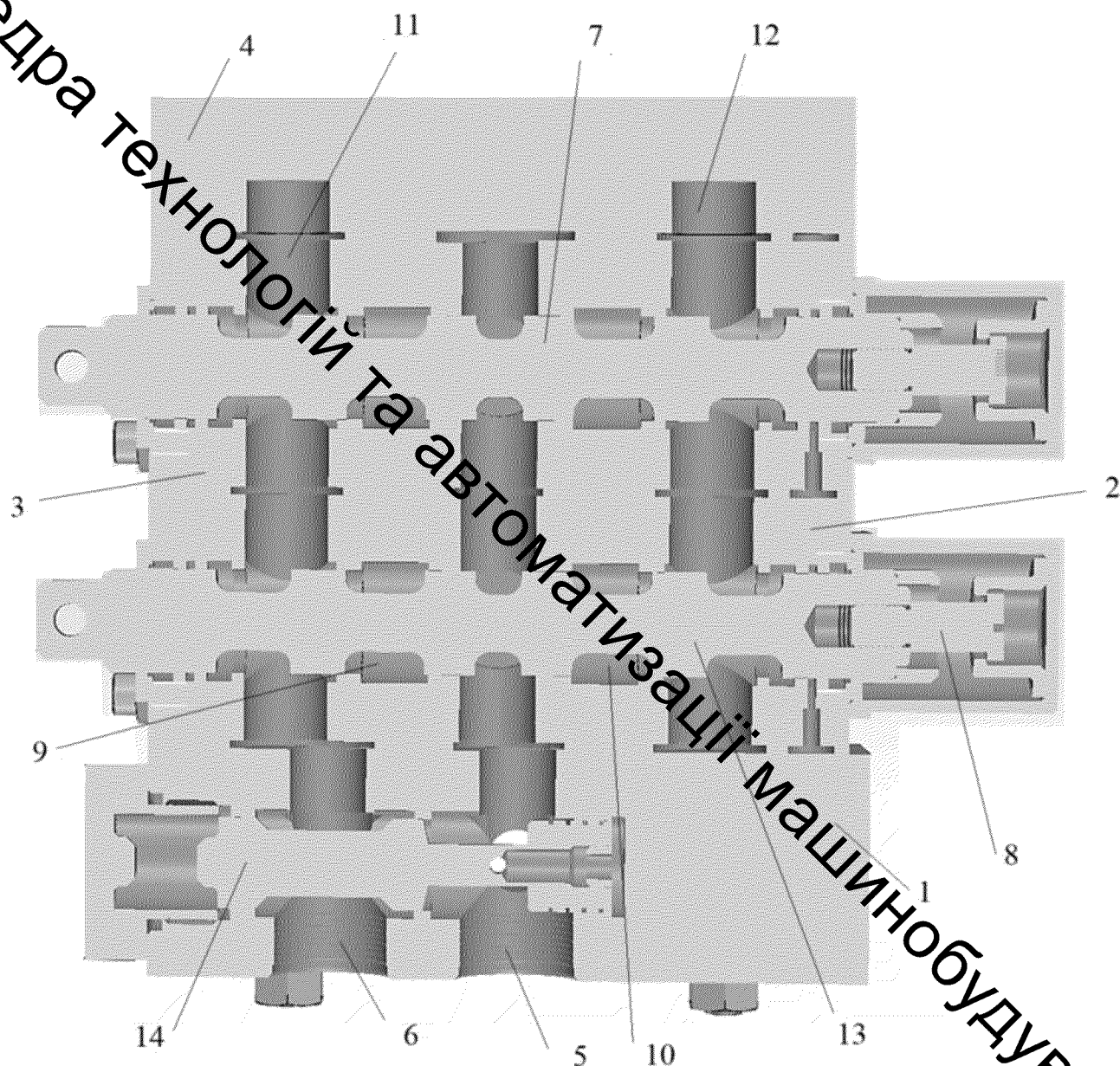
**Гідравлічна схема
розробленого розподільника**



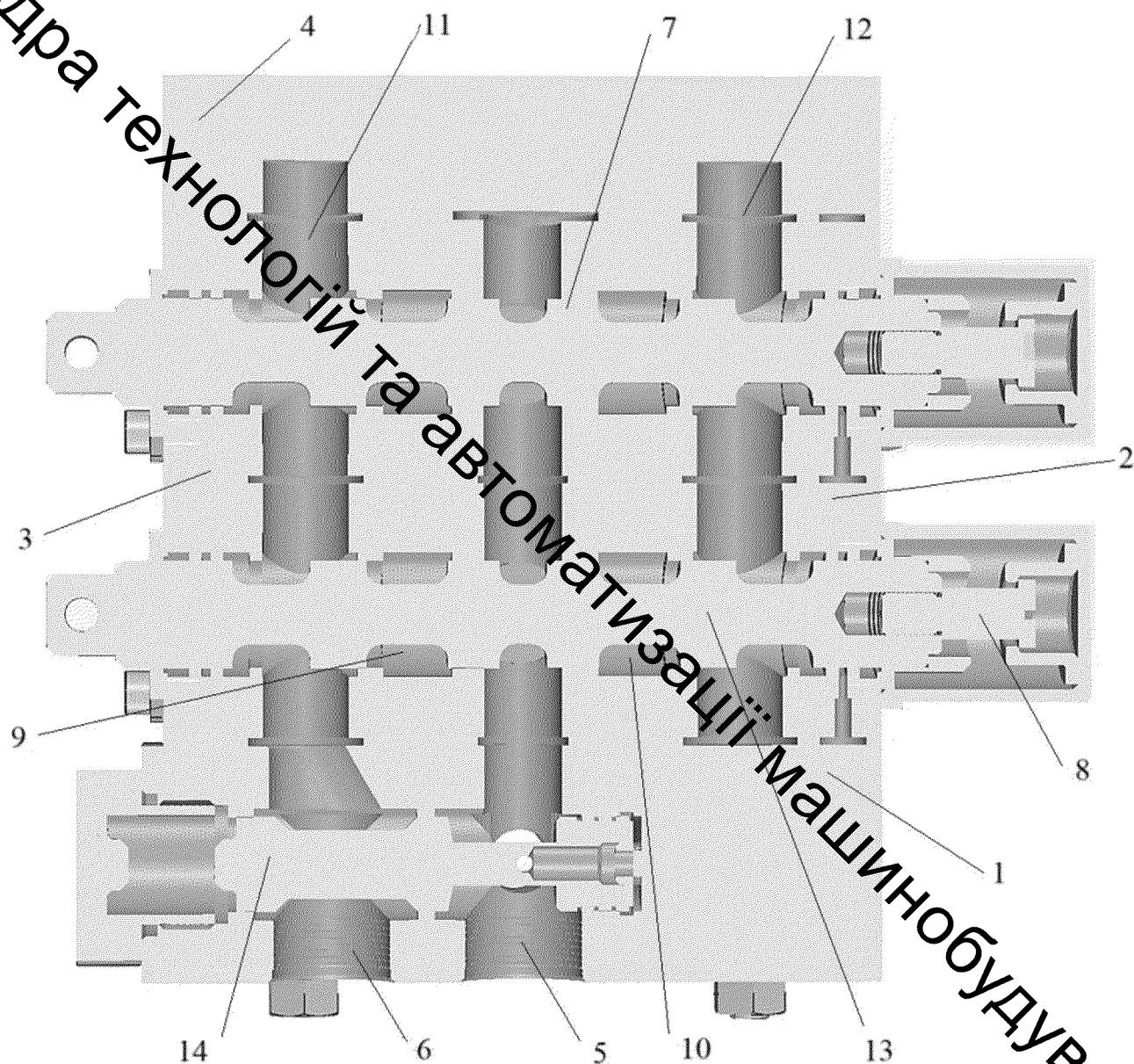
- корпус переливної секції 02 ^
- History
- Sensors
- Примечания
- Твердые тела(1)
- Материал <не указан>
- Спереди
- Сверху
- Справа
- Исходная точка
- Бобышка-Вытянуть1
- Эскиз1
- Вырез-Вытянуть1
- (-) Эскиз9
- Плоскость6
- Вырез-Повернуть1
- (-) Эскиз12
- Плоскость7
- Вырез-Повернуть2
- (-) Эскиз13
- Фаска4
- Резьба3
- Вырез-Вытянуть5
- Эскиз18
- Вырез-Вытянуть6



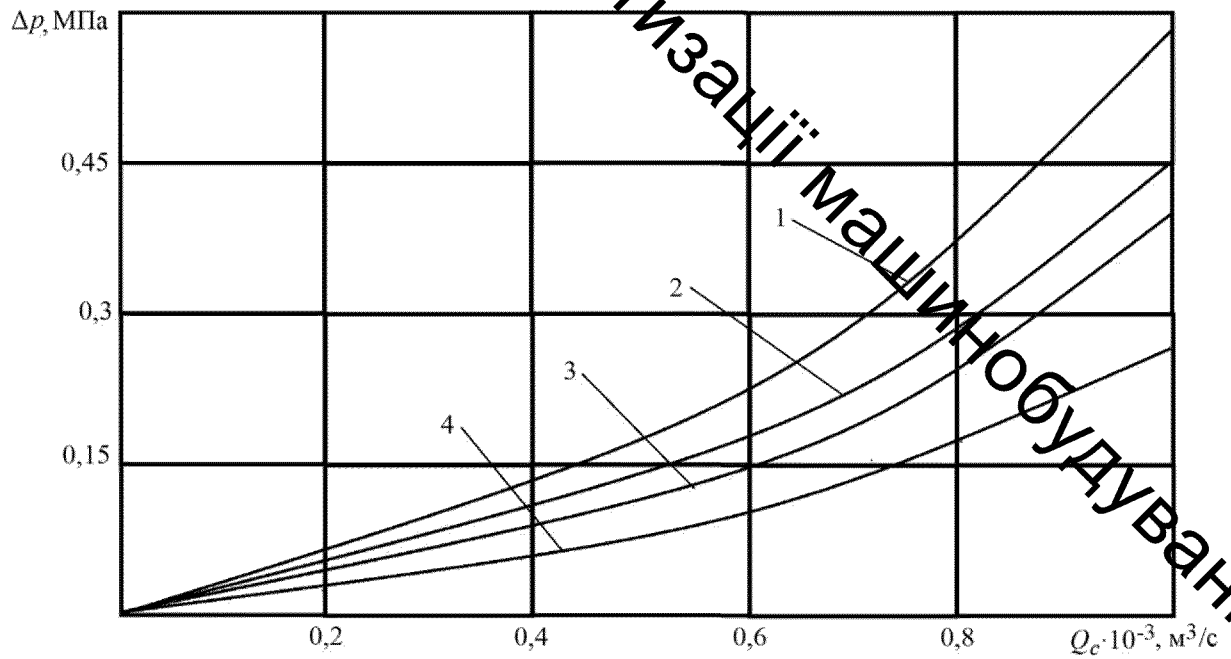
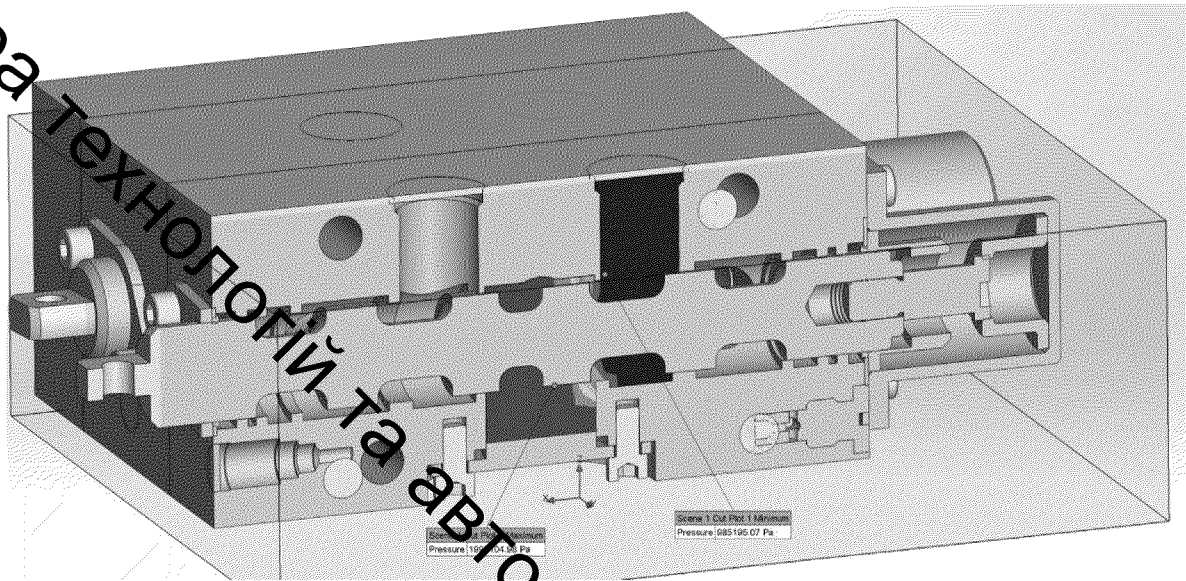
Методика побудови основних деталей розподільника



**Конструкція двохсекційного розподільника для
гідросистеми чутливої до навантаження**

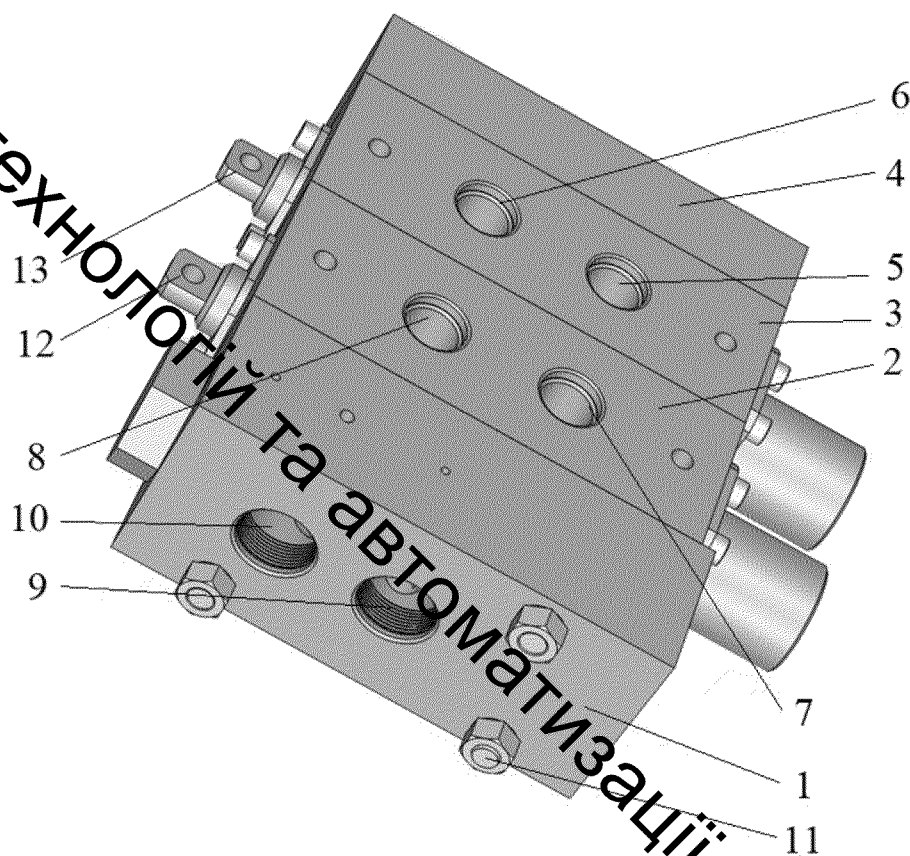


**Конструкція двохсекційного
розподільника зі зміненими каналами переливної секції**



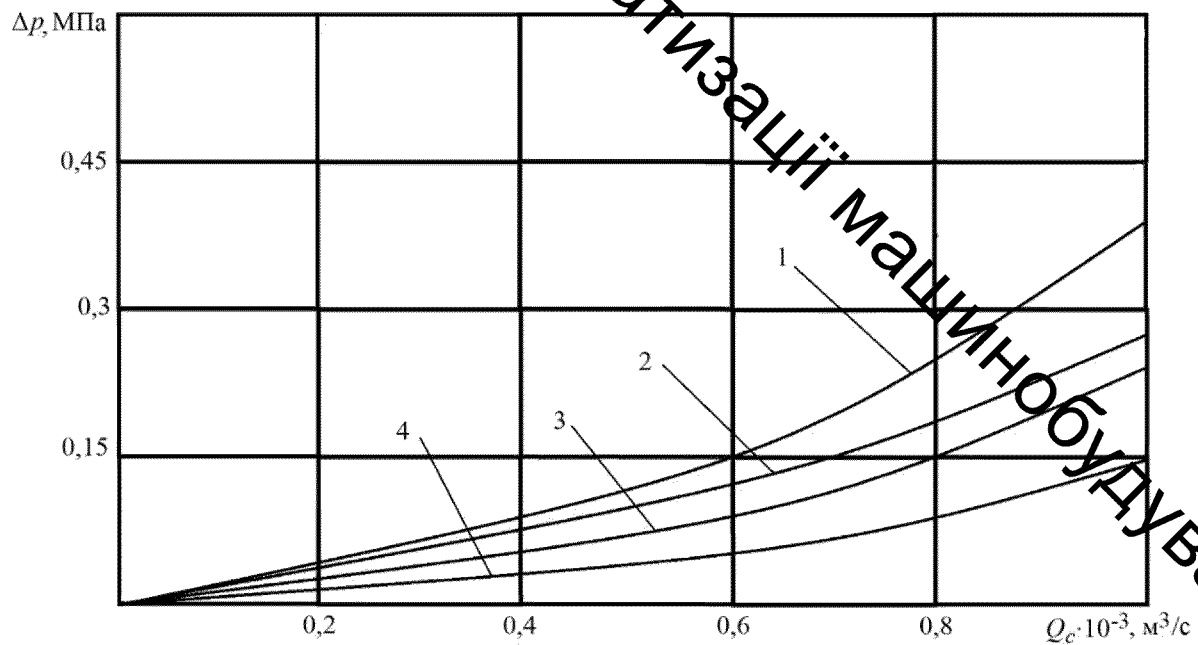
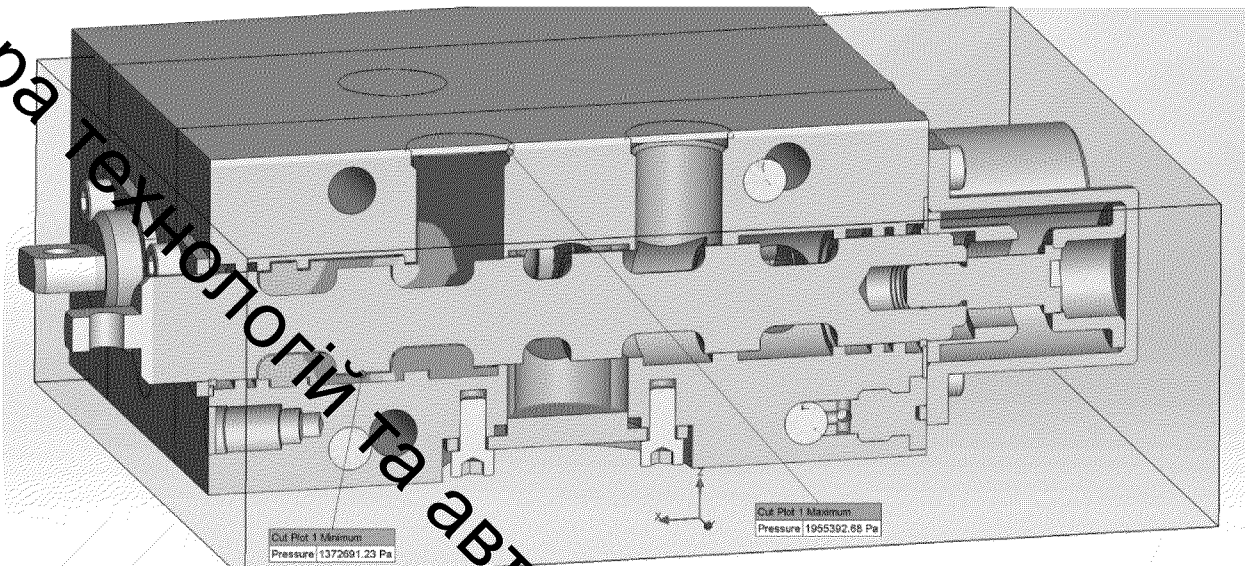
Залежність втрат тиску Δp на ділянці від лінії нагнітання до споживача

- 1 – дві секції базові;**
- 2 – дві секції вдосконалені;**
- 3 – одна секція базова;**
- 4 – одна секція вдосконалена.**



Технічна характеристика

1. Тип розподільника – секційний, золотниковий.
2. Кількість робочих секцій до 5.
3. Можливість роботи з нерегульованим і регульованим насосами.
4. Номінальний тиск 16 МПа.
5. Максимальний тиск 18 МПа.
6. Номінальна витрата через секцію $1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.
7. Робочий хід розподільного золотника 7 мм.
8. Умовний прохід робочої секції 20 мм.
9. Діаметр розподільного золотника 20 мм.
10. Перепад на робочому вікні розподільного золотника в режимі регулювання з нерегульованим насосом 0,8 МПа.
11. Габарити розподільника з двома робочими секціями 210×78мм.



Залежність втрат тиску на ділянці від споживача до лінії зливу

- 1 – дві секції базові;**
- 2 – дві секції вдосконалені;**
- 3 – одна секція базова;**
- 4 – одна секція вдосконалена.**

ДОДАТОК Б

Протокол перевірки кваліфікаційної роботи
на наявність текстових запозичень

ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Назва роботи: «ВДОСКОНАЛЕННЯ РОЗПОДІЛЬНИКА ДЛЯ ГІДРОСИСТЕМ ЧЕРПЛИВИХ ДО НАВАНТАЖЕННЯ»

Тип роботи: бакалаврська кваліфікаційна робота
(бакалаврська кваліфікаційна робота / магістерська кваліфікаційна робота)

Підрозділ кафедра ТАМ, факультет МТ
(кафедра, факультет, навчальна група)

Коефіцієнт подібності текстових запозичень, виявлених у роботі системою StrikePlagiarism 0,60%

Висновок щодо перевірки кваліфікаційної роботи (відмітити потрібне)

- ☐ Запозичення, виявлені у роботі, є законними і не містять ознак плагіату, фабрикації, фальсифікації. Роботу прийняти до захисту
- ☐ У роботі не виявлено ознак плагіату, фабрикації, фальсифікації, але надмірна кількість текстових запозичень та/або наявність типових розрахунків не дозволяють прийняти рішення про оригінальність та самостійність її виконання. Роботу направити на доопрацювання.
- ☐ У роботі виявлено ознаки плагіату та/або текстових маніпуляцій як спроб укриття плагіату, фабрикації, фальсифікації, що суперечить вимогам законодавства та нормам академічної доброчесності. Роботу до захисту не приймається.

Експертна комісія:

Леонід КОЗЛОВ, завідувач кафедри ТАМ, гарант ОПП _____
(ім'я, прізвище, посада) (підпис)

Дмитро ЛОЗІНСЬКИЙ, доцент кафедри ТАМ _____
(ім'я, прізвище, посада) (підпис)

Особа, відповідальна за перевірку _____ Дмитро ЛОЗІНСЬКИЙ _____
(підпис) (ім'я, прізвище)

З висновком експертної комісії ознайомлений

Керівник _____ Леонід КОЗЛОВ, професор каф. ТАМ _____
(підпис) (ім'я, прізвище, посада)

Здобувач _____ Іван БАЛАБАЙ _____
(підпис) (ім'я, прізвище)