

Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет
Механіко-технологічний факультет
Кафедра «Машинобудування, мехатроніки і робототехніки»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи на здобуття освітнього ступеня «Магістр»
за спеціальністю 131 «Прикладна механіка»

на тему:

**«Розробка конструктивних схем гідروпідсилювачів на базі
традиційної та планетарної схеми з дослідженням технології
діагностування»**

**«Development of constructive schemes of hydraulic booster on the basis of
traditional and planetary schemes with research of diagnostic technology»**

Виконавець: _____ ст. гр. ТМ-20М Прокопов О.В.

Керівник: _____ к.т.н., доц. Підгаєцький М.М.

Рецензент: _____ / _____ /

Зав. каф. _____ к.т.н., доц. Гречка А.І.

Центральноукраїнський національний технічний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет Механіко-технологічний факультет

Кафедра «Машинобудування, мехатроніки і робототехніки»

Освітньо-кваліфікаційний рівень магістр

(шифр і назва)

Спеціальність 131 «Прикладна механіка»

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри, голова циклової комісії _____

“ _____ ” _____ 2021 року

З А В Д А Н Н Я **НА МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ**

Прокопову Олександрю Вікторовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розробка конструктивних схем гідропідсилювачів на базі традиційної та планетарної схеми з дослідженням технології діагностування

керівник роботи Підгасцький Михайло Матвійович, доц., канд. техн. наук,

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від “ _____ ” _____ 2021 року № _____

2. Строк подання студентом проекту (роботи) _____

3. Вихідні дані до роботи _____

3.1. Креслення стенда випробування КГГП _____

3.2. Паспорт стенда _____

3.3. Технічні вимоги на виготовлення нового стенда _____

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 4.1 Аналіз об'єктів діагностування _____

4.2 Теоретична частина _____

4.3 Конструкторська частина _____

4.4 Дослідна частина _____

4.5 Економічна частина _____

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

5.1 Система оціночних показників гідропідсилювачів - _____ ; 5.2 Конструктивне виконання - _____ ; 5.3 Гідрокінематична схема КГГП і схема складання КГГП - _____ ;

5.4 Гідрокінематична схема ПЦГП і схема складання ПЦГП - _____ ; 5.5 Гідрокінематична схема АВДС - _____ ; 5.6 Блок-схема функціонування АВДС - _____ ; 5.7 Компоновка АВДС - _____ ;

5.8 Конструктивне виконання НАВДС - _____ ; 5.9 Конструктивне виконання гідромотора модуля навантаження - _____ . Всього: 10 аркушів А1 _____

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Економічна частина	к.е.н., доц. Журило І.В.		

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз об'єктів діагностування	05.10.2021	
2	Теоретична частина	10.10.2021	
3	Конструкторська частина	17.10.2021	
4	Дослідна частина	24.10.2021	
5	Економічна частина	14.11.2021	
6	Розробка креслень	05.12.2021	

Здобувач

_____ Прокопов О.В.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

_____ Підгаєцький М.М.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Анотація

Кваліфікаційна робота виконана у відповідності з темою: “Розробка конструктивних схем гідропідсилювачів на базі традиційної та планетарної схеми з дослідженням технології діагностування”.

Кваліфікаційна робота складається з пояснювальної записки (____ аркушів), додатків технологічної частини та графічної частини (____ листів форматом А1).

Після проведення аналізу діючого на базовому підприємстві стенду напівавтоматизованої випробувально-діагностичної системи для випробування кульково-гвинтових гідропідсилювачів, були визначені його недоліки та розроблен проект по модернізації його до автоматизованої випробувально-діагностичної системи і пристосування його до випробувань кульково-гвинтових та планетарно-цівкових гідропідсилювачів. Також була розроблена методика діагностування кінематичних та силових характеристик рульового механізму.

Графічна частина складається з гідрокінематичних схем гідропідсилювачів та АВДС, конструктивних схем гідропідсилювачів, АВДС і гідромотора модуля навантаження, блок схеми функціонування АВДС, схеми динамічного рульового керування.

Всі пропозиції щодо розробки нового стенда АВДС перевірено розрахунками, і є економічно обґрунтованими.

ЗМІСТ

ВСТУП	3
РОЗДІЛ 1	
АНАЛІЗ ОБ’ЄКТІВ ДІАГНОСТУВАННЯ.....	4
1.1. Опис об’єктів діагностувань.....	4
1.1.1. Опис кульково-гвинтового гідропідсилювача (КГГП)	4
1.1.2. Розмірний аналіз вузла та складальних одиниць КГГП.....	9
1.1.3. Опис планетарно-цівкового гідропідсилювача (ПЦГП)	20
1.1.4. Розмірний аналіз вузла та складальних одиниць ПЦГП.....	27
1.2. Оціночні показники об’єктів діагностування.....	32
РОЗДІЛ 2	
ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА.....	38
2.1. Розробка автоматизованої випробувально-діагностичної системи (АВДС).....	34
2.1.1. Розробка структурної схеми АВДС.....	34
2.1.2. Устрій автоматизованої випробувально-діагностичної системи (АВДС).....	38
2.2 Комплексне діагностування робочих характеристик КГГП, ПЦГП.....	43
2.2.1 Діагностування реактивної властивості механізму.....	43
2.2.2 Діагностування кінематичної характеристики КГГП, ПЦГП.....	47
2.2.3 Діагностування жорсткості механізму.....	49
РОЗДІЛ 3	
КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА.....	51
3.1. Конструктивне виконання АВДС.....	51
3.2. Аналіз конструкції діючого стенда.....	57
3.3. Технічне завдання на розробку нового стенда.....	64
3.4. Гідромотор модуля навантаження.....	67

3.4.1. Конструктивне виконання і принцип дії гідромотора навантаження.....	67
3.4.2. Оціночні показники гідромотора навантаження.....	71
3.4.3. Визначення потужності, витрачаємої гідромотором навантаження.....	75
3.4.4. Теоретичні дослідження напружень, які виникають в навантажених деталях гідромотора.....	79
РОЗДІЛ 4	
ДОСЛІДНА ЧАСТИНА.....	86
4.1. Програма і методика експериментальних досліджень стенда.....	86
4.2. Результати дослідних випробувань.....	93
4.3. Аналіз перспективних напрямлень розвитку систем рульового керування.....	101
РОЗДІЛ 5	
ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	111
5.1. Вихідні данні.....	111
5.2. Витрати на проектування конструкції об'єкта.....	112
5.3. Витрати на технологічну підготовку виробництва об'єкта.....	112
5.4. Визначення витрат на виготовлення (модернізацію) об'єкта та обґрунтування його оптової ціни.....	113
5.5. Експлуатаційні витрати на одне випробування.....	119
5.6. Річний економічний ефект у виробника, який реалізуватиме стенд на сторону.....	122
5.7. Приведені витрати у підприємства, яке експлуатуватиме придбаний стенд.....	123
5.8. Річний економічний ефект у разі виготовлення стенду для власних потреб.....	123
ВИСНОВКИ.....	124
ЛІТЕРАТУРА.....	125

Вступ

Представлена робота присвячена темі «Розробка конструктивних схем гідропідсилювачів на базі традиційної та планетарної схеми з дослідженням технології діагностування».

Окремим етапом розглядається діагностування кульково-гвинтових і планетарно-цівкових гідропідсилювачів. Проблема даного дослідження носить актуальний характер у сучасних умовах. Про це свідчить часте вивчення піднятих питань.

Для сучасного стану науки характерний перехід до глобального розгляду проблем автоматизації і комп'ютеризації випробувальних стендів.

Питанням дослідження присвячена безліч робіт. В основному матеріал, викладений у навчальній літературі, носить загальний характер, а в численних монографіях по даній тематиці розглянуті більше вузькі питання проблеми.

Висока значимість і недостатня практична розробленість проблеми діагностувань кульково-гвинтових і планетарно-цівкових гідропідсилювачів визначають безсумнівну новизну даного дослідження.

Актуальність дійсної роботи обумовлена, з одного боку, більшим інтересом до вивчаємої теми у сучасній науці, з іншого боку, її недостатньою розробленістю.

Метою дослідження є вивчення теми діагностувань кульково-гвинтових і планетарно-цівкових гідропідсилювачів з погляду новітніх вітчизняних і закордонних досліджень по подібній проблематиці.

За результатами дослідження був розкритий ряд проблем, що мають відношення до розглянутої теми, і зроблені висновки про необхідність подальшого вивчення і поліпшення стану питання.

1. АНАЛІЗ ОБ'ЄКТІВ ДІАГНОСТУВАННЯ

1.1 Опис об'єктів діагностувань

1.1.1 Опис кульково-гвинтового гідропідсилювача (КГГП)

Кульково-гвинтові гідропідсилювачі (далі КГГП) призначені для рульового управління транспортними засобами зі швидкостями руху 60 км/год.

Керування здійснюється за рахунок механічних передач з гідропідсиленням.

1.1.1.1 Устрій КГГП

Для пояснення устрою і принципу дії розглянемо гідрокінематичну схему рис. 1.1.1.1

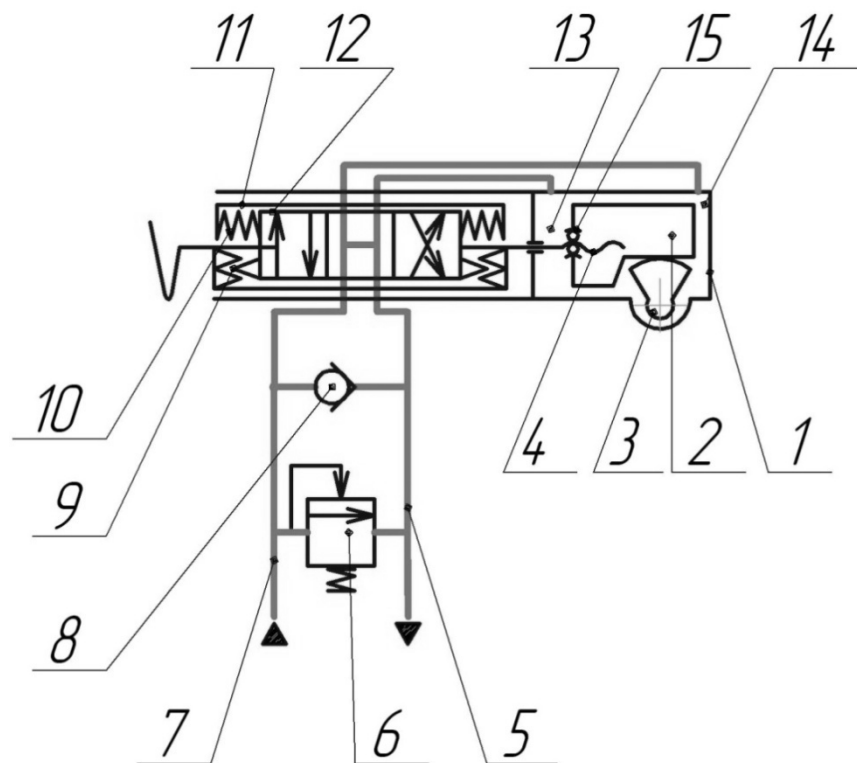


Рис. 1.1.1.1 Гідрокінематична схема КГГП

1 – картер; 2 – рейка поршень; 3 – вал-сектор; 4 – 2 гвинт кульково – гвинтової передачі; 5 – магістраль зливу; 6 – запобіжний клапан; 7 – магістраль напору; 8 – зворотній клапан; 9 – муфта; 10 – пружний елемент; 11

– зовнішній золотник; 12 – внутрішній золотник; 13, 14 – опозитні порожнини; 15 – гайка кульково–гвинтової передачі.

КГГП складається із декількох елементів розміщених в єдиному картері

1. Тобто:

- гідравлічного розподільника утвореного зовнішнім 11 і внутрішнім 12 золотниками, пружних елементів 10, муфти передачі крутного моменту 9;
- напірної 7 і зливної 5 магістралей;
- запобіжного 6 і зворотнього 8 клапанів;
- рейкової передачі утвореної рейкою – поршнем 2 і валом сектором 3;
- кульково – гвинтової передачі, утвореної гвинтом 4 і гвинтовим отвором рейки поршня 2;
- опозитних порожнин 13, 14 утворених поділкою картера 1 рейкою поршнем 2 на дві герметично ізольовані частини.

1.1.1.2 Конструктивне виконання КГГП

На рис. 1.1.1.2 представлено конструктивне виконання КГГП.

В картері 1, який має форму двох перетинаючихся під прямим кутом циліндрів розміщені складальні одиниці.

Гвинт 2 в складі з ротором 3 і торсіоном 4, який з гайкою 5 утворює кульково – гвинтову передачу.

Рейка поршень 6 в складі з гайкою взаємодіє з вал – сектором 7, утворюючи з останнім рейкову передачу.

Вал – сектор 7 розміщений в спеціальних роликових підшипниках 8.

Ротор 3 є вхідною ланкою КГГП, на його зовнішній циліндричній поверхні виконані повздовжні пази 9, які взаємодіють з поздовжніми пазами 10 виконаними на внутрішніх циліндрах поверхні гвинта 2.

Таким чином внутрішня циліндрична поверхня гвинта 2 є зовнішнім золотником, а зовнішня циліндрична поверхня ротора 3 є внутрішнім золотником.

До картера 1 приєднується корпус розподільника 11. В корпусі розподільника розміщені канали напору 12, зливу 13, а також порожнини в яких вмонтовані запобіжники та зворотній клапани.

Для забезпечення зовнішньої та внутрішньої герметичності в КГПП передбачені ущільнюючі елементи 14.

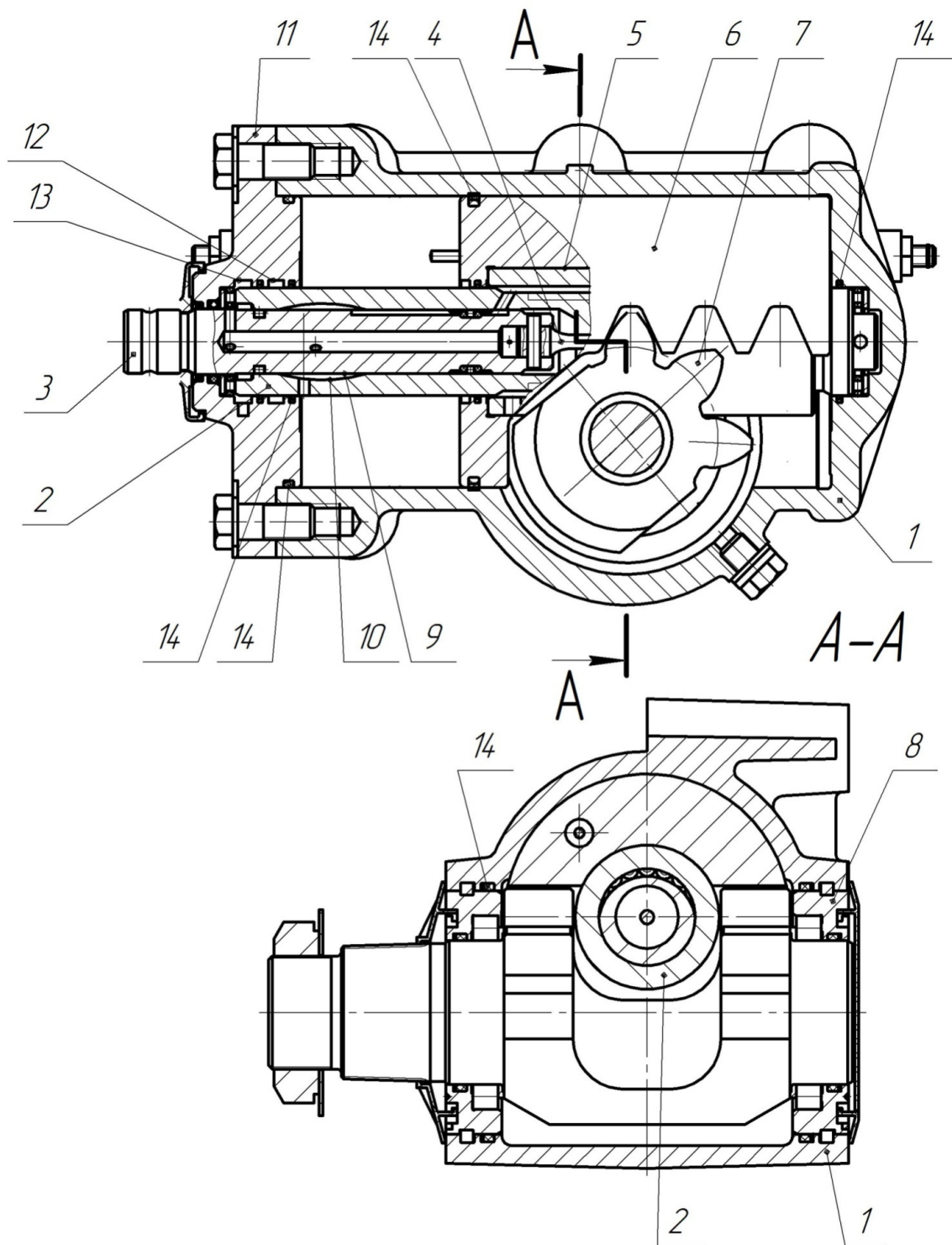


Рис. 1.1.1.2 Конструктивне виконання КГГП

1.1.1.3 Принцип дії КГГП

КГГП – відноситься до механізмів подвійної дії. Це обумовлено тим, що переміщення вихідної ланки, якою є вал сектор 3 (рис. 1.1.1.1) здійснюється двома паралельними потоками:

- механічними передачами, кульково – гвинтовою і рейковою;
- гідравлічною передачею, переміщенням рейки поршня 2 в картері 1 за рахунок гідравлічного тиску в порожнинах 13 і 14.

При роботі в штатному режимі навантаження вала сектора 3 долається гідравлічним тиском, а механічні передачі здійснюють лише відслідковуючу дію.

При роботі в нештатному режимі, в разі відмови гідравліки, працюють механічні передачі для подолання навантаження на валу – секторі.

При повертанні внутрішнього золотника 12 відносно зовнішнього 11 на кут, обмежений муфтою 9, в будь яку із сторін, робоча рідина із магістралі напору 7 проходить через відповідні канали обумовлених золотників і заповнює одну із порожнин 13 або 14.

При цьому за рахунок гідравлічного тиску здійснюється прямолінійне переміщення рейки поршень 2 в картері 1, і поворот вал – сектора 3 внаслідок взаємодії його зуб'їв із зуб'ями рейки поршня. Робоча рідина із опозитної порожнини буде витіснятися в зливну магістраль 5.

Переміщення рейки поршня 2 супроводжується синхронним обертанням гвинта 4 кульково – гвинтової передачі 4, 15 внаслідок того, що зовнішній золотник 11 з гвинтом 4 утворює єдину ланку.

Обумовлене переміщення буде здійснюватись до моменту припинення повертання внутрішнього золотника 12. При цьому зовнішній золотник 11 під дією пружних елементів 10 повернеться в нейтральне положення, в якому відповідні канали розподільника з'єднують магістралі зливу і напору, і тиск в порожнинах 13 і 14 вирівнюється до значень тиску холостого ходу.

Запобіжний клапан 6 спрацьовує при перевищенні тиску в напорній магістралі 7 внаслідок дії несанкціонованих навантажень на вал – сектор 3.

Точність управління КГП обумовлена величиною часу між керуючим рухом внутрішнього золотника 12 відносно зовнішнього 11, який є вхідною ланкою і виконавчим коловим рухом вала – сектора 3, який є вихідною ланкою.

Величина часу повернення золотників 11 та 12 у вихідне положення залежить від швидкості переміщення внутрішнього золотника 12 відносно зовнішнього 11.

Ця швидкість залежить від двох факторів:

- з одного боку це величина вільного руху золотника 12 відносно золотника 11 в межах, які дозволяє муфта 9;
- з іншого боку це жорсткість пружного елемента 10 від якої залежить швидкість зворотнього руху в нейтральне положення.

Чим більша величина обумовленого часу, тим довше буде відбуватись дія попередньої команди, що зменшує точність керування, бо вихідна ланка буде продовжувати рух, який був переданий їй попередньою командою

Підвищення точності керування можливо за рахунок підвищення жорсткості пружного елемента 10 і зменшення кута муфти 9.

При відмові гідравліки робота КГГП відбувається в нештатному режимі.

При повертанні внутрішнього золотника 12 на кут обмежений муфтою 9 починає обертатись зовнішній золотник 11 з гвинтом 4, внаслідок чого рейка – поршень 2 переміщується обертаючи вал – сектор 3.

При переміщенні рейки поршень 2 в одній із порожнин 13 або 14, яка збільшується в своєму об'ємі, виникає від'ємний тиск.

Обумовлений від'ємний тиск провокує спрацьовування зворотнього клапана 8 при цьому рідина із опозитної порожнини, яка зменшується, витісняється в збільшуючу порожнину.

Наявність клапана 8 дає змогу функціонувати КГГП в нештатному режимі.

1.1.2 Розмірний аналіз вузла та складальних одиниць КГГП

Розмірний аналіз вузла та складальних одиниць виконується з метою визначення можливості збільшення полів допусків окремих складальних одиниць при умові забезпечення працездатності.

Розмірний аналіз проводиться теоретично-імовірним методом при серійному виробництві і методом – max-min при виготовленні дослідних зразків або нестандартних виробів.

В даному розмірному аналізі застосовується теоретико-імовірний метод.

Крім вказаних способів при здійсненні розмірного аналізу застосовують методи:

1. Метод рівних допусків;
2. Метод допусків одного квалітету.

В даному розмірному аналізі застосовується метод допусків одного квалітету.

1.1.2.1 Розрахунок розмірного ланцюга повздовж кульково-гвинтової передачі КГГП (рис.1.1.2.1.1)

Розрахунок проводиться з метою забезпечення зазору A_0 між торцями гвинта і роликівими опорними підшипниками в межах $0,02 \pm 0,01$ мкм.

Таблиця 1.1.2.1.1

Вихідні дані

№ п/ п	Найменування параметра	Позначен ня	Одиниця виміру	Джерело інформації	Значення для даного прикладу
1	2	3	4	5	6
1	Вихідна ланка	A_0	мм		$0,02 \pm 0,01$
2	Складові ланки збільшуючи	A_1	мм	Креслення	290
3	Складові ланки зменшуючи	A_2 A_3 A_4 A_5	мм	Креслення	27,5 2,5 5 302,5
4	Складова ланка корегуючи	A_k	мм	Креслення	2,5
5	Значення одиниці допуску i для розмірів A_1 A_2 A_3 A_4 A_5	i_1 i_2 i_3 i_4 i_5	мкм	(1), частина 1 Табл. 1.8	0,21 0,084 0,006 0,008 0,21
1	2	3	4	5	6
6	Відхилення складових ланок розмірного ланцюга	A_1 A_2 A_3 A_4 A_5			H10 H10 h6 h6 h10

7	Визначення способу розрахунку допусків складових ланок	-	-	(1), частина 2 Стор. 569	
---	--	---	---	-----------------------------	--

Даний зазор необхідний для зменшення супротиву при поверненні гвинта в нейтральне положення після закінчення повороту автотранспортного засобу.

Зменшення зазору недопустиме у зв'язку з можливістю підклинювання гвинта.

Збільшення зазору недопустиме у зв'язку з можливістю збільшення механічного люфту α_m .

Таблиця 1.1.2.2.2

Розрахунок

№ п/ п	Визначаємий параметр	Розрахункова формула	Розрахунок
1	2	3	4
1	Визначаємо коефіцієнт квалітету по кількості одиниць допуску	$\alpha = \frac{TA_0(\text{МКМ})}{i_1 + 2i_2 + 2i_3 + i_4}$	$\alpha = \frac{200}{0,21 + 2 \cdot 0,084 + 2 \cdot 0,006 + 2 \cdot 0,008 + 0,21} = 324.6$
1	2	3	4
2	Визначаємо квалітет для котрого $\alpha=11$		Визначена кількість одиниць відповідає приблизно сьомому квалітету

3	Визначаємо допуски для складових ланок		$TA_1=52 \text{ мкм}$ $TA_2=25 \text{ мкм}$ $TA_3=10 \text{ мкм}$ $TA_4=12 \text{ мкм}$ $TA_5=52 \text{ мкм}$
4	Перевіряємо додержання умов розмірної ланки	$TA_0 \geq TA_1 + 2TA_2 + 2TA_3 + TA_4$	$TA_0 = 52 + 25 + 2 \cdot 10 + 2 \cdot 12 + 52 = 173$
5	Визначаємо допуск корегуючої ланки	$TA_k = TA_0 - (TA_1 + 2TA_2 + 2TA_3 + TA_4)$	$TA_k = 200 - (52 + 25 + 10 + 2 \cdot 12 + 52) = 37$
6	Визначаємо відхилення для складових ланок з урахуванням п.6 табл. 11.1 та п.3 табл. №1.2		$A_1 = 290 \text{ Н7}(+0,052)$ $A_2 = 27,5 \text{ Н7}(+0,0025)$ $A_3 = 2,5 \text{ н7}(-0,001)$ $A_4 = 5 \text{ н7}(-0,0012)$ $A_5 = 302,5 \text{ н7}(-0,052)$

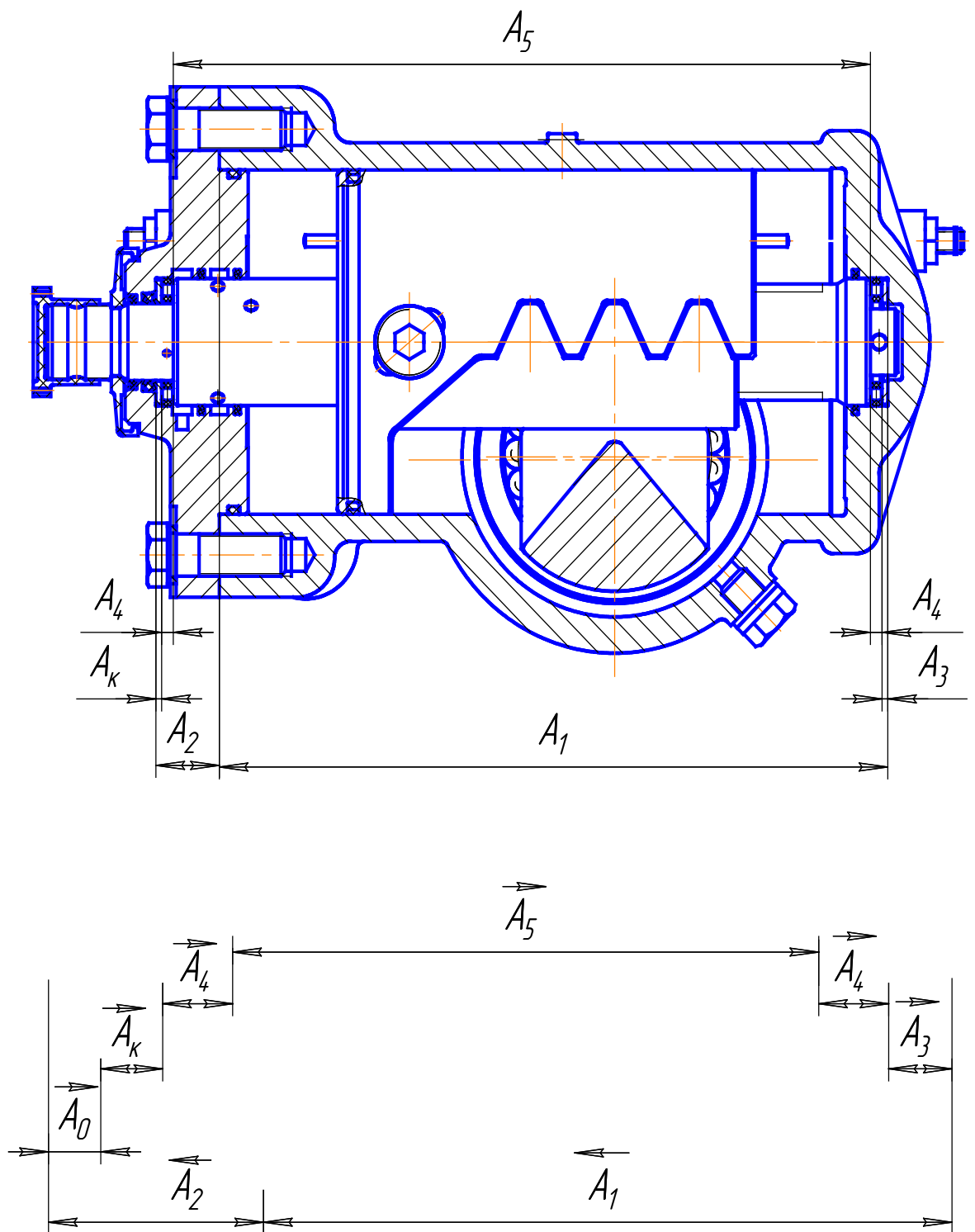


Рис. 1.1.2.1.1 Схема розмірного ланцюга КГТП

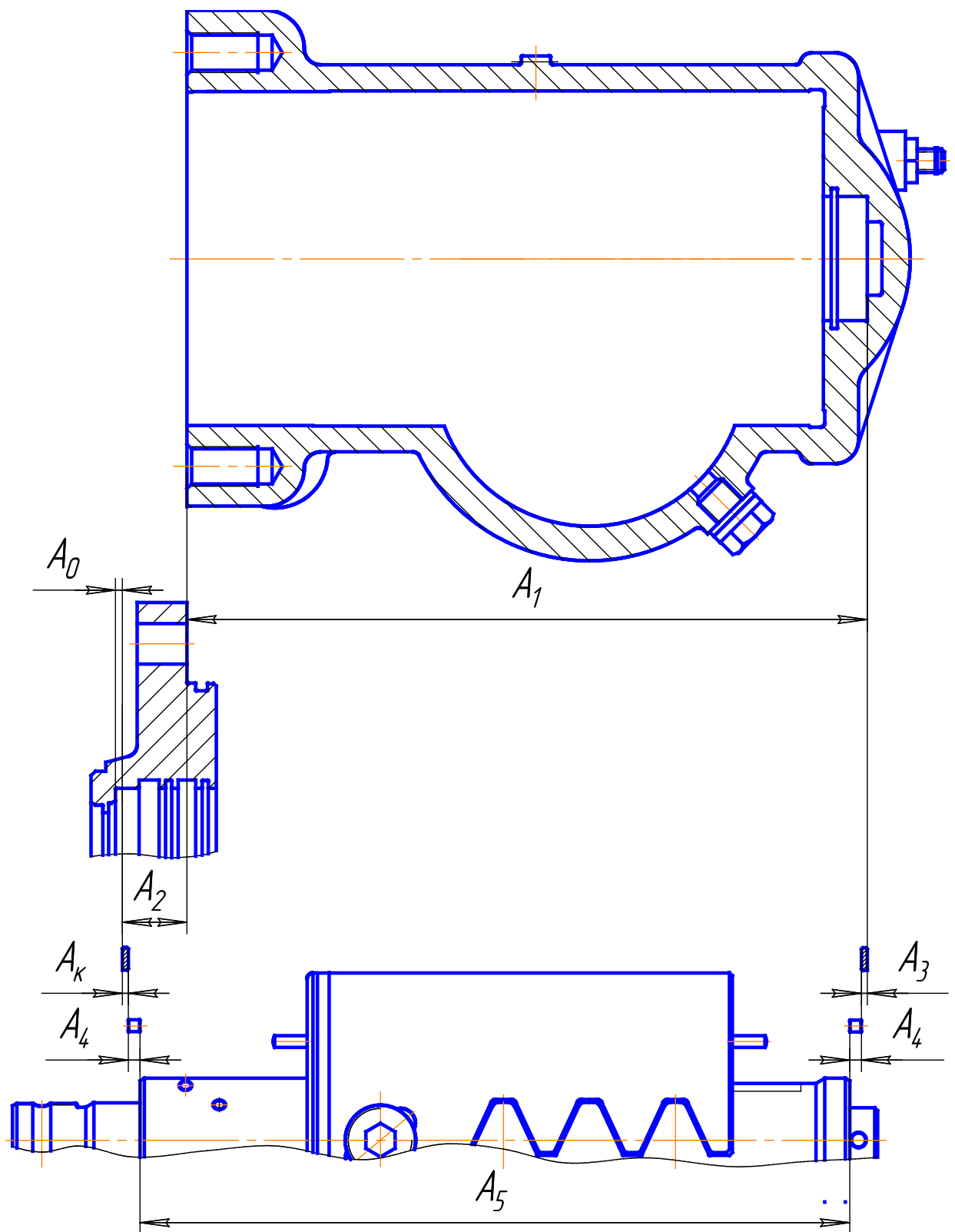


Рис. 1.1.2.2.2 Схема розмірного ланцюга повздовж кульково-гвинтової передачі КГГП

1.1.2.2 Розрахунок розмірного ланцюга повздовж вал-сектора (рис. 1.1.2.2.1)

Розрахунок проводиться з метою забезпечення гарантованого зазору A в з'єднанні в межах $0,2 \pm 0,1$ мм.

Таблиця 1.1.2.2.1

Вихідні дані

№ п/ п	Найменування параметра	Позначен ня	Одиниця виміру	Джерело інформації	Значення для даного прикладу
1	2	3	4	5	6
1	Вихідна ланка	A_0	мм		$0,2 \pm 0,1$
2	Складові ланки збільшуючи	A_1	мм	Креслення	148,6
3	Складові ланки зменшуючи	A_2 A_3 A_4 A_5	мм	Креслення	114 2,5 9,8 5
4	Складова ланка корегуюча	A_k	мм	Креслення	2,5
5	Значення одиниці допуску і для розмірів A_1 A_2 A_3 A_4 A_5	i_1 i_2 i_3 i_4 i_5	мкм	(1), частина 1 Табл. 3.3	2,52 2,17 0,55 0,9 0,73

1	2	3	4	5	6
6	Відхилення складових ланок розмірного ланцюга	A ₁ A ₂ A ₃ A ₄ A ₅			H14 h14 h14 h14 h14
7	Визначення способу розрахунку допусків складових ланок	-	-	(1), частина 2 Стор. 569	

Забезпечення даного зазору обумовлено необхідністю створення легкості обертання вала-сектора при роботі КГГП.

В той же час збільшення зазору недопустиме в зв'язку з наявністю осьових динамічних коливань вала при роботі КГГП в штатному режимі.

Таблиця 1.1.2.2.2

Розрахунок

№ п/ п	Визначає мий параметр	Розрахункова формула	Розрахунок
1	2	3	4
1	Визначаємо коефіцієнт квалітету по кількості одиниць допуску	$\alpha = \frac{TA_0(\text{мкм})}{i_1 + 2i_2 + 2i_3 + i_4}$	$\alpha = \frac{100}{2,52 + 2,17 + 0,55 + 0,9 + 0,73 + 0,55 + 0,9 + 0,73} = 11$

1	2	3	4
2	Визначаємо квалітет для котрого $\alpha=11$ по (1), частина 2, табл.1.8		Визначена кількість одиниць відповідає приблизно шостому квалітету
В зв'язку з тим, що не можна забезпечити виробництво по шостому квалітету умовно приймаємо одинадцятий квалітет			
3	Визначаємо допуски для складових ланок		$TA_1=252$ мкм $TA_2=217$ мкм $TA_3=55$ мкм $TA_4=90$ мкм $TA_5=73$ мкм
4	Перевіряємо додержання умов розмірної ланки	$TA_0 \geq TA_1 + 2TA_2 + 2TA_3 + TA_4$	$TA_0 = 252 + 217 + 2 \cdot 55 + 2 \cdot 90 + 2 \cdot 73 = 905$
В зв'язку з тим, що сума допусків складових ланок значно перевищує допуск замикаючої ланки збільшуємо номінальне значення замикаючої ланки на величину суми допусків складових ланок і вводимо для неї значення допуску який дорівнює сумі допусків складових ланок			

1	2	3	4
5	Визначаємо допуск корегуючої ланки	$TA_k = TA_0 - (TA_1 + 2TA_2 + 2TA_3 + TA_4)$	$TA_k = 1000 - (252 + 217 + 55 + 2 \cdot 90 + 2 \cdot 73) = 250$
6	Визначаємо відхилення для складових ланок з урахуванням п.6 табл. 11.1		$A_1 = 148,6 \text{ Н11}(+0,25)$ $A_2 = 114 \text{ h11}(-0,21)$ $A_3 = 2,5 \text{ h11}(-0,055)$ $A_4 = 9,8 \text{ h11}(-0,09)$ $A_5 = 5 \text{ h11}(-0,073)$

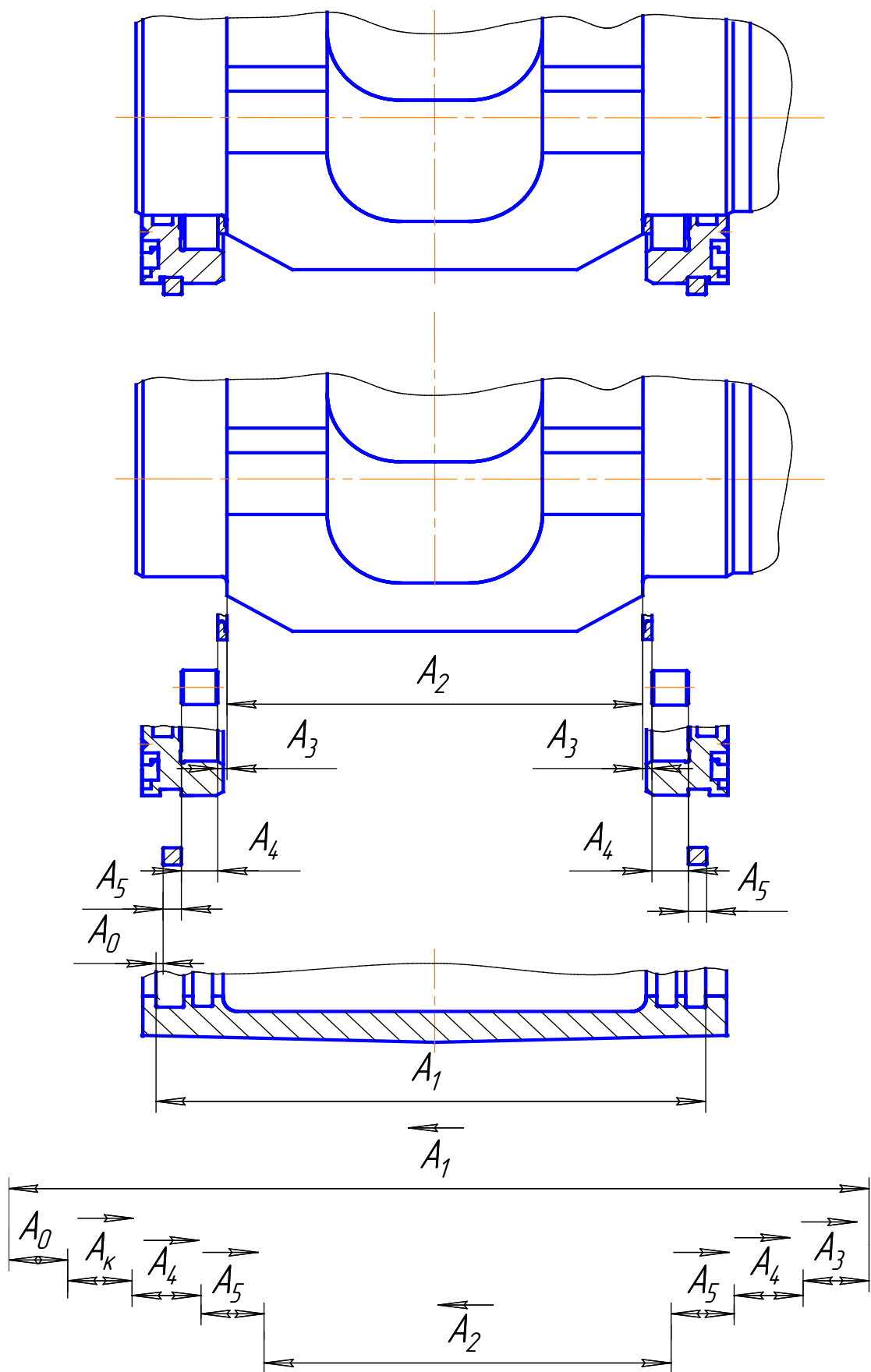


Рис.1.1.2.2.1 Розрахунок розмірного ланцюга повздовж вал-сектора

1.1.3 Опис планетарно-цвчковоо гдропдсилувача (ПЦГП)

Призначення: Планетарно-цвчкові гдропдсилувачі (далі ПЦГП) призначені для рульового управління транспортними засобами зі швидкостями руху 60 км/год. Керування здійснюється за рахунок механічних передач з гдропдсиленням.

1.1.3.1 Устрій ПЦГП

Для пояснення устрою і принципу дії розглянемо гдрокінематичну схему рис. 1.1.3.1.

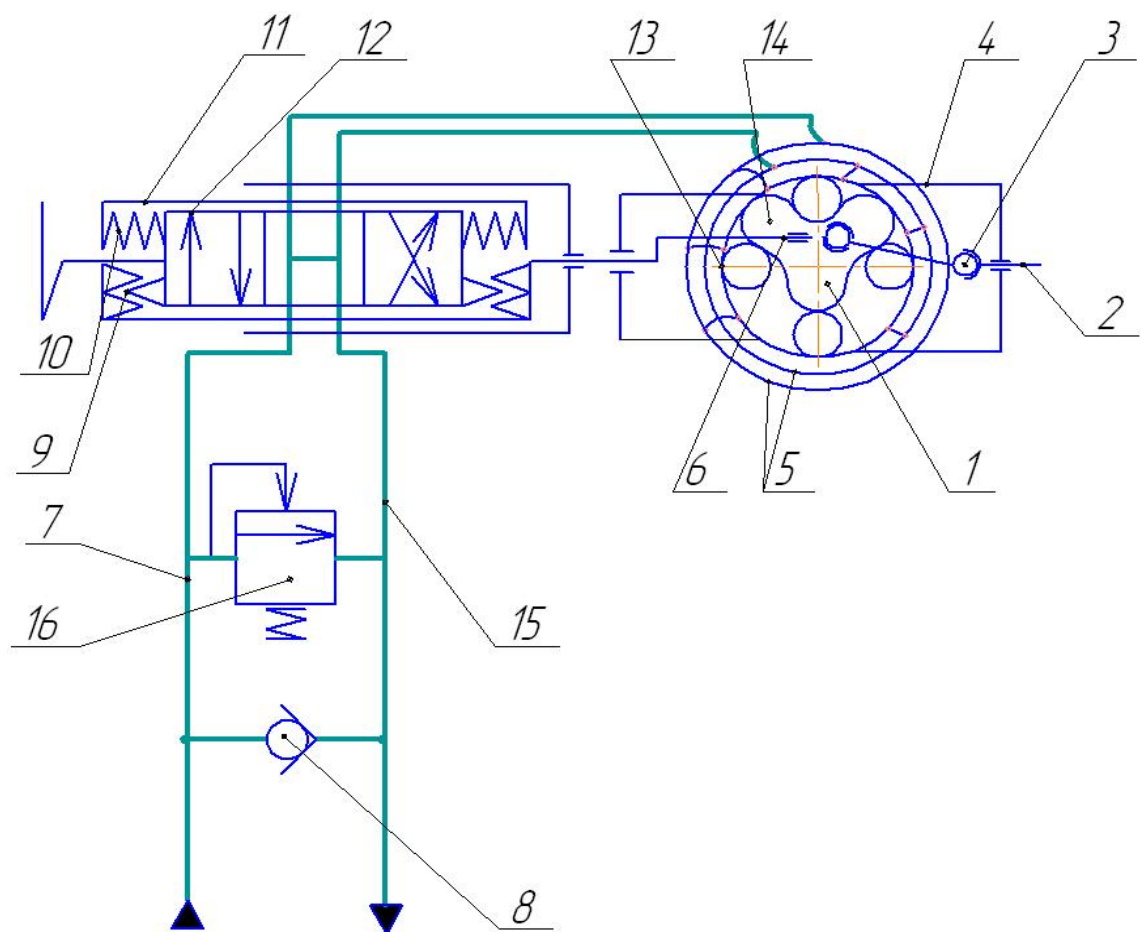


Рис. 1.1.3.1 Гдрокінематична схема ПЦГП

1 – позацентрова епіциклоїдальна цвччна передача внутрішнього зачеплення (ПЕЦПВЗ); 2 – вал сошки; 3 – кардан; 4 – картер; 5 – гдравлічний розподільник крокового типу; 6 – ексцентриковий вал; 7 – магістраль напору; 8 – зворотній клапан; 9 – муфта; 10 – пружний елемент гдропдсилувача; 11 – зовнішній золотник гдропдсилувача; 12 – внутрішній золотник гдропдсилувача; 13 – статор ПЕЦПВЗ; 14 – ротор ПЕЦПВЗ; 15 – магістраль зливу; 16 – клапан.

ПЦГП складається із декількох елементів розміщених в єдиному картері

1. Тобто:

- гідравлічного розподільника утвореного зовнішнім 11 і внутрішнім 12 золотниками, пружним елементом 10, муфти передачі крутного моменту 9;
- напірної 7 і зливної 15 магістралей;
- запобіжного 16 і зворотнього 8 клапанів;
- карданної передачі утвореної карданом 3 і валом сошки 2.

1.1.3.2 Конструктивне виконання та принцип дії ПЦГП

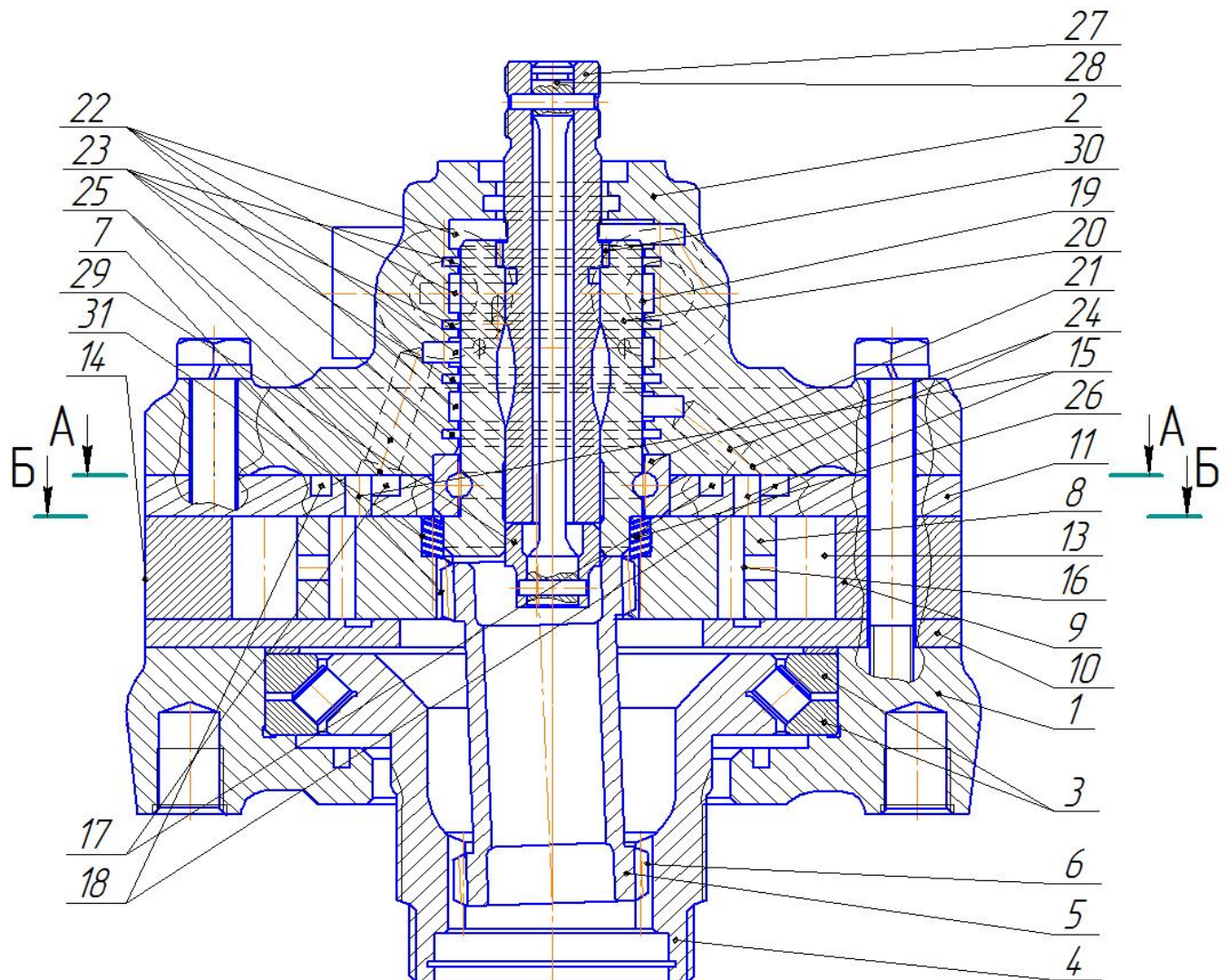


Рис 1.1.3.2.1 Планетарно-цівковий гідропідсилювач

На рис. 1.1.3.2.1 представлений поздовжній розріз гідравлічного підсилювача, що містить два співвісних корпуси циліндричної ступінчастої форми 1 й 2, з'єднаних за допомогою кріпильних елементів, (не показано) із забезпеченням взаємної співвісності й кутової фіксації. У першому з них 1 на підшипнику кочення 3 кінематично розміщений вихідний вал 4, за допомогою карданного вала 5, що утворює евольвентне шліцьове з'єднання 6 й 7, пов'язаний з ротором 8. Ротор 8 утворює з статором 9 позацентричну епіциклоїдальну цівочну передачу внутрішнього зачеплення, що утворює разом з розподільними дисками 10 й 11 проставку між двома корпусами 1 й 2.

Обговорена передача 8, 9 представлена на рис 1.1.3.2.3, розріз Б-Б.

Епіциклоїдальний профіль 12 ротора 8 взаємодіє з цівками 13 утворюючи статор 9 в складі з корпусом 14, при обговореному розташуванні ротора 8 й цівок 13, утворюючих герметично ізольовані один від одного камери 15. Камери 15 пов'язані з напорною й зливною магістралями комплектами отворів 16 у роторі .

Для з'єднання камер 15 з напорною або зливною магістралями застосований розподільний диск 11, рис. 1.1.3.2.2, розріз А-А.

Диск 11 через герметично ізольовані один від одного канали 17 й 18 з'єднує обговорені камери з обговореними магістралями.

У другому ступені осьового отвору ротора 8 встановлені навиті ролики 31, які утворюють з зовнішньою поверхнею 26 гільзи 20 підшипник кочення. Зовнішній циліндр 19 зміщений щодо зовнішнього циліндра 26 на величину ексцентриситету передач 8, 9.

Обговорена гільза 20 є зовнішнім золотником, розташована в осьовому отворі корпуса 2, закріплена в ньому з можливістю обертання за допомогою радіально-упорного підшипника кочення 21.

В обговореному осьовому отворі корпуса 2 виконаний комплект кільцевих канавок 22, з'єднуючих напірну й зливну магістраль з робочими камерами 15 передач 8, 9.

Крім того виконані комплекти канавок 23 під ущільнювальні кільця.

Канали 24 й 25 зв'язують напірну й зливну магістраль через розподільний диск 11 з відповідними камерами 15 передач 8, 9.

Гідророзподільник працює в такий спосіб: при повороті вхідного вала 27 у межах бічного зазору шліцьового сполучення 30, взаємодіючи повздовжні канавки, які розташовані на зовнішній циліндричній поверхні обговореного вала 27 і внутрішньої циліндричної поверхні гільзи 20 утворюють одночасно позитивні й негативні перекриття суміжних каналів для проходження робочої рідини в опозитні канали 24 й 25.

При цьому один з каналів зв'язується зі зливом, а другий, з напором, створюючи в передачі 8, 9 комплект напірних і зливних камер 15.

Перепад тиску в передачі 8, 9 забезпечує виникнення крутного моменту, що повертає ротор 8 щодо нерухомого статора 9.

Таким чином, ротор 8 через карданний вал 5 передає обертання вихідному валу 4. Позацентрова епіциклоїдальна цівкова передача внутрішнього зачеплення 8, 9 має передаточне відношення i , визначаєме по формулі :

$$i = \frac{Z_{cm}}{Z_{cm} - Z_{pom}} \quad (1.1)$$

де Z_{pom} – число зубців ротора, Z_{cm} – число зубців статора.

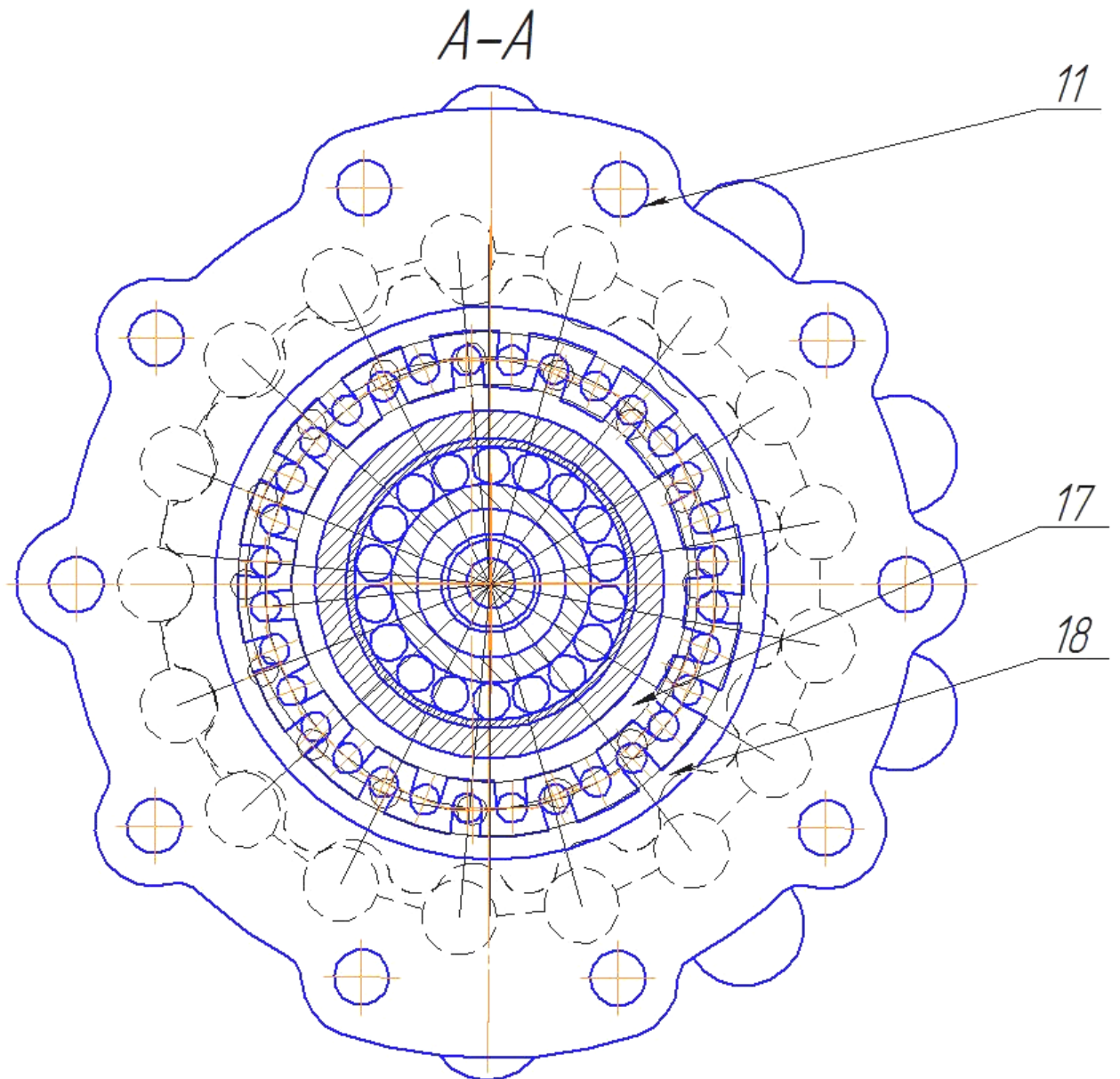


Рис. 1.1.3.2.2 Розріз по розподільному диску

За рахунок наявності обговореного передавального відношення здійснюється механічне посилення крутного моменту від вхідного вала 27 до вихідного вала 4, при непрацюючій гідравліці .

Таким чином передача 8 і 9 несе подвійну функцію:

- при працюючій гідравліці здійснює функцію гідромотора, що передає крутний момент на вихідний вал;
- при непрацюючій гідравліці виконує функцію механічного підсилювача з передаточним відношенням і.

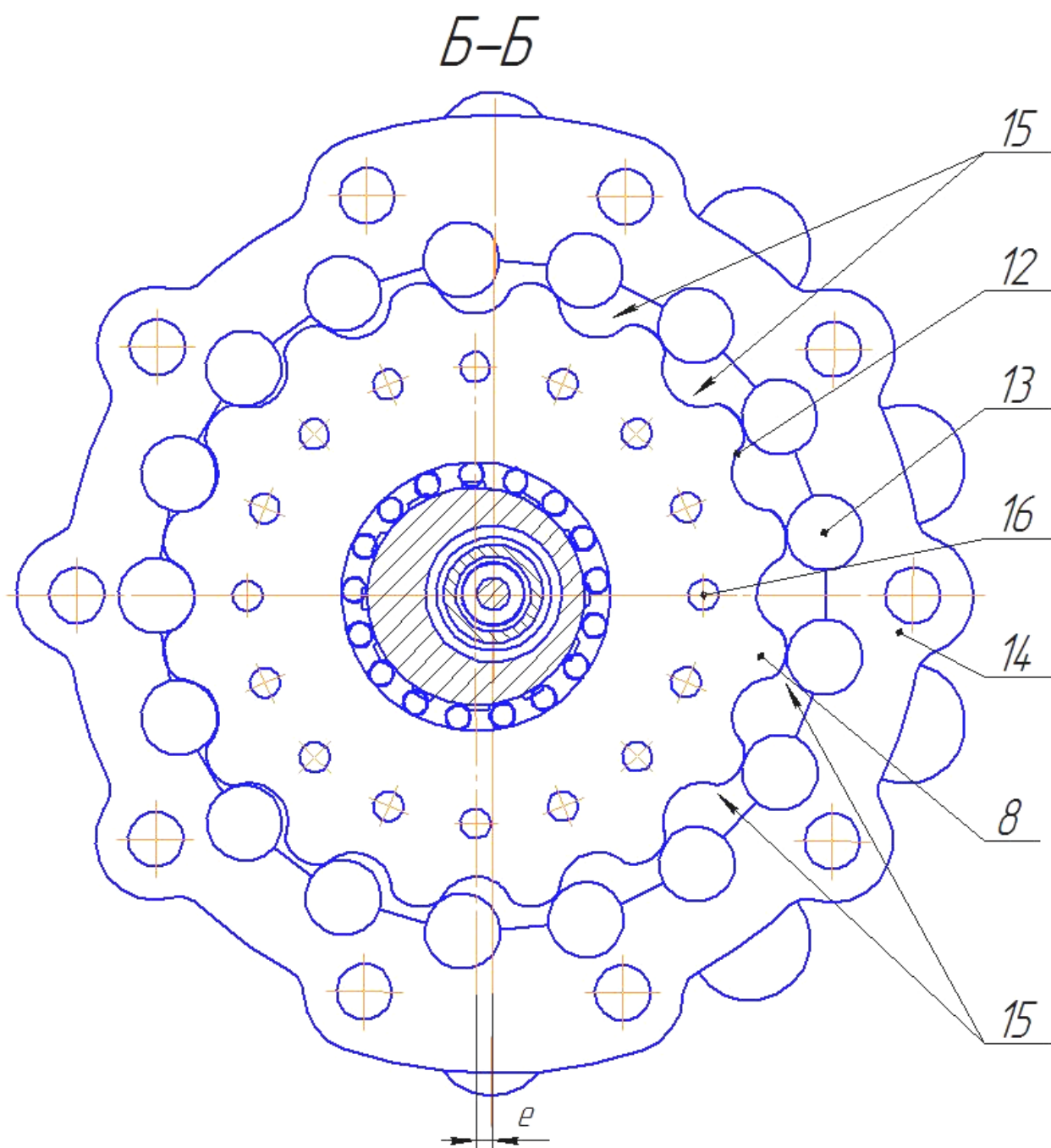


Рис. 1.1.3.2.3 Позацентроїдна епіциклоїдальна передача внутрішнього зачеплення

1.1.4 Розмірний аналіз вузла та складальних одиниць ПЦГП

Розмірний аналіз вузла та складальних одиниць виконується з метою визначення можливості збільшення полів допусків окремих складальних одиниць при умові забезпечення працездатності.

Розмірний аналіз проводиться теоретично-імовірним методом при серійному виробництві і методом – max-min при виготовленні дослідних зразків або нестандартних виробів.

В даному розмірному аналізі застосовується теоретико-імовірний метод.

Крім вказаних способів при здійсненні розмірного аналізу застосовують методи:

1. Метод рівних допусків;
2. Метод допусків одного квалітету.

В даному розмірному аналізі застосовується метод допусків одного квалітету.

1.1.4.1 Розрахунок розмірного ланцюга повздовж планетарної передачі ПЦГП (рис. 1.1.4.1)

Розрахунок проводиться з метою забезпечення зазору A_0 між торцями ротора і радіально-упорного підшипника кочення в межах $0,5 \pm 0,2$ мкм.

Таблиця 1.1.4.1.1

Вихідні дані

№ п/ п	Найменування параметра	Позначення	Одиниця виміру	Джерело інформації	Значення для даного прикладу
1	2	3	4	5	6
1	Вихідна ланка	A_0	мм		$0,5 \pm 0,2$
2	Складові ланки збільшуючи	A_1 A_2	мм	Креслення	9,6 35
3	Складові ланки зменшуючи	A_3	мм	Креслення	13
4	Значення одиниці допуску i для розмірів A_1 A_2 A_3	i_1 i_2 i_3	мкм	(1), частина 1 Табл. 1.8	0,9 1,5 1,08

1	2	3	4	5	6
5	Відхилення складових ланок розмірного ланцюга	A ₁ A ₂ A ₃			h6 H10 h10
6	Визначення способу розрахунку допусків складових ланок	-	-	(1), частина 2 Стор. 569	

Таблиця 1.1.4.1.2

Розрахунок

№ п/ п	Визначаємий параметр	Розрахункова формула	Розрахунок
1	2	3	4
1	Визначаємо коефіцієнт квалітету по кількості одиниць допуску	$\alpha = \frac{TA_0(\text{мкм})}{i_1 + i_2 + i_3}$	$\alpha = \frac{100}{0,9 + 1,5 + 1,08} = 28,7$
2	Визначаємо квалітет для котрого $\alpha=3$		Визначена кількість одиниць відповідає приблизно п'ятому квалітету
3	Визначаємо допуски для складових ланок		TA ₁ =52 мкм TA ₂ =25 мкм TA ₃ =10 мкм

1	2	3	4
4	Перевіряємо додержання умов розмірної ланки	$TA_0 \geq TA_1 + TA_2 + TA_3$	$TA_0 = 52 + 25 + 10 = 87$
5	Визначаємо допуск корегуючої ланки	$TA_k = TA_0 - (TA_1 + 2TA_2 + 2TA_3 + TA_4)$	$TA_k = 100 - (52 + 25 + 10) = 23$
6	Визначаємо відхилення для складових ланок з урахуванням п.6 табл. 11.1 та п.3 табл. №1.2		$A_1 = 9,6 \text{ H7}(+0,052)$ $A_2 = 35 \text{ H7}(+0,0025)$ $A_3 = 13 \text{ h7}(-0,001)$

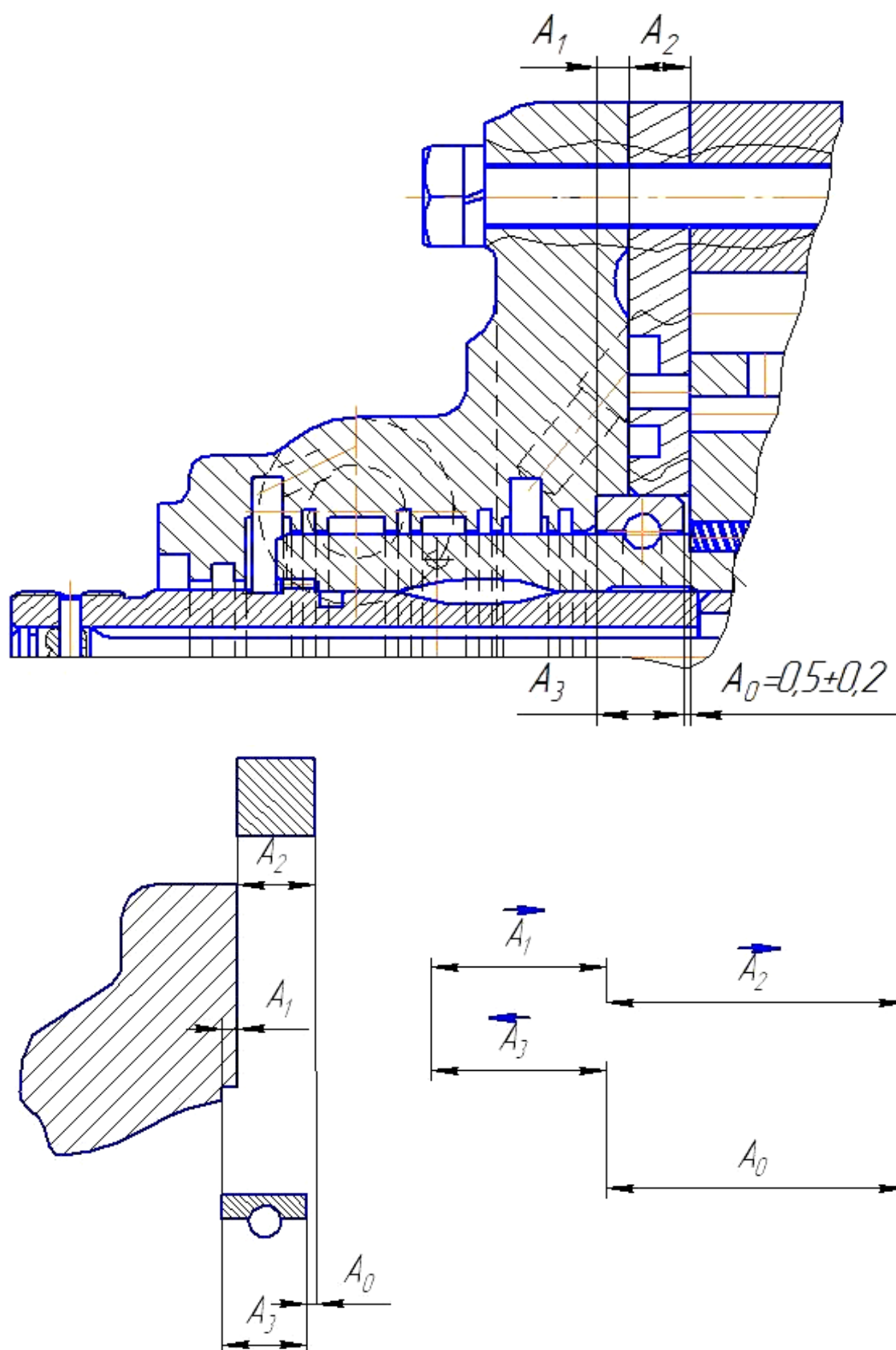


Рис. 1.1.4.1 Розмірний аналіз вузла та складальних одиниць ПЦГП

1.2 Оціночні показники об'єктів діагностування

Момент на рульовому валу, що відповідає вмиканню підсилювача M_p^o . Крутний момент на рульовому валу, який відповідає виникненню тиску в напорній магістралі, що перевищує тиск зливу і тиск холостого ходу p_0 .

Крутний момент визначає необхідну і достатню жорсткість торсіона.

Момент на рульовому валу M_p^{max} , який відповідає тиску p^{max} .

Крутний момент на рульовому валу, що відповідає досягненню тиску p^{max} .

Максимальний момент на валу сошки M_c^{max} . Крутний момент на валу сошки, що відповідає робочому значенню тиску в напірній магістралі гідропідсилювача.

Максимальний робочий тиск p^{max} – тиск який відповідає значенню максимального моменту на валу сошки.

Тиск холостого ходу p_0 . Різниця тисків в напірній і зливній магістралі при нейтральному положенні рульового вала.

Тиск холостого ходу визначає достатність прохідних каналів гідравлічного розподільника.

Його можна регламентувати значеннями об'ємної подачі рідини через розподільник, при якій утворюється вищезгадане значення тиску.

Тиск нецентрування, Δp_0 . Перевищення тиску в напірній магістралі над тиском холостого ходу, що викликає не повернення рульового вала в нейтральне положення при його звільненні після повороту. Тиск нецентрування визначає наявність несиметричності гідравлічного розподільника внаслідок тертя взаємодіючих поверхонь, недостатньої жорсткості торсіона, неточності з'єднань торсіона і зовнішнього золотника.

Гідравлічний люфт α_0 . Сумарний кут повороту рульового вала в обох напрямках, у межах якого не відбудеться підвищення тиску вище значень тиску холостого ходу p_0 . Гідравлічний люфт визначає зону нечуттєвості гідропідсилювача.

Ефективність реактивної властивості розподільника. Оцінка кореляції між прирощенням моменту на рульовому валу ΔM_p та прирощенням тиску $\Delta \rho$ в напорній магістралі. Ефективність регламентується коефіцієнтом ефективності розподільника K_r^p значення якого визначається по формулах:

$$K_r^p = \frac{\Delta M_p}{\Delta \rho}, \quad (1.1)$$

для випадку коли вихідний вал гідروпідсилювача заблокований

$$K_r^p \frac{\Delta M_p}{\Delta Q}, \quad (1.2)$$

для випадку, коли вихідний вал гідропідсилювача навантажений нормованим навантаженням.

Ефективність реактивної властивості гідропідсилювачів

Оцінка кореляції між прирощенням моменту на рульовому валу ΔM_p та прирощенням моменту ΔM_c на вихідному валу гідропідсилювача в межах $\pm 0,1 M_c^{max}$. Ефективність регламентується коефіцієнтом ефективності гідропідсилювача K_r^{2n} , значення якого визначаються по формулі:

$$K_r^{2n} = \frac{\Delta M_p}{\Delta M_c} \quad (1.3)$$

2. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

Створення схем поелементного і комплексного діагностування гідропідсилювачів

2.1 Розробка автоматизованої випробувально-діагностичної системи (АВДС)

2.1.1 Розробка структурної схеми АВДС

АВДС являє собою набір апаратних і програмних засобів, структура та характеристики яких визначаються складністю та фізичними принципами функціонування об'єктів контролю та діагностики, а також потребами та задачами, виконуваними при використанні АВДС рис. 2.1.1.2.

Об'єкт контролю має у своєму складі прилади, які потребують для контролю їх роботоздатності генерування та виміру електричних низькочастотних і СВЧ сигналів, пневматичних, механічних, та інших дій. Сам процес контролю та діагностики являє собою розгорнуту у часі послідовну подачу на об'єкт контролю стимулюючі дії, вимір та обробку певних реакцій. В більшості випадків цей процес відбувається у реальному масштабі та часі, що накладає додаткові потреби на швидкодію системи контролю та організацію обробки сигналів з об'єкту контролю. Однією з найважливіших умов, які необхідно мати на увазі при формуванні структури, є вимоги функціонування АВДС. Це може бути технологічний процес, де проводиться контроль по принципу «пригодне-брак», чи процес вивчення та наладки складних приладів, потребуючих обробку, аналіз, накопичення результатів, реєстрацію їх з активним прийманням участі людини-оператора.

Структуру апаратних засобів АВДС умовно можна розділити на ряд підсистем рис. 2.1.1.1.

В спеціальну підсистему входять прилади, які беруть участь у контролі параметрів, специфічних для одного типу ОД. Вона може містити у своєму складі різні первинні вимірюючі перетворювачі та нормалізатори, які

перетворюють спеціальні вихідні сигнали, наприклад, тиск або переміщення в типові сигнали, такі як напруга постійного струму або код. Крім цього в дану підсистему входять спеціальні стимулюючі генератори, формуючі тестові сигнали.

На відміну від спеціальної підсистеми універсальних генераторів та перетворювачів - це набір широкодіапазонних пристроїв, забезпечуючих генерування довільної форми напруги, синусоїдальних та імпульсних сигналів в ВЧ діапазоні, вимір та перетворення їх характеристик. Ці підсистеми обидві повинні забезпечувати модульність при побудові комплексу – підключення до одного з стандартних інтерфейсних каналів для управління і передачі даних.

Підсистема комутації є одною з складних та різномірних підсистем. Вона також може бути умовно розбита на дві частини – спеціалізовану та універсальну щодо типів сигналів, які необхідно транслювати між АВДС і ОД.

Пристрої, необхідні для програмної реалізації процесу автоматичного контролю та діагностики і для остаточної обробки і накопичення інформації, складають підсистему обробки та управління. Сюди, як правило, входять ЕОМ, запам'ятовуючі пристрої, елементи внутрішньосистемного обміну і т.д.

Важливе місце в апаратурі займає підсистема, до якої входять пульт управління та індикації, а також реєструючий пристрій.

На рис. 2.1.1.1 показана структура агрегатованого МКДК з централізованим управлінням. Агрегатування в ньому здійснюється на рівні підсистем управління (процесор, ОЗУ, ППЗУ), реєстрації та індикації (пристрій реєстрації, пульт оператора, дисплей), комутації (комутатори), генерування та перетворення сигналів у низькочастотному діапазоні (універсальні перетворювачі і генератори). В якості центрального процесора застосована мікро-ЕОМ, що дозволяє вирішити всі завдання контролю технічного стану об'єктів.

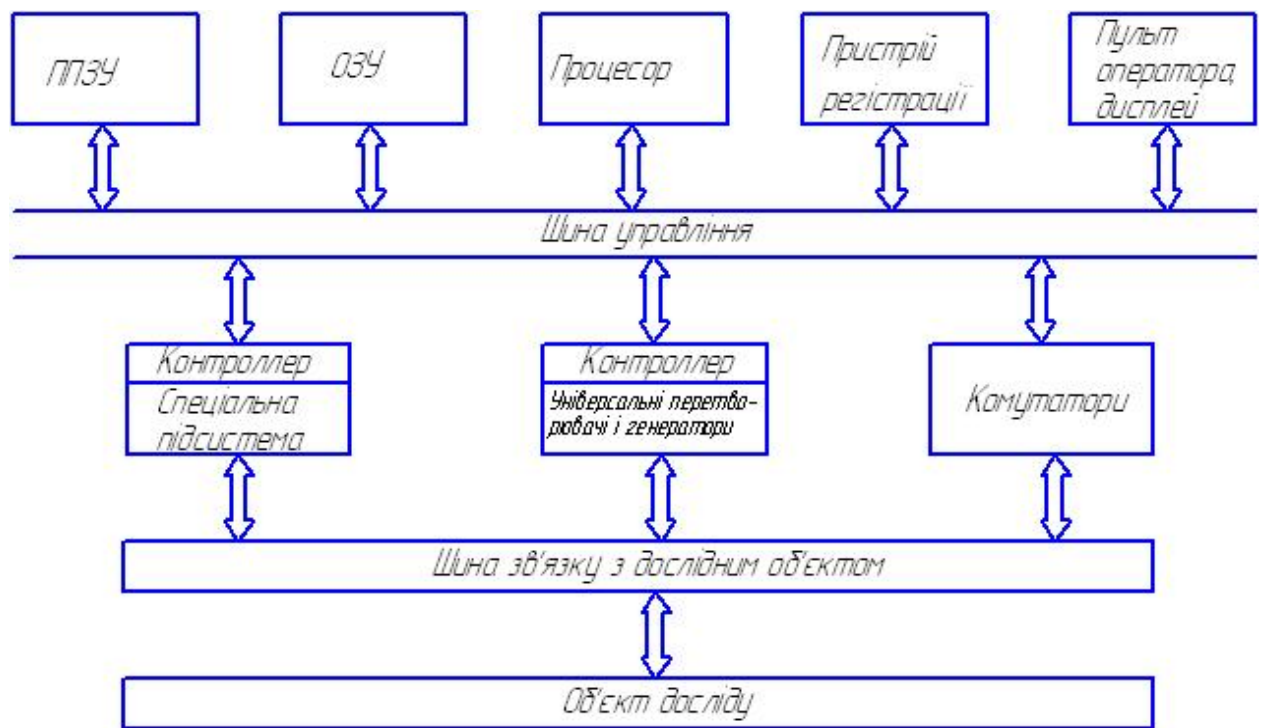


Рис. 2.1.1.1 Структурна схема АВДС

2.1.2 Устрій автоматизованої випробувально-діагностичної системи (АВДС)

До складу АВДС входять три незалежні модулі:

- модуль навантаження гідропідсилювача (МН);
- модуль привода КГГП (МП);
- модуль живлення гідропідсилювача (МЖ).

Кожний із перерахованих модулів працює в автономному режимі, запрограмованому відповідними робочими програмами, зосередженими на обчислювальному пристрої.

2.1.2.1 Модуль навантаження гідропідсилювача

Модуль навантаження гідропідсилювача (МН) (рис. 2.1.2.1) вміщує гідромотор навантаження 24, розподільник гідромотора навантаження 25, насос живлення 5 і регулюємий дросель магістралі зливу 27. Крім того модуль оснащений датчиком крутного моменту 37, диференційним датчиком тиску 28.

Виконавчі елементи модуля навантаження (розподільник 25, регулюємий дросель 27) пов'язані з цифро-аналоговим перетворювачем 21, а датчик крутного моменту 37 і диференційний датчик тиску 28 пов'язані з аналогово-цифровим перетворювачем 20.

Модуль навантаження забезпечує необхідне навантаження гідропідсилювача при здійсненні діагностування на різних робочих режимах.

2.1.2.2 Модуль привода КГГП

Модуль привода (МП) (рис. 2.1.2.1) вміщує гідромотор привода 16, який взаємодіє з розподільником 15. Робоча рідина в гідромотор подається насосом живлення 9, який працює від електродвигуна з перемінною частотою 11. Регулювання необхідного крутного моменту на гідромоторі здійснюється

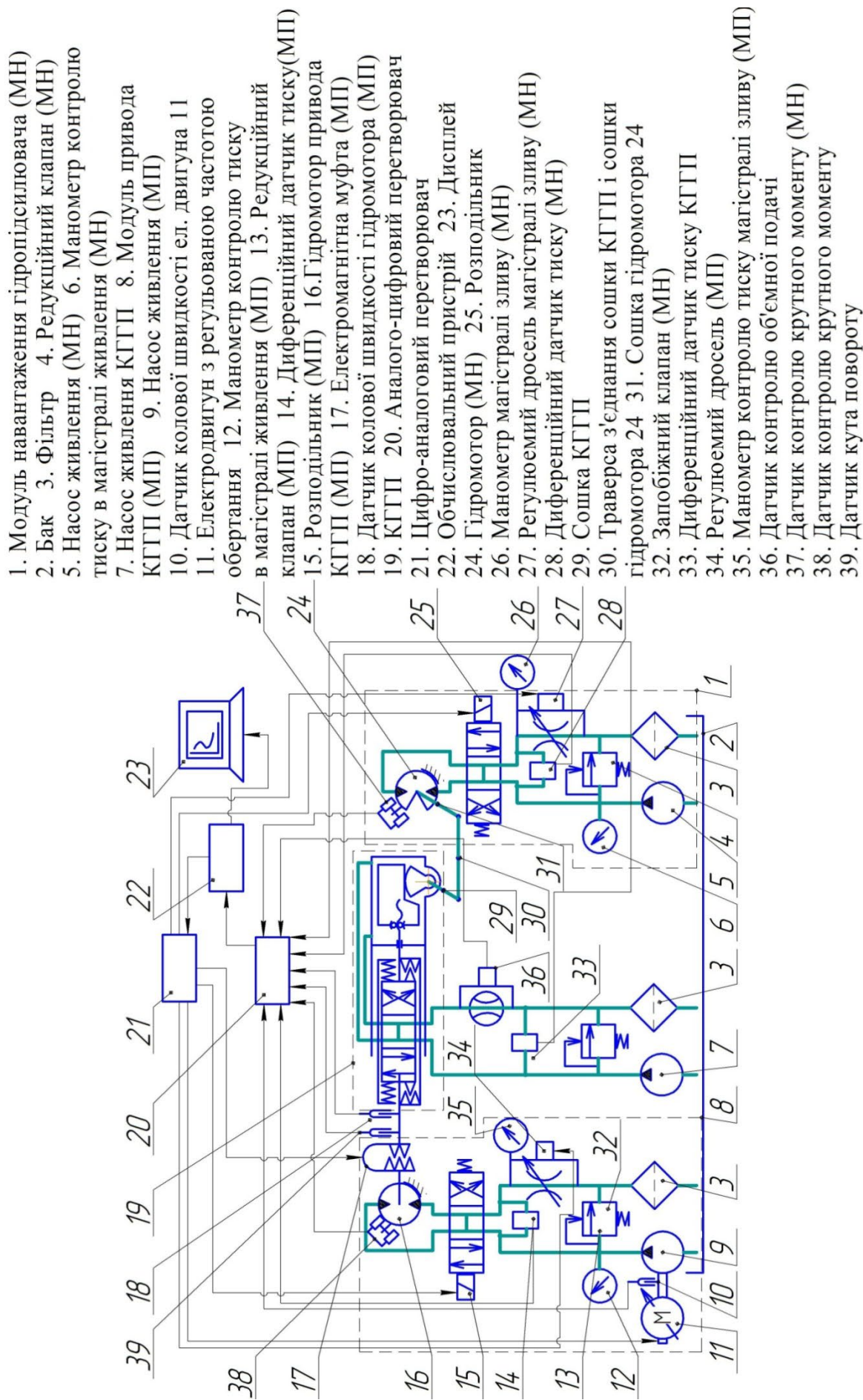


Рис. 2.1.2.1 Гідрокінематична схема автоматизованої випробувально-діагностичної системи для визначення оціночних показників гідропідсилювачів

за рахунок регулюемого дроселя 34, а регулювання необхідної частоти обертання здійснюється за рахунок електродвигуна перемінної частоти 11.

Модуль оснащений датчиком колової швидкості електродвигуна 10 і датчиком крутного моменту на гідромоторі 38. Виконавчі органи МП пов'язані з цифро-аналоговим перетворювачем 21, а датчики – з аналогово-цифровим перетворювачем 20.

2.1.2.3 Модуль живлення КГГП

Модуль живлення КГГП (МЖ) (рис. 2.1.2.1) вміщує насос живлення 7, датчик контролю об'ємної подачі 36, диференційний датчик тиску 33. Датчик контролю об'ємної подачі 36 забезпечує контроль об'ємної подачі. Датчики 33 і 36 пов'язані з аналогово-цифровим перетворювачем 20.

2.1.2.4 Принцип дії АВДС (рис 2.1.2.1)

Об'єкт діагностики КГГП або ПЦГП встановлюється і закріплюється в необхідному положенні. Його вихідний вал пов'язаний траверсою 30 з гідромотором навантаження 24. Вхідний вал пов'язаний з гідромотором привода 16. Зв'язок з гідромотором привода здійснюється через електромагнітну муфту 17.

На вхідному валу об'єкта діагностики встановлюються датчики кута повороту 39 і колової швидкості 18. Обидва датчики пов'язані з аналогово-цифровим перетворювачем 20. Напорна і зливна магістралі об'єкта діагностики пов'язані з модулем живлення.

Діагностична система працює слідуючим чином: програма випробувань задається програмоносієм 22, який керує виконавчими елементами МП, МН і МЖ через цифро-аналоговий перетворювач 21. Інформація по фактичним значенням регулюємих параметрів поступає на обчислювальний пристрій від аналогово-цифрового перетворювача 20. Система працює в повністю автоматизованому режимі з виводом функційних характеристик гідропідсилювача на дисплей 23. Перед початком роботи система тестується

еталонним гідропідсилювачем, параметри якого були зняті попередньо на стендах поелементної перевірки.

Блок-схема функціонування АВДС представлена на рис. 2.1.2.2.

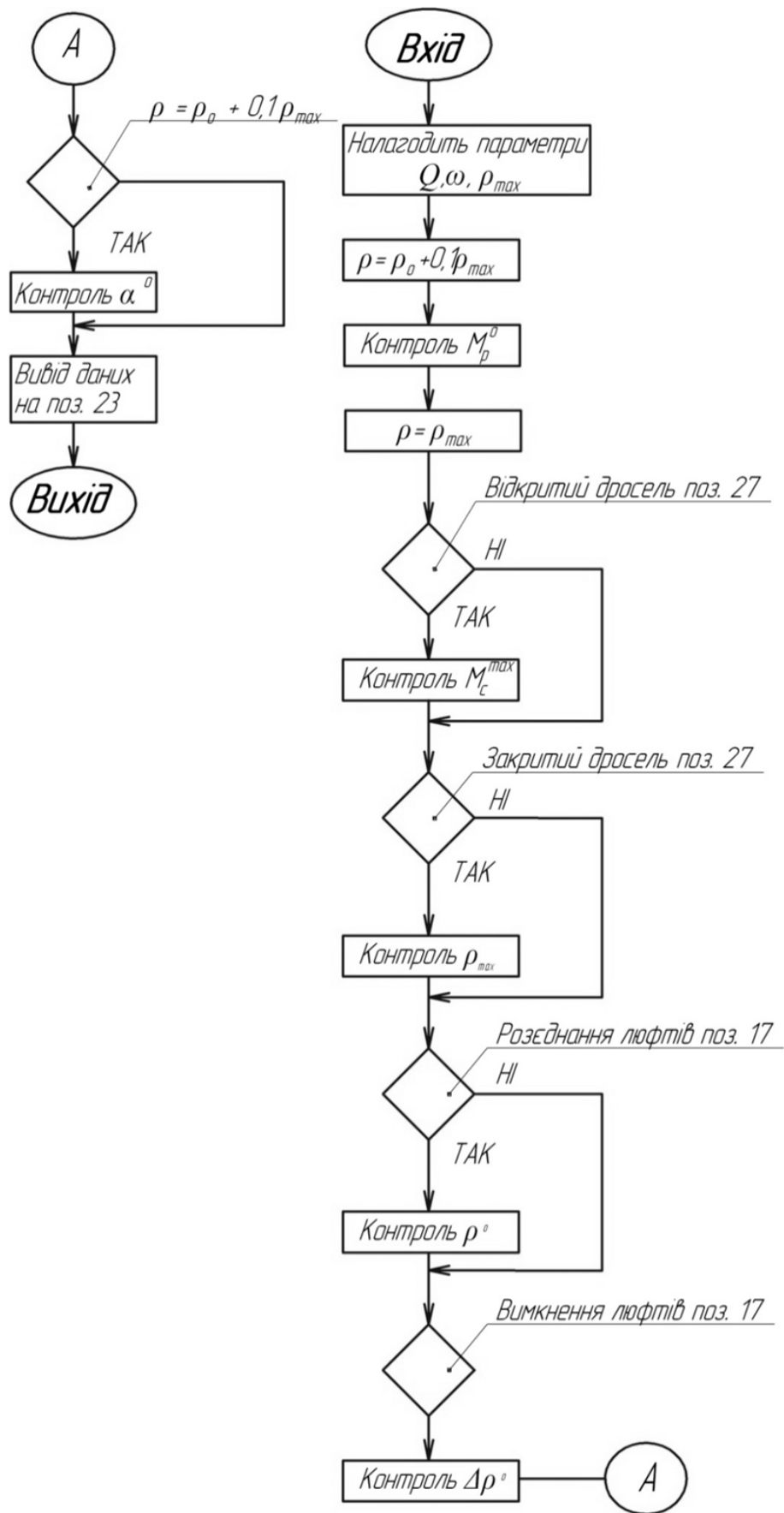


Рис. 2.1.2.2 Блок схема функціювання випробувань систем діагностування КГТП

2.2 Комплексне діагностування робочих характеристик КГГП, ПЦГП

2.2.1 Діагностування реактивної властивості механізму

Для дослідження загальної характеристики механізму КГГП, ПЦГП необхідно створити діагностичну систему у вигляді спеціального експериментального стенда, структурна схема якого представлена на рис.

2.2.1.1

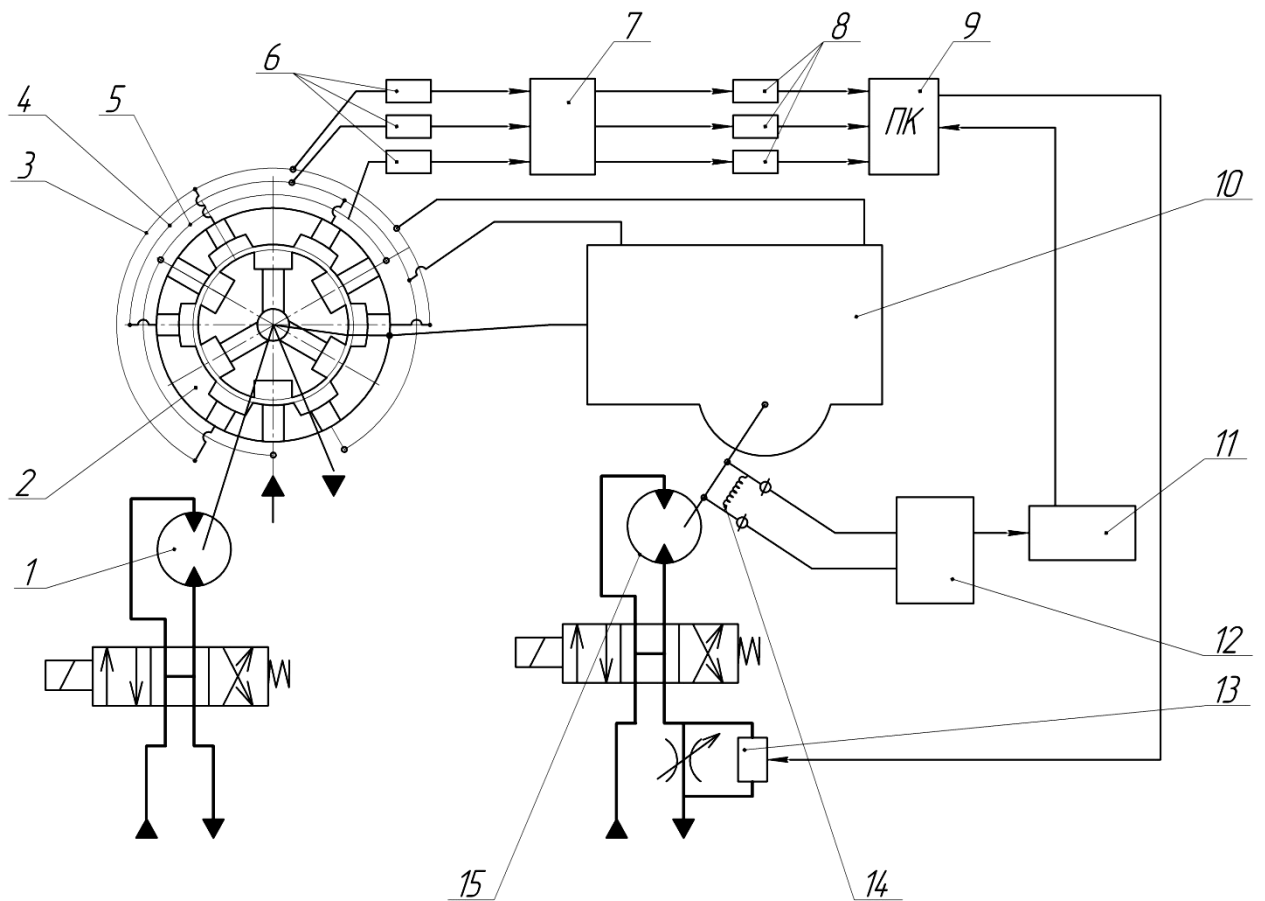


Рис. 2.2.1.1 Структурна схема експериментального стенда для діагностування загальної характеристики КГП

- 1 – гідромотор привода;
- 2 – розподільник;
- 3, 4, 5 – магістралі розподільника;
- 6 – датчики динамічного тиску в магістралях розподільника;
- 7, 12 – вимірювальний підсилювач;
- 8, 11 – цифрові осцилографи;
- 9 – програмно-обчислювальний блок;
- 10 – гідропідсилювач;
- 13 – оператор дроселя навантаження;
- 14 – тензодатчик;
- 15 – гідромотор навантаження.

Характеристику, показану на рис. 2.2.1.2, визначають тільки при випробуванні інтегрального рульового механізму й одержують безпосередньо, без перебудови з метою заміни осей координат.

Випробування необхідно проводити в прямому напрямку, із включеною подачею робочої рідини. Вал сошки навантажується зовнішнім моментом M_c у відповідності з такими вимогами: зовнішній момент рівний $(0,9-1,0) M_{сном}$ при проходженні рульовим валом середнього положення, а найбільша величина зовнішнього моменту при повороті рульового валу із краю в край рівна $(1,2-1,3) M_{сном}$.

Вихідним при проведенні випробування положенням рульового валу є положення, що відповідає повороту валу сошки в будь-яку сторону на 5-7 град. У цьому положенні до рульового вала прикладається активний момент, що забезпечує плавний поворот валу в протилежну сторону. Після повороту валу сошки в протилежну сторону на кут 5—7 град вал повертається з тією ж кутовою швидкістю у вихідне (повернуте) положення.

З характеристики на рис. 2.2.1.2 безпосередньо визначають наступні показники:

M_m – зона нечутливості рульового механізму по моменту на рульовому валу; $M_{сmax}$ – момент на валу сошки, що відповідає моменту M_{max} (який отриманий з характеристики $p(M)$ на рис. 2.2.3.3).

По характеристиці на рис. 2.2.1.2 обчислюється:

R – ефективність реактивної властивості гідравлічного підсилювача, що оцінюється зміною ΔM_m моменту на рульовому валу M на гілках його наростання, віднесеним до заданої зміни моменту на валу сошки $\Delta M_c = 0,10 M_{сmax}^{ліве} + 0,10 M_{сmax}^{праве}$ і обчислюється по формулі:

$$R = \frac{\Delta M_m}{\Delta M_c} \quad (2.10)$$

де $M_{сmax}^{ліве}$ і $M_{сmax}^{праве}$ – значення $M_{сmax}$ відповідно при лівому і правому поворотах рульового вала.

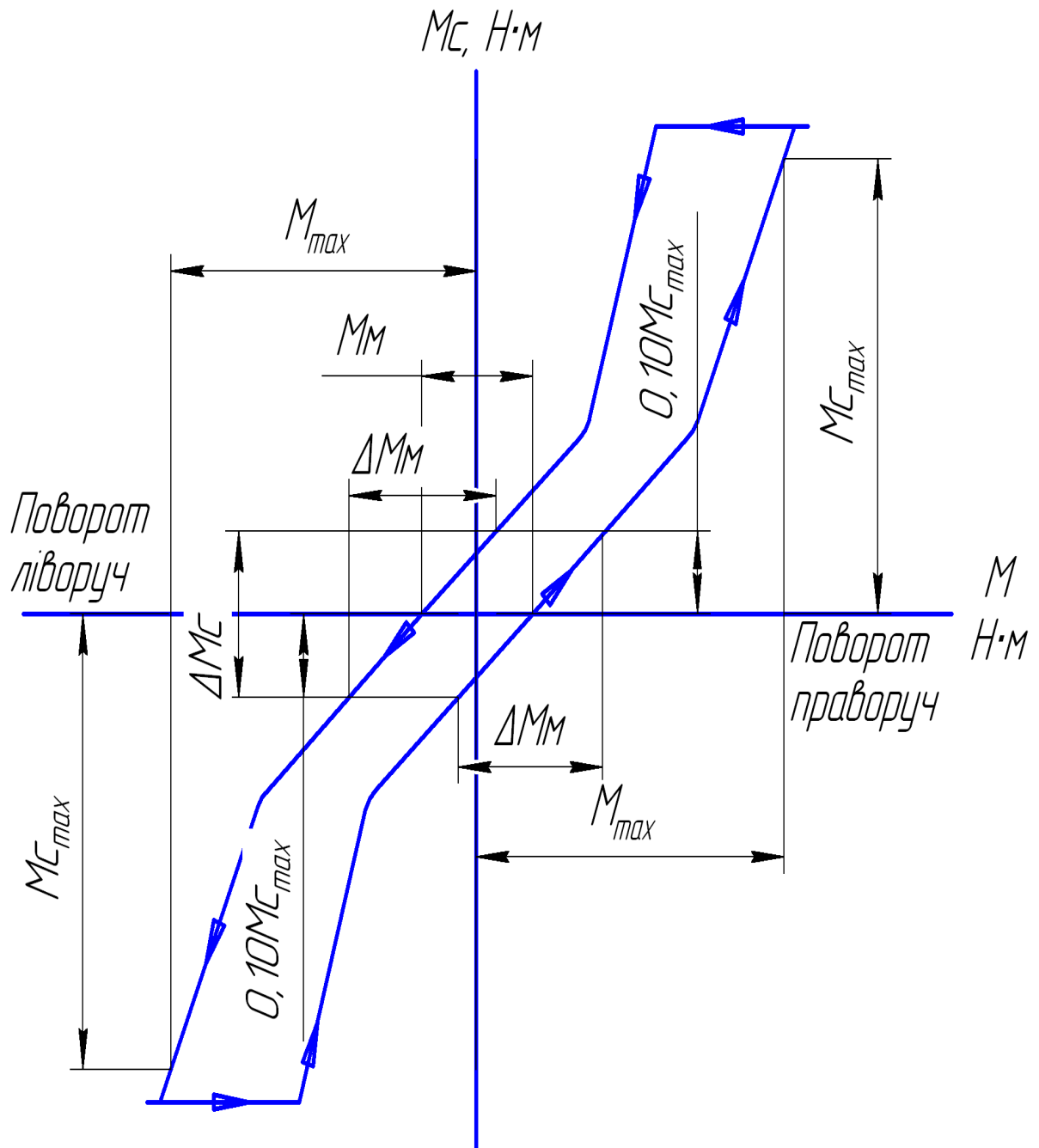


Рис. 2.2.1.2 Характеристика реактивної властивості механізму

M_c – момент на валу сошки; M – момент на рульовому колесі; M_{cmax} – момент на валу сошки, що відповідає тиску p_{max} ; M_{max} – момент на рульовому валу, що відповідає тиску p_{max} ; ΔM_M – приріст моменту на рульовому валу при збільшенні моменту на валу сошки на величину $\Delta M_c = 0,1(M_{cmax}^{ліве} + M_{cmax}^{праве})$).

2.2.2 Діагностування кінематичної характеристики КГГП, ПЦГП

Вал сошки рульового механізму звільняють від навантаження. Рульове колесо плавно зі швидкістю від 0,2 до 0,3 об/с обертають із середнього положення в крайнє і назад до упору і знову в середнє.

З характеристики на рис. 2.2.2 безпосередньо визначають наступні показники:

α_{Σ} - кут повороту рульового вала із одного крайнього положення в інше;

θ_{Σ} - кут повороту вала сошки із одного крайнього положення в інше.

По кінематичній характеристиці рульового механізму $\theta = f(\alpha)$ розраховують:

n_{Σ} - кількість поворотів рульового вала із краю в край;

i – передавальне відношення рульового механізму (i_{const} – для рульових механізмів с постійним передавальним відношенням; i_{var} – для рульових механізмів з перемінним передавальним відношенням) по формулах:

$$n_{\Sigma} = \frac{\alpha_{\Sigma}}{360^{\circ}}, \quad (2.11)$$

$$i_{const} = \frac{\alpha_{\Sigma}}{\theta_{\Sigma}}, \quad (2.12)$$

$$i_{var} = \frac{\alpha_j}{\theta_j} = f(\theta), \quad (2.13)$$

де $\Delta\theta_j$, $\Delta\alpha_j$ – приріст різниці в значеннях між j -ю і $(j+1)$ -ю точками вимірювання кута повороту вала сошки і відповідні їм прирости кута повороту рульового валу;

R_k – радіус рульового колеса штатного рульового механізму;

j – порядковий номер вимірювання.

Допускається побудова кінематичних характеристик з дискретною реєстрацією параметрів. При цьому кожна гілка характеристики на ділянці наростання α (по абсолютній величині) повинна мати не менше шести точок.

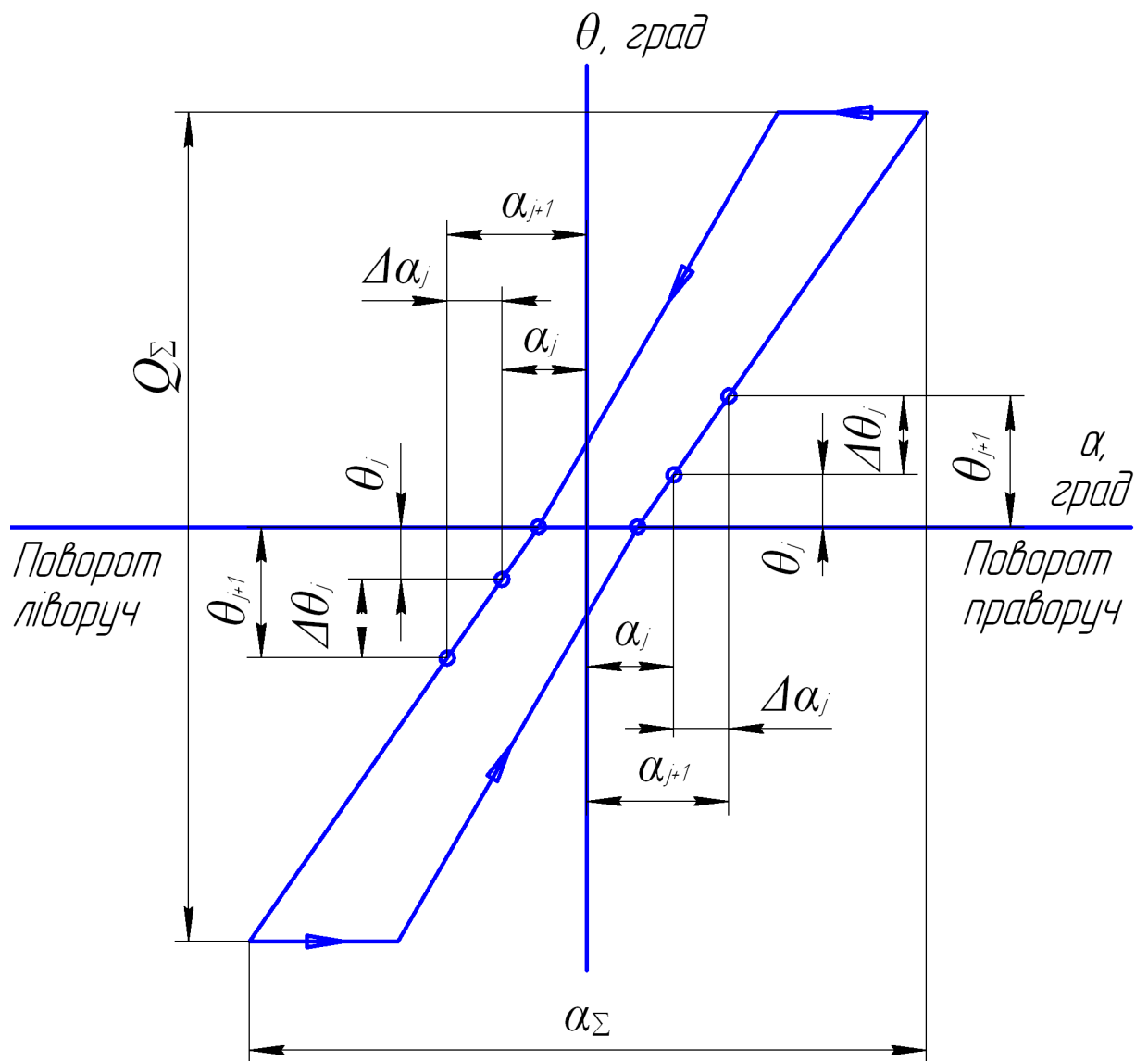


Рис.2.2.2 Кінематична характеристика рульового механізму

α – кут повороту рульового колеса; θ – кут повороту вала сошки; θ_Σ - кут повороту рульового вала із одного крайнього положення в інше; $\Delta\theta_j$ – різниця в значеннях між j -ю і $(j+1)$ -ю точками вимірювання кута повороту вала сошки; $\Delta\alpha_j$ – різниця в значеннях між j -ю і $(j+1)$ -ю точками вимірювання кута повороту рульового колеса.

2.2.3 Діагностування жорсткості механізму

Характеристику $M(\alpha)$, показану на рис. 2.3.3, одержують безпосередньо, без перебудування з метою заміни осей координат.

Випробування необхідно проводити в прямому напрямку з вимкненою подачею робочої рідини. Вал сошки блокується в середньому положенні. Рульовий вал повертається із середнього положення до упору в обмежувач привода розподільника, а потім – до упору в протилежному напрямку й повертається у вихідне положення.

З характеристики на рис. 2.2.3 безпосередньо визначають наступні показники:

α_m – механічний люфт;

α_y – пружний люфт;

$\alpha_y^{\text{праве}}$ – пружний люфт при повороті вправо;

$\alpha_y^{\text{ліве}}$ – пружний люфт при повороті вліво.

Несиметричність пружного люфту $\Delta \alpha_y$, %, визначають по формулі:

$$\Delta \alpha_y = \left| \frac{\alpha_y^{\text{праве}} - \alpha_y^{\text{ліве}}}{\alpha_y} \right| \cdot 100 \quad (2.14)$$

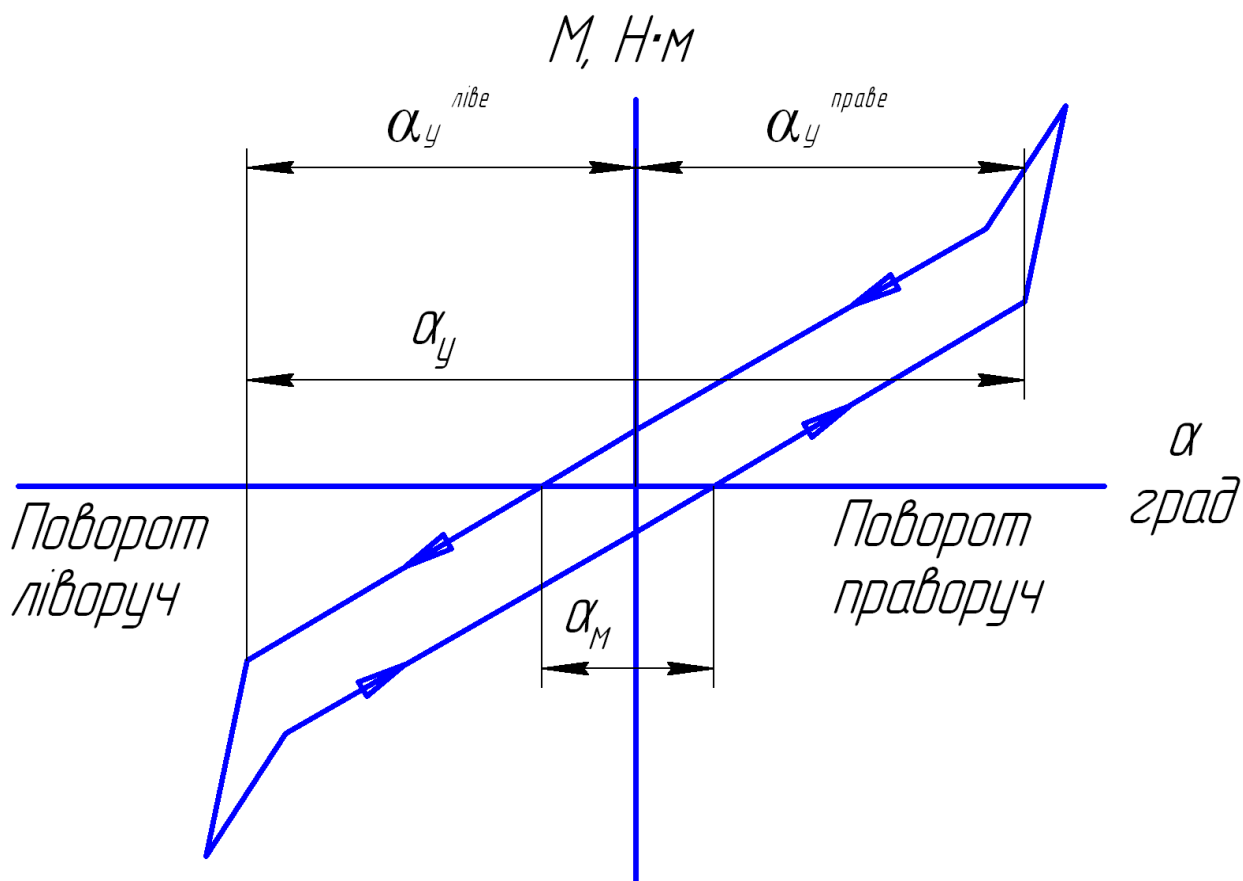


Рис.2.2.3 Характеристика жорсткості механізму

M – момент на рульовому валу; α – кут повороту рульового колеса; α_y – пружний люфт рульового механізму; α_M – механічний люфт рульового механізму; $\alpha_y^{\text{праве}}$ – пружний люфт при повороті вправо; $\alpha_y^{\text{ліве}}$ – пружний люфт при повороті вліво.

3. КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

3.1 Конструктивне виконання АВДС

Компоновка АВДС представлена на рис. 3.1.1.

АВДС складається із стенда 3, гідравлічної станції 2 і інформаційно-обчислювального модуля.

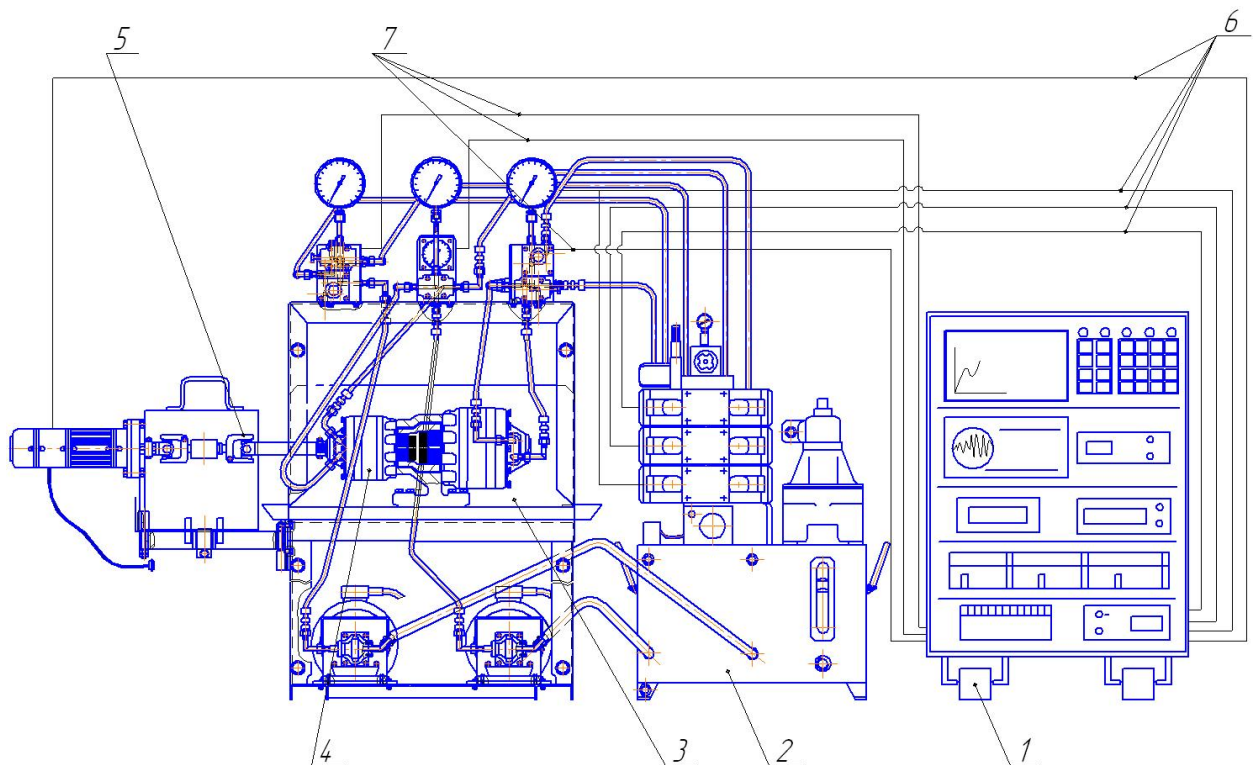


Рис.3.1.1 Компоновка автоматизованої випробувально-діагностичної системи для діагностування планетарно-цівкових гідропідсилювачів.

- 1- Модуль інформаційно-обчислювальний (МІО), в складі : АЦП, ЦАП, П, ПК, дисплей, електронний осцилограф.
- 2- Гідравлічна станція обслуговування випробувального стенда;
- 3- Стенд випробувальний в складі:
 - Модуль привода (МП) 4
 - Об'єкт досліджень (ОД) 5
 - Модуль навантаження (МН) 6

7- канали датчиків;

8- канали регуляторів МП і МН контролю функційних параметрів.

Стенд складається зі звареної рами 1 (рис. 3.1.2), на якій установлений у піддоні силовий кронштейн насоса 2. Крім цього на кронштейні встановлений кроковий двигун рульового вала випробуваного КГГП, що складається зі стійки 4 і крокового електродвигуна 20. На спеціальній поперечині рами встановлений пульт управління стенда 10, а поруч з ним встановлений блок управління 21.

На силовому кронштейні встановлюється випробуваний КГГП 22 і навантажувальний гідроциліндр 12. Робоча рідина подається в стенд за допомогою насоса 19. Робочий тиск у випробуваному КГГП вимірюється за допомогою манометра 23. Навантаження на випробуваному КГГП регулюється за допомогою клапана і контролюється по манометру 15.

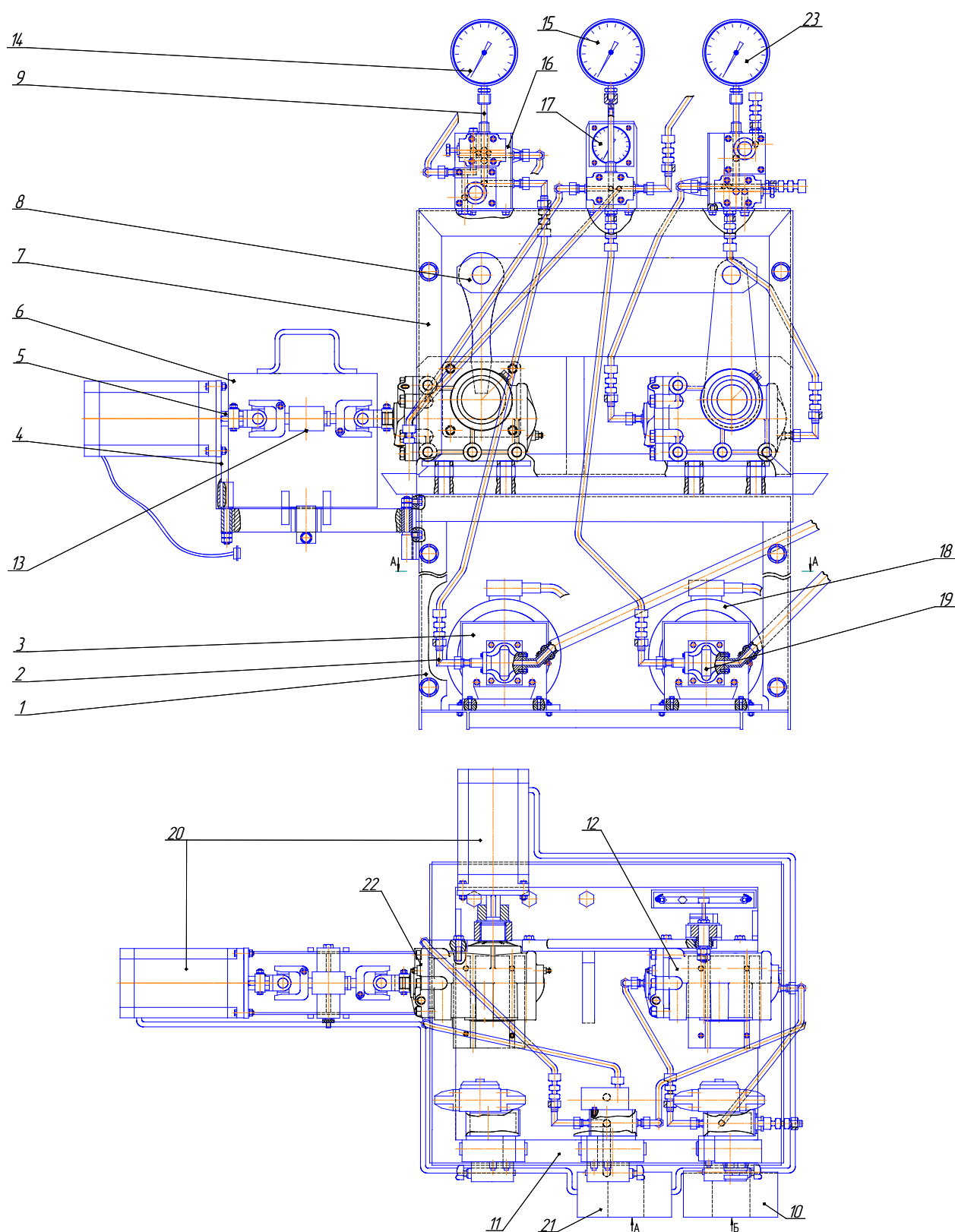


Рис. 3.1.2 Конструктивне виконання станда АВДС

В пульті управління (рис.3.3.3) змонтована основна електрична схема станда. Також на ньому розташований цифровий терморегулятор 29, що

регулює температуру робочої рідини й керуючі тумблера й кнопки, необхідні при проведенні обкатування випробуваного КГГП - кнопки пуску 24 і зупинки стенда 25, тумблери 26 зміни ручного режиму роботи стенда на механічний. Також на панелі цього ящика розташований тумблер 27 включення тенів і кнопка 28 їхнього вимикання.

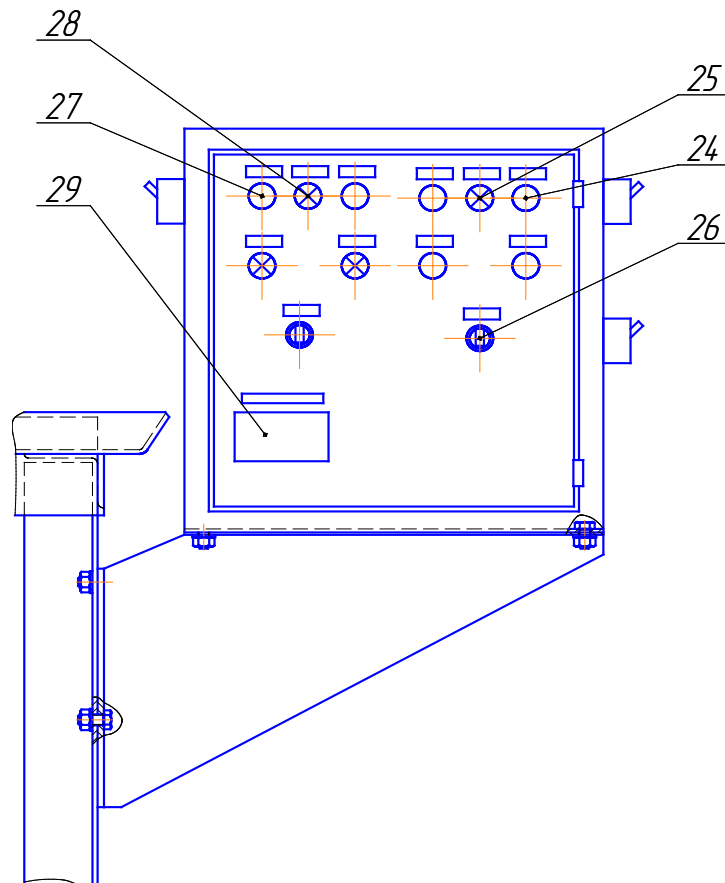


Рис. 3.1.3 Конструктивне виконання пульту управління

В блокові керування (рис.3.1.4) закладена програма випробувань, яка налагоджується за допомогою системи навігації 31 і клавіатури 34. Всі данні виводяться на екран 30. Блок керування вмикається і вимикається кнопкою 32, а для захисту від стороннього проникнення в систему використовується магнітний ключ, який вставляється в отвір 33.

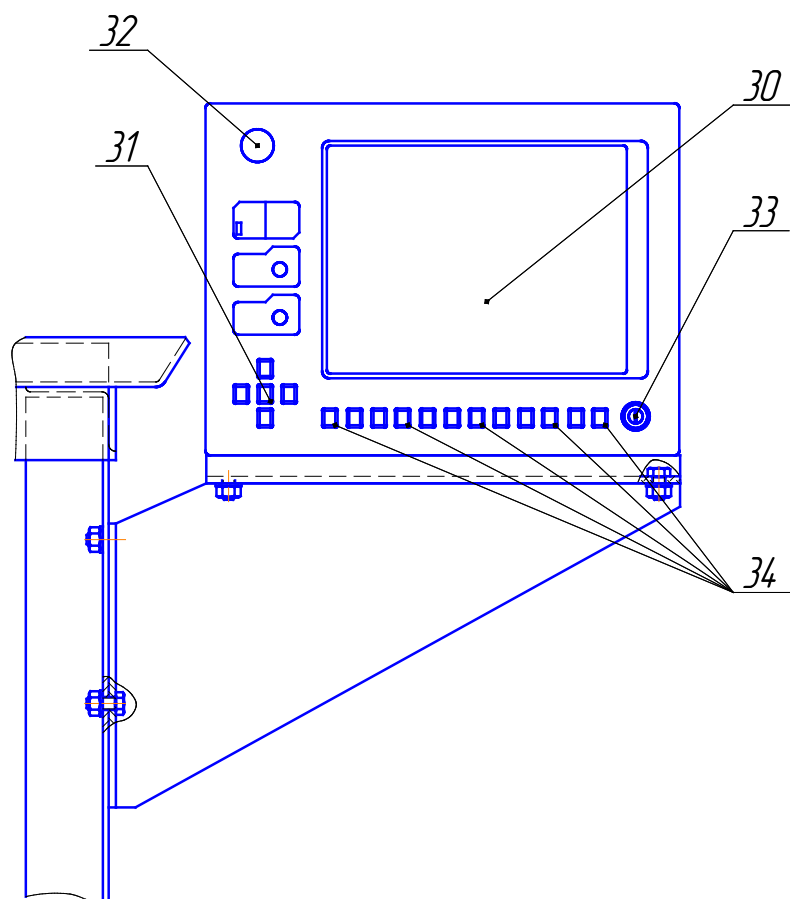


Рис. 3.1.4 Конструктивне виконання блоку керування

Таблиця 3.1.1

Положення тумблерів і кнопок керування гідроапаратурами стенда при проведенні випробувань КГГП

№ п/ п	Найменування обумовленого параметра	Позначення на пульті управління						
		№1			№2			
		SB 3	SA 5	SA 4	SB 1	SA 1	SA 2	SA 6
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Пробний пуск стенда	-	-	-	+	-	-	-
2	Обкатування	+	+	+	+	+	-	-

1	2	3	4	5	6	7	8	9
3	Перевірка моменту на рульовому валу, що відповідає ввімкненню підсилювача	-	-	-	+	-	-	-
4	Перевірка моменту на рульовому валу, що відповідає максимальному тиску	-	-	-	+	-	-	-
5	Перевірка гідравлічного люфту	-	-	-	+	-	-	-
6	Перевірка тиску налагодження запобіжного клапана	-	-	-	+	-	-	-
7	Перевірка тиску нецентрування	-	-	-	+	-	-	-
8	Перевірка залишкового тиску	-	-	-	+	+	-	-
9	Перевірка моменту оборотності вала сошки при подачі робочої рідини	-	-	-	+	-	-	-
10	Перевірка внутрішніх витікань	-	-	-	+	-	+	+
11	Перевірка зовнішньої герметичності	+	+	+	-	+	-	-

Примітка: «+» - тумблер (кнопка) включений, «-» - тумблер (кнопка) виключений.

3.2 Аналіз конструкції діючого стенда

3.2.1 Призначення стенда

Стенд функціональних випробувань ПЦГП призначений для приймально-здавальних і періодичних випробувань в умовах поелементного контролю всього типорозмірного ряду планетарно-цівкових гідропідсилювачів передбачених ТУ В 34.3-14312430-047-2004.

Параметри, контролювані стендом, наведені в таблиці 3.2.1

Таблиця 3.2.1

№ п/ п	Найменування параметра	Позначення параметра	Одиниця виміру	Межі виміру
1	2	3	4	5
1	Тиск робочої рідини	$p_{\max}$	МПа	0...18...18
2	Кут повороту вала сошки із краю в край	Θ_{Σ}	град.	0.....110°
1	2	3	4	5
3	Механічний люфт	α_m	град.	0...90...90°
4	Внутрішні витікання	ΔQ	дм ³ /хв	0...10...10
5	Гідравлічний люфт	α_0	град.	0...90...90
6	Максимальна швидкість повороту рульового вала	ω	с ⁻¹	0,5
7	Частота навантаження, циклів, при дії на вал сошки зворотного моменту	n	цикл/хв	0...20...20
8	Зовнішній момент, що навантажує, вал сошки	$M_c^{\max}$	Н·м	100.....11200
9	Зовнішній момент, що навантажує, рульовий вала	$M^{\max}$	Н·м	0.....120

3.2.2 Опис конструкції стенда (рис. 3.2.2.1)

Стенд складається зі звареної рами 9 на якій установлений у піддоні 10 силовий кронштейн 11. Крім цього на кронштейні встановлений гідропривід рульового вала випробуваного ПЦГП.

Гідропривід складається з поворотного кронштейна 14, гідромотора 15 і вала рульового телескопічного 13. Під піддоном, безпосередньо у робочого місця оператора, установлений електрошкаф керування 12.



Рис. 3.2.2.1 Конструктивне виконання стенда

На спеціальній поперечині рами встановлена керуючі гідроапарати стенда: гідроблок перемикання робочих тисків 1 і гідроблок керування гідромотором 4.

Із правої сторони на кронштейні встановлений основний електрошкаф 12 (рис. 3.2.2.2). На силовому кронштейні встановлюється випробуваний

ПЦГП6 і навантажувальний гідроциліндр 8. Робоча рідина подається в стенд за допомогою насоса 9. Робочий тиск у випробуваному ПЦГП вимірюється за допомогою манометра 5. Навантаження на випробуваному ПЦГП регулюється за допомогою клапана 2 і контролюється по манометру 3.



Рис. 3.2.2.2 Конструктивне виконання стенда

Гідробак 6 стенда являє собою зварену конструкцію, зверху закритий заглибленим знімним піддоном, на якому розташовані заливна горловина 2 (Рис. 3.2.2.3) і магнітний сепаратор 1.

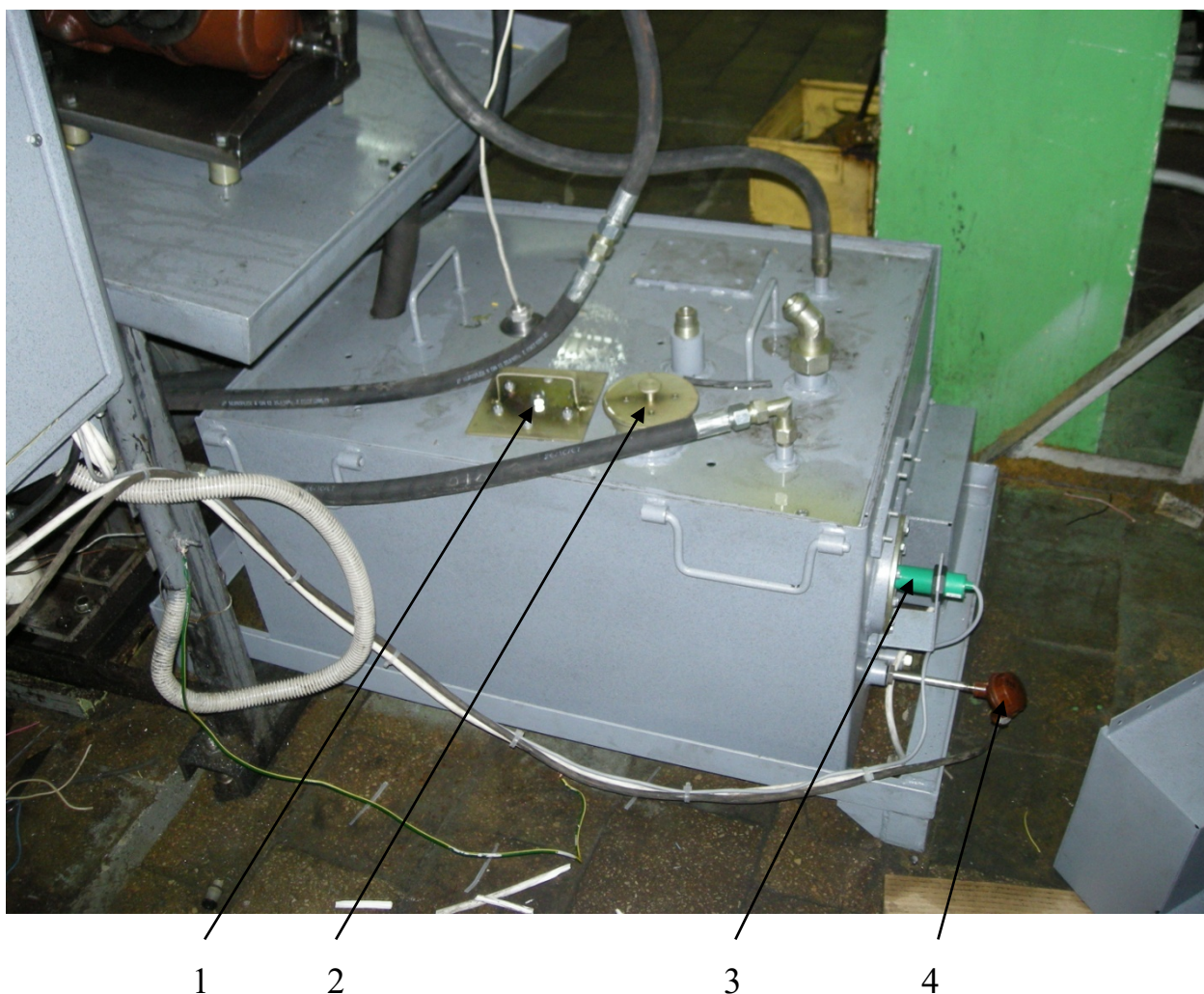


Рис.3.2.2.3 Конструктивне виконання гідробака

На задній стінці бака встановлені тєни (прилади для нагріву робочої рідини), датчик мінімального рівня робочої рідини 3, що у випадку падіння рівня робочої рідини нижче критичного рівня відключає тєни й датчик температури робочої рідини 4.

В електрошкафу № 1 (рис.3.2.2.4) змонтована основна електросхема станда. Також на ньому розташований цифровий терморегулятор, що регулює температуру робочої рідини й керуючі тумблера й кнопки, необхідні при проведенні обкатування випробуваного ПЦГП - кнопки пуску 3 і зупинки станда 4, тумблери 5 зміни ручного режиму роботи станда на механічний і включення гідромотора 6. Також на панелі електрошкафу розташований тумблер 7 включення тєнів і кнопка 8 їхнього вимикання.



Рис. 3.2.2.4 Конструктивне виконання електрошкафа

На панелі електрошкафа № 2 (рис. 3.2.2.5) розташовані керуючі тумблери й кнопки, необхідні при знятті функціональних параметрів випробуваного ПЦГП. Кнопки пуску 2 і зупинки стенда 4, тумблери вмикання навантаження 1 і виміру внутрішніх витікань 5. У даній модифікації стенда передбачений тумблер перемикання робочого тиску (з 16,5,0 МПа на 12,0 МПа), необхідний при перевірці внутрішніх витікань ПЦГП.



Рис. 3.2.2.5 Конструктивне виконання панелі електрошкафа

3.2.3 Аналіз конструкції діючого стенда

На стенді можливо виконувати поелементний контроль параметрів ПЦГП. Поелементний контроль здійснюється дискретно. Внаслідок чого неможливо проаналізувати функційні показники ПЦГП в динаміці. Крім того поелементний контроль не дає змоги побудувати графічні характеристики ПЦГП і його елементів передбачені стандартом ОСТ 37.001.477-88.

Всі операційні прийоми на стенді здійснюються вручну оператором, що є небажано в умовах виробництва.

Метод контролю поелементних параметрів дуже трудомісткий і забирає багато часу, що відображується на собівартості виробу.

3.3 Технічне завдання на розробку нового стенда

3.3.1 Призначення стенда

Стенд для функціональних випробувань ПЦГП призначений для приймально-здавальних й періодичних випробування всього типорозмірного ряду планетарно-цівкових гідропідсилювачів передбачених ТУ В 34.3-14312430-047-2004.

Таблиця 3.3.2

Технічні вимоги до стенда

Назва параметру	Характеристика
1	2
Тип	стаціонарний
Керування	автоматичне
Кількість обслуговуючого персоналу	1
Робочий тиск, МПа (кгс/см ²)	15 ^{+1,5} (150 ⁺¹⁵)
Максимальний тиск, що обмежує Запобіжним клапаном, МПа, (кгс/см ²)	17,5 (175)
Насос	НШ 10М-3Л
Витрата робочої рідини, л/хв	15
Кроковий електродвигун: а: тип б: потужність, кВт в: частота обертання, с ⁻¹ г: напруга, В	FL110STH 4,5 1500 220/380
Охолодження робочої рідини	природне.
Номінальна температура робочої рідини	50
Характеристика робочої рідини:	Масло індустріальне И-20А ГОСТ 20799-88

1	2
Верхня межа температури при експлуатації, З	80
Короткочасна (до 15 хв), З	100
Габаритні розміри стенда, мм, не більше	2200×2400×1800
Ємність бака, л	160
Тензометричний датчик сили а: тип б: робоча характеристика	CPS Від 5000 Н До 20000 Н
Тензометричний датчик тиску а: тип б: робоча характеристика	YB20A 50...150 МПа

3.3.3 Показники міцності

Стенд повинен забезпечувати можливість випробувань ПЦГП із наступними силовими показниками:

Таблиця 3.3.3

№ п/п	Назва показника	Одиниці вимірювання	Значення
1	2	3	4
1	Діапазон крутних моментів на вхідному валу	Н·м	0...125
2	Крутний момент на вихідному валу	Н·м	0...7200
3	Тиск в напірній магістралі	МПа	0...20
4	Габаритні розміри	см	2200×2400×1800
5	Вага	кг	1000

Стенд повинен бути обладнаний наступними метрологічними пристосуваннями:

- Лічильник рідини ШЖУ 25-М-16 ТУ 25-02.071.922-87

- Манометр ДМ 100-25 МПа-1,32 ТУ 4212-082- 00227471-01
- Барометр-анероїд контрольний М-67 ТУ 25.04-1797-75
- Психрометр аспіраційний М34 ТУ 25-08-809-70
- Віскозиметр ВПЖ-2-0,003-ХС3 ГОСТ 10028-8
- Кроковий двигун серії FL86STH
- Тензометричний датчик тиску YB15A
- Тензометричний датчик тиску YB20A
- Тензометричний датчик сили CPS

3.3.4 Зручність наладки

Стенд повинен бути обладнаним пристроєм для установки і зняття ПЦГП. Під час роботи стенда повинна забезпечуватися неможливість проникнення в зону руху елементів стенда.

3.4. Гідромотор модуля навантаження

Гідромотор призначений для створення навантаження на вихідному валу гідропідсилювача. Гідромотор може працювати в межах робочого тиску від 0 до 20 МПа. Виконання гідромотора дозволяє проводити навантаження крутним моментом в межах від 2500 Н·м до 7000 Н·м.

3.4.1. Конструктивне виконання і принцип дії гідромотора навантаження

На рис. 3.4.1.1, 3.4.1.2 представлено конструктивне виконання гідромотора.

Гідромотор складається із відкритого корпусу 1 з розміщеними в ньому валом-сектором 2 і поршень-сектором 3. З обох сторін корпус закривається кришками – передньою 4 і задньою 5.

Відкритий корпус гідромотора 1 представляє собою циліндричне трубчасте тіло, всередині якого розміщена опорна поверхня для монтажу в ній вала-сектора.

Опорна поверхня виконана таким чином, що її внутрішня циліндрична поверхня розміщена ексцентрично відносно зовнішньої циліндричної поверхні. Зовнішня циліндрична поверхня опори виконана концентрично до внутрішньої циліндричної поверхні.

Описана форма відкритого корпусу дозволяє змонтувати в ньому внутрішню передачу зубчатого зачеплення, яка складається із вала-сектора 2 і поршня-сектора 3. Поршень-сектор представляє собою підковоподібне тіло, на кінцях якого розміщені ущільнюючі елементи. З'єднання поршня-сектора з відкритим корпусом утворює в останньому порожнини 6, в яких розміщується робоча рідина.

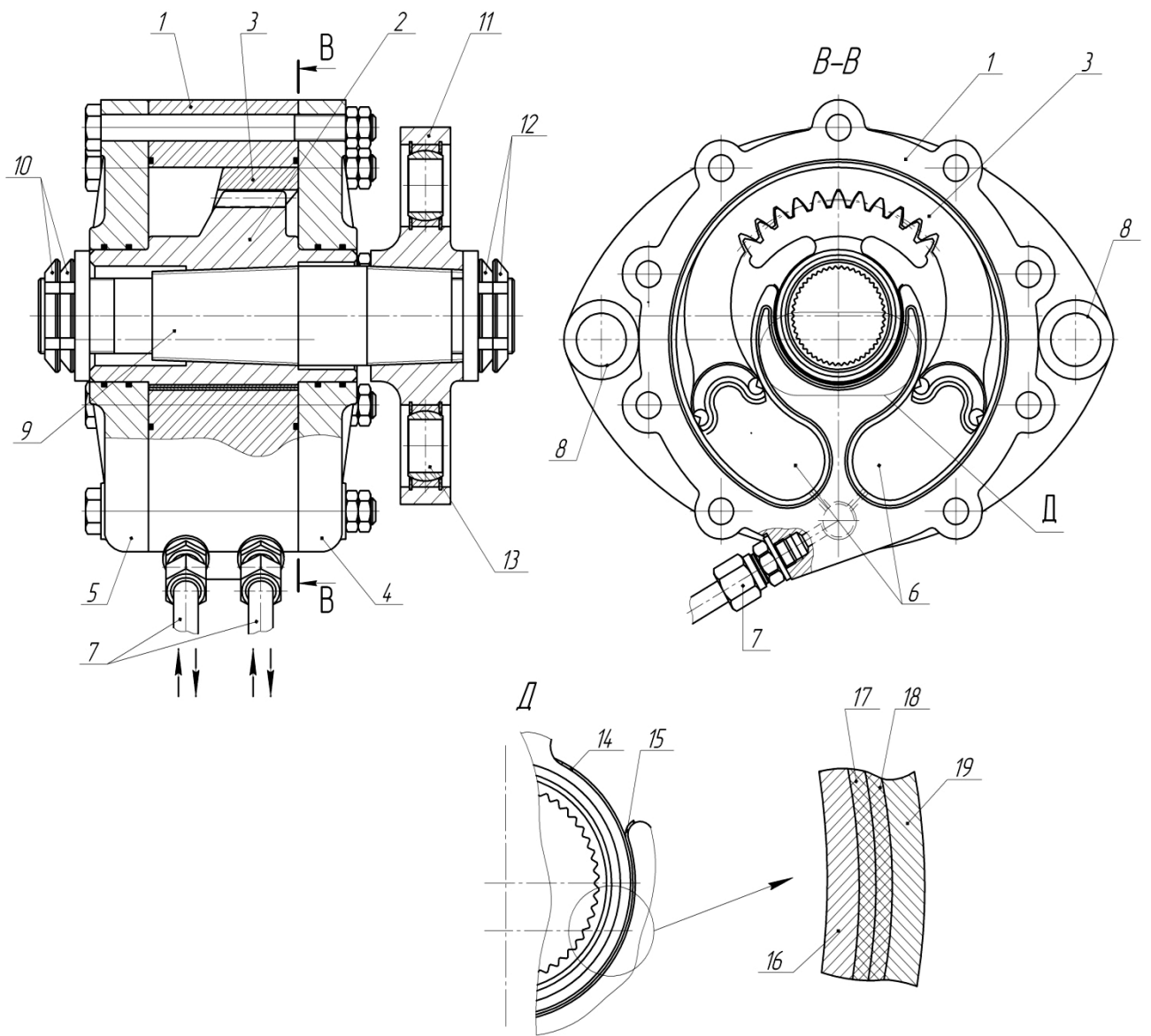


Рис. 3.4.1.1 Конструктивне виконання гiдромотора навантаження

1 – вiдкритий корпус; 2 – вал-сектор; 3 – поршень-сектор; 4 – передня кришка; 5 – задня кришка; 6 – порожнини гiдромотора; 7 – трубопроводи; 8 – базові отвори; 9 – вал; 10 – гайки; 11- напiвмуфта; 12 – гайки; 13 – сферичні пiдшипники; 14 – металофторопластовий пiдшипник з зовнiшнiм антифрикцiйним покриттям; 15 – металофторопластовий пiдшипник з внутрiшнiм антифрикцiйним покриттям; 16 – металева основа зовнiшнього пiдшипника; 17 – антифрикцiйний шар зовнiшнього пiдшипника; 18 – антифрикцiйний шар внутрiшнього пiдшипника; 19 – металева основа внутрiшнього пiдшипника.

Вал-сектор 2 розміщений у внутрішній циліндричній поверхні відкритого корпусу таким чином, що його зубчатий вінець взаємодіє з зубчатим вінцем поршень-сектора.

Описана складальна одиниця, яка вміщує відкритий корпус з поршнем-сектором і валом-сектором з обох боків закриваються передньою 4 і задньою 5 кришками, які забезпечують внутрішню і зовнішню герметичність гідромотора.

Передня і задня кришки мають отвори, якими вони базуються по цапфам вала-сектора. Обговорені отвори також ущільнені для забезпечення зовнішньої герметичності. Подача робочої рідини в порожнини корпусу 6 здійснюється трубопроводами 7, опозитні кінці яких з'єднані з відповідними гідророзподільниками. Для кріплення гідромотора на стенді використовуються два базових отвори 8.

В осьовому отворі вала-сектора 2 розміщений вал 9, який базується в конічних трикутних шліцах і закріплюється за допомогою гайок 10. на зовнішньому конічному кінці вала 9 закріплена напівмуфта 11, яка теж базується на трикутних конічних шліцах і закріплюється гайками 12.

В функційних отворах напівмуфти 11 розміщені два сферичних підшипника 13. Вал сектор 2 базується в отворі відкритого корпусу. На зовнішній циліндричній поверхні вала-сектора розміщений металофторопластовий підшипник 14, зовнішня поверхня якого виконана з антифрикційним покриттям. На внутрішній циліндричній поверхні базового отвору відкритого корпусу також розміщений металофторопластовий підшипник 15, внутрішня циліндрична поверхня якого виконана з антифрикційним покриттям.

Таким чином, вал-сектор взаємодіє з опорою корпусу з забезпеченням мінімально можливого тертя за рахунок взаємодій двох антифрикційних металофторопластових поверхонь.

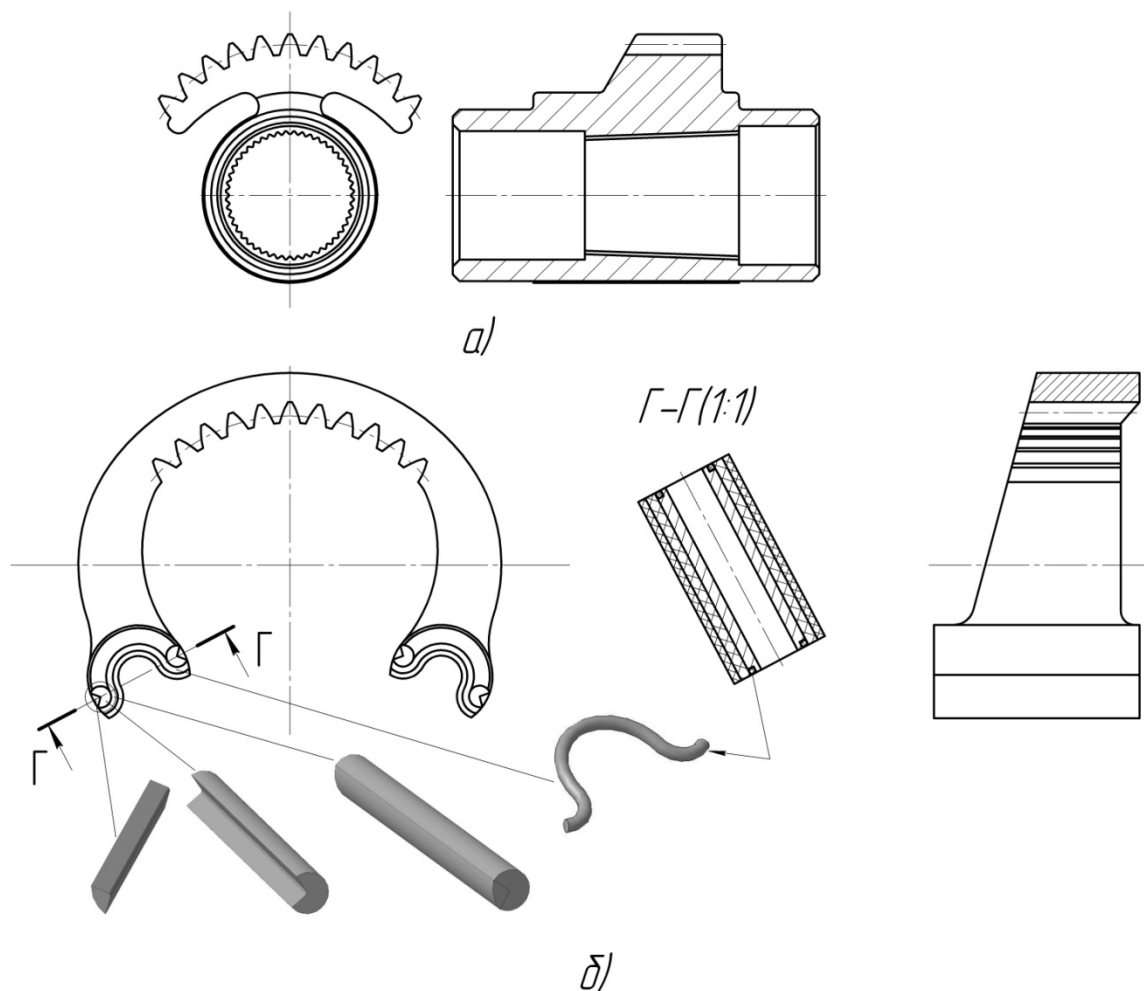


Рис. 3.4.1.2 Вал-сектор і поршень-сектор

а) вал-сектор;

б) поршень-сектор з ущільнюючими елементами.

Принцип дії гідромотора навантаження

Гідромотор навантаження закріплений на кронштейні випробувального стенда і з'єднаний муфтою з гідропідсилювачем, закріпленим на спеціальному пристосуванні. На вихідному кінці гідропідсилювача закріплена напівмуфта, яка з'єднана з напівмуфтою гідромотора.

Гідромотор навантаження приводиться в дію, коли гідропідсилювач починає обертатись і передає обертання на напівмуфту 11 гідромотора. Напівмуфта через трикутні конічні шліци передає обертальний рух на вал-сектор 2. Провертаючись у металофторопластових підшипниках 14, вал-

сектор взаємодіє своїм зубчатим вінцем з зубчатим вінцем поршень-сектора 3 і змушує його обертатись. Поршень-сектор обертається в межах порожнини відкритого корпусу, при цьому в одну із порожнин гідромотора по трубопроводу 7 насосом модуля навантаження безперервно подається робоча рідина, яка заповнює порожнину.

Створений на поршень-секторі 3 крутний момент дозволяє йому витіснити робочу рідину з порожнини гідромотора у трубопровід 7. При цьому створюється тиск, який передається до дроселя модуля навантаження і момент супротиву, який навантажує випробовуваний гідропідсилювач.

3.4.2. Оціночні показники гідромотора навантаження

На рис. 3.4.2.1 приведена гідравлічна схема приєднання гідромотора навантаження.

Конструктивні елементи гідравлічної схеми складають модуль навантаження гідропідсилювача (МН) 1.

Насос живлення 5 всмоктує рідину з бака 2 і по напорній магістралі через гідророзподільник 10 подає її до гідромотора 11. Нормований тиск в системі живлення модуля навантаження (МН) контролюється манометром контролю тиску 6. При перевищенні значення тиску в напорній магістралі спрацьовує редукційний клапан 4.

Крутний момент, який створюється гідромотором навантаження контролюється датчиком контролю крутного моменту 12, а тиск витісняємої гідромотором рідини контролюється манометром магістралі зливу 9 і регулюється дроселем магістралі зливу. Регульованим дроселем 8 здійснюється навантаження випробовуваного гідропідсилювача. Робоча рідина, що рухається по зливній магістралі проходить через очисний фільтр 3 і очищається від домішок, набутих за робочий цикл.

Сошка гідромотора навантаження 14, що являється його вихідною ланкою, з'єднана з траверсою 13, через яку передається навантажувальний крутний момент на випробовуваний гідропідсилювач.

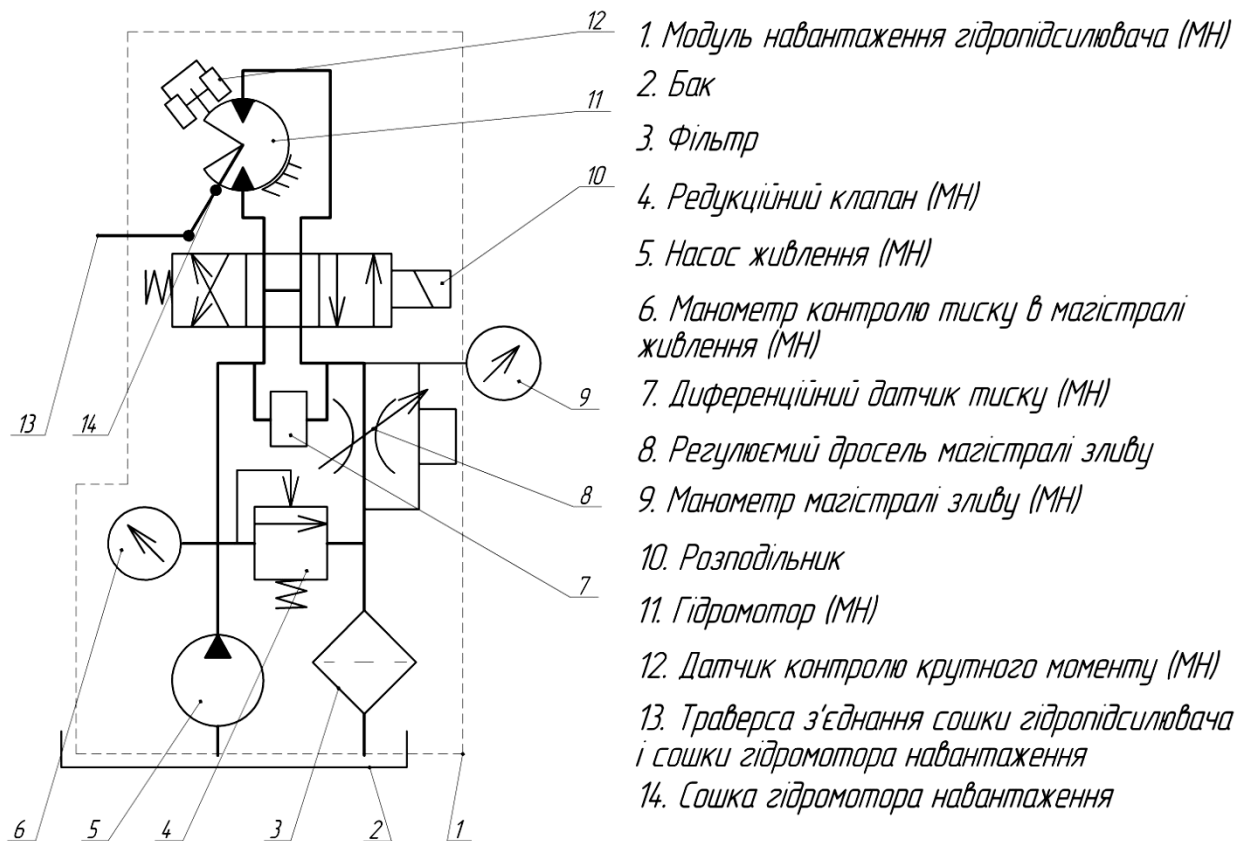


Рис. 3.4.2.1 Гідравлічна схема приєднання гідромотора навантаження

Виконавчі елементи системи виконують запрограмовані команди.

До виконавчих елементів відносяться:

- гідророзподільник 10;
- регулюємий дросель МН 8.

Графіки залежностей оціночних показників представлені на рис. 3.4.2.2

На графіку залежності крутного моменту від тиску в зливній магістралі (рис. 3.4.2.2 а) представлена теоретична крива кореляційної залежності значень оціночних показників. Як видно з графіка, крива показує прямопропорційну залежність значень крутного моменту від тиску.

На графіку залежності ККД від тиску p в магістралі зливу для різних значень крутного моменту M (рис. 3.4.2.2 б) представлені криві для нормованих значень крутного моменту M : 2500 Н·м, 4000 Н·м, 5000 Н·м, 7000 Н·м, які характеризують кореляційні залежності значень тиску p від ККД.

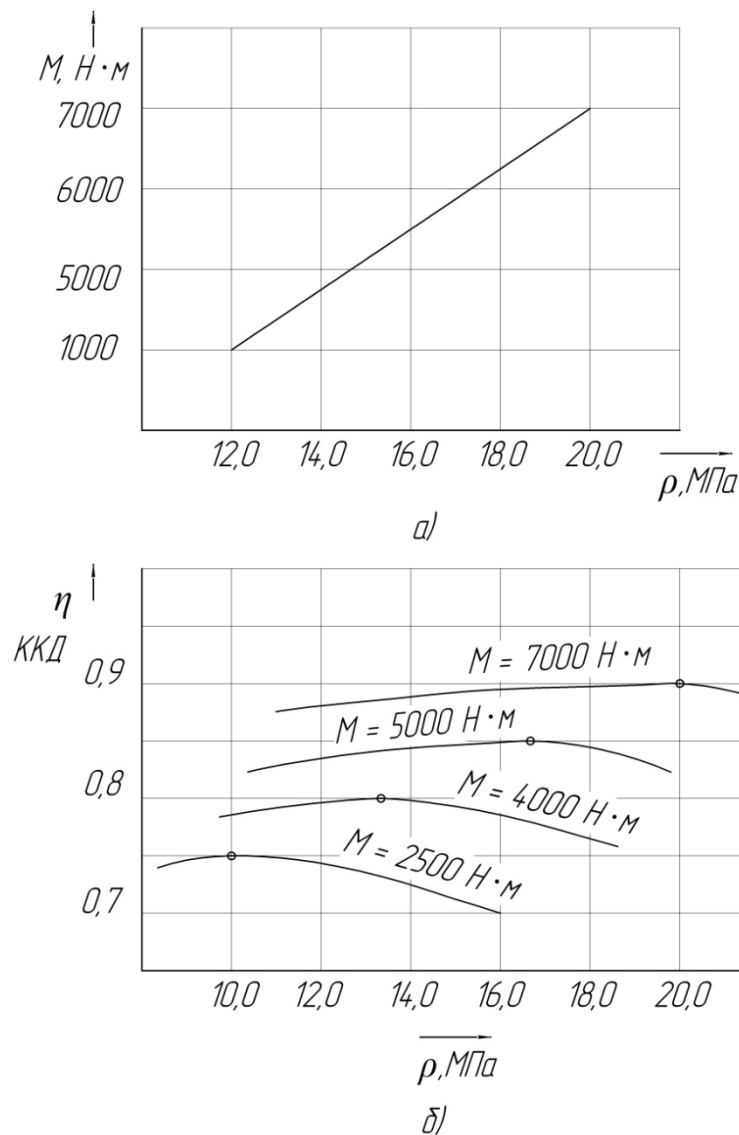


Рис. 3.4.2.2 Графіки залежностей оціночних показників

- а) графік залежності крутного моменту від тиску в зливній магістралі;
- б) графік залежності ККД від тиску p в магістралі зливу для різних значень крутного моменту M .

Як видно з графіків ККД зростає при збільшенні тиску, причому для кривих, що відповідають значенням крутного моменту $M=2500 \text{ H}\cdot\text{m}$ і $M=4000 \text{ H}\cdot\text{m}$ зростання ККД відповідає невеликому інтервалу значень тиску, і після проходження кривою екстремуму відбувається інтенсивне зниження значення ККД, що займає значний відрізок кривої. Для кривих, що відповідають значенням крутного моменту $M=5000 \text{ H}\cdot\text{m}$ і $M=7000 \text{ H}\cdot\text{m}$ описана закономірність є протилежною: зростання ККД займає значний

відрізок кривої, а його зниження після проходження екстремуму відповідає невеликому інтервалу значень тиску. Чим більше значення крутного моменту M , тим більше ККД при рівному значенні тиску.

3.4.3. Визначення потужності, витрачаємої гідромотором навантаження

ККД нерегулюємого гідропривода визначається втратами енергії в насосі, гідромоторі, а також в з'єднуючих їх трубопроводах та гідроапаратах, через які рухається рідина від насоса до гідродвигуна і назад.

Розглянемо об'ємний ККД гідропривода і основні кінематичні співвідношення. Величини, що відносяться до насоса, позначимо індексом «н», до гідродвигуна – індексом «г».

При закритих запобіжних і зворотних клапанах, а також при відсутності циркуляції рідини з метою охолодження подача насоса Q_n дорівнює витратам рідини через гідромотор Q_g , тобто:

$$Q_n = Q_g = Q, \\ \text{де } Q_n = V_{0n} n_n \eta_{0.n} \quad (3.1)$$

Q – витрати рідини; V_{0n} – об'єм насоса; n_n – частота обертання вала насоса; $\eta_{0.n}$ – об'ємний ККД насоса.

В гідроприводі обертового руху частота обертання вала гідромотора:

$$n_g = \frac{Q}{V_{0g}} \eta_{0.g} = \frac{V_{0n}}{V_{0g}} n_n \eta_{0n} \eta_{0g} = \frac{V_{0n}}{V_{0g}} \eta_0 n_n, \quad (3.2)$$

де η_0 – об'ємний ККД гідропривода, рівний добутку об'ємних ККД насоса $\eta_{0.n}$ і гідродвигуна $\eta_{0.g}$: $\eta_0 = \eta_{0.n} \eta_{0.g}$; V_{0g}, V_{0n} – об'єм гідромотора і насоса відповідно.

В обох випадках витікання рідини в насосі і гідродвигуні знижують швидкість руху вихідної ланки, тобто викликають втрати потужності.

Корисна потужність гідропривода обертового руху:

$$N_{п.г.} = M_g \omega_g, \quad (3.3)$$

де M_g – момент на валу гідромотора; ω_g – кутова швидкість гідромотора.

Цю ж потужність можна виразити через перепад тиску в гідродвигуні ρ_z , витрати Q і ККД гідродвигуна η_z :

$$N_{n.г.} = Q_{г.г.} \rho_{г.г.} / \eta_{г.г.}, \quad (3.4)$$

де $\eta_z = \eta_{o.z} \eta_{m.z}$; $\eta_{o.z}$ і $\eta_{m.z}$ – відповідно об'ємний і механічний ККД гідромотора.

Корисна потужність насоса, виражена через подачу Q_n і тиск насоса ρ_n :

$$N_{п.н.} = Q_n \rho_n, \quad (3.5)$$

а потужність, що споживається насосом:

$$N_n = M_n \omega_n = Q_n \rho_n / \eta_n, \quad (3.6)$$

де M_n – момент на валу насоса; ω_n – кутова швидкість насоса; η_n – ККД насоса.

ККД гідропривода $\eta_{г.п} = N_{п.г.} / N_n$ або для обертального руху вихідної ланки:

$$\eta_{г.п} = \frac{M_{г.г.} \omega_{г.г.}}{M_n \omega_n} = \frac{Q_{г.г.} \rho_{г.г.}}{Q_n \rho_n} \eta_n \eta_{г.г.} \quad (3.7)$$

Так як $Q_n = Q_z$, то

$$\eta_{г.п} = \eta_n \eta_{г.г.} \eta_{тр}, \quad (3.8)$$

де $\eta_{тр}$ – гідравлічний ККД гідропривода, рівний $\eta_{тр} = \rho_z / \rho_n$ і який враховує сумарні гідравлічні втрати тиску в трубопроводах.

Перепад тиску на гідромоторі менше тиску насоса на величину цих втрат, тобто:

$$\rho_n - \rho_z = \sum \rho_{тр}. \quad (3.9)$$

Формулу (8) можна представити у вигляді

$$\eta_{г.п} = \eta_0 \eta_m \eta_{тр}, \quad (3.10)$$

де η_0 і η_m – об'ємний і механічний ККД гідропривода.

ККД нерегулюємого гідропривода так само, як і ККД об'ємних гідромашин, залежить від тиску в системі, який визначається навантаженням на вихідній ланці, частоти обертання роторів (швидкості поршня), в'язкості рідини.

На рис. 3.4.3 приведена експериментальна характеристика аксіально-поршньового гідропривода.

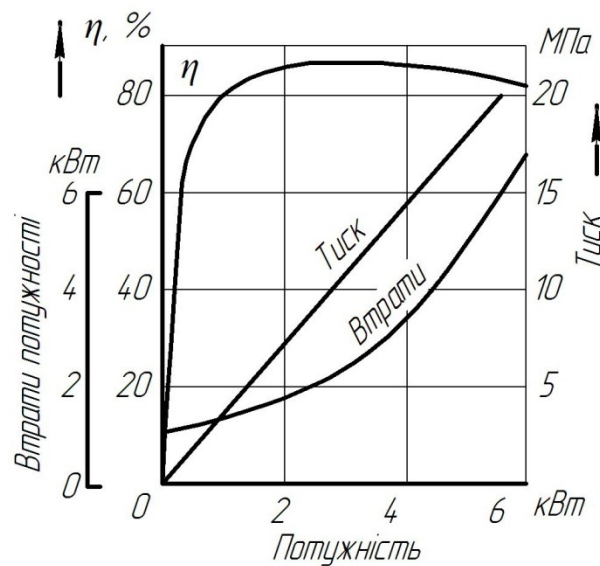


Рис. 3.4.3 Характеристика нерегулюємого гідропривода

Як і для окремої роторної гідромашини, ККД гідропривода стрімко спадає при зменшенні потужності (далі поступово зменшується при відхиленні від оптимальної потужності в бік її збільшення).

Таблиця 3.4.3.1

Вихідні дані

Найменування параметру	Позначення	Одиниці виміру	Числове значення	Примітка
Подача насоса	Q_n	дм ³ /хв	16	16 л/хв = $2,66 \cdot 10^{-4}$ м ³ /с $Q_n = Q_z$
Перепад тиску в гідродвигуні	p_z	МПа	20	20 МПа = $20 \cdot 10^6$ Па
ККД гідромотора	η		0,8	

Таблиця 3.4.3.2

Розрахунок

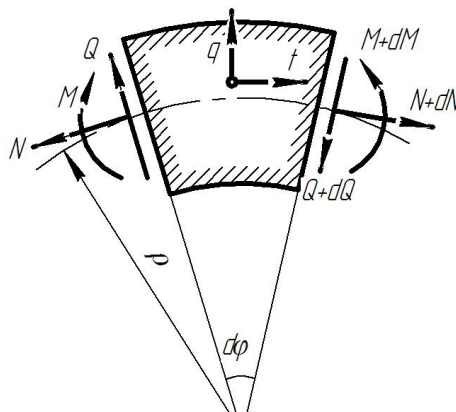
Визначаємий параметр	Формула	Розрахунок
Корисна потужність гідропривода	$N_{n.z.} = M_z \omega_z$ $N_{n.z.} = \frac{Q_z \rho_z}{\eta_z}$	$N_{n.z.} = \frac{2,66 \cdot 10^{-4} \cdot 20 \cdot 10^6}{0,8}$ $=$ $6650 Bm = 6,65 kBm$

3.4.4 Теоретичні дослідження напружень, які виникають в навантажених деталях гідромотора

Деталь поршень-сектор належить до деталей типу “криві брус”.

Розглядаються брус великої кривизни, криволінійна вісь яких представляє плоску криву; поперечні перерізи симетричні і їх вісі симетрії лежать в площині кривизни бруса, а всі зовнішні навантаження діють в цій же площині. Для брусів малої кривизни ($\rho/h > 5$) з достатньою точністю справедливі основні залежності для прямого бруса. До брусів великої кривизни умовно прийнято відносити брус, для яких $\rho/h < 5$, де ρ – радіус кривизни осі бруса; h – розмір поперечного перерізу бруса в напрямку радіуса. При вказаних умовах всі внутрішні зусилля в довільному перерізі кривого бруса приводяться до трьох компонентів: згинального моменту M , що діє в площині кривизни, повздовжній силі N , направлений по дотичній до осі бруса, і поперечній силі Q , направлений по осі симетрії перерізу.

Умови рівноваги ділянки кривого бруса (рис. 3.4.4.1):



$$\left. \begin{aligned} \frac{dM}{ds} + Q &= 0; \\ \frac{dQ}{ds} - \frac{N}{\rho} + q &= 0; \\ \frac{Q}{\rho} + \frac{dN}{ds} + t &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (3.11)$$

Рис. 3.4.4.1

де q і t – інтенсивності радіальної і дотичної розподілених навантажень; q – вважається додатною, якщо направлена до центра кривизни, а t – якщо обертає елемент навколо центра кривизни за ходом годинникової стрілки; ds – відстань між двома сусідніми перерізами; ρ – радіус кривизни нейтрального шару; dM , dQ , dN – диференціали (частки) згинального моменту M , повздовжньої сили N і поперечної сили Q .

Згинальний момент прийнято вважати додатним, якщо він збільшує кривизну осі бруса, а повздовжню силу, - якщо вона викликає розтяг. Знак поперечної сили встановлюється із співвідношення (3.11). Для вивчення розподілу внутрішніх зусиль по довжині кривого бруса будують епюри M , N і Q . Епюри будують за допомогою методу перерізів аналогічно тому, як це робиться для брусів з прямолінійною ламаною віссю. Для контролю побудови епюр можуть бути використані залежності (3.11). По схемі, представлений на рис. 3.4.4.2 проводимо розрахунок напружень при згині плоского кривого бруса.

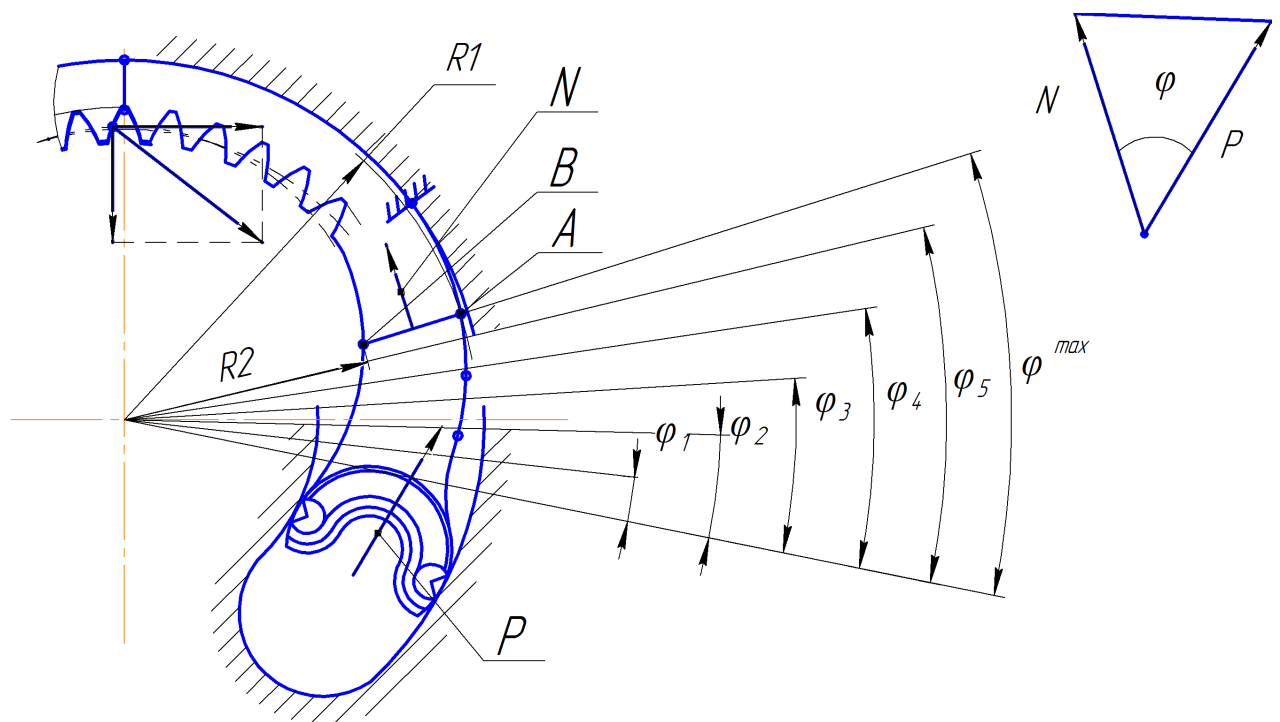


Рис. 3.4.4.2 Схема навантаження поршень-сектора

- $R1$ - радіус зовнішніх волокон бруса;
- $R2$ - радіус внутрішніх волокон бруса;
- N - сила, нормальна до площини перерізу;
- P - навантажуюча сила від гідравлічного тиску;
- $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5$ — значення полярних кутів окремих перерізів бруса;
- φ^{max} — максимальний полярний кут;
- A, B – кінцеві точки розглядаємого перерізу кривого бруса.

Таблиця 3.4.4.1

Вихідні дані

Найменування	Позначення	Одиниці виміру	Числове значення
Радіус зовнішніх волокон бруса	R_1	см	13
Радіус внутрішніх волокон бруса	R_2	см	9
Ширина верхньої частини трапецієдального перерізу	b_1	см	6,4
Ширина нижньої частини трапецієдального перерізу	b_2	см	7
Навантажуюча сила від гідравлічного тиску	P	кН	80
Значення полярних кутів	$\varphi_{A1} = \varphi_{B1}$	град	5
	$\varphi_{A2} = \varphi_{B2}$	град	10
	$\varphi_{A3} = \varphi_{B3}$	град	15
	$\varphi_{A4} = \varphi_{B4}$	град	20
	$\varphi_{A5} = \varphi_{B5}$	град	25
	$\varphi_{A6} = \varphi_{B6}$	град	30
	$\varphi_{A7} = \varphi_{B7}$	град	90

Таблиця 3.4.4.2

Розрахунок

Визначаємий параметр	Розрахункова формула	Розрахунок
1	2	3
Висота h , см	$h = R_1 - R_2$	$h = 13 - 9 = 4$
Площа перерізу S , см ²	$S = \frac{b_1 + b_2}{2} \cdot h$	$S = \frac{6,4 + 7}{2} \cdot 4 = 26,8$
Положення центра ваги r_1 , см	$r_1 = \frac{\frac{hb_2}{2} (\frac{h}{3} + R_2) + \frac{hb_1}{2} (\frac{2h}{3} + R_2)}{S}$	$r_1 = \frac{\frac{4 \cdot 7}{2} (\frac{4}{3} + 9) + \frac{4 \cdot 6,4}{2} (\frac{2 \cdot 4}{3} + 9)}{26,8} = 11$
Радіус кривизни нейтрального шару r_2 , см	$r_2 = \frac{h(b_1 + b_2)}{2 \left[\frac{b_2 R_1 - b_1 R_2}{h} \ln \frac{R_1}{R_2} - (b_2 - b_1) \right]}$	$r_2 = \frac{4(6,4 + 7)}{2 \left[\frac{7 \cdot 13 - 6,4 \cdot 9}{4} \ln \frac{13}{9} - (7 - 6,4) \right]} = 10,848$

Напруження розтягу	$\sigma_A = \frac{P \cdot r \cdot \sin[\pi - (\pi - \phi_i)](R_2 - r_2)}{S \cdot R_2(r_1 - r_2)} + \frac{P \cdot \sin[\pi - (\pi - \phi_i)]}{S}$	$\sigma_{A(\phi_1)} = \frac{-80 \cdot 11 \cdot \sin[90 - (90 - 5)](9 - 10,848)}{26,8 \cdot 9(11 - 10,848)} + \frac{80 \cdot \sin[90 - (90 - 5)]}{26,8} = 41,25 \text{ МПа} = 412,5 \text{ кгс/см}^2$ $\sigma_{A(\phi_3)} = \frac{-80 \cdot 11 \cdot \sin[90 - (90 - 15)](9 - 10,848)}{26,8 \cdot 9(11 - 10,848)} + \frac{80 \cdot \sin[90 - (90 - 15)]}{26,8} = 122,49 \text{ МПа} = 1224,9 \text{ кгс/см}^2$ $\sigma_{A(\phi_4)} = \frac{-80 \cdot 11 \cdot \sin[90 - (90 - 20)](9 - 10,848)}{26,8 \cdot 9(11 - 10,848)} + \frac{80 \cdot \sin[90 - (90 - 20)]}{26,8} = 161,87 \text{ МПа} = 1618,7 \text{ кгс/см}^2$ $\sigma_{A(\phi_5)} = \frac{-80 \cdot 11 \cdot \sin[90 - (90 - 25)](9 - 10,848)}{26,8 \cdot 9(11 - 10,848)} + \frac{80 \cdot \sin[90 - (90 - 25)]}{26,8} = 200,6 \text{ МПа} = 2006 \text{ кгс/см}^2$ $\sigma_{A(\phi_6)} = \frac{-80 \cdot 11 \cdot \sin[90 - (90 - 30)](9 - 10,848)}{26,8 \cdot 9(11 - 10,848)} + \frac{80 \cdot \sin[90 - (90 - 30)]}{26,8} = 236,65 \text{ МПа} = 2366,5 \text{ кгс/см}^2$ $\sigma_{A(\phi_7)} = \frac{-80 \cdot 11 \cdot \sin[90 - (90 - 90)](9 - 10,848)}{26,8 \cdot 9(11 - 10,848)} + \frac{80 \cdot \sin[90 - (90 - 90)]}{26,8} = 473,4 \text{ МПа} = 4734 \text{ кгс/см}^2$
Напруження стиску	$\sigma_B = -\frac{P \cdot r \cdot \sin[\pi - (\pi - \phi_i)](R_1 - r_2)}{S \cdot R_1(r_1 - r_2)} + \frac{P \cdot \sin[\pi - (\pi - \phi_i)]}{S}$	$\sigma_{B(\phi_1)} = \frac{-80 \cdot 11 \cdot \sin[90 - (90 - 5)](13 - 10,848)}{26,8 \cdot 13(11 - 10,848)} + \frac{80 \cdot \sin[90 - (90 - 5)]}{26,8} = -28,56 \text{ МПа} = -285,6 \text{ кгс/см}^2$ $\sigma_{B(\phi_2)} = \frac{-80 \cdot 11 \cdot \sin[90 - (90 - 10)](13 - 10,848)}{26,8 \cdot 13(11 - 10,848)} + \frac{80 \cdot \sin[90 - (90 - 10)]}{26,8} = -56,9 \text{ МПа} = -569 \text{ кгс/см}^2$ $\sigma_{B(\phi_3)} = \frac{-80 \cdot 11 \cdot \sin[90 - (90 - 15)](13 - 10,848)}{26,8 \cdot 13(11 - 10,848)} + \frac{80 \cdot \sin[90 - (90 - 15)]}{26,8} = -84,8 \text{ МПа} = -848 \text{ кгс/см}^2$ $\sigma_{B(\phi_4)} = \frac{-80 \cdot 11 \cdot \sin[90 - (90 - 20)](13 - 10,848)}{26,8 \cdot 13(11 - 10,848)} + \frac{80 \cdot \sin[90 - (90 - 20)]}{26,8} = -112,1 \text{ МПа} = -1121 \text{ кгс/см}^2$ $\sigma_{B(\phi_5)} = \frac{-80 \cdot 11 \cdot \sin[90 - (90 - 25)](13 - 10,848)}{26,8 \cdot 13(11 - 10,848)} + \frac{80 \cdot \sin[90 - (90 - 25)]}{26,8} = -138,5 \text{ МПа} = -1385 \text{ кгс/см}^2$ $\sigma_{B(\phi_6)} = \frac{-80 \cdot 11 \cdot \sin[90 - (90 - 30)](13 - 10,848)}{26,8 \cdot 13(11 - 10,848)} + \frac{80 \cdot \sin[90 - (90 - 30)]}{26,8} = -163,9 \text{ МПа} = -1639 \text{ кгс/см}^2$ $\sigma_{B(\phi_7)} = \frac{-80 \cdot 11 \cdot \sin[90 - (90 - 90)](13 - 10,848)}{26,8 \cdot 13(11 - 10,848)} + \frac{80 \cdot \sin[90 - (90 - 90)]}{26,8} = -327,7 \text{ МПа} = -3277 \text{ кгс/см}^2$

Напруження від згинального моменту	$\sigma_M = \pm \frac{M_y}{SR}$ для точки А: $\sigma_M = \frac{M(R_2 - r)}{SR_2(\rho - r)}$ для точки В: $\sigma_M = -\frac{M(R_1 - r)}{SR_1(\rho - r)}$	для точки А: $\sigma_M = \frac{-80 \cdot 11(9 - 10,848)}{26,8 \cdot 9(11 - 10,848)} = 443,5 \text{ МПа} = 4435 \text{ кгс/см}^2$ для точки В: $\sigma_M = -\frac{80 \cdot 11(13 - 10,848)}{26,8 \cdot 13(11 - 10,848)} = -357,6 \text{ МПа} = -3576 \text{ кгс/см}^2$
Напруження від сили Р	$\sigma_P = \frac{P}{S}$	$\sigma_P = \frac{80}{26,8} = 29,8 \text{ МПа} = 298 \text{ кгс/см}^2$

По обчисленим даним будемо епюру σ (рис. 3.4.4.3)

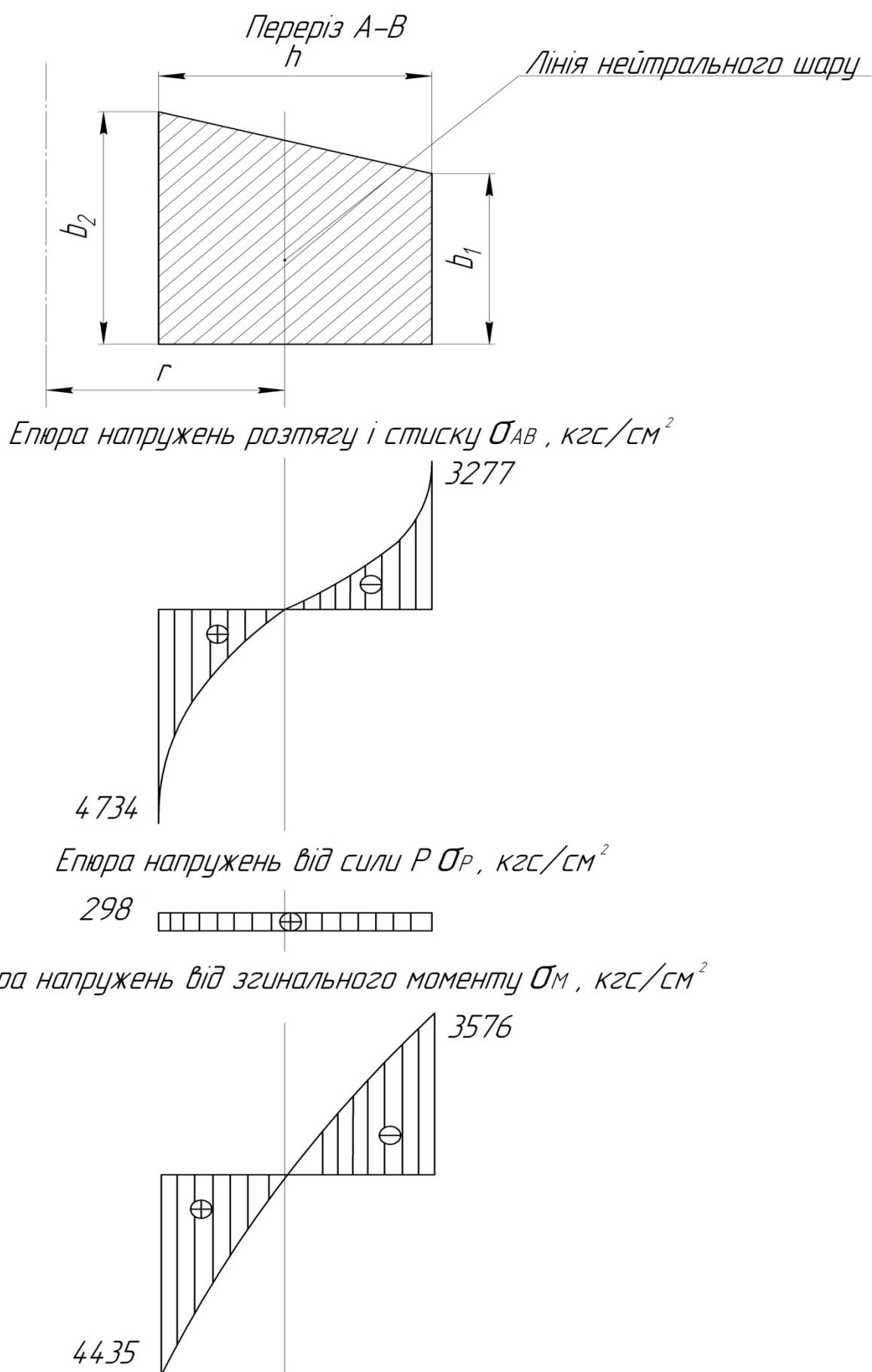


Рис. 3.4.4.3 Епюри нормальних напружень в перерізі А-В

4. ДОСЛІДНА ЧАСТИНА

4.1 Програма і методика експериментальних досліджень стенда

4.1.1 Мета випробувань:

4.1.1.1 Визначити стабільність показань досліджуємих параметрів КГГП;

4.1.1.2 Визначити надійність роботи всіх систем стенду при проведенні випробувань.

4.1.2 Спосіб вирішення поставленої задачі

Поставлена задача вирішується за допомогою проведення серії експериментів по дослідженню функцій цих параметрів КГГП.

На основі проведених досліджень будується емпірична крива розподілу функційних параметрів КГГП.

Побудований емпіричний полігон порівнюється з фактичними значеннями параметрів отриманих при поелементному контролі на стенді для по елементного контролю.

4.1.3 Програма експериментальних досліджень стенда

4.1.3.1 Дослідження емпіричного полігону розподілу параметра момент обертання рульового вала при вивільненому валу сошки.

4.1.3.2 Дослідження емпіричного полігону розподілу параметра момент на рульовому валу, що відповідає включенню підсилювача (M_0)

4.1.3.3 Дослідження емпіричного полігону розподілу параметра момент на рульовому валу, що відповідає тиску $p_{\max}$ ($M_{\max}$)

4.1.3.4 Дослідження емпіричного полігону розподілу параметрів механічний люфт (α_m) і гідравлічний люфт (α_0)

4.1.3.5 Дослідження емпіричного полігону розподілу параметра тиск холостого ходу p_0

4.1.3.6 Дослідження емпіричного полігону розподілу параметра момент обертності при відсутності подачі робочої рідини ($M_{с\text{оп}}$) і при подачі робочої рідини ($M_{с\text{п}}$)

4.1.3.7 Дослідження емпіричного полігону розподілу параметра внутрішні витікань (ΔQ).

4.1.4 Методика проведення експериментів

Методика поелементних випробувань для досліджень точності і надійності стенда приймається відповідно до розділу 3.2.

У вказаному розділі запропоновано схеми під'єднання і методики оцінки функційних показників.

4.1.4.1 Дослідження емпіричного полігону розподілу параметра момент обертання рульового вала при вивільненому валу сошки

4.1.4.1.1 Визначаємі параметри

Момент обертання рульового вала при вивільненому валу сошки M_{oc}

4.1.4.1.2 Налагоджуємі параметри

Таблиця 4.1.4.1.2

Найменування	Позначення	Одиниці вимірювання	Числ. значення	Засіб вимірювання
1	2	3	4	5
Об'ємна подача робочої рідини	Q	Дм ³ /хв	10-16	Лічильник рідини ШЖУ25-М-16
В'язкість робочої рідини	μ	сСт	10-15	Віскозиметр ВПЖ-2-0,003-ХС3
Температура робочої рідини	t	°С	80	Термометр

1	2	3	4	5
Частота обертання РВ	$n_{РВ}$	$xв^{-1}$	1-2	КДРВБКПЗ
Об'єм партії для випробувань	-	-	42	-

4.1.4.2 Дослідження емпіричного полігону розподілу параметра момент на рульовому валу, що відповідає включенню підсилювача (M_0)

4.1.4.2.1 Визначаємі параметри

Момент на рульовому валу, що відповідає включенню підсилювача

4.1.4.2.2 Налагоджуємі параметри

Таблиця 4.1.4.2.2

Найменування	Позначення	Одиниці вимірювання	Числ. значення	Засіб вимірювання
1	2	3	4	5
Об'ємна подача робочої рідини	Q	Дм ³ /хв	10-16	Лічильник рідини ШЖУ25-М-16
В'язкість робочої рідини	μ	сСт	10-15	Віскозиметр ВПЖ-2-0,003-ХСЗ
Температура робочої рідини	t	°С	80	Термометр
Частота обертання РВ	$n_{РВ}$	$xв^{-1}$	1-2	КДРВБКПЗ
Об'єм партії для випробувань	-	-	42	-

4.1.4.3 Дослідження емпіричного полігону розподілу параметра моменту на рульовому валу, що відповідає тиску $P_{\max}$ ($M_{\max}$)

4.1.4.3.1 Визначаємі параметри

Момент на рульовому валу, що відповідає тиску $P_{\max}$ ($M_{\max}$)

4.1.4.3.2 Налагоджуємі параметри

Таблиця 4.1.4.3.2

Найменування	Позначення	Одиниці вимірювання	Числ. значення	Засіб вимірювання
1	2	3	4	5
Об'ємна подача робочої рідини	Q	Дм ³ /хв	10-16	Лічильник рідини ШЖУ25-М-16
В'язкість робочої рідини	μ	сСт	10-15	Віскозиметр ВПЖ-2-0,003-ХС3
Температура робочої рідини	t	°С	80	Термометр
Частота обертання РВ	n _{РВ}	хв ⁻¹	1-2	КДРВБКПЗ
Крутний момент на ВС	M _{ВС}	-	∞	Блокіратор ВС
Об'єм партії для випробувань	-	-	42	-

4.1.4.4 Дослідження емпіричного полігону розподілу параметрів механічний люфт (α_m) і гідравлічний люфт (α_0)

4.1.4.4.1 Визначаємі параметри

Механічний люфт (α_m) і гідравлічний люфт (α_0)

4.1.4.4.2 Налагоджуємі параметри.

Таблиця 4.1.4.4.2

Найменування	Позначення	Одиниці вимірювання	Числ. значення	Засіб вимірювання
1	2	3	4	5
Об'ємна подача робочої рідини	Q	Дм ³ /хв	10-16	Лічильник рідини ШЖУ25-М-16
В'язкість робочої рідини	μ	сСт	10-15	Віскозиметр ВПЖ-2-0,003-ХСЗ
Температура робочої рідини	t	°С	80	Термометр
Частота обертання РВ	n _{РВ}	хв ⁻¹	1-2	КДРВБКПЗ
Об'єм партії для випробувань	-	-	42	-

4.1.4.5 Дослідження емпіричного полігону розподілу параметра тиск холостого ходу P₀

4.1.4.5.1 Визначаємі параметри

Тиск холостого ходу P₀

4.1.4.5.2 Налагоджуємі параметри.

Таблиця 4.1.4.5.2

Найменування	Позначення	Одиниці вимірювання	Числ. значення	Засіб вимірювання
1	2	3	4	5
Об'ємна подача робочої рідини	Q	Дм ³ /хв	10-16	Лічильник рідини ШЖУ25-М-16

1	2	3	4	5
В'язкість робочої рідини	μ	сСт	10-15	Віскозиметр ВПЖ-2-0,003-ХСЗ
Температура робочої рідини	t	°С	80	Термометр
Частота обертання РВ	$n_{РВ}$	$хв^{-1}$	1-2	КДРВБКПЗ
Крутний момент на ВС	$M_{ВС}$	-	∞	Блокіратор ВС
Об'єм партії для випробувань	-	-	42	-

4.1.4.6 Дослідження емпіричного полігону розподілу параметра момент оборотності при відсутності подачі робочої рідини ($M_{соп}$) і при подачі робочої рідини ($M_{сп}$)

4.1.4.6.1 Визначаємо параметри

Момент оборотності при відсутності подачі робочої рідини ($M_{соп}$) і при подачі робочої рідини ($M_{сп}$)

4.1.4.6.2 Налаштовуємо параметри.

Таблиця 4.1.4.6.2

Найменування	Позначення	Одиниці вимірювання	Числ. значення	Засіб вимірювання
1	2	3	4	5
Об'ємна подача робочої рідини	Q	Дм ³ /хв	10-16	Лічильник рідини ШЖУ25-М-16
В'язкість робочої рідини	μ	сСт	10-15	Віскозиметр ВПЖ-2-0,003-ХСЗ

1	2	3	4	5
Температура робочої рідини	t	°C	80	Термометр
Частота обертання РВ	n _{РВ}	хв ⁻¹	1-2	КДРВБКПЗ
Об'єм партії для випробувань	-	-	42	-

4.1.4.7 Дослідження емпіричного полігону розподілу параметра внутрішні витікань (ΔQ)

4.1.4.7.1 Визначаємі параметри

Внутрішні витікання (ΔQ)

4.1.4.7.2 Налагоджуємі параметри.

Таблиця 4.1.4.7.2

Найменування	Позначення	Одиниці вимірювання	Числ. значення	Засіб вимірювання
1	2	3	4	5
Об'ємна подача робочої рідини	Q	Дм ³ /хв	10-16	Лічильник рідини ШЖУ25-М-16
В'язкість робочої рідини	μ	сСт	10-15	Віскозиметр ВПЖ-2-0,003-ХСЗ
Температура робочої рідини	t	°C	80	Термометр
Частота обертання РВ	n _{РВ}	хв ⁻¹	1-2	КДРВБКПЗ
Об'єм партії для випробувань	-	-	42	-

4.2 Результати дослідних випробувань

4.2.1 Об'єкт випробувань

Кульково-гвинтовий гідروпідсилювач КГГП 430

Об'єм партії для функціональних випробувань - 42 шт.

4.2.2 Результати функціональних випробувань

4.2.2.1 Емпіричний полігон розподілу параметра Момент обертання рульового вала при вивільненому валу сошки (M_{oc})

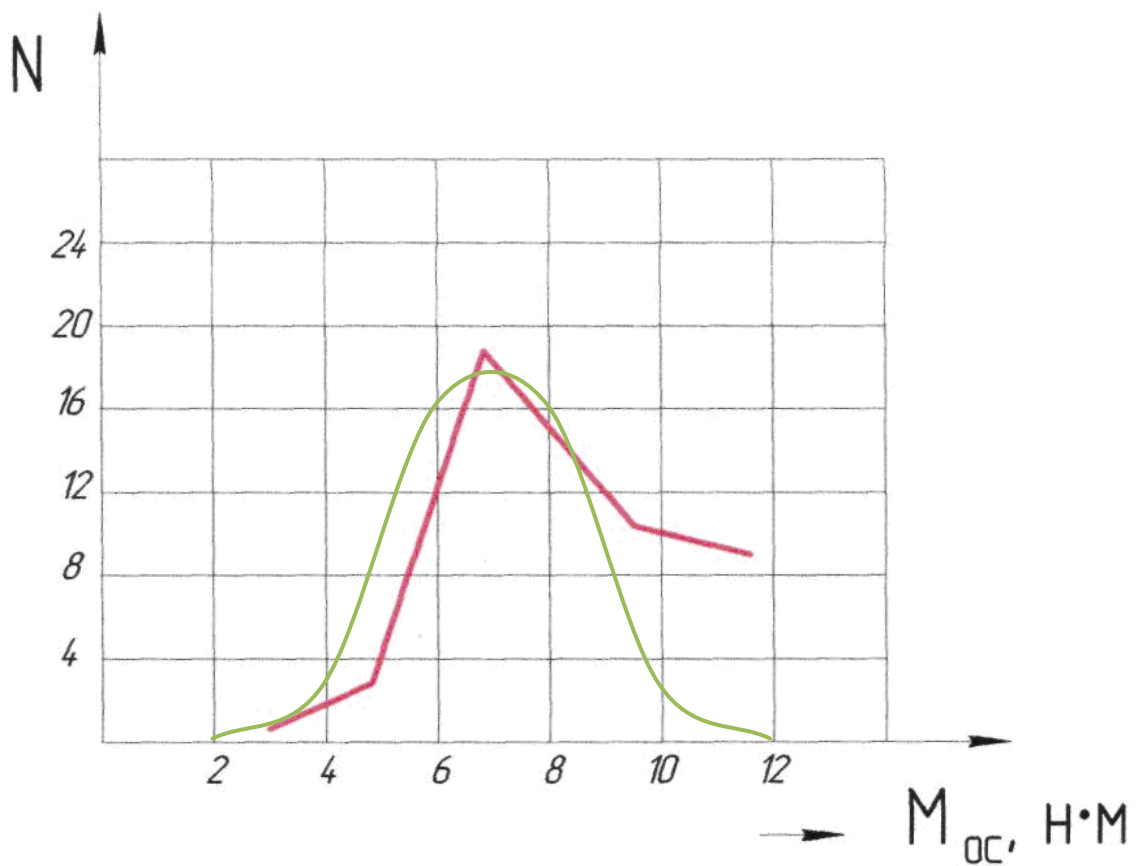


Рис. 4.2.2.1.1

4.2.2.2 Емпіричний полігон розподілу параметра Момент на рульовому валу,
що відповідає включенню підсилювача (M_0)

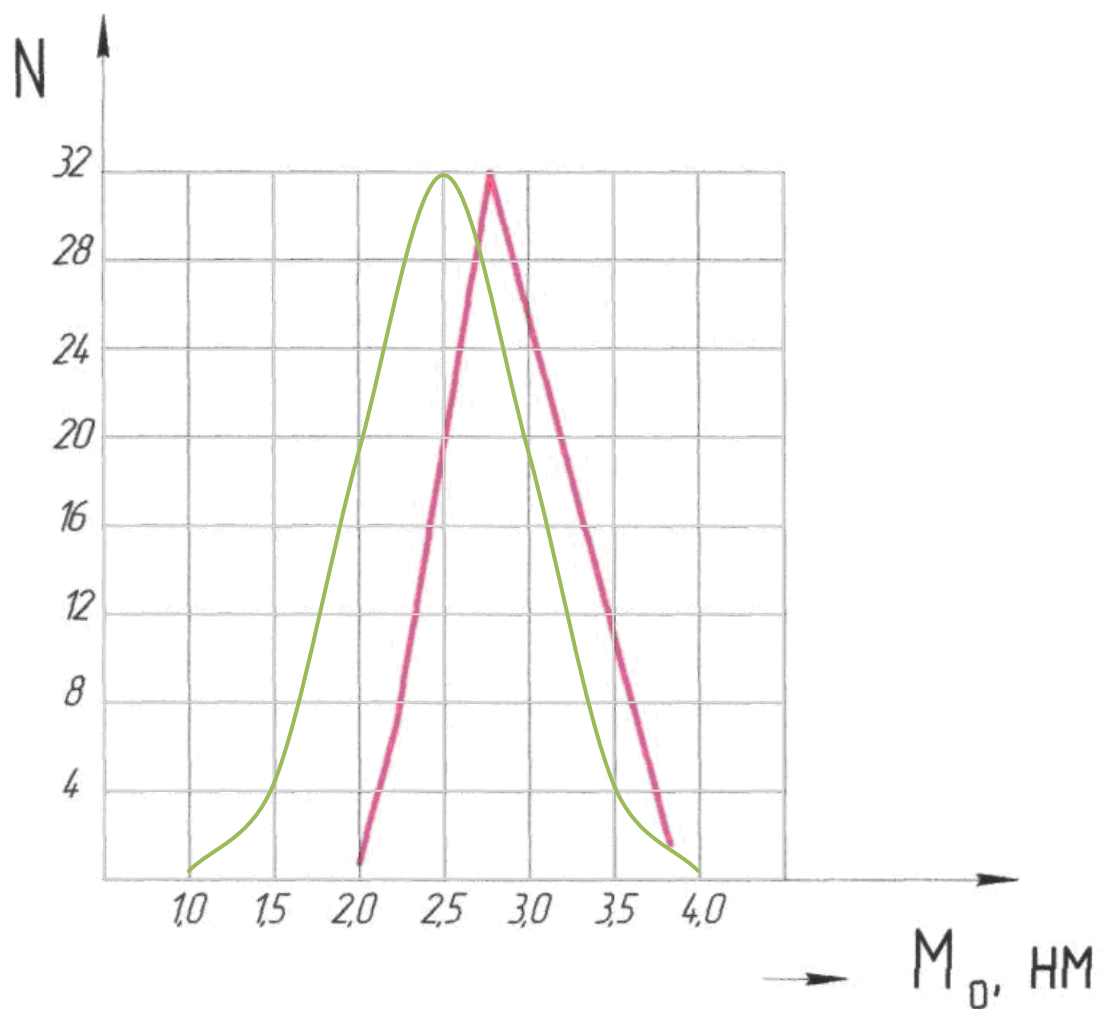


Рис. 4.2.2.2.1

4.2.2.3 Емпіричний полігон розподілу параметра Момент на рульовому валу, що відповідає тиску $P_{\max}$ ($M_{\max}$)

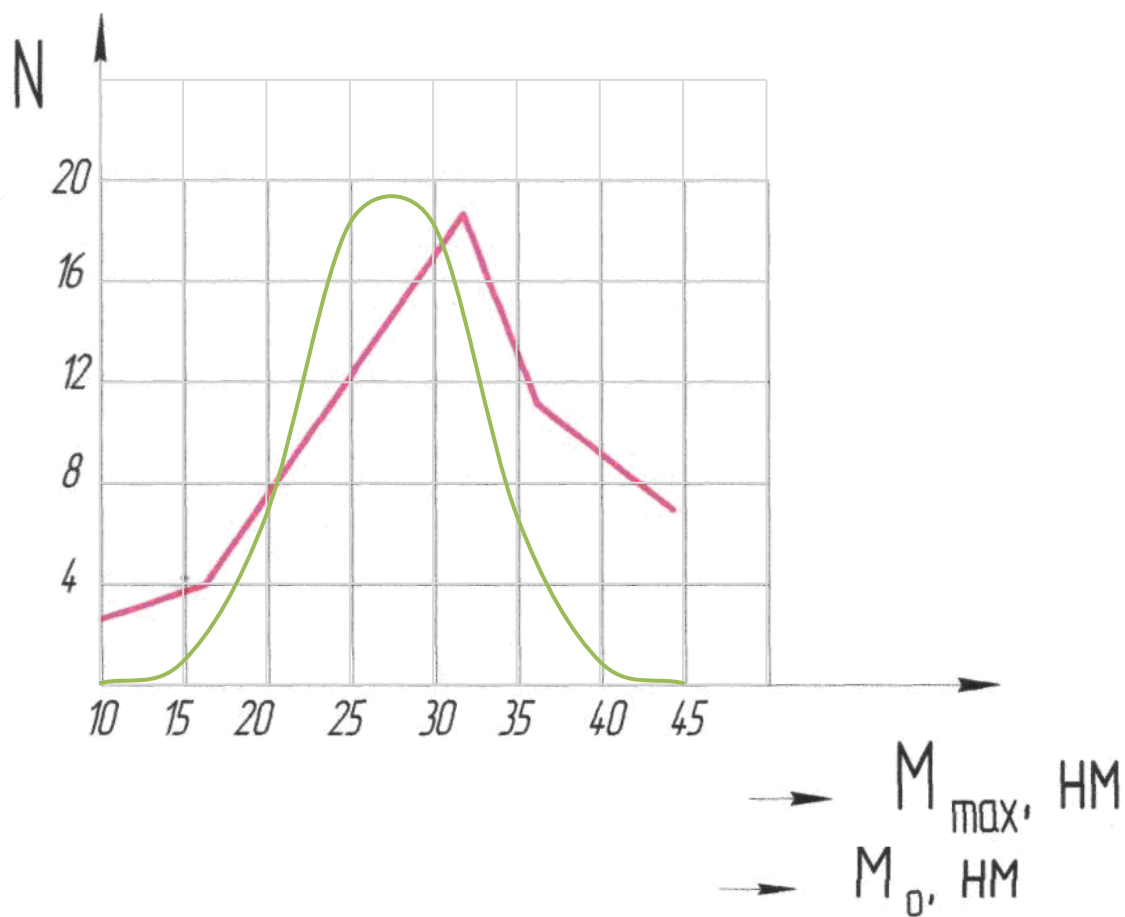


Рис. 4.2.2.3.1

4.2.2.4 Емпіричний полігон розподілу параметрів механічний люфт (α_m) і гідравлічний люфт (α_0)

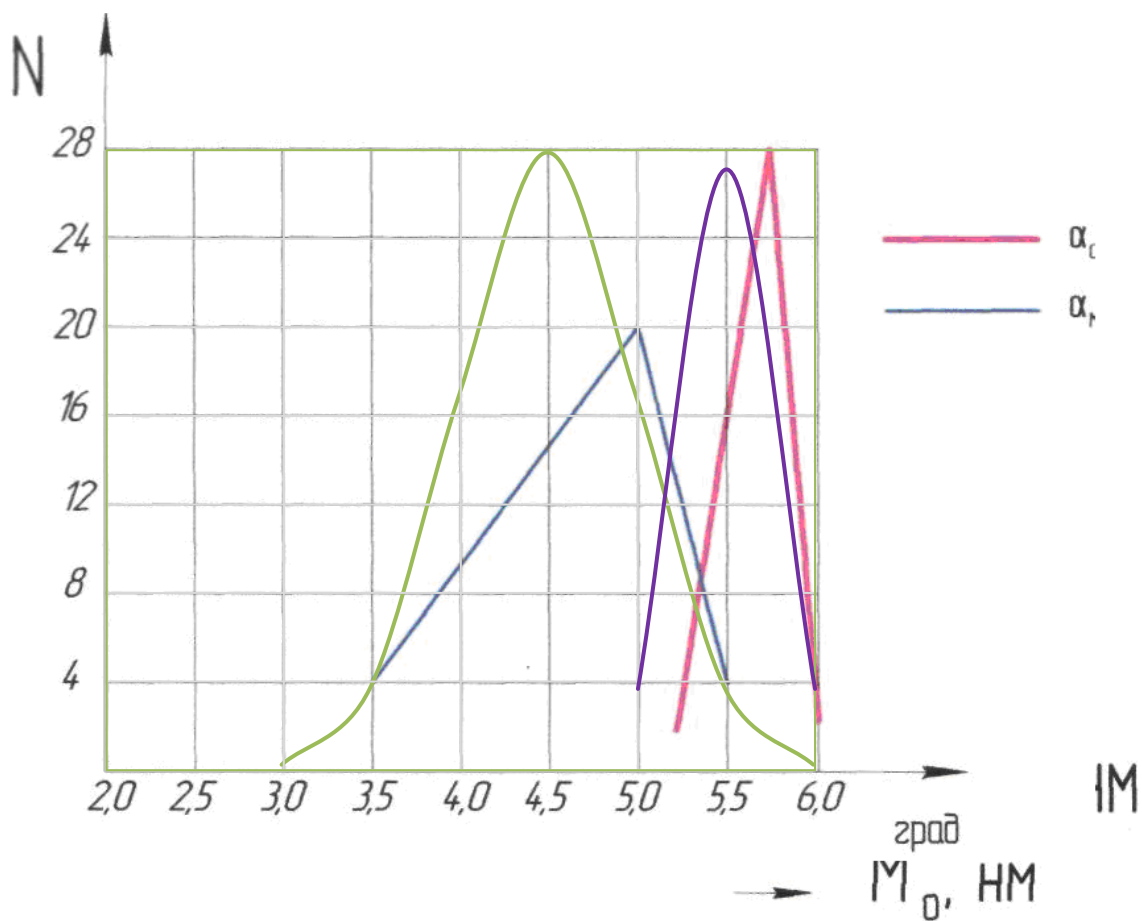


Рис. 4.2.2.4.1

4.2.2.5 Емпіричний полігон розподілу параметра тиск холостого ходу P_0

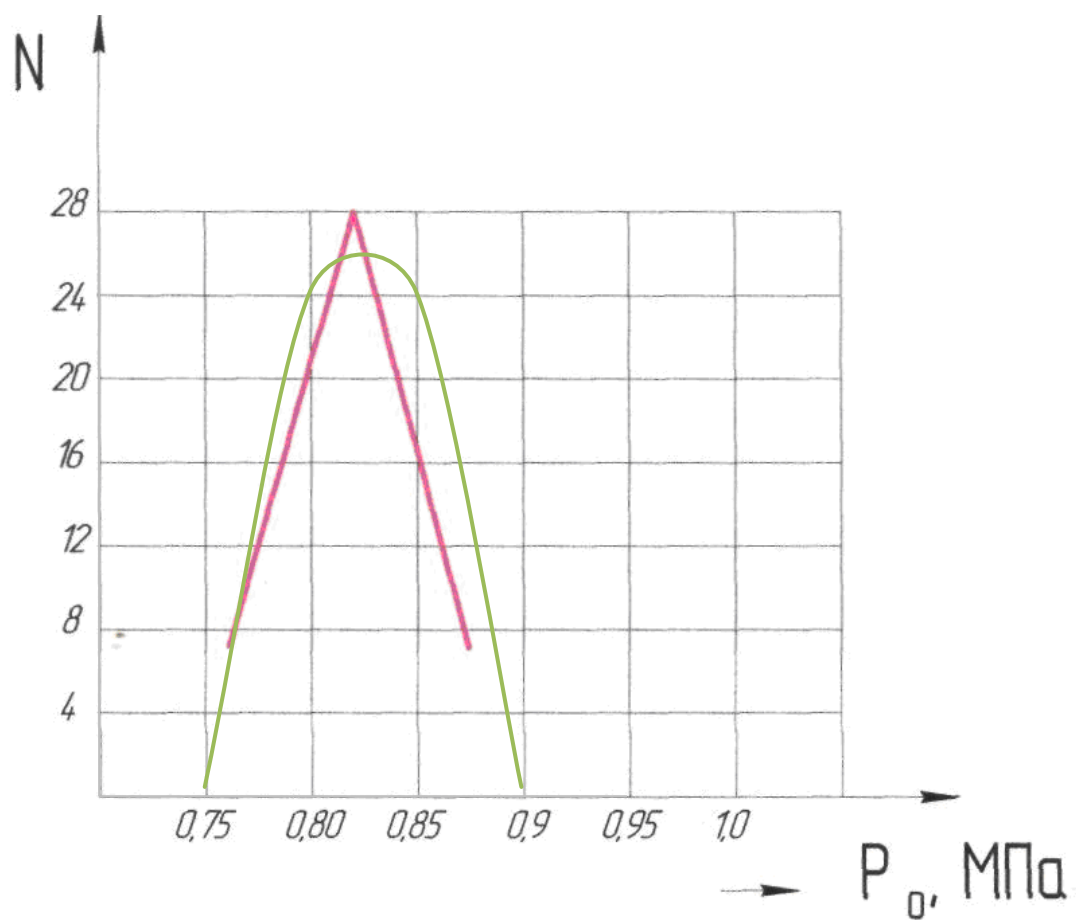


Рис. 4.2.2.5.1

4.2.2.6 Емпіричний полігон розподілу параметра Момент оборотності при відсутності подачі робочої рідини ($M_{с\text{оп}}$) і при подачі робочої рідини ($M_{сп}$)

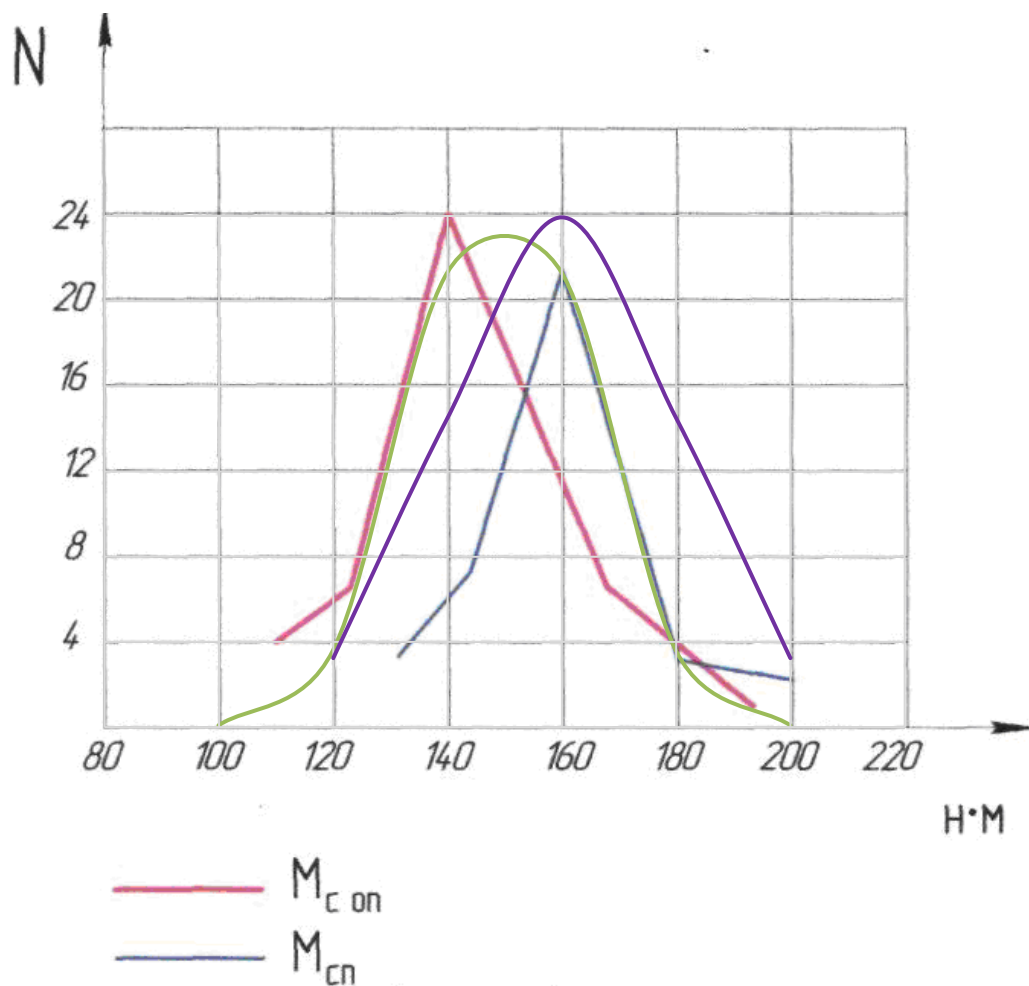


Рис. 4.2.2.6.1

4.2.2.7 Емпіричний полігон розподілу параметра внутрішні витікань (ΔQ)

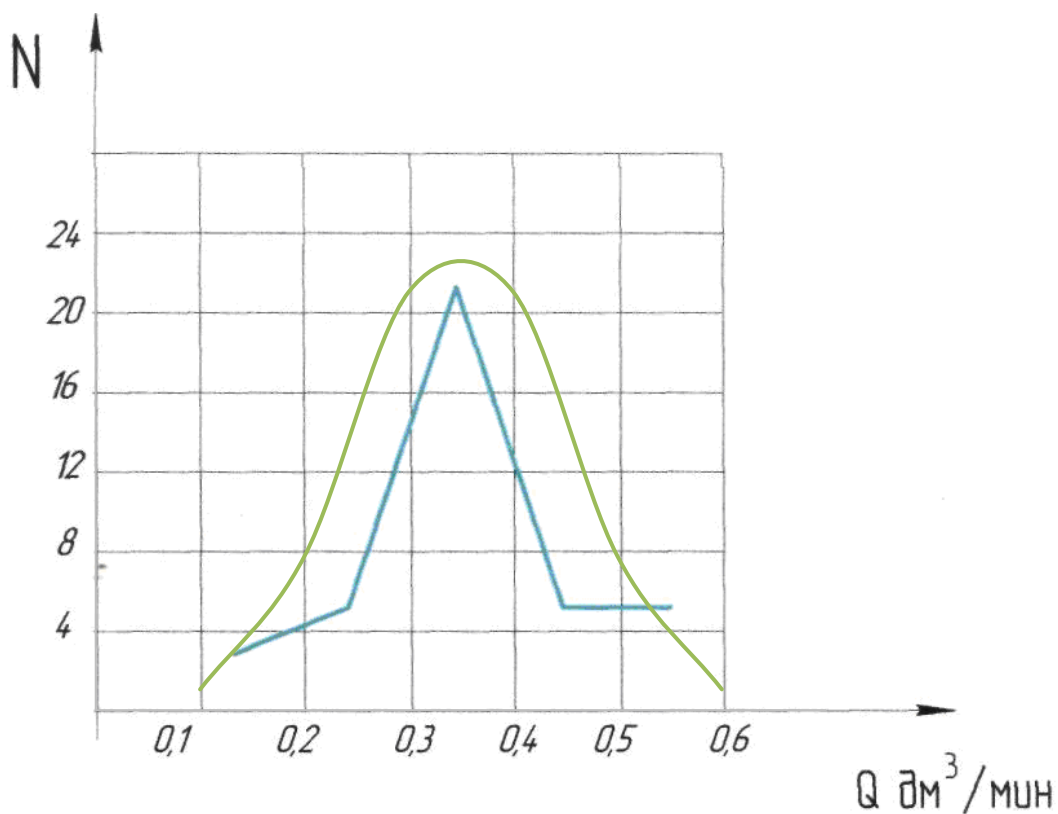


Рис. 4.2.2.7.1

4.2.3 Висновки по проведенню експериментальних досліджень

4.2.3.1 Проведені дослідження в об'ємі дослідної партії 42 шт. КГГП показують стабільність результатів вимірювань функційних показників.

4.2.3.2 По кожному із показників побудований емпіричний полігон розсіяння значень при цьому повторні вибіркові перевірки агрегатів показують стабільність значень функцій них показників.

Похибка при повторних вибіркових вимірюваннях не перевищує 3-4%.

4.2.3.3 Для апроксимації емпіричних кривих до теоретичних кривих нормального розподілу необхідно провести додаткові експерименти з більшою кількістю досліджень об'єктів (100-150 шт. КГГП).

4.2.3.4 В процесі досліджень була забезпечена стабільність роботи агрегатів стенду, збоїв в роботі не спостерігалось.

4.2.3.5 Результати досліджень дають підстави про можливість використання стенду для приймально-здавальних випробувань.

При цьому доцільно в ході експлуатації стенда визначити фактичні значення параметрів надійності:

- Напрацювання на відмову;
- Напрацювання на ресурс.

4.3 Аналіз перспективних напрямлень розвитку систем рульового керування

4.3.1 Загальні положення

Для оцінки проекту проведено аналіз описаних патентів, в тому числі:

- EP2857286 A2;
- US9067603;
- US10035387;
- US20120109465A1;
- US201201687A1.

4.3.2 Динамічне рульове керування Volvo Dynamic Steering

Представлення система призначена головним чином для автоматичної компенсації впливу нерівностей дорожнього покриття на курсову стійкість вантажівки й усунення вібрацій і ударів рульового колеса.

Volvo Dynamic Steering полегшує керування вантажівкою. При русі на низькій швидкості система зменшує опір рульового колеса повороту приблизно на 75%. Це зроблено з ціллю полегшення маневрування на “П’ятачку” або при русі заднім ходом. Як тільки водій ослаблює хват рульового колеса, воно автоматично самоцентрується. на більш високих швидкостях вантажівки впевнено підтримує напрямок свого руху навіть по дорозі з поганим покриттям і при сильних поривах бокового вітру.

Робота нової технології Volvo Trucks заснована на гідравлічному рульовому керуванні вантажівки, якому допомагає електронно-регулюємий електродвигун, постійно залучений в рульове керування, і за необхідністю забезпечуючий додатковий крутний момент при повороті рульового колеса.

Функція Stability Assist системи Volvo Dynamic Steering працює разом з системою електронного контролю стійкості автомобіля (Electronic Stability Control). З допомогою розташованих на рамі датчиків, Stability Assist безперервно контролює ризикання автомобіля (швидкість обертання навколо

вертикальної осі). Коли системою виявляється найменша тенденція заносу вантажівки, вона активується і забезпечує легке обертання рульового колеса, що допомагає водію рулити в протилежному заносу напрямку для стабілізації курсу руху автомобіля.

Інший функцією Volvo Dynamic Steering є помічник руху по смузі Lane Keeping Assist. Він працює спільно з системою Lane Keeping Support при швидкості понад 55 км / год. Функціонування системи засноване на контролі положення автомобіля на дорозі за допомогою камер, що стежать за дорожньою розміткою. Коли електроніка виявляє, що вантажівка може виїхати за межі смуги руху, вона активує рульове управління і допомагає водієві відвернути від розділової лінії. Якщо водієві потрібно додаткове попередження, то система генерує легку вібрацію рульового колеса.

Volvo Dynamic Steering має функцію персональних налаштувань опору повороту рульового колеса, що дозволяє вибрати рульове управління на власний смак.

Пристрій регулювання рульового колеса розташоване трохи нижче рульового колеса, що дозволяє водієві регулювати положення рульового колеса. Рульове пристрій містить перший шарнір, який оперативно з'єднує верхній рульовий вал з проміжним рульовим валом, і другий шарнір, який оперативно з'єднує проміжний рульовий вал з нижнім рульовим валом. Привід (електричний двигун) оперативно розташований між рульовим механізмом і рульовим колесом. Більш конкретно, електродвигун розташований між нижнім, другим шарніром і рульовим механізмом. За допомогою визначення кута повороту в (або на) електродвигуні (або, щонайменше, нижче по потоку від нижнього другого шарніра) будь-яким кутом помилки зсуву в шарнірах усувається. Рульове пристрій (проміжний рульовий вал) проходить через отвір в підлозі в відсіку оператора.

Передні колеса підвішені на жорсткому передньому мосту і поворотних кулаках. Поворотні кулаки гнучко прикріплені до передньої осі з допомогою поворотних коштів у формі штифтів, які зігнуті на обох кінцях. Пристрій

рульового управління містить сервонасос, який оперативно з'єднаний з рульовим механізмом для передачі гідравлічної рідини під тиском до рульового механізму. Крім того, сервонасос оперативно з'єднаний з гідравлічним резервуаром.

Коли водій повертає рульове колесо, його рухи передаються через кермові вали на рульовий механізм. Коли рух рульового колеса досягає рульового механізму, воно посилюється гідравлічним тиском від сервонасоса. Сошка потім передає рульове рух від рульового механізму через тягу до рульового важеля і далі до поворотного кулака, повертаючи колесо. Додатковий рульової важіль (напрямна штанга) з'єднує поворотні кулаки на кожному колесі, щоб забезпечити поворот іншого колеса.

Кут повороту рульового колеса визначають шляхом визначення кута повороту одного зі згаданих коліс. Більш конкретно, кут цапфи одного зі згаданих коліс визначають за допомогою спеціального датчика.

Еталонний генератор і регулюючий контур (містить контролери) переважно реалізовані в програмному забезпеченні.

Значення поперечного прискорення транспортного засобу може бути оцінений з вимірної швидкості нищпорення транспортного засобу.

4.3.2.1 Устрій системи

Електродвигун 12 (рис. 4.3.2.1) призначений для забезпечення кута повороту, він подає привід, керуючий крутний момент або допоміжний крутний момент для допомоги водієві в управлінні.

Електродвигун 12 утворює засіб для забезпечення водієві відчуття рульового управління. Його магнітне поле діє безпосередньо на рульовий вал (або рульову колонку).

Електродвигун 12 управляється блоком 1 (рис. 4.3.2.1.2) на базі інформації про стан ротора. Вихідний сигнал від датчика кута повороту 3 (рис. 2) використовується для контролю положення ротора.

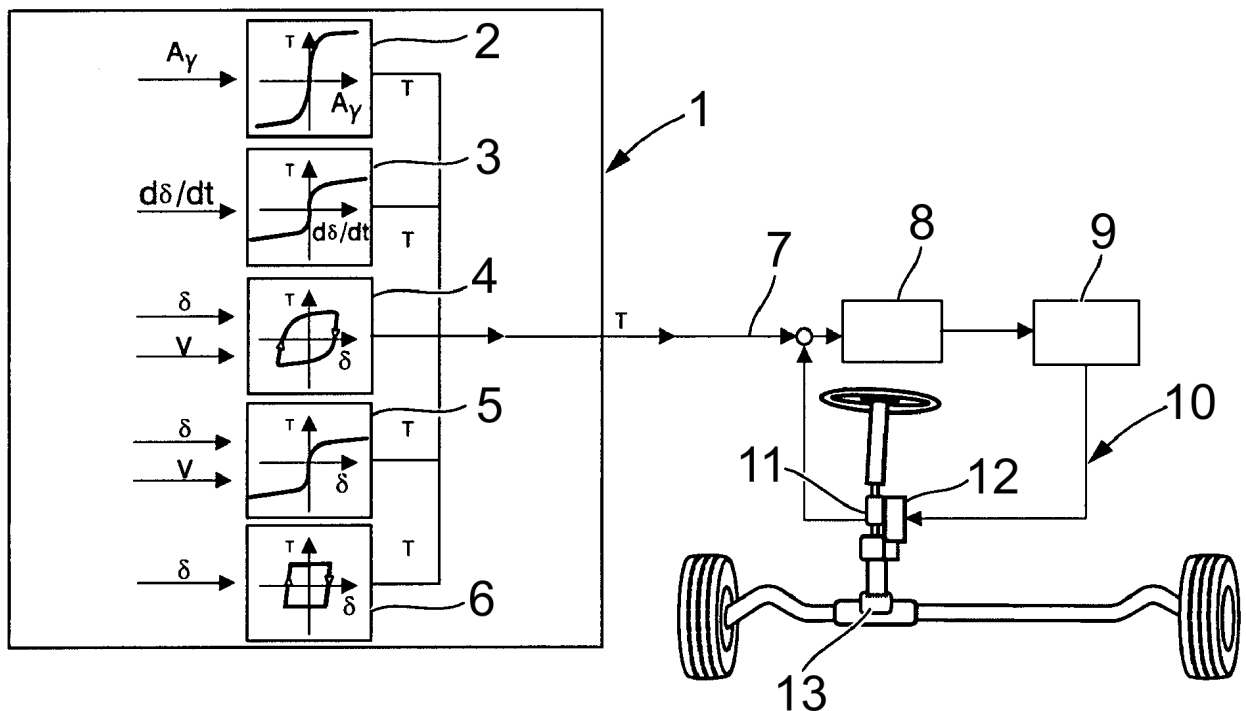


Рис. 4.3.2.1 Динамічна система управління

- 1 - еталонний генератор; 2, 3, 4, 5, 6 - моделі, які генерують вихідні значення крутного моменту, T ; 7 - вихідний, оптимізований параметр T ,
8 - контролер вхідного сигналу; 9 - контролер вихідного сигналу;
10 - регулювальний контур (контролер зворотного зв'язку);
11 - торсіон; 12 - електропривод; 13 - гідропідсилювач

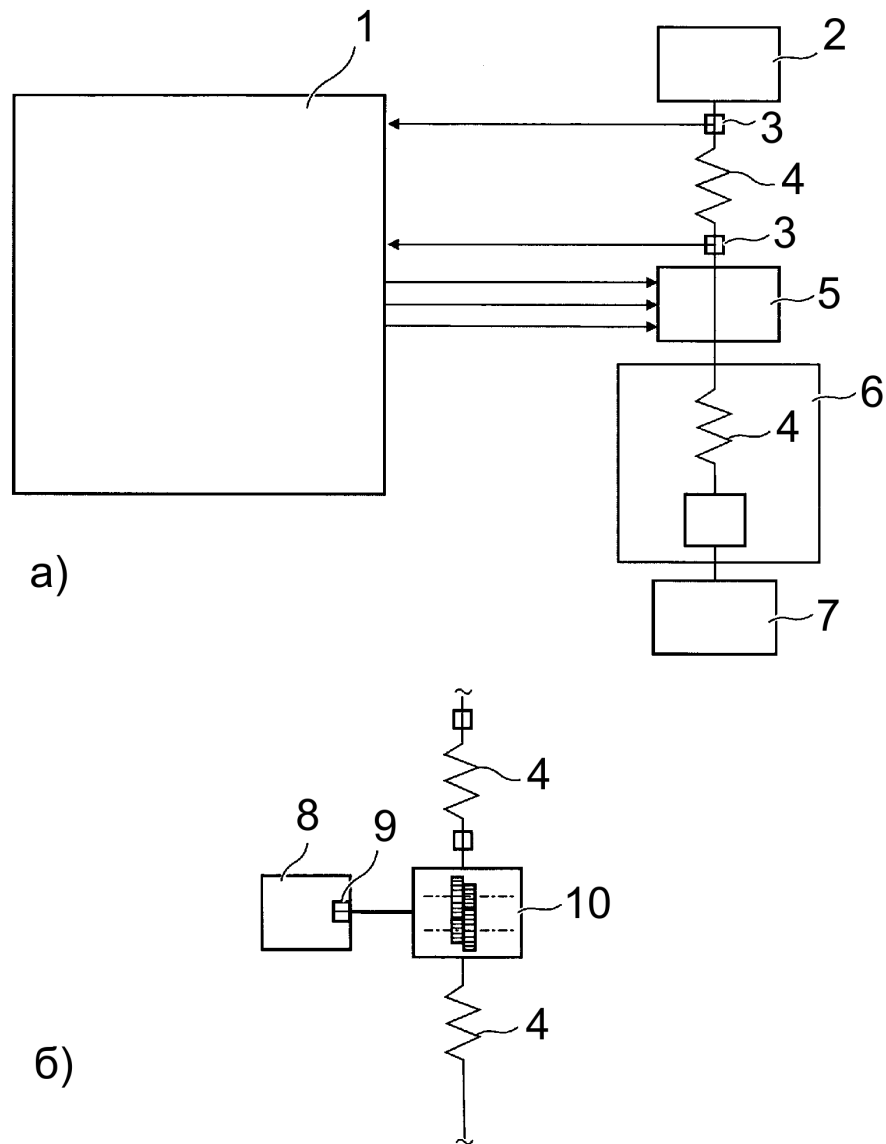


Рис. 4.3.2.1.2 Фрагменти системи управління

а) основна система;

б) система з приводом через коробку передач (для більш стійкої роботи);

1 - блок управління (в комплекті з модулями поз. 2 ... 6, по рис. 1);

2 - рульове колесо; 3 датчик кута повороту; 4 - торсіон; 5 - електродвигун;

6 - гідропідсилювач; 7 - трапеція; 8 - електродвигун з високою частотою оборотів;

9 - датчик кута повороту; 10 - редуктор

Електродвигун 5 (рис. 4.3.2.1.2, а) містить:

- обмотка якоря 1 (рис. 4.3.2.1.3);
- комутатор 2 (рис. 3);
- трехдіодний міст.

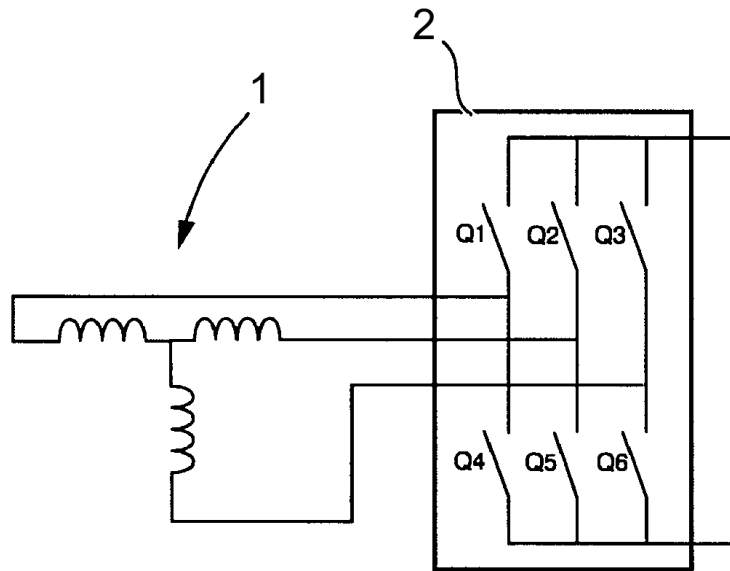


Рис. 4.3.2.1.3 Схема електродвигателя

1 – обмотка якоря; 2 – коммутатор с трехфазным мостом

Система по рис. 2 містить пристрій вимірювання крутного моменту, в якому торсіон 4 утворює пружний зв'язок між елементами датчика кута повороту 3. Таким чином, пристрій вимірювання крутного моменту в комплекті з датчиками 3 утворюють засіб, що контролює поточне значення крутного моменту.

Динамічна система управління по рис. 4.3.2.1 має систему рульового управління з електроприводом (EPAS), яка містить регулюючий елемент 10 (контролер зворотного зв'язку) для забезпечення управління без крутного моменту.

Регулюючий контур 10 приймає вхідний сигнал у вигляді поточних значень крутного моменту на кермовому колесі. Вхідний сигнал приймається від пристрою вимірювання крутного моменту. Отриманий вхідний сигнал виводиться контуром 10 на виконавчий механізм 12, що забезпечує керування без доданого крутного моменту водієм.

Регулюючий контур 10 містить регулятор (контролер) 8 який виконує функцію фільтру. Регулятор 8 виконує функцію зменшення помилки в роботі системи.

Регулятор 8 приймає сигнал із значенням крутного моменту, прикладеного до рульового управління через електродвигун 12 (рис. 4.3.2.1) і в реакцію на це формує вихідний сигнал.

Регулюючий контур 10 містить засіб 9 управління електродвигуном, яке служить для прийому вихідного сигналу, яке зазначає крутний момент, від регулятора 8 і вироблення сигналу з відповідним значенням струму для електродвигуна 12.

Регулятор 8 і активатор 9 об'єднані в єдиному контролері.

EPAS містить керуючу систему 1 з найменуванням еталонний генератор. Його завдання формування необхідного крутного моменту T який повинен бути прикладений до керма, для забезпечення у водія почуття керма.

Еталонний генератор 1 формує необхідне значення крутного моменту на основі кута повороту.

Еталонний генератор 1 підключений до контуру 10 і видає сигнал, який вказує бажаний крутний момент рульового управління. При цьому відбувається порівняння бажаного крутного моменту T з поточним його значенням і безперервна адаптація вихідного сигналу до приводу.

Блок управління 1 (рис. 4.3.2.1.2) являє собою еталонний генератор 1 (рис. 1) і контролери 8 і 9 (рис. 4.3.2.1). Блок керування виконаний з можливістю прийому сигналів від датчиків 3 (рис. 4.3.2.1.2) для управління електродвигуном 5. Ротор електродвигуна 5 (рис. 4.3.2.1.2) утворює рульовий вал.

На рис. 4.3.2.1.2, б показаний альтернативний варіант системи управління. Між електродвигуном 8 і рульовим валом розташована коробка передач 10. Коробка передач 10 виконана з можливістю зміни швидкостей. Електродвигун 8 в цьому варіанті високошвидкісний.

Датчик 9 кута повороту рульового колеса розташований на електродвигуні 8. Ця альтернатива краще, оскільки збільшує роздільну здатність (ступінь точності) значень кута повороту рульового колеса.

Еталонний генератор 1 (рис. 4.3.2.1) містить безліч моделей операцій керуючого крутного моменту 2, 3, 4, 5, 6. Модель функціонування керуючого крутного моменту в основі містить математичну модель (моделі). Кожна модель виходять параметром має крутний момент T при єдиному вхідному сигналі. Кожна модель 2, 3, 4, 5, 6 містить математичну функцію, в якій значення крутного моменту T визначається як функція значення вхідного сигналу, в тому числі: A_y , $d\delta/dt$, δ , V .

Індивідуальні значення крутного моменту T впливають з моделей 2, 3, 4, 5, 6 підсумовуються утворюючи крутний момент, який формує вихідний сигнал 7 від еталонного генератора 1.

Еталонний генератор містить моделі характеристик параметрів рульового управління, в тому числі:

- поперечний (бічний) прискорення транспортного засобу A_y , модель 2;
- демпфірування - швидкість зміни кута повороту керма $d\delta/dt$ модель 3;
- тертя шини δ , V , модель 4;
- самоцентрування δ , V , модель 5;
- внутрішнє тертя рульового механізму δ , модель 6.

Сигнали вводяться в еталонний генератор 1 (рис. 4.3.2.1), відображають намір водія керувати кермом, наприклад, кут повороту δ і швидкість зміни кута повороту $d\delta/dt$.

Сигнали вводяться в еталонний генератор такої як поперечне прискорення A_y або швидкість нищпорення (модель 2). Такий рух може бути виявлено датчиком. Модель 2 визначає взаємозв'язок між значенням направляючого крутного моменту T з поточним поперечним прискоренням

A_y . Модель 2 приймає вхідний сигнал A_y і змінює значення крутного моменту T для компенсації прискорення. Модель 2 являє собою чисто статистичну функцію, без урахування можливих неузгодженостей між A_y і T .

Демпфуюча модель 3 являє заздалегідь певну взаємозв'язок між значенням крутного моменту T і поточною швидкістю рульового управління $d\delta/dt$ для досягнення бажаного відчуття рульового управління. Демпфуюча модель 3 приймає сигнал, який вказує швидкість $d\delta/dt$, сприяючи зростанню крутного моменту T . Значення крутного моменту T виводиться з моделі демпфірування сформовано так, щоб діяти в протилежному напрямку щодо швидкості $d\delta/dt$. Таким чином демпфуючий момент T пропорційний швидкості $d\delta/dt$ при переміщенні по прямій і обмежений максимальним значенням при парковці або маневруванні. Тому модель 2 поперечного прискорення і модель 3 демпфірування пов'язані між собою.

Самоцентруюча модель 5 являє собою співвідношення між значенням крутного моменту T і поточним кутом повороту рульового колеса δ для досягнення бажаного відчуття рульового управління.

Самоцентрування - активне повернення звільненого рульового колеса в нейтраль.

Самоцентруюча модель 5 приймає сигнал, який вказує кут повороту рульового колеса δ і сигнал, який вказує швидкість транспортного засобу V в якості вхідних. Мета вхідних сигналів полягає в тому, щоб модулювати необхідний крутний момент T , відповідний фактичній швидкості V .

Моделі 4 і 6 створюють певний тертя в кермі. Тертя бажано під час центрування, щоб досягти збільшення крутного моменту T при невеликих кутах повороту рульового колеса.

Тертя бажано при русі по довгих поворотах, так що кермові сили зменшуються, при цьому водій може утримувати рульове колесо на терті.

Модель 4 представляє собою динамічну модель розгортання шини з урахуванням крутного моменту T рульового управління.

Співвідношення між кутом рульового управління δ і обертовим моментом T задається фізичною залежністю, де прогин окремих гумових елементів моделюється в залежності від (диференціала) збільшення кута керма, а кручення і ослаблення гумових елементів – за рахунок кочення шини. Що виходять модель 4 дає менший гістерезис при збільшенні швидкості V транспортного засобу і постійної частоти повороту транспортного засобу.

Модель 4 забезпечує кероване (механічне) рульове керування не залежно від відчуттів.

Модель шини 4 і модель 6 тертя механічних з'єднань схожі між собою. Таким чином зосереджена жорсткість на терті в модель 4 і моделі 6.

5. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

5.1 Вихідні данні.

Ціллю модернізації станку являється його пристосування до випробування ПЦП, а також розширення функціональних можливостей в області зняття показників, автоматизації роботи станка, скорочення часу наладки порівняно з із базовим станком який підлягає модернізації.

Таблиця 5.1 Загальні вихідні техніко-економічні показники базового та нового станка

№ п/п	Показники	Оди-ниця	Варіанти	
			Базовий	Проектний
1	2	3	4	5
1.	Програма виробництва верстатів	шт./рік	1	1
2.	Програма виробництва деталей у споживача	шт./рік	1800	1800
3.	Штучний час випробування	хв.	120	120
4	Маса верстата	т	400	387
5	Площа, яку займає верстат	м ²	2200x2400x1800	2200x2400x1800
6	Встановлена потужність електродвигунів	кВт	4,5	4,5
7	Категорія ремонтної складності			
	а) механічної частини	УРО	8	8
	б) електричної частини	УРО	3	3
8	Розряд роботи:			
	а) верстатника	розряд	2	2
	б)наладчика	розряд	6	6
9	Оптова ціна базового верстата	грн.	26000	-

5.2 Витрати на проектування конструкції стенда.

$$B_{пк} = H_{ор} \cdot T_{кон} \cdot З_{сг.к} \cdot \left(1 + \frac{K_{\partial}}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{B_c}{100}\right) - H_{в}$$

де $H_{ор}$ – кількість найменувань оригінальних деталей, які входять до конструкції нового об'єкта, шт.;

$T_{кон}$ – сумарна кількість годин на розробку усіх видів конструкторської документації, яка в середньому припадає на одне найменування оригінальних деталей;

$З_{сг.к}$ – середньогодинна заробітна плата конструктора, грн./год.;

K_{∂} – додаткова заробітна плата конструктора, %;

B_c – відрахування у соціальні фонди (єдиний соціальний внесок) від заробітної плати конструкторів, %;

$H_{в}$ – накладні витрати, грн. (визначаються в процентах від основної заробітної плати конструкторів).

$$\begin{aligned} B_{пк} &= 9 \cdot 20 \cdot 34,0909 \cdot \left(1 + \frac{10}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{22}{100}\right) - \left(9 \cdot 20 \cdot 34,0909 \cdot \frac{12}{100}\right) = \\ &= 7498,63 \text{ грн} \end{aligned}$$

5.3 Витрати на технологічну підготовку виробництва стенда.

$$B_m = H_{ор} \cdot T_{тех} \cdot З_{сг.т} \cdot \left(1 + \frac{K_{\partial}}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{B_c}{100}\right) + H_{в}$$

де $T_{тех}$ – сумарна трудомісткість технологічних робіт, які припадають на одне найменування оригінальної деталі;

$З_{сг.т}$ – середньогодинна плата технолога, грн./год.

$$\begin{aligned} B_m &= 9 \cdot 25 \cdot 34,0909 \cdot \left(1 + \frac{10}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{22}{100}\right) + \left(9 \cdot 25 \cdot 34,0909 \cdot \frac{12}{100}\right) = \\ &= 11214,2 \text{ грн} \end{aligned}$$

5.4 Визначення витрат на виготовлення (модернізацію) стенда та обґрунтування його оптової ціни

5.4.1 Трудомісткість виготовлення (модернізації) об'єкта (T_o) визначають в нормо-годинах за формулою:

$$T_o = \sum_{i=1}^n T_i$$

де T_l , T_k , T_z , T_m , T_t , T_g , T_c , T_f , T_p – трудомісткість ливарних, ковальсько-штампувальних, зварювально-заготівельних, механічних, термічних, гальванічних, слюсарсько-складальних, фарбувальних, пакувальних та інших робіт.

$$T_o = 16+6+8+4=34 \text{ нормо години}$$

5.4.2 Після визначення трудомісткості виготовлення проектного об'єкта визначають:

- основну заробітну плату виробничих робітників:

$$Z_{op} = \sum_{i=1}^n C_{r(i)} \cdot T_{(i)}$$

де n – кількість i -тих видів робіт;

$C_{r(i)}$ – середньогодинна тарифна ставка робітників, які виконують i -тий вид робіт (з урахуванням умов праці), грн.

$$Z_{op} = 16 \cdot 55,843 + 6 \cdot 64,282 + 8 \cdot 55,399 + 4 \cdot 43,903 = 893,488 + 385,698 + 443,192 + 175,612 = 1897,99 \text{ грн}$$

- витрати на утримання та експлуатацію обладнання:

$$B_o = \sum_{i=1}^n \left(Z_{op(i)} \cdot \frac{P_{bo(i)}}{100} \right)$$

де $P_{bo(i)}$ – процент витрат на утримання та експлуатацію обладнання по кожному i -му виду робіт (цеху) за заводською калькуляцією:

$$B_o = 893,488 \cdot \frac{310}{100} + 385,698 \cdot \frac{245}{100} + 443,192 \cdot \frac{210}{100} + 175,612 \cdot \frac{110}{100} =$$

$$= 2769,813 + 944,96 + 930,703 + 193,173 = 4838,65 \text{ грн}$$

- цехові витрати:

$$B_{\text{цех}} = \sum_{i=1}^n \left(Z_{\text{ор}(i)} \cdot \frac{P_{\text{цв}(i)}}{100} \right)$$

де $P_{\text{цв}}$ – процент цехових витрат по кожному i -му виду робіт (цеху) за заводською калькуляцією.

$$B_{\text{цех}} = 893,488 \cdot \frac{223}{100} + 385,698 \cdot \frac{132}{100} + 443,192 \cdot \frac{142}{100} + 175,612 \cdot \frac{120}{100} =$$

$$= 1992,478 + 509,121 + 629,333 + 210,734 = 3341,667 \text{ грн}$$

5.4.3 Виконані розрахунки зводимо до табл. 5.2

Таблиця 5.2 Трудомісткість виготовлення (модернізації) та окремі види витрат, включені до собівартості об'єкта

Види робіт	Трудомісткість робіт нормо-год.	Середній розряд	Середньогодинна тарифна ставка робітників, грн./год.	Основна заробітна плата робітників $Z_{\text{ор}}$, грн.	Витрати на утримання та експлу- атацію обладнання B_o		Загально- виробничі (цехові) витрати, $B_{\text{цех}}$	
					%	грн.	%	грн.
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Ковальсько-штампувальні	16	3	55,843	893,488	310	2769,813	223	1992,478
Зварювально-заготівельні	6	4	64,282	385,698	245	944,96	132	509,121
Слюсарсько-складальні	8	4	55,399	443,192	210	930,703	142	629,333

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Фарбувальні	4	2	43,903	175,612	110	193,173	120	210,734
Всього	34			1897,99		4838,65		3341,667

5.4.4 Собівартість (повну) виготовлення (модернізації) об'єкта розраховують за статтями витрат за допомогою отриманих на підприємстві кошторисних та звітних калькуляцій базових конструкцій.

Розрахунок виконують за формулою, а результати зводять до табл. 5.4

$$C_{\text{пов}} = M_o + M_d + \Pi_n + B_n + T_v - B_{zv} + \Pi_{\text{тех}} + E_{\text{тех}} + Z_{\text{ор}} + Z_{\text{др}} + B_c + Z_{\text{цп}} + B_o + B_{\text{цех}} + B_{\text{зав}} + B_{\text{ін}} + B_{\text{пв}}$$

де M_o , M_d – відповідно витрати на основні та допоміжні матеріали, грн.;

Π_n – покупні напівфабрикати, комплектуючі вироби та послуги сторонніх підприємств, грн.;

B_{zv} – зворотні відходи, які реалізуються (віднімаються), грн.;

B_n – напівфабрикати власного виробництва, грн.

Розрахунки M_o , M_d , Π_n , B_{zv} , B_n зводять до табл. 5.3 У разі відсутності точних даних щодо витрат M_d та B_{zv} розрахунки за цими статтями виконують укрупнено у відсотках від M_o .

T_v – транспортно-заготівельні витрати, грн.;

$E_{\text{тех}}$, $\Pi_{\text{тех}}$ – енергія та паливо на технологічні цілі, грн.;

$Z_{\text{др}}$ – допоміжна заробітна плата виробничих робітників, грн.;

B_c – відрахування у соціальні фонди (єдиний соціальний внесок), грн.;

$Z_{\text{цп}}$ – відшкодування зносу інструменту та пристосувань цільового призначення та інші спеціальні витрати, грн.;

$B_{\text{зав}}$ – загальногосподарські (загальнозаводські) витрати, грн.;

$B_{\text{ін}}$ – інші виробничі витрати, грн.;

$B_{\text{пв}}$ – позавиробничі витрати, грн.

Таблиця 5.3 Склад матеріальних витрат на проєктований об'єкт

№ з/п	Матеріали, покупні напівфабрикати та комплектуючі вироби	Одиниця	Витрати (шт., кг)	Ціна, грн.	Витрати на виріб, грн.
1	2	3	4	5	6
	<u>Основні матеріали</u>				
1	Лист металевий	шт	3 шт.	1000	3000
	Всього основних матеріалів	-	-	-	3000
	<u>Покупні напівфабрикати, комплектуючі вироби,</u> у тому числі: а) електро- та гідрообладнання: -Аналого цифровий перетворювач; -Цифроаналоговий перетворювач; -Персональний компютер; -дисплей; -електронний осцилограф; -електропроводка; -електрокабелі для передвання інформації.				
		шт	1	500	500
		шт	1	500	500
		шт	1	1500	1500
		шт	1	2000	2000
		шт	1	3000	3000
		шт	1	300	300
		шт	1	450	450
	Всього покупних	-	-	-	21750

$$\begin{aligned}
 C_{\text{пов}} &= 3000 + 120 + 21750 + 1243,5 - 180 + 1134,998 + 1134,998 + \\
 &+ 1897,99 + 113,879 + 442,611 + 231,555 + 4838,65 + 3341,667 + \\
 &4194,558 + 64,532 + 433,289 = 43762,23 \text{ грн}
 \end{aligned}$$

Таблиця 5.4 Повна собівартість виготовлення (модернізації) об'єкта та його
оптова ціна

№ з/п	Стаття калькуляції	Коротке позначення	Метод розрахунку, джерело інформації	Результат, сума, грн.
1	2	3	4	5
1.	Матеріали основні	M_o	табл. 6	3000
2.	Матеріали допоміжні	M_δ	4% від M_o	120
3.	Покупні напівфабрикати, комплектуючі вироби та послуги інших підприємств	Π_n	табл. 6	21750
4.	Транспортно- заготівельні витрати	T_v	5% від ($M_o + M_\delta + \Pi_n$)	1243,5
5.	Зворотні відходи (віднімаються)	$-B_{зв}$	6% від M_o	180
6.	Паливо та енергія на технологічні цілі	Π_{tex}, E_{tex}	59,8% від $З_{op}$	1134,998
7.	Всього матеріальні витрати	-	-	28203,496
8.	Основна заробітна плата виробничих робітників	$З_{op}$	табл. 5.2	1897,99
9.	Додаткова заробітна плата виробничих робітників	$З_{op}$	10% від $З_{op}$	113,879
10.	Відрахування у соціальні фонди (єдиний соціальний внесок)	B_c	22% від ($З_{op} + З_{op}$)	442,611
11.	Відшкодування зносу інструменту та пристосувань цільового призначення та інші спеціальні витрати	$З_{цп}$	12,2% від $З_{op}$	231,555
12.	Витрати на утримання та експлуатацію обладнання	B_o	табл. 5.2	4838,65

1	2	3	4	5
13.	Загальновиробничі витрати	$B_{цех}$	табл. 5.2	3341,667
14.	Загальногосподарські витрати	$B_{зав}$	221% від $З_{ор}$	4194,558
15.	Інші виробничі витрати	$B_{ін}$	3,4% від $З_{ор}$	64,532
16.	Виробнича собівартість об'єкта	$C_{вир}$	Σст. 8-16	43328,938
17.	Позавиробничі витрати	$B_{пв}$	1% від $C_{вир}$	433,289
18.	Повна собівартість	$C_{пов}$	$C_{вир} + B_{пв}$	43762,23

5.4.5. Повна собівартість при модернізації.

$$C_{\text{мод}} = C_{\text{пов.б}} - \sum_1^T C_{\text{ан.пов}} + C_{\text{пов.мод}},$$

де $C_{\text{пов.б}}$ – повна собівартість базового верстата, грн.;

m – кількість анульованих деталей та вузлів;

$C_{\text{ан.пов}}$ – собівартість анульованих деталей та вузлів, грн.

$C_{\text{пов.мод}}$ – повна собівартість деталей та вузлів, що розроблюються (собівартість модернізації), грн.

$$C_{\text{мод}} = 25000 - 12000 + 43762,23 = 56762,23 \text{ грн.}$$

5.3.6 Якщо підприємство модернізує стенд для влансних потреб, то на балансі його буде враховано за вартістю:

$$\Phi_{\text{бал.н}} = \Phi_{\text{зал.б}} - B_{\text{ан}} + C_{\text{мод}}$$

де $\Phi_{\text{зал.б}}$ - залишкова вартість базового верстата на момент його модернізації, грн.:

$$\Phi_{\text{зал.б}} = \Phi_{\text{бал.б}} - \frac{\Phi_{\text{бал.б}} \cdot H_a \cdot T_{ек}}{100}$$

де $\Phi_{\text{бал.б}}$ - балансова вартість базового верстата, грн.:

$$\Phi_{\text{бал.б}} = \Pi_{\text{опт.б}} \cdot (1 + K_{\text{тр}} + K_{\text{м}} + K_{\text{ф}})$$

де $\Pi_{\text{опт.б}}$ – оптова ціна базового верстата, грн.;

$K_{\text{тр}}$, $K_{\text{м}}$, $K_{\text{ф}}$ – відповідно коефіцієнти, які враховують транспортування (0,05...0,1), монтаж (0,04...0,06) та улаштування фундаменту (0,02...0,08).

$B_{ан}$ – вартість анульованих деталей та вузлів, грн.;

$C_{мод}$ - виробнича собівартість модернізації верстата, грн.

$$\Phi_{бал.б} = 28750 \cdot (1 + 0,1 + 0,05 + 0,03) = 33925 \text{ грн}$$

$$\Phi_{зал.б} = 33925 - \frac{33925 \cdot 15 \cdot 5}{100} = 8481,25 \text{ грн}$$

$$\Phi_{бал.н} = 8481,25 - 10000 + 43328,938 = 41813,188 \text{ грн}$$

5.4.7 Оптова ціна нового стенду у разі його реалізації.

$$Ц_{опт} = C_{мод} + П_n$$

де $П_n$ – плановий прибуток, грн.

$$П_n = \frac{P_{пр} \cdot C_{мод}}{100}$$

де $P_{пр}$ – рентабельність виробництва об'єкта в проектному варіанті, % (слід приймати за заводськими даними або узгоджувати з керівником курсової або дипломної роботи).

$$П_n = \frac{15 \cdot 56762,227}{100} = 8514,334 \text{ грн}$$

$$Ц_{опт} = 56762,227 + 8514,334 = 65277 \text{ грн}$$

5.5 Експлуатаційні витрати на одне випробування:

$$B_e = \sum_{i=1}^m B_{(i)},$$

де B_z – витрати на заробітну плату основну, додаткову та відрахуваннями на соціальні потреби основних робітників, грн.;

$B_{ел}$ – витрати на силову електроенергію, грн.;

B_p – витрати на ремонт обладнання, грн.;

B_{yn} – витрати на утримання приміщення, грн.;

B_a – витрати на амортизацію обладнання, грн.;

B_n – витрати на налагодження верстата, грн.

$$B_z = C_r \cdot \frac{T_{нор}}{60} \cdot (1 + K_d) \cdot (1 + K_c),$$

де C_z - годинна тарифна ставка робітника, грн.;

$T_{нор}$ – норма часу на випробування, хв.;

K_o, K_c – відповідно коефіцієнти додаткової зарплати та єдиного соціального внеску.

$$B_z = 40,625 \cdot \frac{120}{60} \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) = 109,038 \text{ грн}$$

Витрати на електроенергію силову:

$$B_{ел} = \frac{N_{\epsilon} \cdot K_o \cdot K_N \cdot K_o}{\eta_m \cdot \eta_c} \cdot \frac{T_{нор}}{60} \cdot C_{ел}$$

де N_{ϵ} – встановлена потужність електродвигунів верстата, кВт;

$K_o = 0,65 \dots 0,8$ – коефіцієнт одночасної роботи моторів;

K_N – коефіцієнт, який враховує завантаження електродвигунів за потужністю (може бути прийнятий у розмірі 0,4...0,5 – для розточувальних, шліфувальних, опоряджувальних, заточувальних верстатів; 0,5...0,6 – для токарних, карусельних, свердлильних, довбальних верстатів; 0,6...0,7 – для заготівельних, револьверних, фрезерних, протяжних, зубообробних верстатів; 0,7...0,8 – для токарних автоматів та напівавтоматів, багатошпиндельних, агрегатних верстатів);

$K_o = 0,3 \dots 0,5$ – коефіцієнт, який враховує завантаження електродвигунів верстата за часом;

$\eta_m = 0,86 \dots 0,9$ – середній коефіцієнт корисної дії електродвигунів;

$\eta_c = 0,92 \dots 0,96$ – коефіцієнт, який враховує втрати електроенергії у мережі підприємства;

$C_{ел}$ – ціна 1 кВт-год силовій електроенергії, грн

$$B_{ел} = \frac{4,5 \cdot 0,65 \cdot 0,5 \cdot 0,3}{0,9 \cdot 0,92} \cdot \frac{120}{60} \cdot 4,21 = 267,701 \text{ грн}$$

Витрати на ремонт обладнання:

$$B_p = \frac{R_m \cdot P_{\epsilon m} + R_e \cdot P_{\epsilon e}}{F_{дрм}} \cdot \frac{T_{нор}}{60}$$

де $P_{\text{вм}}, P_{\text{ве}}$ – відповідно річні витрати на усі види ремонту на одну категорію ремонтної складності механічної та електричної частин верстата, грн./рік;

R_M – категорія ремонтної складності механічної частини обладнання, УРО;

R_e – категорія ремонтної складності електричної частини обладнання, УРО;

$F_{\text{дрм}}$ – дійсний річний фонд часу роботи обладнання

$$B_p = \frac{8 \cdot 680 + 3 \cdot 520}{240} \cdot \frac{120}{60} = 58,333 \text{ грн}$$

Витрати на утримання площі:

$$B_n = \frac{F_o \cdot K_f \cdot C}{F_{\text{дрм}}} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60}$$

де F_o – виробнича площа, яку займає одиниця обладнання, м²;

K_f – коефіцієнт, який враховує додаткову площу: на проходи, проїзди, складські та службові приміщення;

C - річні витрати, пов'язані з використанням 1 м² виробничого приміщення, грн./м².

$$B_n = \frac{5,28 \cdot 3 \cdot 480}{240} \cdot \frac{120}{60} = 63,36 \text{ грн}$$

Витрати на амортизацію верстата:

$$B_a = \frac{\Phi_{\text{бал}} \cdot H_a}{F_{\text{дрм}} \cdot 100} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60}$$

де H_a – норма амортизації, %;

$\Phi_{\text{бал.н}}$ – балансова вартість верстата, грн.

$$B_a = \frac{41813,188 \cdot 15}{240 \cdot 100} \cdot \frac{120}{60} = 52,266 \text{ грн}$$

Витрати на налагодження верстату:

$$B_n = C_{\text{гн}} \cdot (1 + K_{\partial}) \cdot (1 + K_c) \cdot \frac{T_{\text{нал}} \cdot A}{60 \cdot N_{\partial}}$$

де $C_{\text{гн}}$ – годинна тарифна ставка наладчика, грн./год.;

A – кількість налагоджень за рік;

$T_{\text{нал}}$ – час налагодження, хв.;

N_{∂} – річна програма випуску деталей, шт./рік.

$$B_n = 62,784 \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) \cdot \frac{150 \cdot 10}{60 \cdot 1800} = 1,17 \text{ грн}$$

Виконані розрахунки наведено в табл. 5.5

Таблиця 5.5 Експлуатаційні витрати (собівартість обробки)

№ з/п	Експлуатаційні витрати	Позна-чення	Результат, грн
1.	Заробітна плата оператора основна, додаткова з єдиним соціальним внеском	B_z	109,038
2.	Силова електроенергія	$B_{\text{ел}}$	267,701
3.	Ремонт обладнання	B_p	58,333
4.	Утримання приміщення	B_n	63,36
5.	Амортизація обладнання	B_a	52,26
6.	Налагодження обладнання	B_n	1,17
7.	Загальна сума	B_e	551,87

5.6 Річний економічний ефект у виробника, який реалізуватиме стенд на сторону.

$$E_{\text{рв}} = (C_{\text{опт.пр}} - C_{\text{мод}}) \cdot P_{\text{в}} - E_{\text{н}} \cdot K_{\text{в}}$$

де $C_{\text{опт.пр}}$, $C_{\text{опт.б}}$ – відповідно оптова ціна проектного та базового об'єктів, грн.;

$C_{\text{мод}}$, $C_{\text{пов.б}}$ – відповідно повна собівартість проектного та базового об'єктів, грн.;

$P_{\text{в}}$ – програма виробництва об'єктів, шт./рік;

$E_{\text{н}}$ – нормативний коефіцієнт економічної ефективності капітальних вкладень;

$K_{\text{в}}$ – додаткові капітальні витрати у виробника, грн.

$$K_{\text{с}} = B_{\text{нк}} + B_{\text{т}}$$

де $B_{\text{нк}}$, $B_{\text{т}}$ – відповідно, вартість конструкторської та технологічної підготовки виробництва об'єкта, грн.

$$K_{\text{с}} = 7498,634 + 11214,202 = 18712,836 \text{ грн}$$

$$E_{\text{рв}} = (65276,561 - 56762,227) \cdot 1 - 0,16 \cdot 18712,836 = 5520,28 \text{ грн}$$

5.7 Приведені витрати у підприємства, яке експлуатуватиме придбаний стенд:

$$B_{\text{пр}} = B_{\text{е}} \cdot N + E_{\text{н}} \cdot K_{\text{в}}$$

де $K_{\text{в}}$ – капітальні витрати на рік: $K_{\text{в}} = \Phi_{\text{бал.н}}$

N – кількість випробувань за рік;

$E_{\text{н}}$ – нормативний коефіцієнт;

$$B_{\text{пр}} = 551,868 \cdot 120 + 0,16 \cdot 41813,188 = 42485,22 \text{ грн}$$

5.8 Річний економічний ефект у разі виготовлення стенду для власних потреб:

$$E_{\text{фр}} = B_{\text{е}} \cdot N - E_{\text{н}} \cdot K_{\text{в}}$$

де N – кількість випробувань за рік;

$E_{\text{н}}$ – нормативний коефіцієнт;

$B_{\text{е}}$ – експлуатаційні витрати:

$K_{\text{в}}$ – додаткові капітальні витрати

$$K_{\text{в}} = B_{\text{нк}} + B_{\text{т}} + C_{\text{мод}}$$

$$K_{\text{в}} = 7498,63 + 11214,2 + 56762,23 = 75475,06 \text{ грн}$$

$$E_{\text{фр}} = 551,868 \cdot 120 - 0,16 \cdot 75475,06 = 54150 \text{ грн}$$

Висновки

Магістерська робота на тему «Розробка конструктивних схем гідропідсилювачів на базі традиційної та планетарної схеми з дослідженням технології діагностування».

Дана магістерська робота виконана з дотриманням основних вимог діючих стандартів. Графічна частина оформлена згідно вимог ЕСКД.

Конструкторські, технологічні та економічні розрахунки, виконані в даній магістерській роботі, доводять переваги використання нового модернізованого стенда, підвищення продуктивності праці, зниження собівартості та покращення якості продукції, підвищення надійності та довговічності технічних засобів.

В теоретичній частині розроблено схеми комплексних і поелементних випробувань, що служить основою для проведення досліджень і визначення необхідних параметрів.

В конструкторській частині розроблено автоматизовану випробувально-діагностичну систему з вдосконаленим гідромотором модуля навантаження, що спрощує процес діагностування гідропідсилювачів.

Модернізація стенду націлена на його автоматизацію, оснащення комп'ютерною технікою і мінімізацію роботи оператора, що дає змогу значно зменшити час випробувань і в автоматичному режимі будувати графіки розподілу вимірювальних параметрів.

Проведені дослідні випробування на стенді дали позитивні і постійні результати по роботі стенду, збоїв в роботі не спостерігалось.

Література

1. Методичні вказівки до дипломного проектування зі спеціальності 8.090202 „Технологія машинобудування”. Кіровоград, КДТУ, 2002. 31 с.
2. Справочник технолога машиностроения том.1 под редакцией Малова.
3. Справочник технолога машиностроения том.2 под редакцией Малова.
4. Горбацевич А.В. „Курсове проектування по технології машинобудування”.
5. „Справочник конструктора” під редакцією Вардашкіна, том.1 1985.
6. „Справочник конструктора” під редакцією Вардашкіна, том.2 1985.
7. Дипломное проектирование по технологии машиностроения. Учебное пособие для ВУЗов / Под общей редакцией В.В.Бабука. Минск. : «Высшая школа», 1979. 464 с.
8. Свешников В.К., Усов А.А. С24 Станочные гидроприводы: Справочник – М.: Машиностроение 1982–464с. ил. – (Б-ка конструктора)
9. Элементы гидропривода.(Справочник). Изд. 2-е, перераб. и доп. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Киев, «Техника», 1977. 320с.
10. Анурьев В.И. А 73 Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т.1.-5-е изд., перераб. и доп.-М.: Машиностроение, 1980-728с.
11. Допуски и посадки: Справочник. В 2-х ч. В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский.- 6-е изд., перераб. и доп.-Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1982.-Ч. 1. 543с., ил.
12. Економічні та організаційно-планові розрахунки при обґрунтуванні доцільності розробки нових виробів: метод. вказівки для виконання економічної частини дипломних проектів для студ. спец. 131 «Прикладна механіка» та 133 «Галузеве машинобудування» //Укладачі: Журило І.В., Полтавець М.М. – Кропивницький: ЦНТУ, 2017. – 40 с.