

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

«Допущено до захисту»
Завідувач кафедри ММіР
к.т.н., доцент
_____ Андрій ГРЕЧКА
« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
на тему:

**«Дослідження конструкції і діагностування
системи кульково-гвинтового гідропідсилювача»**

Виконав здобувач вищої освіти ІІ-го курсу
групи ГМ-23М-З
ОНП «Галузеве машинобудування»
спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»
_____ Владислав СИДОРЕНКО

Керівник роботи к.т.н., доцент
_____ Кирил ЩЕРБИНА

Рецензент:

Центральноукраїнський національний технічний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет Механіко-технологічний факультет

Кафедра «Машинобудування, мехатроніка і робототехніка»

Освітнього ступеня магістр

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

“ ” 20 року

З А В Д А Н Н Я **НА КВАЛІФІКАЦІНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Сидоренко Владислав Ігорович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Дослідження конструкції і діагностування системи кульково-гвинтового гідропідсилювача

керівник роботи: Щербина Кирил Костянтинович, доцент канд. техн наук,

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

затверджені наказом вищого навчального закладу № _____ від “ ” 20 року

2. Строк подання студентом проекту _____

3. Вихідні дані до роботи _____

3.1 Комплект конструкторської документації на КГГП 430, КГГП 720

3.2 Робочі креслення деталей, технічні вимоги, програма і методика

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

4.1. Загальна частина

4.2. Технологічна частина

4.3. Конструкторська частина

4.4. Дослідна частина

4.5 Економічна частина

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

Графічний матеріал - 10 л. ф.А4

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	Загальна частина	21.03.2025	
2	Технологічна частина	31.03.2025	
3	Конструкторська частина	14.04.2025	
4	Дослідна частина	24.04.2025	
5	Економічна частина	29.04.2024	
6	Розробка презентації	05.05.2025	

Студент

_____ Сидоренко В.І.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник проекту

_____ Щербина К.К.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Анотація

Кваліфікаційна робота складається з пояснювальної записки на 92 сторінках та графічної частини на 10 листах формату А4.

1. Актуальність роботи. Процесу діагностування кульково-гвинтових гідропідсилювачів, а саме визначення оціночних показників недостатньо досліджений.

2. Наукова новизна роботи. Полягає в створенні універсальних оціночних показників КГГП, на базі яких , визначені пріоритети для створення уніфікованого ряду.

3. Практична цінність роботи. Синтезована конструкція діагностувального стенду для визначення оціночних показників кульково-гвинтового гідропідсилювача.

4. Оцінка найбільш важливої суті роботи виконаної роботи.

Розроблено програми і методики поелементних і комплексних випробувань, що дає змогу швидко налаштувати стенд і визначити необхідні параметри.

Проведено модернізацію стенду спрямована на його автоматизацію, оснащення комп'ютерною технікою і спрощення роботи оператора, що дає змогу значно зменшити час випробувань і в автоматичному режимі побудувати графіки розподілу вимірювальних параметрів.

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

Вирішений комплекс питань з організації виробництва, виконані економічні розрахунки.

Ключові слова: кульково-гвинтовий гідропідсилювача, діагностування, оціночні показники.

Annotation

The qualification work consists of an explanatory note on 92 pages and a graphic part on 10 A4 sheets.

1. Relevance of the work. The process of diagnosing ball screw hydraulic amplifiers, namely the determination of evaluation indicators, has not been sufficiently studied.

2. Scientific novelty of the work. It consists in the creation of universal evaluation indicators for ball screw hydraulic amplifiers, on the basis of which priorities are determined to create a unified series.

3. Practical value of the work. The design of a diagnostic stand for determining the evaluation parameters of a ball-screw hydraulic amplifier is synthesized.

4. Evaluation of the most important essence of the work performed.

Programs and methods of elemental and complex tests were developed, which allows to quickly set up the stand and determine the necessary parameters.

The stand was modernized to automate it, equip it with computer equipment and simplify the operator's work, which makes it possible to significantly reduce the test time and automatically build graphs of the distribution of measurement parameters.

The pilot tests carried out on the bench gave positive and constant results on the operation of the bench, and no malfunctions were observed.

A number of issues related to the organization of production were resolved, and economic calculations were performed.

Key words: ball-screw hydraulic amplifier, diagnostics, evaluation indicators.

ЗМІСТ

Вступ.....	7
1 Загальна частина.....	8
1.1 Аналіз складальних одиниць кульково-гвинтового гідропідсилювача (КГГП).....	8
1.2 Основні деталі КГГП та їх призначення.....	9
1.3 Аналіз технології складання КГГП.....	10
1.4 Аналіз конструкції діючого стенда.....	11
1.5 Технічне завдання на розробку нового стенда.....	18
2 Конструкторська частина.....	20
2.1 Наскрізна структурна уніфікація КГГП.....	20
2.2 Гнучка автоматизована система діагностування КГГП.....	29
3 Дослідна частина.....	60
3.1 Імовірні варіанти синтез рейкової передачі.....	60
3.2 Аналіз традиційної рейкової передачі.....	60
3.3 Синтез енергоефективності рейкової передачі на базі корекції зубів рейки	64
3.4 Синтез енергоефективності рейкової передачі на базі корекції зубів вала- сектора.....	67
3.5 Порівняльний аналіз активної потужності КГГП на базі синтезованої передачі.....	71
4. Економічна частина.....	81
4.1 Визначення експлуатаційних витрат, які припадають на одиницю продукції в базовому та проектному варіантах.....	81
Висновки.....	88
Список використаних джерел	89

ВСТУП

Машинобудування є однією з ключових галузей економіки, забезпечуючи виробництво засобів виробництва, а також деталей, вузлів і механізмів, необхідних для їхнього ремонту та модернізації. Продукція галузі відповідає своєму функціональному призначенню, забезпечуючи високу продуктивність при мінімальній собівартості.

Стратегічна мета розвитку машинобудування – задоволення внутрішнього попиту та розширення присутності на міжнародних ринках. Це передбачає трансформацію галузі у високотехнологічний, інноваційно орієнтований та конкурентоспроможний сектор, інтегрований у глобальну систему виробничої кооперації.

Досягнення цієї мети потребує реалізації заходів у таких напрямках:

- модернізація підприємств на основі інноваційних технологій;
- впровадження передових виробничих процесів;
- розвиток внутрішнього ринку машинобудівної продукції;
- створення сприятливих умов для залучення висококваліфікованих фахівців у галузь.

Очікувані результати впровадження цих заходів включають збільшення обсягів і розширення номенклатури продукції, зростання експортного потенціалу, підвищення конкурентоспроможності та ефективності виробництва.

Кваліфікаційна робота присвячена модернізації випробувального стенда. Розробка програми та методики по елементних і комплексних випробувань сприятиме оперативному налаштуванню стенда та визначенню необхідних параметрів завдяки впровадженню сучасних систем.

Реалізація цього проекту дозволить підвищити продуктивність праці, знизити собівартість, покращити якість продукції, а також підвищити надійність і довговічність технічних засобів, створюючи комфортніші умови праці.

1. ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1 Аналіз складальних одиниць кульково-гвинтового гідропідсилювача (КГГП)

Кулько-гвинтові гідропідсилювачі КГГП призначені для рульового управління транспортними засобами зі швидкістю руху вище 60 км/год. Як пристрій що передає і підсилює дію водія за рахунок гідравличного тиску.

КГГП поділений на складальні одиниці відповідно до конструкторсько-технологічних вимог. Кожна складова одиниця може технологічно складатися окремо від інших одиниць і транспортуватись в умовах складального конвеєра.

Крім того кожна складальна одиниця має вимоги, які необхідно задовольнити шляхом її стендової перевірки і вимірювань розмірів. До кожної складальної одиниці в конструкторській документації зведені функційні параметри, які вона повинна задовольняти.

На Рис.1.1.1 зображено КГГП з визначеними основними складальними одиницями.

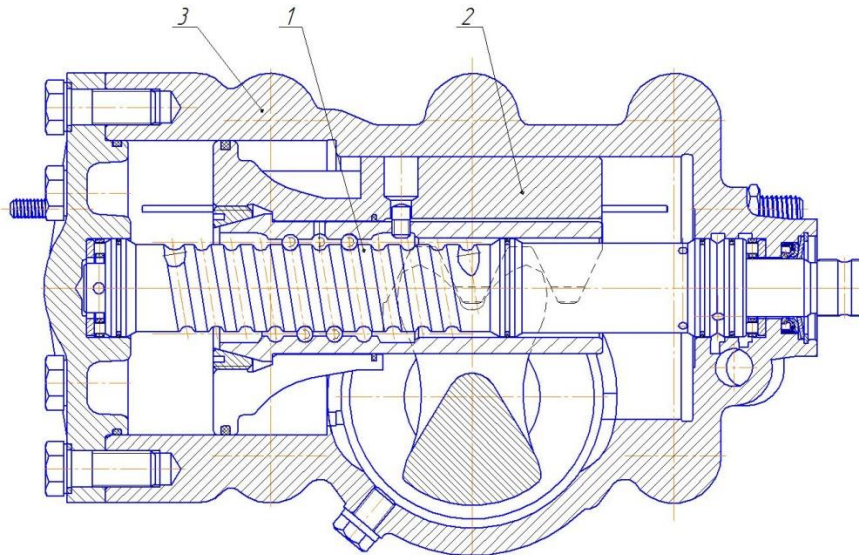


Рис.1.1.1

1. Кульково-гвинтова передача (КГП) в складі: ротора, торсіона, гвинта, гайки, кульок і каналів зворотного переміщення кульок.
2. Рейка-поршень в складі з КГП.
3. Картер в складі з вал-сектором і боковими кришками.

1.2 Основні деталі КГГП та їх призначення

Рейка-поршень представляє собою деталь типу тіло обертання з центральним отвором і зубцями які утворюють рейкову передачу. В тілі рейки поршня виконані наскрізні отвори для розміщення в них кінцевих вимикачів. Центральний отвір рейки поршня призначений для монтажу в ньому гайки.

Картер представляє собою чавунний виливок сформований 2 циліндричними тілами осі яких перетинаються під кутом 90° . В картері розміщений отвір під базування рейки-поршня. На бокових сторонах картера виконані кріпильні отвори які окантовані для жорсткості ребрами. В дні картера виконаний осьовий отвір, який призначений для базування деталей и розподільника в тому числі.

Вал-сектор представляє собою вал з зубчатим вінцем з елементами кріплення сошки з елементами шліців конічної поверхні. Він входить в зачеплення з рейкою-поршень і під дією гідравлічного тиску на рейку-поршень вал-сектор повертається на необхідний кут повороту, тим самим повертає вал-сошки.

Креслення основних деталей нижче додаються.

1.3 Аналіз технології складання КГГП

1.3.1 Вимоги до складання КГГП

Складання КГГП повинно виконуватись відповідно до конструкторської документації згідно специфікацій, наведених у таблиці 1 ТУ.

Конструкція застосовуваного оснащення й технологія складання повинні виключати деформацію або ушкодження поверхонь деталей і складальних одиниць від технологічних зусиль складання.

1.3.2 Перелік засобів вимірювальної техніки, інструмента і обладнання

Таблиця 1.3.1.1

Найменування інструмента й устаткування	Позначення нормативного документа
1	2
Штангенциркуль ШЦ-II-400-0,05	ГОСТ 166-89
Колба 1-2000-2	ГОСТ 1770-74
Штатив Ш-ПН-8	ГОСТ 10197-70
Секундомір механічний СОПр-2а-2-010	ТУ 25.1894.003-90
Манометр ДМ100-2,5МПа-1,32	ТУ 4212-082-00227471-01
Пристосування для складання гвинта з гайкою	УЯИШ.441133.001
Пробка технологічна	УЯИШ.441321.002
Стенд для поелементної перевірки КГГП	УЯИШ.441429.001
Вантаж (масою 3 кг)	УЯИШ.442321.001
Вантаж (масою 5,8 кг)	УЯИШ.442321.001-01
Стенд регулювання гідравлічного центра	УЯИШ.442324.001
Стенд перевірки герметичності	УЯИШ.442324.002
Пристосування складання КГГП	УЯИШ.442324.003

1.3.3 Аналіз діючої технології складання КГГП

Діюча технологія складання КГГП виконується на одному робочому місці. При цьому технологія нерозбита на окремі операції і переходи, а також не має достатнього оснащення.

При діючій технології можливо скласти лише один-два агрегати за годину. Крім того діюча технологія недостатньо укомплектована засобами вимірювання і випробувань.

1.4 Аналіз конструкції діючого стенда

1.4.1 Призначення стенда

Стенд функціональних випробувань КГГП призначений для приймально-здавальних і періодичних випробувань в умовах по елементного контролю всього типорозмірного ряду кульково-гвинтових гідропідсилювачів передбачених ТУ В 34.3-14312430-047-2004.

1.4.2 Параметри, контрольовані стендом, наведені в таблиці 1.4.2.1

Таблиця 1.4.2.1

№ 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°
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

Продовження таблиці 1.4.2.1

1	2	3	4	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

1.4.3 Опис конструкції стенда (Рис. 1.4.3.1)

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

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. 1.4.3.1

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. 1.4.3.2). На силовому кронштейні встановлюється випробуваний КГГП 6 і навантажувальний гідроциліндр 8. Робоча рідина подається в стенд за допомогою насоса 9. Робочий тиск у випробуваному КГГП вимірюється за

допомогою манометра 5. Навантаження на випробуваному КГГП регулюється за допомогою клапана 2 і контролюється по манометрі 3.



Рис. 1.4.3.2

Гідробак 6 стенда являє собою зварену конструкцію, зверху закритий заглибленим знімним піддоном, на якому розташовані заливна горловина 2 (Рис. 1.4.3.3) і магнітний сепаратор 1.

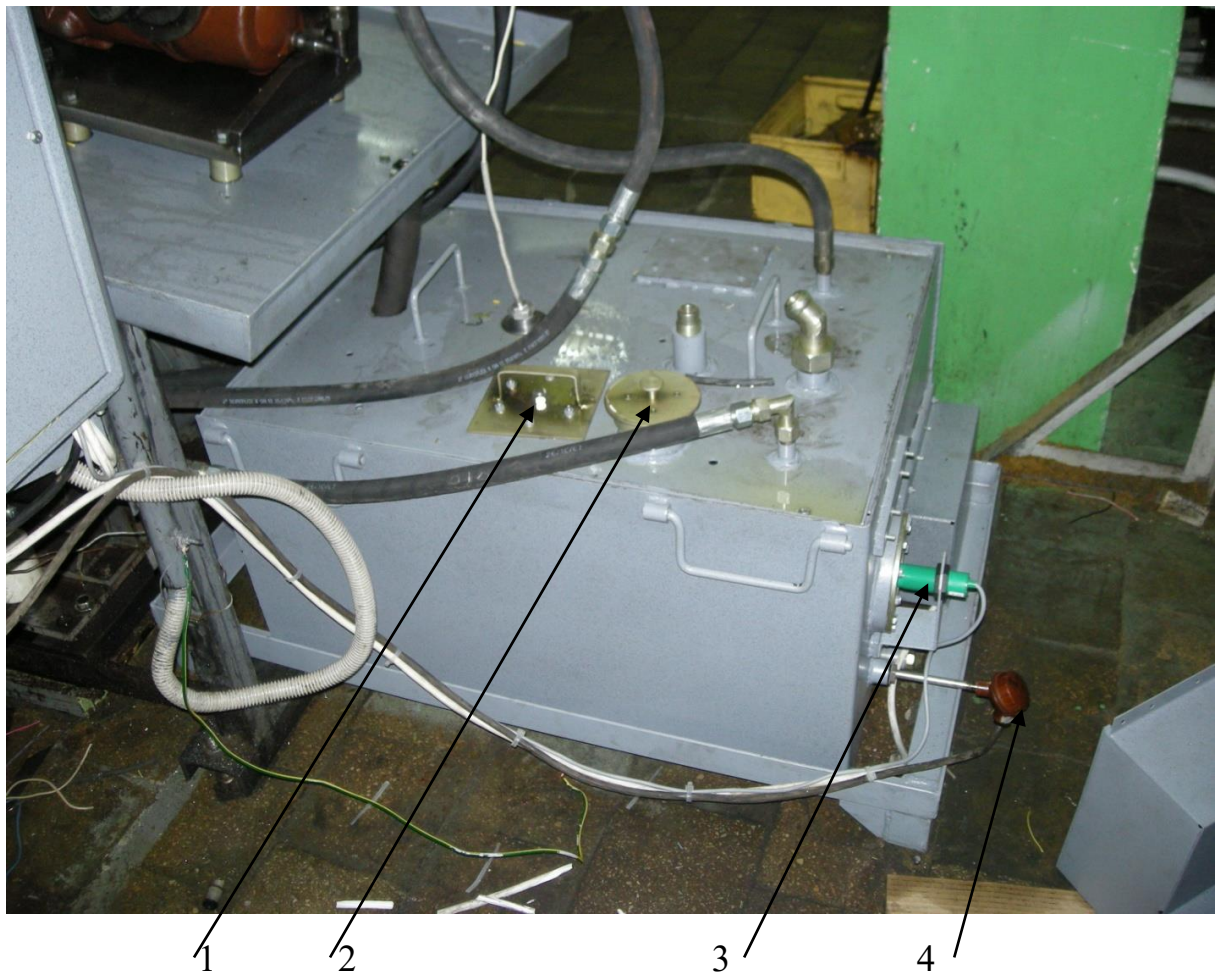


Рис.1.4.3.3

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

В електрошафу № 1 (Рис.1.4.3.4) 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 КГГП - кнопки пуску 3 і зупинки станда 4, тумблери 5 зміни ручного режиму роботи станда на механічний і включення гідромотора 6. Також на панелі електрошафу розташований тумблер 7 включення тентів і кнопка 8 їхнього вимикання.



Рис.1.4.3.5

1.4.4 Аналіз конструкції діючого стенда.

На стенді можливо виконувати по елементний контроль параметрів КГТП. По елементний контроль здійснюється дискретно. Внаслідок чого неможливо проаналізувати функцій ні показники КГТП в динаміці. Крім того по елементний контроль не дає змоги побудувати графічні характеристики КГТП 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 по елементних параметрів дуже трудомісткий і забирає багато часу, що відображується на собівартості виробу.

1.5 Технічне завдання на розробку нового стенда

1.5.1 Призначення стенда

Стенд для функціональних випробувань КГГП призначений для приймально-здавальних й періодичних випробування всього типу розмірного ряду кульково-гвинтових гідропідсилювачів передбачених ТУ В 34.3-14312430-047-2004.

1.5.2 Технічні вимоги до стенда

Таблиця 1.5.2.1

Назва параметру	Характеристика
1	2
Тип	стаціонарний
Керування	автоматичне
Кількість обслуговуючого персоналу	1
Робочий тиск, МПа (кгс/див ²)	15 ^{+1,5} (150 ⁺¹⁵)
Максимальний тиск, що обмежує Запобіжним клапаном, МПа, (кгс/див 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
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	УВ20А 50...150 МПа
---	-----------------------

1.5.3 Показники міцності

Стенд повинен забезпечувати можливість випробувань КГГП із наступними силовими показниками:

Таблиця 1.5.3.1

№ 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 УВ15А
- Тензометричний датчик тиску УВ20А
- Тензометричний датчик сили CPS

1.5.4 Зручність наладки

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

2. КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

2.1 Наскрізна структурна уніфікація КГГП

2.1.1 Структурний аналіз

Гідропідсилювач є складною механо-гідравлічною системою укомплектованою елементами автоматики у вигляді двох видів зворотного зв'язку:

- по зусиллю на керованих колесах;
- по переміщенню.

Крім того, схема працює як з дросельним, так і з об'ємним регулюванням.

Для його повної реалізації необхідно складання математичних моделей за такими параметрами:

- статична міцність
- динамічна стійкість
- курсова стійкість
- швидкісна стабілізація
- гідравлічний ККД
- механічний ККД і ряд інших

Кожен з перерахованих параметрів характеризується системою оціночних показників контрольованих при випробуваннях.

Крім того є комплекс конструктивних параметрів, в тому числі:

- масогабаритні
- кінематичні

А також параметри працездатності, а саме:

- герметичність
- напрацювання на відмову і ряд інших.

Вся ця система показників повинна бути глибоко досліджена для чого необхідно мати програму і методику і комплект стендового обладнання. В конструкторській частині розглянуті питання модернізації стенда для випробовувань КГГП. Основні напрямлення модернізації здійснювалися в наступних напрямках:

1. Можливість здійснення комплексного контролю параметрів замість по елементного;
2. Можливість повної автоматизації процесу випробувань за рахунок застосування програмованих елементів(крокові двигуни та ін.);
3. Комплектація контролерами з можливістю виведення на екран графічних залежностей функційних показників.

Кульково-гвинтові гідропідсилювачі (КГГП) виробляються рядом фірм в Європі (ZF, Serel і ін. За ліцензією ZF) і США (TRW). При цьому як правило вони виконані за традиційною конструктивною схемою, а саме:

- механічний підсилювач у вигляді кулькової передачі;
- гідравлічний підсилювач у вигляді поршневої рейкової передачі.

Найбільші обсяги виробляє фірма ZF (Німеччина).

Фірмою ZF розроблений диференційований ряд на основі **розмірно-параметричного методу**. При цьому методі кожний типорозмір ШВГУ відповідає конкретному автотранспортного засобу виходячи з його вантажопідйомності. Освоєння виробів за даною методикою вимагає створення комплексу потужностей на кожний типорозмір.

Тому було прийнято рішення застосувати для розробки власної конструкції **модульно-параметричний метод**. При цьому методі одним типорозміром з середньо статистичними параметрами можна «накрити»; по в крайньому випадку, 2-3 типорозміру задовольняють споживачів.

При цьому враховувалося обов'язкова вимога по можливо максимального забезпечення коефіцієнта рівня виробу K_u рекомендованого ZF.

На рис.2.1.1.1 представлена схема вживаності модульно-параметричного методу.

Станом на поточний момент не використано всі переваги модульного методу, а саме: чи не освоєні КГГП 350 і КГГП 500.

Досягти значення K_u наближаються до значень отриманих ZF вдалося завдяки підвищенню механічного ККД за рахунок поєднання осі поршня і початкової прямої рейкової передачі (див. Патент RU 2172691)

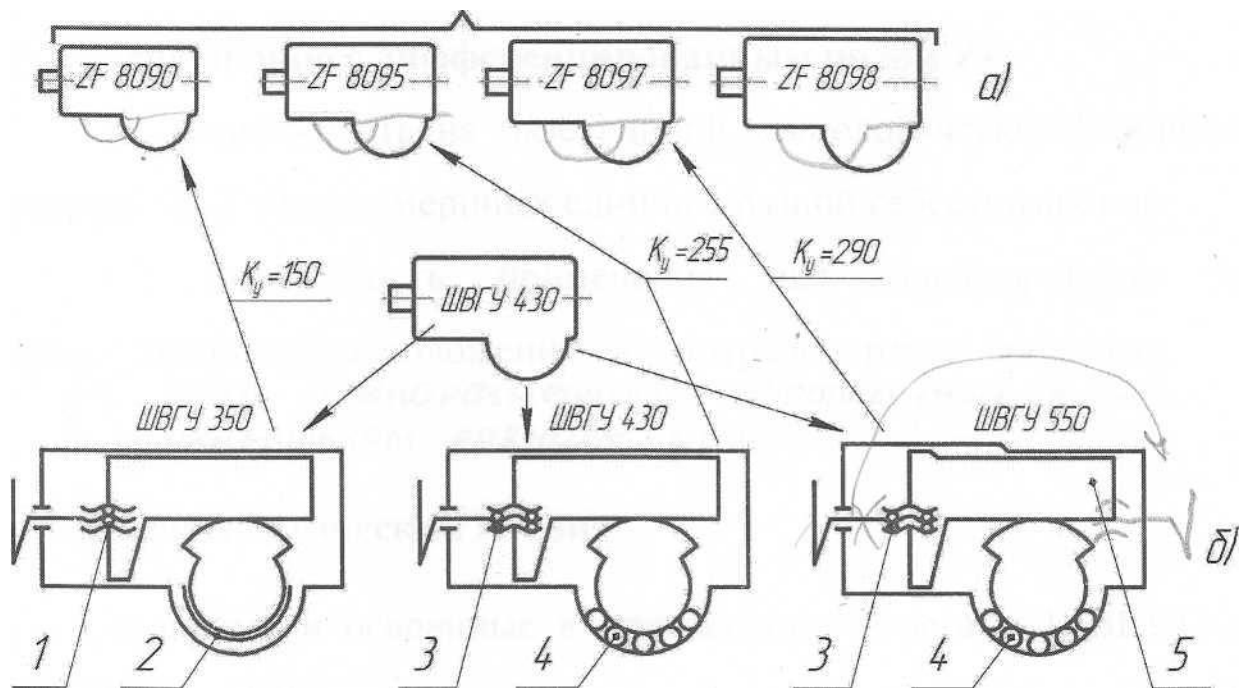


Рис.2.1.1.1 Модульно-параметричний метод заповнення уніфікованого ряду КГП

а) - диференційований ряд ZF; б) - уніфікований ряд

K_y - коефіцієнт рівня за методикою ZF; 8090,8095,8097,8098 - КГП виробництва ZF; КГП 430 - базовий об'єкт; КГП 350 - модульна перекомплетації на роботу зі зниженою навантаженням; КГП 550 - модульна перекомплетації на роботу з підвищеним навантаженням; 1 - однопоточний модуль КГП; 2 - металофторопластова підшипник; 3 - двухпоточний модуль КГП; 4 - роликовий підшипник; 5 - двоступеневий поршень.

Переваги уніфікованого ряду в порівнянні з диференційованим поруч ZF

- Можливість на базі єдиної технологічної одиниці покрити 2 ... 3 типорозмірні одиниці з різною собівартістю
- Можливість застосування для лівостороннього та правостороннього розташування на автотранспортних засобах, за рахунок рівно розмірності в поперечному перерізі і максимальному розносі опор.

Створені й освоєні у виробництві агрегати КГП430, КГП720і ін. мають ряд функціональних показників надійності які задовольняють споживачів.

Зокрема невирішені питання:

- по надійності:
- відсутність зовнішньої герметичності
- за функціональними параметрами:
- недостатня курсова стійкість;
- недостатня швидкісна стабілізація.

2.1.2 Основні принципи створення модульно-параметричного ряду

Загальні поняття

Ряд являє собою сукупність продуктів, об'єднаних спільними вхідними та вихідними параметрами, а також уніфікованими складовими елементами-модулями.

Модуль – це складальна одиниця, деталь або комбінація деталей, повторення яких у складі ряду можливе більше ніж один раз.

Модульно-параметричний ряд (МПР) попередньо поділяється на чотири серії залежно від реалізованого номінального моменту M :

- легка серія $M \sim 2000 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- напівлегка серія $M \sim 3000 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- середня серія $M \sim 5000 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- важка серія $M \sim 7000 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Функціональні параметри модульно-параметричного ряду КГГП

Крутний момент на вихідному валу реалізується через функціонування КГГП та може мати три значення:

- M_0 – у нейтральному положенні;
- M_l , M_p – у крайніх положеннях (відповідно, M_l – у лівому, M_p – у правому).

Передавальне відношення КГГП, i , визначається як загальне передавальне відношення двох кінематичних пар:

- кульково-гвинтової передачі;
- рейкової передачі.

Особливістю рейкової передачі є можливість забезпечення змінних значень крутного моменту, що необхідно для підвищення керованості при маневруванні та компенсації змінних зусиль на сошці.

Об'ємна подача, Q , являє собою необхідну і достатню витрату робочої рідини для забезпечення необхідної кутової швидкості рульового колеса під час поворотів і маневрування (1,0...2,0 об/сек).

Максимальний тиск, $p_{\max}$, визначає тиск у напірній магістралі, що забезпечує поворот керованих коліс при максимальному навантаженні.

Момент стабілізації, M_c , є крутним моментом на вихідному валу, який не перешкоджає швидкісній стабілізації (поверненню керованих коліс у нейтральне положення). M_c може змінюватися при подачі робочої рідини ($Q = Q_{\max}$) та за її відсутності ($Q = 0$).

Загальна кількість оборотів рульового вала, n_{Σ} , є функцією передавального відношення, що забезпечує необхідні умови керованості.

Вага ШВГУ, G , визначається сумою мас складових його частин і є критерієм оцінки конструктивного рівня виконання.

Організація базових модулів

Параметри модулів модульно-параметричного ряду синтезуються для забезпечення двох ключових вимог:

- отримання уніфікованої схеми з максимальною виробничою гнучкістю;
- створення конструктивного резерву для забезпечення максимально диференційованого ряду КГПП з мінімізацією енерговитрат і дотриманням вимог щодо керованості.

Модулі КГПП характеризуються сукупністю параметрів, зокрема:

- Модуль рейкової передачі, m , визначає її геометрію та несучу здатність.
- Число зубів, z , є функцією модуля m і прийнятого габариту.

Діаметр КПП, d , – це діаметр центрів кульок передачі, що залежить від несучої здатності.

Кількість потоків кульок, K , є похідною від несучої здатності передачі ($K = 1, 2, 3$).

Діаметр ущільнюючої частини поршневої порожнини, d_u , визначається розрахунками вихідного моменту M .

Діаметр направляючої частини, d_n , обирається конструктивно з урахуванням міцності картерних елементів і рейки-поршня.

Вага модулів, G , враховує оптимізацію конструктивного виконання.

Мінімізація габаритів і математичне моделювання

Принцип створення МПР базується на припущенні, що при мінімізації габаритів необхідно забезпечити достатню несучу здатність. Мінімізація габаритів можлива шляхом створення математичної моделі рейкової передачі, яка одночасно повинна відповідати двом вимогам:

- мати мінімальні габарити;
- забезпечувати максимальну несучу здатність.

Для вирішення цього завдання необхідне створення відповідної системи рівнянь (математичної моделі). Вхідними параметрами математичної моделі можуть бути:

- геометрія зачеплення (номінальний модуль, число зубів);
- гранично допустимі контактні напруження в зачепленні;
- кінематика зачеплення (радіус початкової окружності, повний кут повороту передачі).

Вихідні параметри моделі:

- розрахункове значення модуля передачі;
- граничні значення радіусів кривизни евольвентного профілю.

Реалізація МПР

Реалізація МПР можлива через синтез типорозмірів першого рівня та їх трансформацію в комплект типорозмірів другого рівня:

Типорозмір першого рівня – комплексний технологічний об'єкт, що включає набір складальних одиниць і деталей, необхідних для створення функціонуючого об'єкта (кількість не менше двох).

Типорозмір другого рівня – одиничний експлуатаційний об'єкт, синтезований на основі типорозміру першого рівня, що відповідає встановленим експлуатаційним нормативам.

Зведена таблиця функціональних параметрів модульно-параметричного ряду КГГП

№ п/п	Найменування показників		Тип КГГП і серія			
			КГГП 200	КГГП 300	КГГП 500	КГГП 700
			Легка серія	Напівлегка серія	Середня серія	Важка серія
1	2	3	4	5	6	7
1.	Крутний момент на сошки, Н·м	M_L	2400	3500	5000	7000
		M_O	2000	3000	4250	5950
		M_n	2400	3500	5000	7000
2.	Передатне відношення	i_L	18,5	18,5	24	24
		i_O	15,7	15,7	21	21
		i_n	18,5	18,5	24	24
3.	Об'ємна подача насоса, дм ³ /хв	$Q_{мин}$	6,5	7,0	10,0	10,0
		$Q_{ном}$	10,0	12,0	16,0	16,0
		Q_{max}	12,0	14,0	18,0	18,0
4.	Максимальний тиск, МПа	ρ_{max}	15,0	15,0	15,0	15,0
5.	Момент стабілізації при $Q=Q_{max}$, Н·м	M_c	50	50	100	100
6.	Момент стабілізації при $Q=0$, Н·м	M_c'	32	35	60	70
7.	Повна кількість обертів рульового вала, шт	n_Σ	4,3	4,3	6,0	6,0
8.	Вага, кг	G	18	21	35	38

Таблиця 2.1.2.3.1.2

Зведена таблиця функціональних параметрів модулів модульно-параметричного ряду

№ п / п	Найменування базових модулів	Легка серія					Напівлегка серія					Середня серія					Важка серія				
		$\frac{m}{z}$	$\frac{d}{k}$	$\frac{d_y}{d_H}$	G	i	$\frac{m}{z}$	$\frac{d}{k}$	$\frac{d_y}{d_H}$	G	i	$\frac{m}{z}$	$\frac{d}{k}$	$\frac{d_y}{d_H}$	G	i	$\frac{m}{z}$	$\frac{d}{k}$	$\frac{d_y}{d_H}$	G	i
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
1 .	Кульково-гвинтова передача	-	$\frac{32}{1}$	-	1,9	10	-	$\frac{32}{2}$	-	1,9	10	-	$\frac{42}{1}$	-	3,2	10	-	$\frac{42}{2}$	-	3,2	10
2 .	Рейкова передача	$\frac{7^*}{7}$	-	$\frac{95}{80}$	6	18,5 15,7 18,5	$\frac{7^*}{7}$	-	$\frac{115}{80}$	6,3	18,5 15,7 18,5	$\frac{12^*}{7}$	-	$\frac{115}{107}$	10	24 21 24	$\frac{12^*}{7}$	-	$\frac{130}{107}$	10	24 21 24
3 .	Картер	-	-	$\frac{85}{80}$	7	-	-	-	$\frac{100}{80}$	7,3	-	-	-	$\frac{115}{107}$	12	-	-	-	$\frac{130}{107}$	13	-

* - номінальне значення

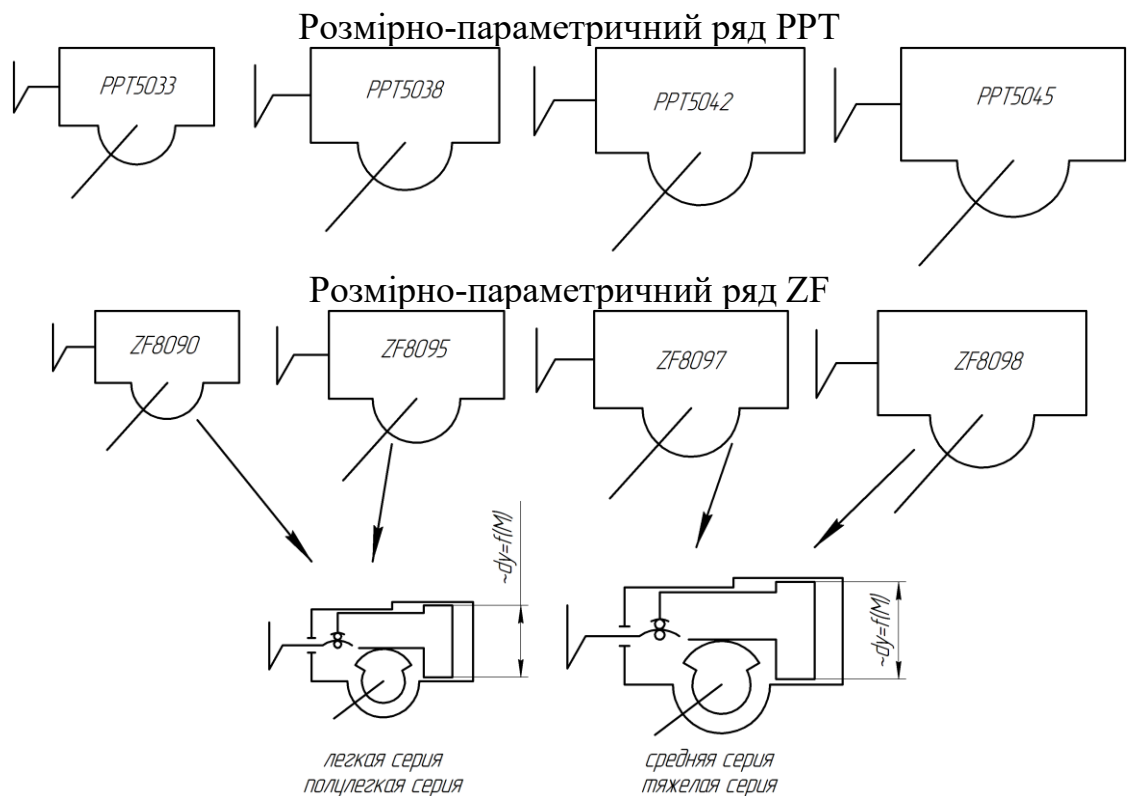


Рис. 2.1.2.3.1.3 Базова концептуальна схема модульно-параметричного ряду

Запропонована схема МПР забезпечує унікальні можливості організації рентабельного гнучкого виробництва при повному збереженні вимог експлуатації. Передумовами до цього є, в тому числі:

Можливість за допомогою двох типорозмірів першого рівня МПР покрити експлуатаційні потреби чотирьох традиційних типорозмірів РПР.

Обговорені два типорозміри першого рівня, кожен з яких, за допомогою комплектації, синтезує необхідні два типорозміри другого рівня відрізняються один від одного не більше ніж двома деталями.

Обумовлені в п.2, не більше, ніж дві деталі, в рамках кожного типорозміру другого рівня, відрізняються лише одним розміром, що визначає реалізацію необхідного крутного моменту.

Таким чином, основною перевагою запропонованої схеми МПР, в тому числі:

- зниження трудомісткості виробництва за рахунок високого рівня уніфікації за допомогою зниження номенклатури деталей;

- зниження номенклатури приєднувальних елементів транспортних засобів для здійснення експлуатації.

2.2 Гнучка автоматизована система діагностування КГГП

2.2.1 Загальні положення

В конструкторській частині розглянуті питання модернізації стенда для випробовуване КГГП. Основні напрямлення модернізації здійснювалися в наступних напрямках:

- Можливість здійснення комплексного контролю параметрів замість по елементного;
- Можливість повної автоматизації процесу випробувань за рахунок застосування програмованих елементів(крокові двигуни та ін.);
- Комплектація контролерами з можливістю виведення на екран графічних залежності функційних показників.

2.2.2 Терміни і визначення контрольованих при випробуваннях параметрів.

Таблиця 2.2.2.1

№ п/п	Назва терміну	Позначення	Визначення
1	Зовнішній золотник гвинта	-	Зовнішня циліндрична поверхня гвинта, взаємодіюча із внутрішньою циліндричною поверхнею корпусу розподільника одночасно з канавками, утвореними на внутрішній циліндричній поверхні гвинта, взаємодіючими з канавками, утвореними на зовнішній циліндричній поверхні ротора
2	Рульовий вал з внутрішнім золотником	-	Зовнішня циліндрична поверхня ротора з утвореними на ній канавками
3	Момент обертання рульового вала при звільненому валу сошки	M_{oc}	Крутний момент на рульовому валу, що у процесі випробувань є ведучим при звільненому валу сошки. Визначає наявність перетиснених місць в ущільнюючих спряженнях а також точність геометрії поверхонь кінематичних пар (кульково-гвинтова й рейкова пари) і наявність достатніх зазорів
4	Момент обертання рульового вала при номінальному моменті на валу сошки	$M_{ном}$	Крутний момент на рульовому валу при моменті на валу сошки $M_{сном}$ у діапазоні повороту вала сошки з одного крайнього положення в інше при подачі робочої рідини в розподільник КГГП
5	Момент на рульовому валу, що відповідає включенню підсилювача	M_0	Крутний момент на рульовому валу, відповідний виникненню тиску в напірній магістралі, що перевищує тиск зливу й холостого ходу. Крутний момент визначає необхідну й достатню твердість торсіона

6	Момент на рульовому валу, відповідний тиску $P_{\max}$	$M_{\max}$	Крутний момент на рульовому валу, що відповідає досягненню тиску в напірній магістралі $P_{\max}$.
7	Момент обертання вала сошки при звільненому рульовому валу, при переході через середнє положення, без подачі робочої рідини	$M_{\text{сop}}$	Крутний момент, що навантажує вал сошки, який у процесі випробувань є ведучим. Випробування проводиться без подачі робочої рідини. Крутний момент визначає наявність перетиснених місць в ущільнюючих спряженнях а також точність геометрії поверхонь кінематичних пар
8	Момент максимальний на рульовому валу, що визначає статичну міцність КГГП	$M_{\text{стmax}}$	Крутний момент ,прикладений до рульового валу, навантажуючий елементи кріплення гайки, кульково-гвинтову передачу, підшипники упорні, шліцеве з'єднання ротор-гвинт. Визначає необхідність достатню міцність вищевказаних елементів КГГП
9	Робочий момент на валу сошки	$M_{\text{ср}}$	Крутний момент на валу сошки, що відповідає робочому значенню тиску в напірній магістралі КГГП
10	Момент обертання вала сошки при звільненому рульовому валу при переході через середнє положення й подачі робочої рідини	$M_{\text{сп}}$	Крутний момент, що навантажує вал сошки, що у процесі випробувань є ведучим. Випробування проводяться з подачею робочої рідини. Крутний момент визначає достатність прохідних перетинів гідравлічного розподільник
11	Момент номінальний на валу сошки	$M_{\text{сном}}$	Величина моменту на валу сошки, необхідна й достатня для повороту керованих коліс на сухому асфальтному або бетонному покритті. Дане значення є максимально припустимим для даного типорозміру КГГП

12	Момент максимальний на валу сошки, визначаючий статистичну міцність	$M_{стC_{max}}$	Крутний момент, прикладений до вала сошки, що навантажує зуби рейки-поршня й вала сошки, підшипники вала сошки й картер
13	Тиск налаштування запобіжного клапана	P_{max}	Значення тиску, при якому відбувається спрацювання запобіжного клапана й з'єднання напірної й зливальної магістралей
14	Тиск холостого ходу	P_0	Різниця тисків робочої рідини в напірній і зливній магістралі при нейтральному положенні рульового вала. Тиск холостого ходу визначає достатність прохідних перетинів гідравлічного розподільника: зовнішнього утвореного отвором корпусу розподільника й зовнішньою поверхнею гвинта й внутрішнього утвореного отвором гвинта й золотником рульового вала
15	Тиск нецентрування	ΔP_0	Перевищення тиску робочої рідини в напірній магістралі над тиском холостого ходу, викликане неповерненням рульового вала в середнє положення при його звільненні після повороту. Тиск нецентрування визначає наявність несиметричності гідравлічного розподільника, утвореного сполученням внутрішнього золотника рульового вала і золотника гвинта, а також недостатність зазору у вищезгаданому сполученні. Крім того, на наявність нецентрування може впливати пережим в ущільненнях сполучення й недостатня твердість торсіона
16	Залишковий тиск	P_{Δ}	Значення тиску в напірній магістралі КГП, що залишається після спрацювання одного із клапанів кінцевих вимикачів і визначає максимально припустимий момент, створюваний

			КГГП для виключення деформації елементів підвіски
17	Робочий тиск в напірній магістралі КГГП	P_p	Тиск у напірній магістралі КГГП допустимий до реалізації на даному транспортному засобі
18	Номінальний тиск робочої рідини	$P_{ном}$	Величина тиску, реалізована в напірній магістралі КГГП для створення номінального моменту на валу сошки
19	Механічний люфт	α_m	Сумарний кут неповернення кермового вала в нейтральне положення після повороту його до упору за допомогою додатка моменту й наступного мимовільного повернення після зняття моменту в кожну сторону. Величина механічного люфту визначає наявність реальних зазорів в упорних підшипниках, кульково-гвинтової і рейкової передачах
20	Гідравлічний люфт	α_0	Сумарний кут повороту рульового вала в обох напрямках, у межах якого не відбувається підвищення тиску робочої рідини в напірній магістралі. Величина гідравлічного люфту визначає необхідний і достатній кут повороту внутрішнього золотника рульового вала щодо зовнішнього золотника гвинта
21	Напрацювання КГГП на відмову	T_0	Напрацювання КГГП від початку експлуатації або закінчення відновлення його працездатного стану після відмови до виникнення наступної відмови
22	Відмова КГГП	-	Подія, що полягає в порушенні працездатного стану КГГП
23	Час відновлення	T_v	Тривалість відновлення робото спроможного стану КГГП
24	Ресурс КГГП	T_p	Сумарне напрацювання КГГП від початку експлуатації або його поновлення після ремонту до переходу в граничний стан

25	Граничний стан КГГП	-	Стан КГГП при якому його подальша експлуатація неприпустима
26	Зразок продукції	-	КГГП відповідного типорозміру, використаний як представник цієї продукції при випробуваннях, контролі або оцінці
27	Сторонній шум	-	Шум, що виникає при роботі КГГП, що відрізняється від шумів, що виникають при аналогічних випробуваннях контрольного зразка
28	Повна кількість обертів рульового вала	n_{Σ}	Кількість обертів рульового валу при звільненому валу сошки, призначаєме при переміщенні рейки-поршня з одного крайнього положення в інше
29	Самовільне обертання рульового валу	-	Обертання рульового валу внаслідок наявності різних величин витрати робочої рідини, що надходить в протилежні порожнини циліндра, що викликає переміщення рейки-поршня при якому відбувається обертання гвинта з рульовим валом
30	Об'ємна подача робочої рідини	Q	Необхідна й достатня витрата робочої рідини, що забезпечує кутову швидкість повороту рульового валу в межах $1,0 \dots 2,0 \text{с}^{-1}$
31	Зовнішня герметичність	-	Відсутність каплеутворення на зовнішніх поверхнях. Зовнішня герметичність визначає працездатність ущільнюючих елементів рухливих і нерухомих з'єднань

32	Внутрішні витікання	ΔQ	Контролюються шляхом виміру внутрішніх витікань. Визначає витрата робочої рідини в зливній магістралі при утриманні рульового валу в крайньому положенні й блокуванні валу сошки. Величина внутрішніх витікань визначає герметичність спряження конструкцій - розподільника - гвинт; - рейка-поршень - картер; - рульовий вал - гвинт; - гвинт-картер.
33	Гідромеханічний КПД	η	Відношення гідравлічної роботи, виконаної насосом живлення до механічної роботи, виконаної валом сошки
34	Кут повороту вала сошки з краю в край	θ_{Σ}	Кут повороту вала сошки з одного крайнього положення в інше
35	Гідравлічна робота	A	Обсяг роботи у кВт·ч виконаний за один робочий цикл при номінальному крутному моменту на валу сошки
36	Робочий цикл	N	Два ходи рейки-поршня до упору
37	Передаточне відношення КГГП	i	Відношення збільшення кута повороту рульового вала до відповідного збільшення кута повороту вала сошки в заданому обмеженому інтервалі
38	«Жорсткий упор» при різкому зміні напрямку обертання рульового вала	-	Виникнення опору обертанню кермового вала при різкій зміні напрямку обертання останнього з кутовою швидкістю 1...2 с ⁻¹ через наявність повітряних «пробок» у гідросистемі
39	Активний момент	-	Момент, прикладений до рульового вала або вала сошки, достатній для здійснення їхніх переміщень без уточнення чисельного значення

2.2.3 Програма і методика по елементних випробувань

Дійсна інструкція встановлює порядок проведення перевірки КГГП на відповідність вимогам технічних умов.

2.2.3.1 Схема гідрокінематична принципова КГГП наведена на Рис. 2.2.3.1.1

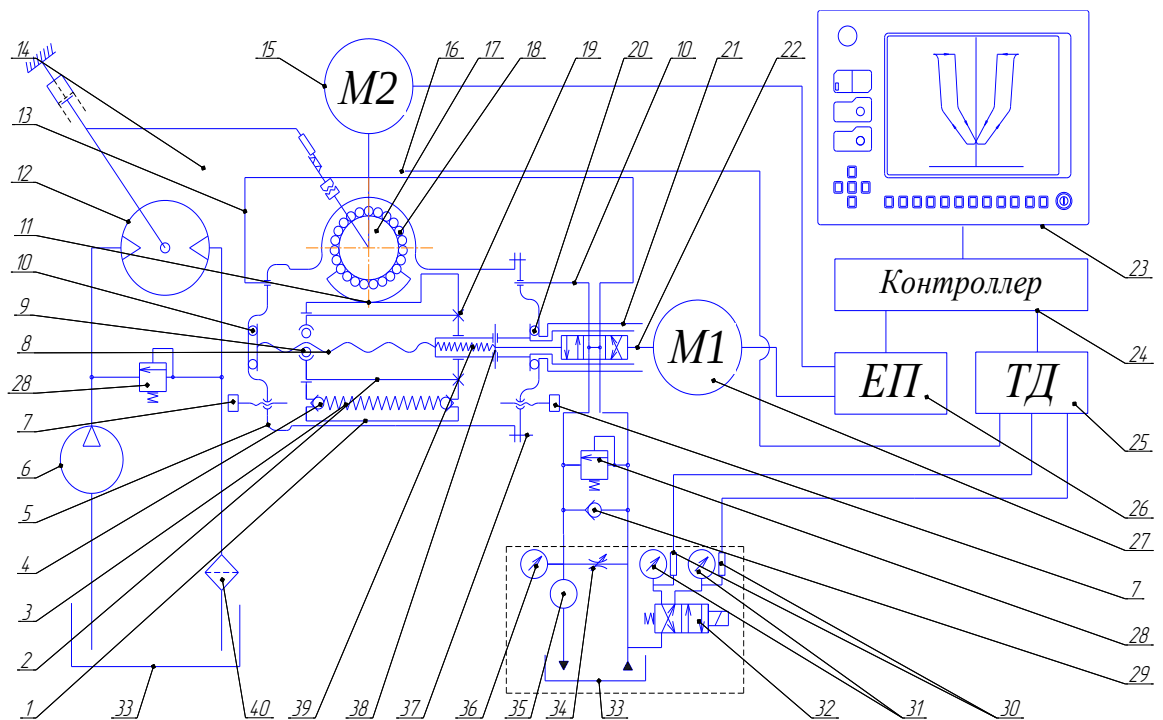


Рис.2.2.3.1.1 Схема гідрокінематична принципова КГГП

1–рейка-поршень, 2–гайка, 3–пружина кінцевих вимикачів, 4–клапан кінцевих вимикачів, 5–картер, 6–насос, 7–упори кінцевих вимикачів, 8–винт з зовнішнім золотником, 9–кульково-гвинтова передача, 10–підшипник упорний, 11–рейкова передача, 12–гідродвигун, 13–циліндрові магістралі подачі робочої рідини, 14–навантажувальний пристрій, 15–кроковий електродвигун, 16–тензометричний датчик моменту, 17–вал сошки, 18–підшипник вала сошки, 19–елементи кріплення гайки кульково-гвинтової передачі, 20–підшипник упорний, 21–корпус розподільника, 22–рульовий вал з внутрішнім золотником, 23–блок керування, 24–контроллер, 25–програма керування тензометричними датчиками, 26–програма керування електроприводами, 27–кроковий двигун рульового вала, 28–клапан обмеження тиску КГГП, 29–клапан зворотній КГГП, 30–тензодатчики тиску, 31–манометри, 32–гідророзподільник, 33–бак, 34–дросіль, 35–лічильник рідини, 36–манометр, 37–елементи кріплення корпуса розподільника, 38–шліцеве з'єднання ротор-гвинт, 39–торсіон, 40–фільтер.

Перевірку КГГП необхідно проводити з дотриманням правил техніки безпеки відповідно до ГОСТ 12.2.086-83. Вона повинна здійснюватися особами, що пройшли інструктаж, навчання й перевірку знань з техніки безпеки. На робочому місці не допускається перебування осіб, які не мають відповідного допуску до проведення випробувань. Приміщення, у якому проводиться перевірка, повинне бути забезпечене первинними засобами пожежогасіння відповідно до вимог ГОСТ 12.1.004-91. При випробуваннях КГГП повинні бути вжиті заходи щодо забезпечення безпеки персоналу.

Всі випробування проводяться в нормальних кліматичних умовах згідно з ДСТУ 15150-69, а саме: температура навколишнього повітря повинна складати плюс 25°C, відносна вологість повітря має бути в межах від 45 % до 80 %, а атмосферний тиск – від 84 до 106,7 кПа (від 630 до 800 мм рт. ст.).

Перед проведенням перевірки необхідно підготувати зразок продукції відповідного типорозміру КГГП, а також засоби вимірювальної техніки (ЗВТ) згідно з вимогами описів та інструкцій з їх експлуатації (перелік ЗВТ наведений у Таблиці 2.2.3.10.1). Необхідно заправити стенд для комплексної перевірки КГГП робочою рідиною, такою як масло марки МГЕ-46У ТУ 38.001347-83, масло марки А ТУ 38.1011282-89 або іншою рідиною з аналогічними властивостями, забезпечивши її фільтрацію з тонкістю 10 мкм. Коефіцієнт кінематичної в'язкості робочої рідини має бути в межах 10...15 сСт, а температура рідини під час перевірки – 50...80 °С. Випробовуваний КГГП повинен бути закріплений до стенда болтами таким чином, щоб забезпечити його нерухомість щодо стенда (моменти затягування кріпильних болтів для кожного типорозміру КГГП наведені в таблиці 2.2.3.4.1.1).

Таблиця 2.2.3.4.1.1

Тип КГГП	Момент затягування болтів, Н·м	Номінальний момент на валу сошки, Мсном, Н·м
КГГП 240	350.....400	2400
КГГП 430	450.....500	4300
КГГП 500		5000
КГГП 720		7200

Перевірка навантажувальної характеристики розподільника здійснюється відповідно до схеми, наведеної на Рис. 2.2.3.1.1, при заблокованому валі сошки. Навантажувальна характеристика розподільника включає такі параметри: гідравлічний люфт α_0 , тиск холостого ходу P_0 , тиск нецентрування ΔP_0 , максимальний тиск $P_{\max}$, тиск у зливній магістралі $P_{\text{сл}}$, тиск при ввімкненні підсилювача $P_{\text{вкл}}$, а також кут повороту рульового вала відповідний тиску $P_{\max}$. Перевірка проводиться з подачею робочої рідини $Q=10-16$ дм³/хв, залежно від типорозміру КГГП. ВС встановлюється в середнє положення шляхом суміщення

мітки на ВС з міткою на картері КГП. На рульовий вал встановлюється та закріплюється кроковий двигун рульового вала з блоком керування та програмним забезпеченням (КДРВБКПЗ). Процес перевірки запускається натисканням відповідної кнопки на пульті керування. Вимірювання параметрів здійснюється за допомогою тензOMETричних датчиків тиску, встановлених у гідравлічних магістралях стенду, та з КДРВБКПЗ, встановленого на рульовому валі.

Характеристика реактивної властивості розподільника визначається за схемою, наведеною на Рис. 2.2.2.1.1, при заблокованому валі сошки. Вона включає такі параметри: тиск холостого ходу P_0 , тиск нецентрування ΔP_0 , тиск у зливній магістралі $P_{сл}$, тиск при ввімкненні підсилювача $P_{вкл}$, крутний момент на рульовому валі у момент вмикання об'ємної подачі M_0 , а також максимальний крутний момент M_{max} на рульовому валі при досягненні тиску P_{max} . Перевірка здійснюється з подачею робочої рідини $Q=10-16$ дм³/хв. На рульовий вал встановлюється та закріплюється КДРВБКПЗ. Робота розпочинається натисканням відповідної кнопки на пульті керування. Вимірювання проводяться за допомогою тензOMETричних датчиків тиску, встановлених у гідравлічних магістралях стенду, та КДРВБКПЗ. З отриманої осцилограми визначаються такі параметри: відстань від осі ординат до точки перетину гілки зростання тиску M_{01} , відстань від осі ординат до точки перетину гілки падіння тиску M_{02} , відстань між точками перетину характеристики з прямою, паралельною осі абсцис на рівні ординати ΔM_0 , а також проекція на вісь абсцис відстані між точками перетину гілки нарощування тиску характеристик з прямими, паралельними осі абсцис на рівні ординат ΔM_p . Подальший розрахунок проводиться на основі отриманих даних.

- Ефективність реактивної властивості розподільника, R_0

$$R_0 = \frac{\Delta M_p}{\Delta_p};$$

- Приведений момент тертя в приводі, m_0

$$m_0 = \frac{M_{01} - M_{02}}{M_{01} + M_{02}} \omega = \omega = \frac{2\Delta M_0}{M_{01} + M_{02}}$$

2

Схема перевірки навантажувальної характеристики механізму наведена на Рис. 2.2.3.1.1, при цьому вал сошки заблоковано. Характеристика реактивної властивості механізму включає такі параметри: крутний момент $M_{\text{сmax}}$ на ВС при досягненні тиску P_{max} та крутний момент $M_{\text{рmax}}$ на РВ при досягненні тиску P_{max} . Перевірку здійснюють з подачею робочої рідини в діапазоні 10-16 дм³/хв, залежно від типорозміру КГГП. ВС установлюється в середнє положення шляхом поєднання мітки на ВС (7) з міткою на картері (5) КГГП (1). На РВ установлюється і закріплюється КДРВБКПЗ (27). Для початку роботи за заданою програмою необхідно натиснути відповідну кнопку на пульті керування. Вимірювання здійснюються за допомогою тензометричного датчика сили, встановленого на технологічній сошці, а також КДРВБКПЗ, змонтованого на РВ. На основі побудованої осцилограми на екрані визначаються такі параметри: зона нечутливості рульового механізму за моментом на рульовому валу, позначена як M_m , а також проекція на вісь абсцис відстані між точками перетину однієї з гілок характеристики, що позначається як ΔM_m . Додатково проводиться розрахункове визначення необхідних параметрів відповідно до заданих умов.

- Ефективність гідравлічної властивості КГГП, R

$$R = \frac{\Delta M_m}{\Delta M_c} ;$$

Схема перевірки характеристики жорсткості механізму наведена на Рис. 2.2.2.1.1, при цьому вал сошки заблоковано. Характеристика жорсткості механізму включає такі параметри: механічний люфт α_m і пружний люфт α_p . Перевірку здійснюють з подачею робочої рідини в діапазоні 10-16 дм³/хв залежно від типорозміру КГГП. Частота обертання ВС становить 1-2 хв⁻¹. На рульовий вал встановлюється і закріплюється КДРВБКПЗ (27). Для початку роботи за заданою програмою необхідно натиснути відповідну кнопку на пульті керування. Вимірювання проводяться за допомогою КДРВБКПЗ, встановленого на ВС.

Схема перевірки характеристики стабілізації рульового механізму наведена на Рис. 2.2.3.1.1, при цьому вал сошки заблоковано. Характеристика стабілізації рульового механізму включає параметр моменту супротиву повороту валу сошки

при прикладенні до нього активного моменту за наявності подачі робочої рідини, позначеного як Мсобр. Перевірку здійснюють з подачею робочої рідини в діапазоні 10-16 дм³/хв залежно від типорозміру КГПП. ВС встановлюється в середнє положення шляхом поєднання мітки на ВС (7) з міткою на картері (5) КГПП (1). На рульовий вал встановлюється і закріплюється КДРВБКПЗ (27). Для початку роботи за заданою програмою необхідно натиснути відповідну кнопку на пульті керування. Вимірювання проводяться за допомогою КДРВБКПЗ, встановленого на ВС.

У наступному розділі наведено перелік засобів вимірювальної техніки й устаткування, необхідних для проведення контролю та випробувань КГПП.

Таблиця 2.2.3.10.1

Найменування й тип засобів вимірювальної техніки й устаткування	Позначення	Основна характеристика	
		клас точності, похибка	Робоча характеристика
1	2	3	4
Лічильник рідини ШЖУ 25-М-16	ТУ 25-02.071.922-87	0,5	Витрата рідини 0,72-7,2 м³/ч
Манометр ДМ 100-25 Мпа-1,32	ТУ 4212-082- 00227471-01	1,5	Тиск 0...25 Мпа
Манометр ДМ 100-1,6 Мпа-0,32	ТУ 4212-082-00227471-01	0,4	Тиск 0...1,6 Мпа
Секундомір Соппр-2а-2-010	ТУ 25.1894.003-90	±0,2 с	Час від 0 до 1ч
Барометр-анероїд контрольний М-67	ТУ 25.04-1797-75	±0,8 мм рт.ст.	Від 610 до 790 мм рт.ст.
Психрометр аспіраційний М34	ТУ 25-08-809-70		Від 10 до 100 %
Віскозиметр ВПЖ-2-0,003-ХС3	ГОСТ 10028-8	±0,3 %	Від 0,6 до 3 мм²/з
Кроковий двигун серії FL86STH		±0.09 град	Від 50 до 200 Н·м

Тензометричний датчик тиску YB15A		0,1%	Тиск 20...100 Мпа
Тензометричний датчик тиску YB20A		0,15%	Тиск 50...150 Мпа
Тензометричний датчик сили CPS	ГОСТ 51254-99	0.03%	Від 5000 Н До 20000 Н
Ключ динамометричний МТ-1-800	ТУ 25.05.1481-77	±8%	Від 160 до 800 Н·м
Витратомір-лічильник типу ОР-40/32	4213-001-58078761-05ТУ	± 0,35 %	0,05...3..3,75дм ³ /хв
Стенд для комплекс ний перевірки КГГП	УЯИШ.441429.001	-	-
Зразки продукції КГГП	УЯИШ.453461.003	-	-
	УЯИШ.453461.004	-	-
	УЯИШ.453461.005	-	-
	УЯИШ.453461.006	-	-

2.2.4 Програма і методика комплексних випробувань

2.2.4.1 Випробування характеристик розподільника навантажу- вальної $p(\alpha)$ і реактивної властивості $p(M)$.

Характеристики розподільника $p(\alpha)$ і $p(M)$, показані на Рис. 2.2.4.1.2 і 2.2.4.1.3, безпосередньо без перестроєння з метою заміни осей координат.

Характеристика розподільника визначається у вигляді 2 залежностей в тому числі:

- залежність тиску від кута розкриття розподільника;
- залежність тиску від моменту на вхідному валу.

На підставі отриманих значень розраховується слідуючі параметри: ефективність реактивної властивості розподільника R_0 та приведений момент тертя в розподільнику.

Випробування проводиться в прямому напрямку із включеною подачею робочої рідини, вал сошки блокується в середньому положенні. До рульового вала прикладається активний момент M , забезпечуючий плавний поворот вала з

середнього положення доти, поки спрацює клапан обмеження тиску кермового механізму або, якщо такий відсутній, то клапан обмеження тиску гідравлічної системи станда, і в напірній магістралі встановлюється тиск, рівний відповідно $(1,0—1,1) P_{\max}$ або $(1,2—1,3) P_{\max}$.

Потім момент поступово знімається таким чином, щоб забезпечити плавне повернення, рульового валу у вихідне положення (додаток до рульового вала моменту протилежного знаку не допускається). У вихідному положенні рульовий вал звільняється, а потім він у такий же спосіб повертається в протилежному напрямку й знову повертається у вихідне положення. Дослід виконується три рази. На рис. 2.2.4.1.1 приведена схема діагностування розподільника.

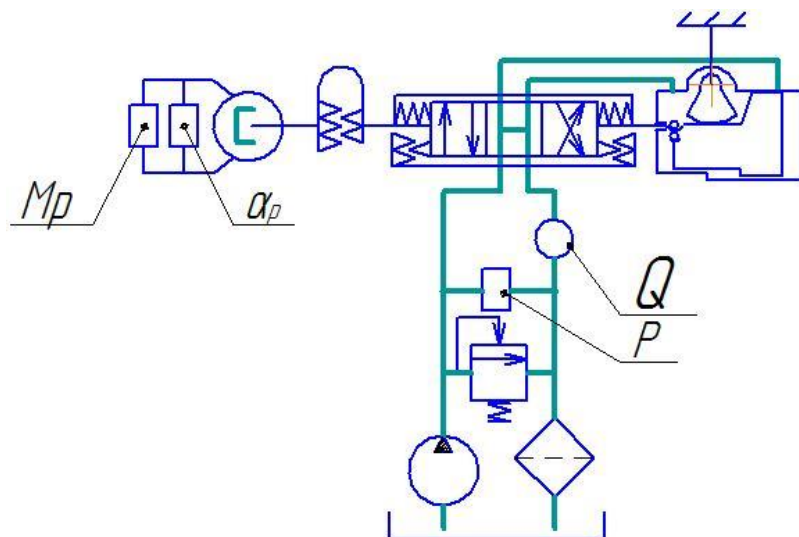


Рис. 2.2.4.1.1 схема діагностування розподільника

де: M_r – датчик моменту на рульовому валу; α_p – датчик кута повороту рульового вала; Q – датчик об'ємної подачі в системі гідропідсилювача; P – датчик тиску в системі гідропідсилювача.

З характеристик на Рис. 2.2.4.1.2 і 2.2.4.1.3 безпосередньо визначають наступні показники:

p_0 – тиск холостого ходу (Рис. 2.2.4.1.2 або 2.2.4.1.3);

Δp_0 – тиск нецентрування (Рис. 2.2.4.1.2 або 2.2.4.1.3);

a_0 – гідравлічний люфт (Рис. 2.2.4.1.2);

кут попоротий рульового вала, що відповідає тиску $P_{\max}$ (Рис. 2.2.4.1.2);

M_0 – момент на рульовому валу, що відповідає ввімкненню підсилювача

(Рис. 2.2.4.1.3);

$M_{\max}$ – момент на рульовому валу, що відповідає тиску (Рис. 2.2.4.1.3);

По характеристикам на Рис. 2.2.4.1.3 обчислюються:

R_0 – ефективність реактивної властивості розподільника, яка оцінюється вимірюванням ΔM_P моменту на рульовому валу M на гілках його наростання, віднесенням до заданого наростання в тиски в напірній магістралі Δp -1 МПа, і обчислюється за формулою:

$$R_0 = \frac{\Delta M_P}{\Delta p}$$

m_0 - приведений момент тертя в приводі розподільника, що оцінюється відносною шириною петлі гістерезису характеристики $p(M)$ на рівні тиску $P_{\text{сл}} + P_0 + P_{\text{вкл}} + \Delta P = P_{\text{сл}} + P_0 + 1,1$ і розраховується за формулою:

$$m_0 = \frac{M_{01} + M_{02}}{M_{01} + M_{02}} = \frac{2\Delta M_0}{M_{01} + M_{02}}$$

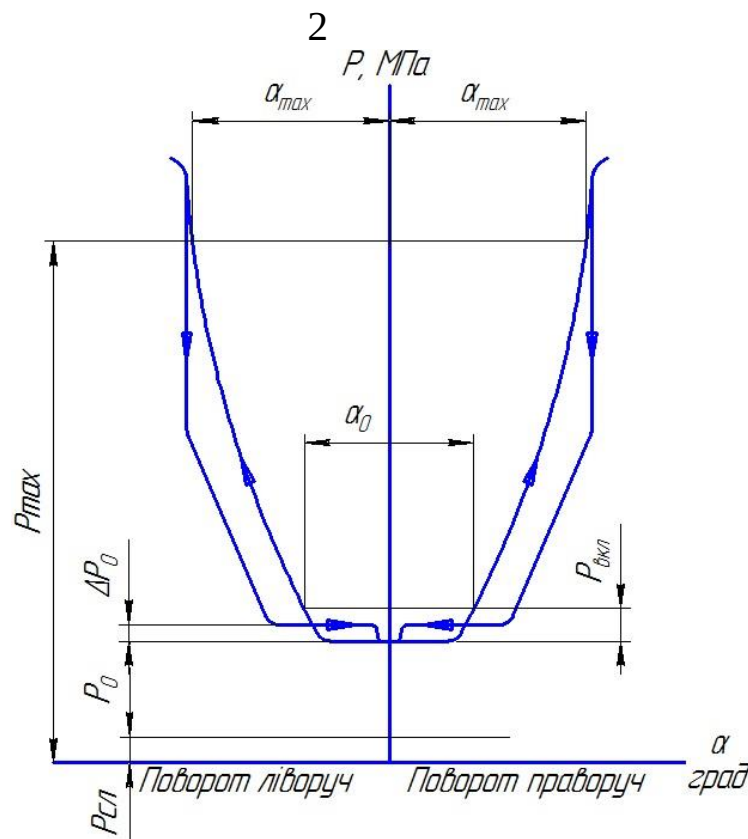


Рис. 2.2.4.1.2 Навантажувальна характеристика розподільника

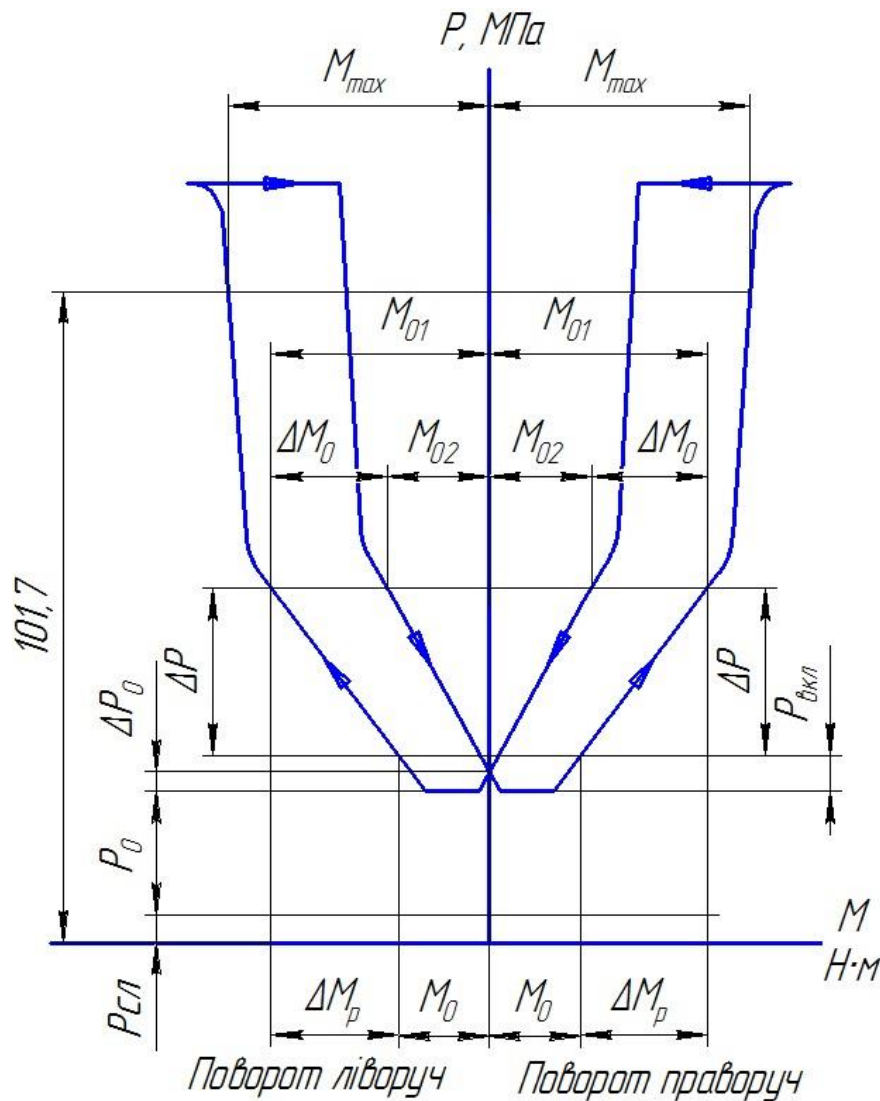


Рис. 2.2.4.1.3 Характеристика реактивної властивості розподільника

В документ, що представляє результати випробувань заносяться середні по трьох виконаних випробуванням значення показників; при цьому середнє значення показників ΔP_0 , α_{max} , M_0 , M_m , R_0 і m_0 визначаються й обчислюються окремо для лівого й правого поворотів рульового валу.

Допускається поряд з повною характеристикою $p(a)$, показаної на Рис. 2.2.4.1.2, одержувати часткову навантажувальну характеристику, обмежуючись поворотом рульового валу із середнього положення доти, поки в напірній магістралі відбудеться підвищення тиску до 0,15—0,20 МПа.

При одержанні часткової характеристики варто зберегти умови й порядок випробування такими ж, як при знятті повної характеристики. Масштаб по осі α також варто зберегти, а шкалу по осі P розтягнути.

У випадку зняття двох варіантів характеристики $p(i)$ (повної й часткової) з повної характеристики визначається тільки показник α_{max} , а інші показники P_0 , ΔP_0 і α_0 - з часткової характеристики.

Данні вимірювань за допомогою тензометричного датчику тиску встановленого на стенді і через контролер перекодовуються в електронний вид, зчитуються за допомогою програмного забезпечення і виводяться на екран у вигляді графіків залежності тиску(P) від кута повороту (α) і від моменту(M).

2.2.4.2 Випробування реактивної властивості механізму M_c (M)

Характеристику, показану на Рис. 2.2.4.2.2, визначають тільки при випробуванні інтегрального рульового механізму й одержують безпосередньо, без перетворення з метою заміни осей координат.

Характеристика ефективної власності КГГП визначена на підставі графіка кореляційної залежності моменту на валу сошки від моменту на рульовому валу. На підставі побудованої кореляційної залежності визначається ефективність реактивної властивості R .

Випробування проводиться в прямому напрямку, із включеною подачею робочої рідини. Вал сошки навантажується зовнішнім моментом M_c Вихідним при проведенні випробування положенням рульового валу є положення, що відповідає повороту валу сошки в яку-небудь 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 (повернене) положення. На рис. 2.2.4.2.1 приведена схема діагностування КГГП на реактивну властивість. Випробування виконується для перевірки наскільки збалансовані сили. Для того щоб водій відчував дорогу. Дослід виконується три рази.

Реактивна властивість утворена 2 елементами:

1. Пружними характеристиками торсіонна.
2. Гідравлічними характеристиками розподільника.

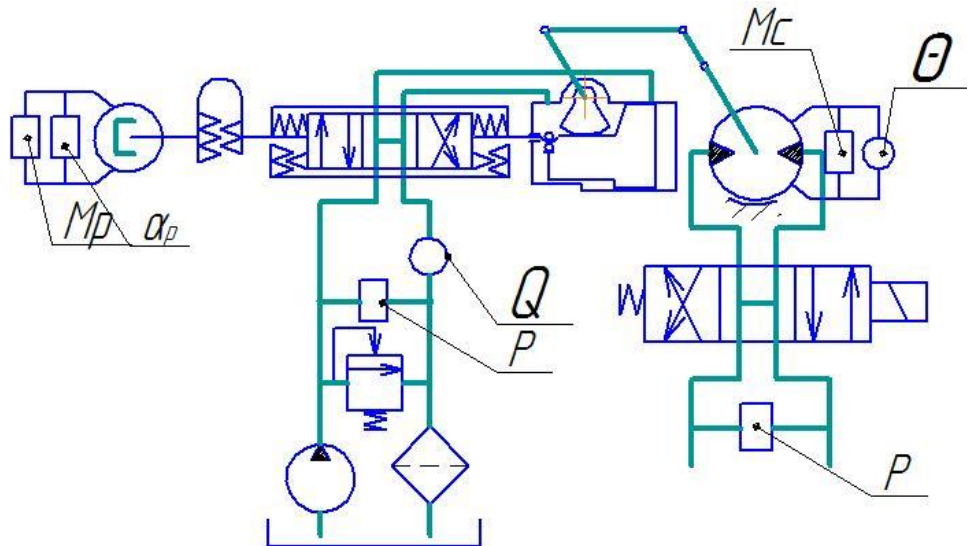


Рис. 2.2.4.1.1 схема діагностування на реактивну властивість механізму

M_p, M_c – датчики моменту; α_p – датчик кута повороту рульового вала; Q – датчик об'ємної подачі в системі гідропідсилювача; P – датчик тиску в системі гідро підсилювача; Θ – датчик кута поворота вала сошки.

З характеристики на Рис. 2.2.4.2.2 безпосередньо визначають наступні показники:

M_m – зона нечутливості рульового механізму по моменту на рульовому валу; $M_{сmax}$ – момент на валу сошки, відповідний моменту M_{max} (який отриманий з характеристики $p(M)$ на Рис. 2.2.4.2.2).

По характеристиці на Рис. 2.2.4.2.2 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 $\Delta M_c = 0,10M + 0,10M$ і обчислюється по формулі:

$$R = \frac{\Delta M_m}{\Delta M_c}$$

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

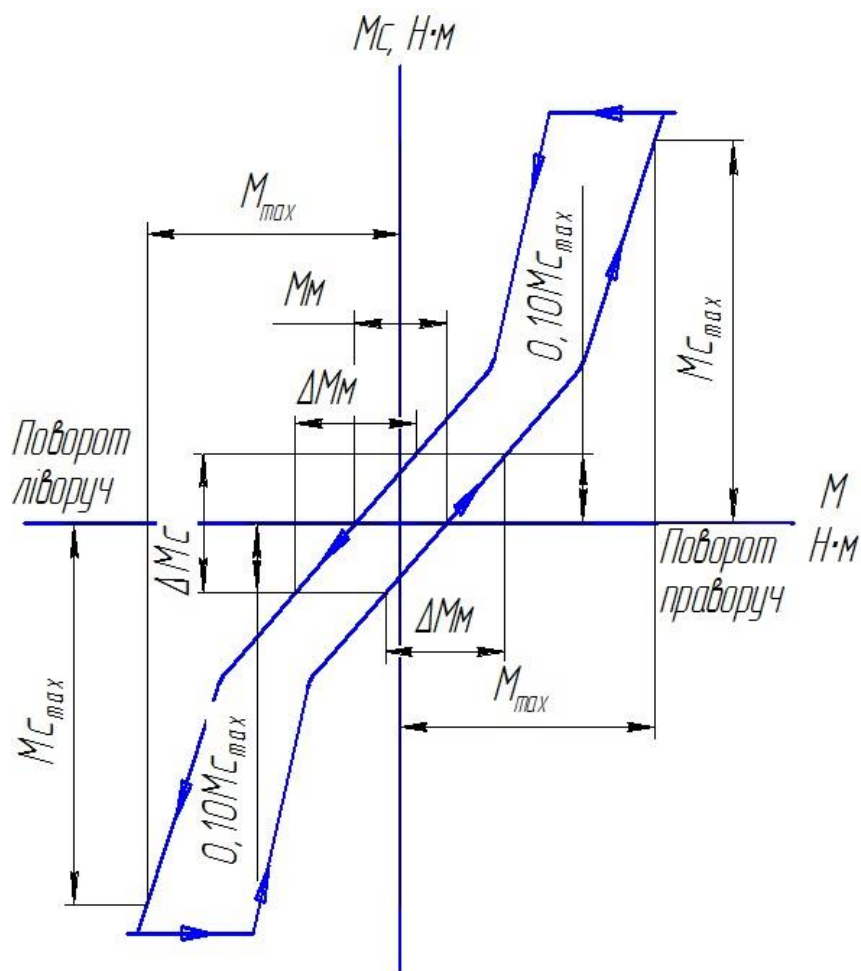


Рис. 2.2.4.2.2 Характеристика реактивної властивості механізму

Данні вимірювань за допомогою тензометричного датчику моменту встановленого на технологічній сошці і через контролер перекодовуються в електронний вид, зчитуються за допомогою програмного забезпечення і виводяться на екран у вигляді графіка залежності моменту на валу сошки (M_c) від моменту на $PB(M)$.

2.2.4.3 Випробування характеристики жорсткості механізму $M(\alpha)$

Характеристику $M(\alpha)$, показану на Рис. 2.2.4.3.1, одержують безпосередньо, без перебудування з метою заміни осей координат.

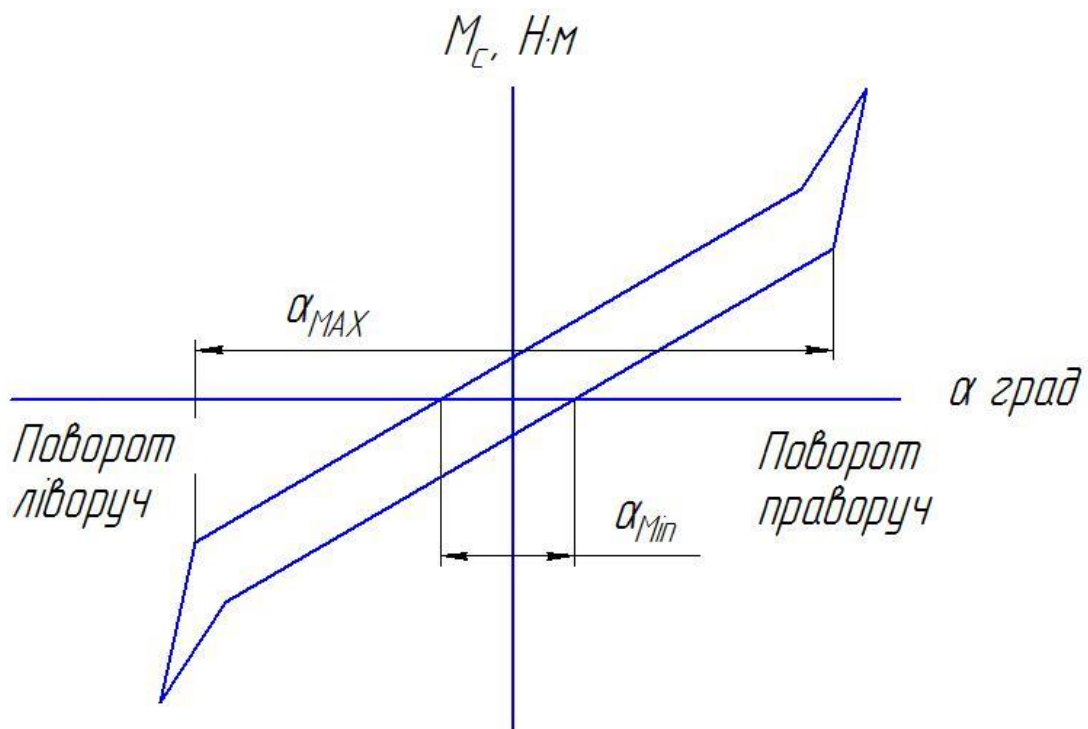


Рис. 2.2.4.3.1 Характеристика жорсткості механізму

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

Дослід виконується три рази.

З характеристики на Рис. 2.2.4.3.1 безпосередньо визначають наступні показники:

α_m – механічний люфт;

α_y – пружний люфт.

Данні вимірювань за допомогою КДРВБКПЗ і через контролер перекодовуються в електронний вид, зчитуються за допомогою програмного забезпечення і виводяться на екран у вигляді графіка залежності моменту на валу сошки(M_c) від кута повороту(α).

2.2.4.4 Випробування характеристики стабілізації рульового механізму $M_{собр}$

Характеристику $M_{\text{собр}}$ показану на Рис. 2.2.4.4.2, одержують безпосередньо, без перебудування з метою заміни осей координат.

Випробування проводиться з ввімкненою подачею робочої рідини.

Вмикається КДРВБКПЗ, при цьому значення моменту супротиву на ВС дорівнює тах . Після того як РВ заходить в крайнє положення вмикається КДРВБКПЗ і момент супротиву падає до 0. Вмикається КДВСБКПЗ, при цьому зворотній момент росте і виводить РВ в нейтральне положення.

Данні моменту на сошці M_c за допомогою тензометричного датчику моменту встановленого на технологічній сошці і через контролер перекодовуються в електронний вид, зчитуються за допомогою програмного забезпечення і виводяться на екран у вигляді графіка залежності моменту обертання сошки ($M_{\text{собр}}$) від кута повороту (Θ). На рис. 2.2.4.4.1. приведена схема діагностування КГГП на жорсткість механізму.

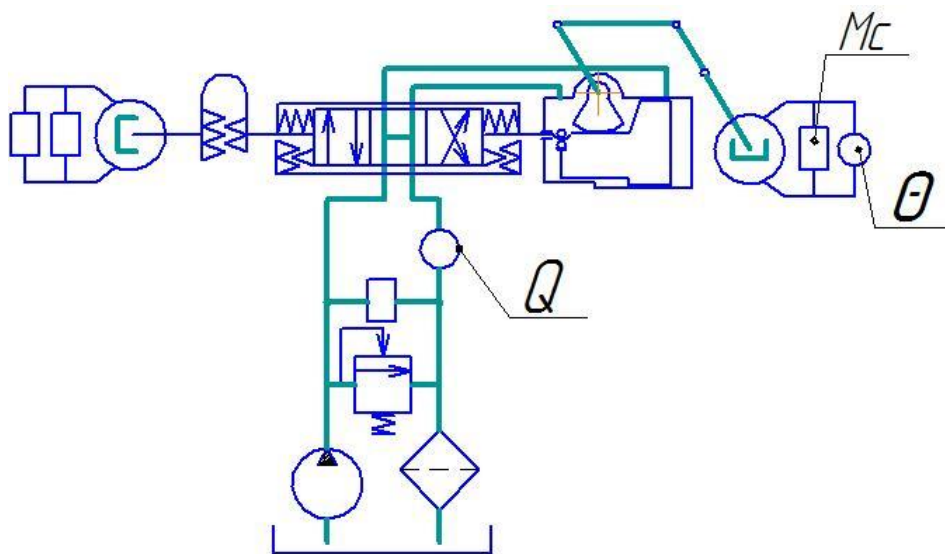


Рис. 2.2.4.4.1. схема діагностування КГГП на характеристику жорсткості механізму M_c – датчик моменту на сошці; Q – датчик об'ємної подачі в системі гідропідсилювача; Θ - датчик кута поворота вала сошки.

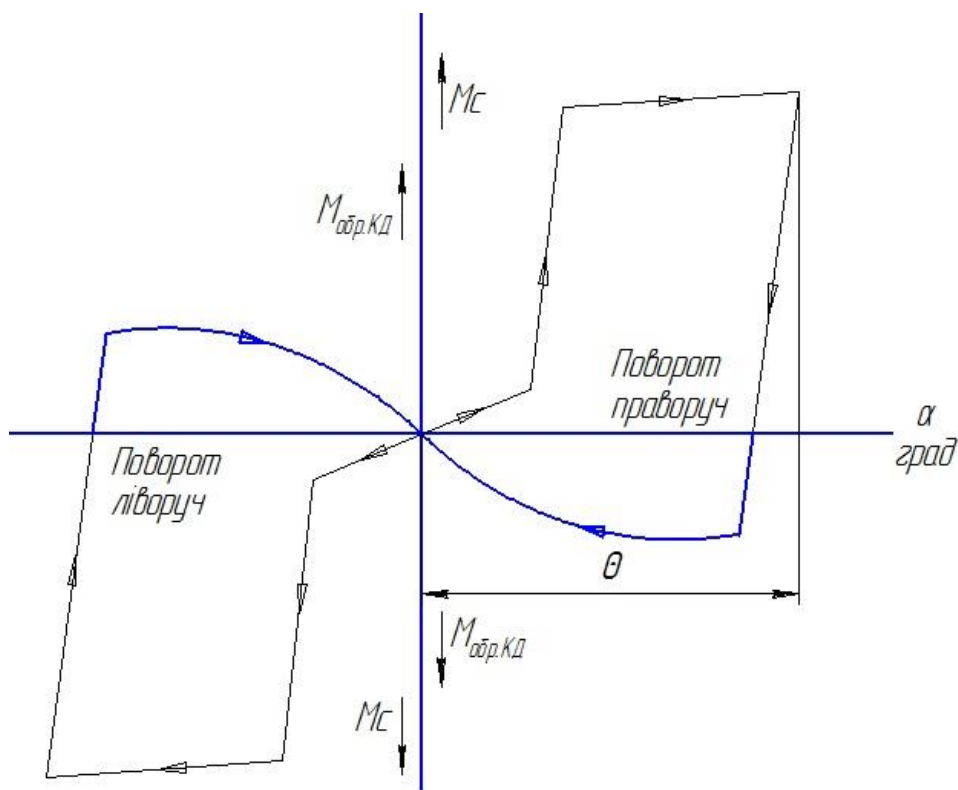


Рис. 2.2.4.4.2 Характеристика стабілізації рульового механізму

Розглянуті характеристики розподільника і КГГП відображають наявність не стійкої роботи агрегата.

Це обумовлено тим що всі характеристики мають зонирозузгодження в яких зміна вхідного параметру не супроводжується зміною вихідного параметру. При функціонуванні систем можливе виникання автоколивань. Тому такі системи обов'язково не обхідно перевіряти на динамічну сталість.

2.2.5 Опис структурної схеми гнучкої автоматизованої системи випробувань КГГП

На Рис. 2.2.5.1.1 зображена структура і дано опис робочих процесів гнучкої автоматизованої системи випробувань (ГАСВ), створеної для випробувань КГГП. Вона побудована, з одного боку; як розподілена система на рівні постановки задач випробування і отримання кінцевих результатів, з іншого - вона містить глибоко централізовані підсистеми, функціонування яких направлене на розкриття фізичних властивостей і взаємодії вузлів в агрегаті.

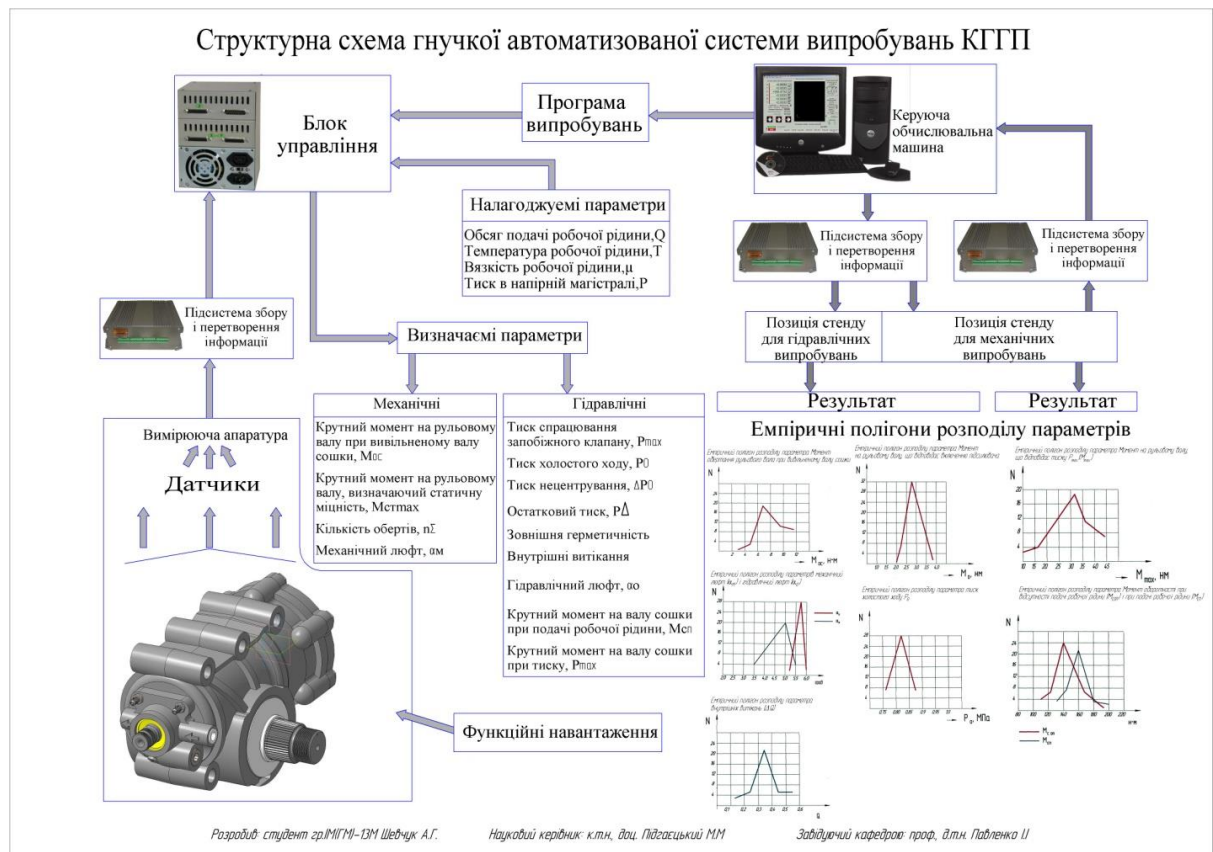


Рис. 2.2.5.1.1 Структурна схема гнучкої автоматизованої системи випробувань КГТП

Система забезпечує дію таких підсистем, як:

- Експрес – аналіз і реєстрація експлуатаційного навантаження;
- Визначення параметрів випадкових процесів; моделювання і діагностика навантажень;
- Комплексне управління стендами як при по елементному, так і при комплексному контролях.

Робочі процеси в системі забезпечуються клерувальними комплексами і вирішують наступні основні задачі:

- Експрес-аналіз, реєстрацію, накопичення на комп'ютері або на стендах інформації про реальні навантаження агрегату і його вузлів;
- Моделювання і генерування програм стендових випробувань агрегату з використанням інформації, отриманої на першому етапі, а також програмно-керованих модулів підсистем;

- Вимірювання, аналіз і реєстрація параметрів конструкції, що випробовуються порівняння їх з заданими і формування інформації про надійність і довговічність агрегату.

Допоміжні процеси в системі складаються із задач тестування і регулювання підсистем і їх блоків, сервісу взаємодії користувача з і системи, а також спеціальні режими функціонування підсистем в тому чи іншому складі в залежності від задачі іспитів чи випробування.

Структурна схема гнучкої автоматизованої системи випробувань КГТП містить в собі такі елементи :

- Випробовуваних агрегатів (ВА);
- Тензометричні датчики (ТД);
- Підсистема збору і перетворення інформації (ПЗП);
- Блок управління (БУ);
- Керуюча обчислювальна машина (КОМ);
- Стенд для проведення випробувань (СПВ).

Принцип роботи структурної схеми гнучкої автоматизованої системи випробувань КГТП полягає в наступному:

ТД, встановлені на СПВ, вимірюють параметри ВА які виникають в результаті функційних навантажень що діють на ВА і задаються через СПВ за допомогою КОМ. Далі інформація перекодовується з величини току в двійкову систему, за допомогою ПЗП(Контролер), і прямує в БУ. В БУ оператором вводяться налагоджені параметри і після проведення випробувань, по встановленій системі випробувань яка задається за допомогою КОМ, одержуються визначаємі параметри. Всі данні з БУ переходять в КОМ. За допомогою програмного забезпечення вимальовуються графіки по елементного і комплексного контролю оціночних показників.

В технічному плані ГАСВ створена з урахуванням впровадження в виробництво гідропідсилювачів гнучких технологій і пов'язаною з цим необхідністю швидкої переналадки стендового обладнання для забезпечення швидкого випробування КГТП.

Слід відмітити, що всі технічні засоби мають інформаційну і апаратну сумісність.

Вибір технічних характеристик випробувального обладнання проводиться з урахуванням навантаження об'єкту, що випробовується в умовах реальної експлуатації.

2.2.5.1. Структурна схема датчиків

Для функціонування автоматизованої системи датчиків рис.2.2.5.1.2

Які працюють в комплекті з персональним комп'ютером та аналогово-цифровим і цифро-аналоговим перетворювачами. В системі передбачено числова програма керування приводами електросистем.

Всі дані с датчиків передаються на аналого-цифровий перетворювач, а з аналогового цифрового перетворювача на комп'ютер. На комп'ютері показуються показники і будуються графіки. На комп'ютері задаються вхідні дані. З комп'ютера дані передаються на цифрово аналоговий перетворювач. З цифрово-аналогового перетворювача на ЧПУ. ЧПУ в свою чергу передає сигнали на приводи тим самим керуючи ними.

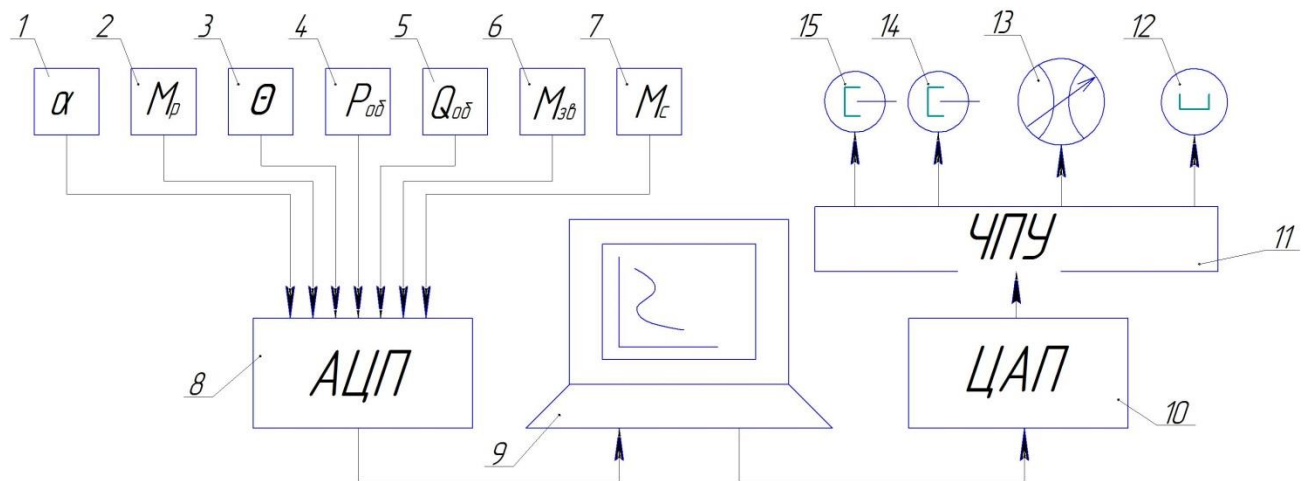


Рис. 2.2.5.1.2 Структурна схема автоматизованої діагностичної системи КГГП

1 – датчик кута повороту рульового вала; 2 – датчик моменту на рульовому валу; 3 – датчик кута повороту вала сошки; 4 – датчик тиску в системі гідро підсилювача; 5 – датчик об'ємної подачі в системі гідро підсилювача; 6 – датчик моменту зворотнього ходу; 7 – датчик моменту на валу сошки; 8 – АЦП; 9 – ПК; 10 – ЦАП; 11 – ЧПУ; 12 – кроковий двигун моменту зворотнього ходу; 13 – привод регулювання дроселя; 14 – регулює мий привод насоса живлення; 15 – кроковий двигун приводу рульового вала.

2.2.6 Модернізація конструкції стенду з його описом

2.2.6.1 Призначення стенда

Стенд для функціональних випробувань КГГП призначений для приймально-здавальних й періодичних випробування всього типорозмірного ряду кульково-гвинтових гідропідсилювачів передбачених ТУ В 34.3-14312430-047-2004.

Стенд призначений для експлуатації в районах помірного й холодного клімату виконання «В» й «ХЛ». Розміщення при експлуатації в закритому приміщенні категорії 4 за ДСТ 15150.

2.2.6.2 Технічні характеристики

Таблиця 2.2.6.2.1

Назва параметру	Характеристика
Тип	стаціонарний
Керування	автоматичне
Кількість обслуговуючого персоналу	1
Робочий тиск, МПа (кгс/див ²)	15 ^{+1,5} (150 ⁺¹⁵)
Максимальний тиск, що обмежується запобіжним клапаном, МПа, (кгс/див 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 ДЕРЖСТАНДАРТ 20799-88
Верхня межа температури при експлуатації, °С	80
Короткочасна (до 15 хв), °С	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	УВ20А 50...150 Мпа

2.2.6.3 Конструкція і принцип роботи стенда

Стенд складається зі звареної рами 1 (Рис 2.2.6.3.1а), на якій установлений у піддоні силовий кронштейн насоса 2. Крім цього на кронштейні встановлений кроковий двигун рульового валу випробуваного КГГП, що складається зі стійки 4 і крокового електродвигуна 20. На спеціальній поперечці 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

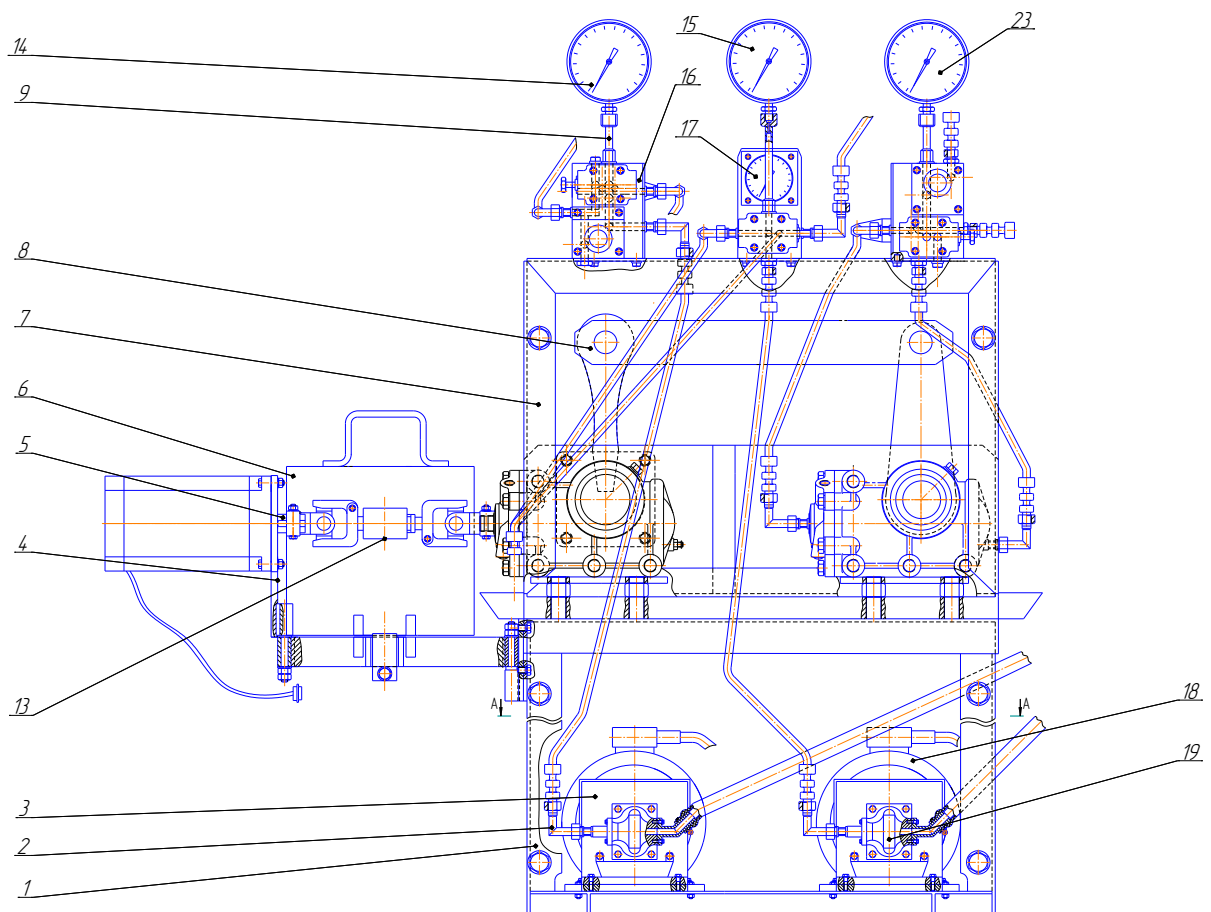


Рис 2.2.6.3.1а Випробувальний стенд (фронтальный вид)

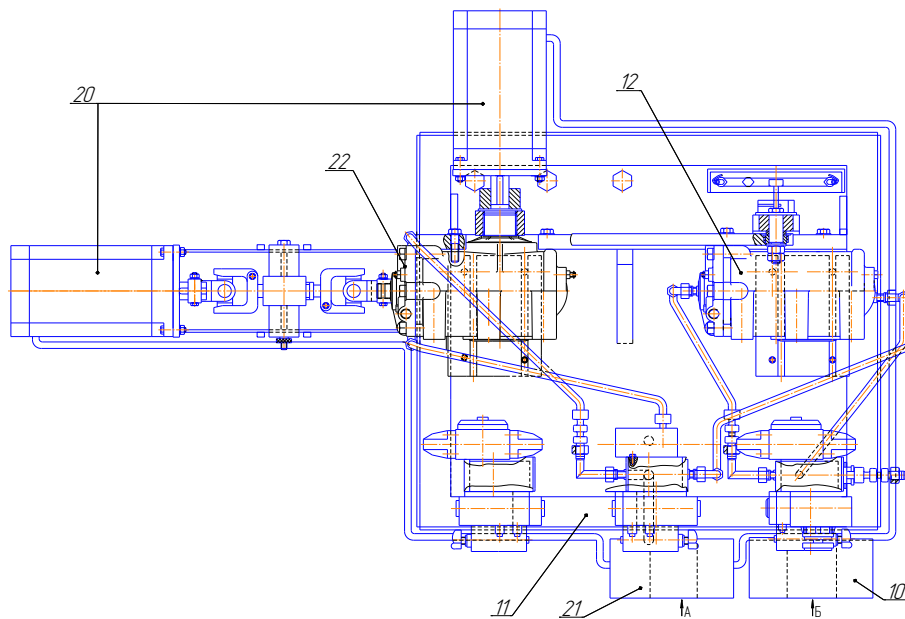


Рис. 2.2.6.3.1б Випробувальний стенд (вигляд в площі)

В пульті управління (Рис. 2.2.6.3.2) змонтована основна електрична схема стенда. Також на ньому розташований цифровий терморегулятор 29, що регулює температуру робочої рідини й керуючі тумблера й кнопки, необхідні при проведенні обкатування випробуваного КГП - 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.

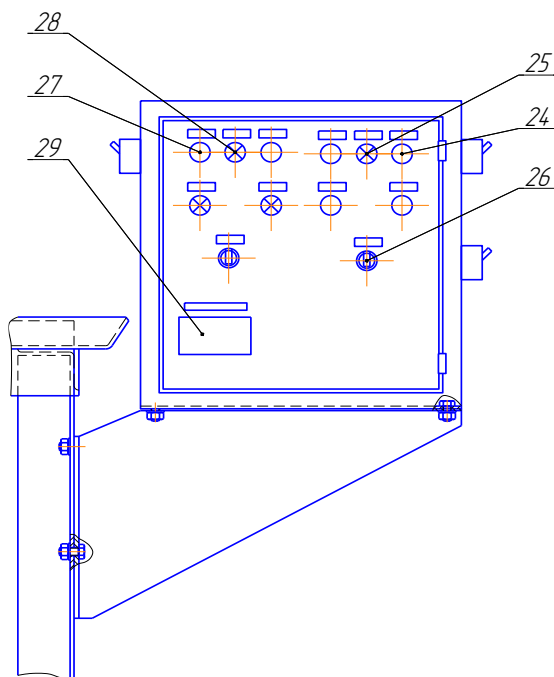


Рис. 2.2.6.3.2 Пульт управління

В блокові керування (Рис. 2.2.6.3.3) 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.

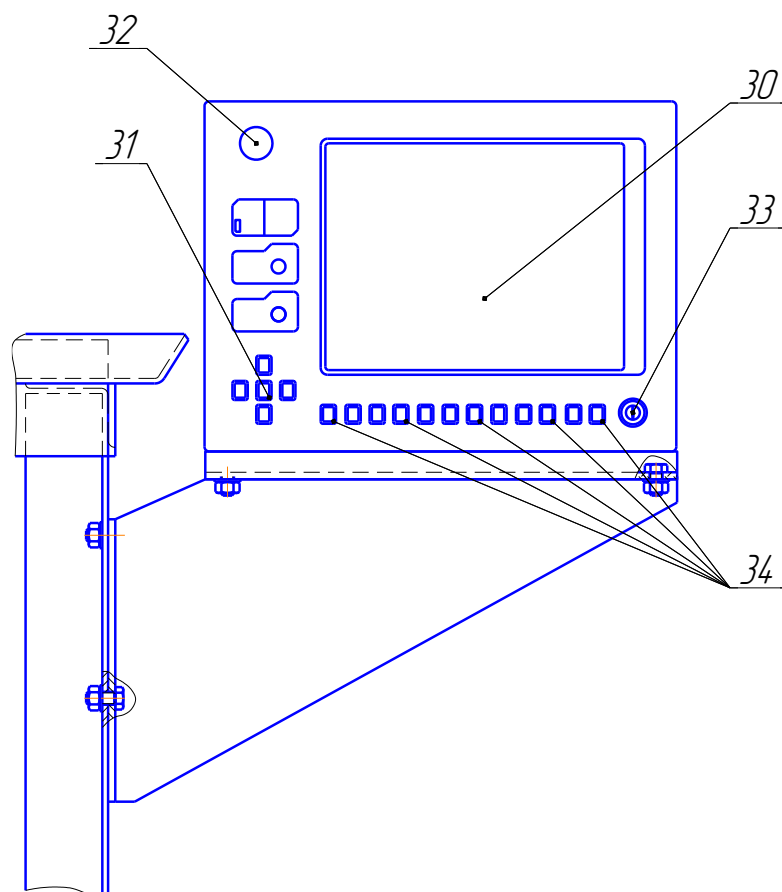


Рис. 2.2.6.3.3 Блок керування

2.2.6.4 Положення тумблерів і кнопок керування гідроапаратурами стенда при проведенні випробувань КГТП

Таблиця 2.2.6.4.1

№ 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	+	+	+	+	+	-	-	

Продовження таблиці 2.2.6.4.1

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 обертливості вала сошки при подачі робочої рідини	-	-	-	+	-	-	-
10	Перевірка внутрішніх витікань	-	-	-	+	-	+	+
11	Перевірка зовнішньої герметичності	+	+	+	-	+	-	-

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

2.2.7 Опис і принцип роботи гідро-кінематичної схеми стенду

2.2.7.1 Опис гідро-кінематичної схеми стенду

Схема гідро-кінематична принципова приведена на Рис. 2.2.7.1.1

2.2.7.2 Принцип роботи гідро-кінематичної схеми стенду

КГТП, що випробовується на стенді закріплений у пристосування. До рульового валу КГТП приєднаний кроковий двигун 27, до валу сошки приєднаний кроковий двигун 15.

Їх функціонування забезпечується програмою керування електроприводами 26, яка з'єднана з контролером 24. Контролер здійснює перекодування інформації отриманої з крокових двигунів у двійковий вигляд і передає її далі до блоку керування 23, на якому з цієї інформації будується графік.

Параметри робочої рідини в КГТП(тиск, об'ємна подача) контролюється за допомогою: дроселя 34, лічильника рідини 35, манометрів 31,36, а також тензометричних датчиків тиску 30.

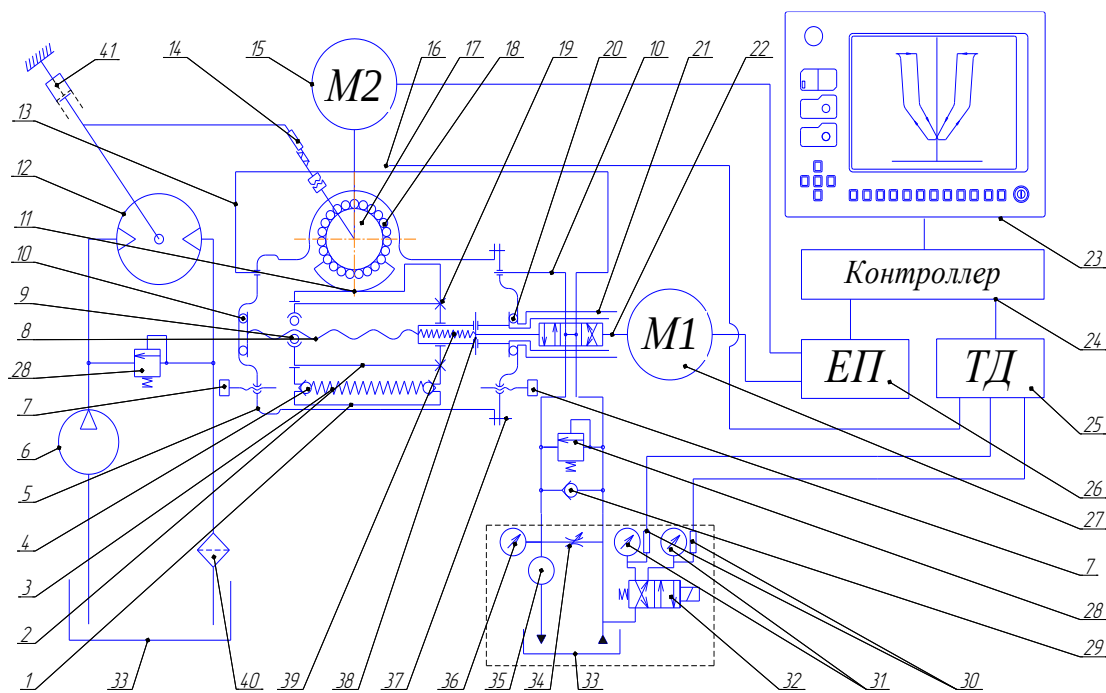


Рис. 2.2.7.1.1 Схема гідро-кінематична принципова

1–рейка-поршень, 2–гайка, 3–пружина кінцевих вимикачів, 4–клапан кінцевих вимикачів, 5– картер, 6–насос, 7–упори кінцевих вимикачів, 8–винт з зовнішнім золотником, 9–кульково-гвинтова передача, 10–підшипник упорний, 11–рейкова передача, 12–гідродвигун, 13–циліндрові магістралі подачі робочої рідини, 14–тензометричний датчик сили, 15–кроковий електродвигун, 16–тензометричний датчик моменту, 17–вал сошки, 18–підшипник вала сошки, 19–елементи кріплення гайки кульково-гвинтової передачі, 20–підшипник упорний, 21–корпус розподільника, 22–рульовий вал з внутрішнім золотником, 23–блок керування, 24–контроллер, 25–програма керування тензометричними датчиками, 26–програма керування електроприводами, 27–кроковий двигун рульового вала, 28–клапан обмеження тиску КГГП, 29–клапан зворотній КГГП, 30–тензодатчики тиску, 31–манометри, 32–гідророзподільник, 33–бак, 34–дросіль, 35–лічильник рідини, 36–манометр, 37–елементи кріплення корпуса розподільника, 38–шліцеве з'єднання ротор-гвинт, 39–торсіон, 40–фільтер, 41–блокіратор.

Зусилля на валу сошки вимірюється за допомогою тензометричного датчику сили 14.

Всі тензометричні датчики 30, 14 здійснюють функціонування за допомогою програми керування тензометричними датчиками 25, здійснюємої контролером 24.

Навантажувальний пристрій стенда обладнаний блокіратором 41, який при необхідності, блокує вал сошки.

3. ДОСЛІДНА ЧАСТИНА

3.1. Імовірні варіанти синтез рейкової передачі

Рейкова передача КГГП є найбільш навантаженою ланкою. Тому розробники КГГП використовують різні засоби які дадуть можливість збільшити несучу властивість рейкової передачі.

На першому етапі необхідно визначити передавальне відношення рейкової передачі яка має перемінне значення в межах кута повороту. Зміна передавального відношення обумовлена тим що на кожному куті повороту вала-сектора у взаємодію вступають точки розміщені на евольвенті поверхні на різних радіусах. На рис.3.1.1.1.1 наведена схема взаємодії елементів КГГП.

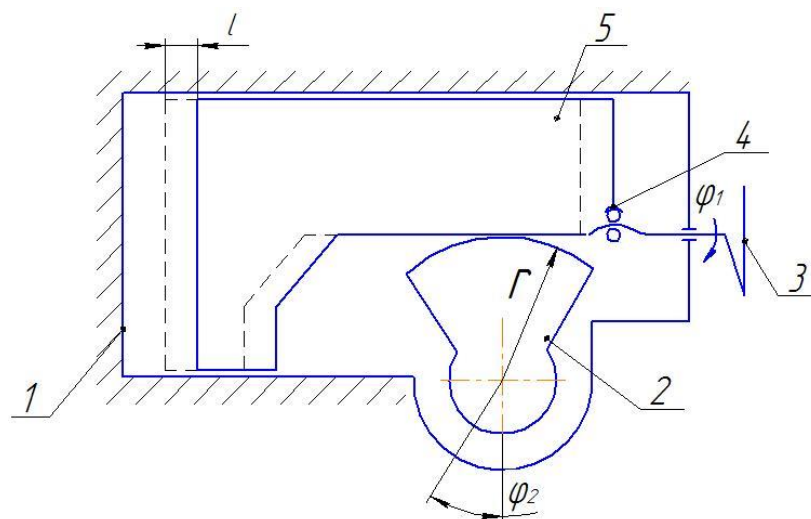


Рис.3.1.1.1.1 Схема взаємодії елементів КГГП

1 – картер; 2 – вал-сектор; 3 – рульовий вал; 4 – кульково-гвинтова передача; 5 – рейка-поршень; φ_1 – кут повороту рульового вала; φ_2 – кут повороту вала сошки; l – довжина переміщення рейки поршень при повороті рульового вала на кут $\varphi_1 = 360^\circ$, тобто крок кульково-гвинтової передачі; r – радіус начального кола вал-сектора.

3.2 Аналіз традиційної рейкової передачі

Для визначення передавального відношення в кожній точці кута повороту необхідно визначити значення кута φ_2 :

$$\varphi_2 = \frac{l}{0,017453 \cdot r} ; \quad (3.1)$$

де: l – крок кульково-гвинтової передачі; r – радіус начального кола вал-сектора.

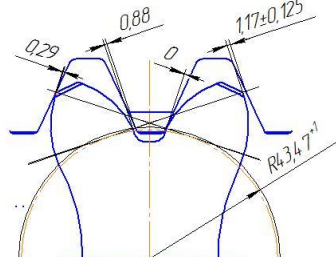
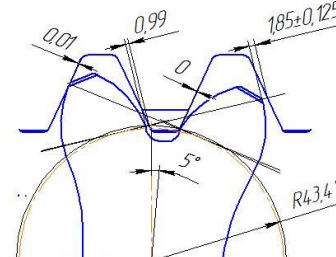
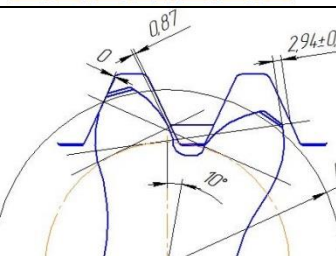
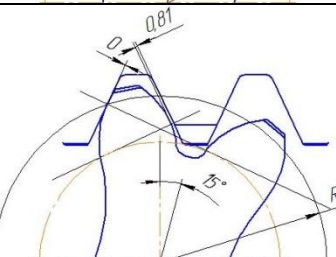
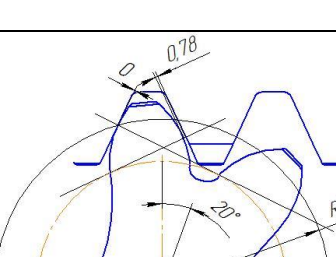
Значення передавального відношення визначається по формулі:

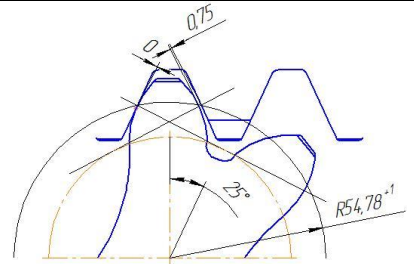
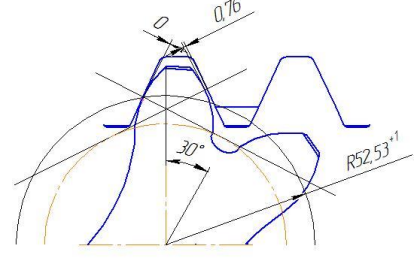
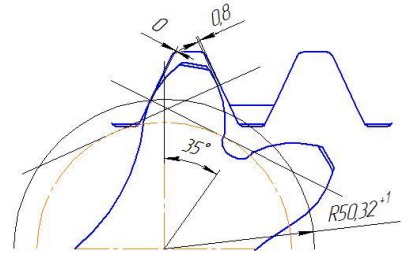
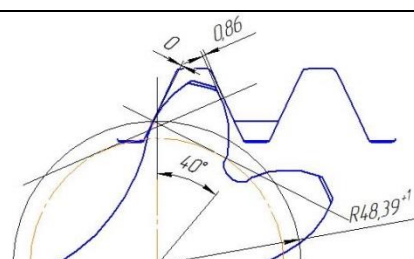
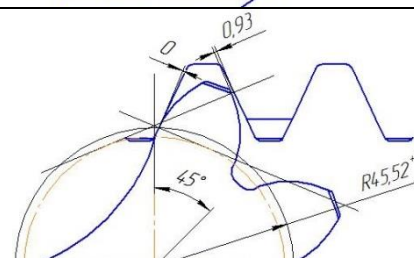
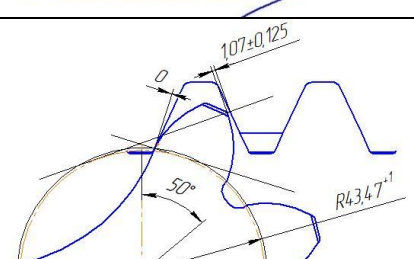
$$i = \frac{\varphi_1}{\varphi_2}; \quad (3.2)$$

де: φ_1 – при повороту рульового вала, $\varphi_1=360^\circ$; φ_2 – кут повороту вала сошки.

Виконуємо розрахунки для традиційної рейкової передачі відповідно до формул (1) та (2), та заносимо дані до таблиці 3.1.1.1.1

1. $\varphi_2 = \frac{l}{0.017453 \cdot r_i} = \frac{13}{0.017453 \cdot 43.47} = 17.1$	$i = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{360}{17.1} = 21$
2. $\varphi_2 = \frac{l}{0.017453 \cdot r_i} = \frac{13}{0.017453 \cdot 43.47} = 17.1$	$i = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{360}{17.1} = 21$
3. $\varphi_2 = \frac{l}{0.017453 \cdot r_i} = \frac{13}{0.017453 \cdot 60.74} = 12.2$	$i = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{360}{12.2} = 29.5$
4. $\varphi_2 = \frac{l}{0.017453 \cdot r_i} = \frac{13}{0.017453 \cdot 58.86} = 12.6$	$i = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{360}{12.6} = 28.5$
5. $\varphi_2 = \frac{l}{0.017453 \cdot r_i} = \frac{13}{0.017453 \cdot 56.86} = 13.1$	$i = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{360}{13.1} = 27.4$
6. $\varphi_2 = \frac{l}{0.017453 \cdot r_i} = \frac{13}{0.017453 \cdot 54.78} = 13.5$	$i = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{360}{13.5} = 26.6$
7. $\varphi_2 = \frac{l}{0.017453 \cdot r_i} = \frac{13}{0.017453 \cdot 52.53} = 14.1$	$i = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{360}{14.1} = 25.5$
8. $\varphi_2 = \frac{l}{0.017453 \cdot r_i} = \frac{13}{0.017453 \cdot 50.32} = 14.8$	$i = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{360}{14.8} = 24.3$
9. $\varphi_2 = \frac{l}{0.017453 \cdot r_i} = \frac{13}{0.017453 \cdot 48.39} = 15.3$	$i = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{360}{15.3} = 23.5$
10. $\varphi_2 = \frac{l}{0.017453 \cdot r_i} = \frac{13}{0.017453 \cdot 45.52} = 16.3$	$i = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{360}{16.3} = 22$
11. $\varphi_2 = \frac{l}{0.017453 \cdot r_i} = \frac{13}{0.017453 \cdot 43.47} = 17.1$	$i = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{360}{17.1} = 21$

Кут пов. град.	Схема зачеплення	Радіус розм. точки контура r_i	Зазори в зачепленні				Кут пов. вал-сектор φ_2	Перед а-валь не відношення i
			зовнішній контур		внутрішній контур			
			л	п	л	п		
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0		43.47	0.29	1.17	0.88	0	17.1	21
5		47.47	0.01	1.85	0.99	0	17.1	21
10		60.74	0	2.94	0.87	-	12.2	29.5
15		58.86	0	0	0.81	-	12.6	28.5
20		56.86	0	-	0,78	-	13.1	27.4

25		54.78	0	-	0,75	-	13.5	26.6
30		52.53	0	-	0,76	-	14.1	25.5
35		50.32	0	-	0,8	-	14.8	24.3
40		48.39	0	-	0,86	-	15.3	23.5
45		45.52	0	-	0,93	-	16.3	22
50		43.47	0	-	1,07	-	17.1	21

3.3 Синтез енергоефективності рейкової передачі на базі корекції зубів рейки

На підставі попередньо проведених теоретичних досліджень з урахуванням комп'юторного моделювання взаємодії робочих процесів рейкової передачі побудована модернізована схема на рисунку 3.1.1.3.1. На малюнку зображено профіль зубців рейки. Центральний зуб утворений комплектом із 2 перетинаючихся ліній які мають різне значення кута профіля $d_1=25^\circ$ $d_2=30^\circ$. Бокові зубці мають комбінований контур профіля який складається із прямолінійного відрізка розміщений під кутом $d_3=27^\circ$ та евольвенти контура з радіусом основного кола $R_{42,59}$ і кутом розвернутості евольвенти від $38^\circ 13'$ до $62^\circ 12'$.

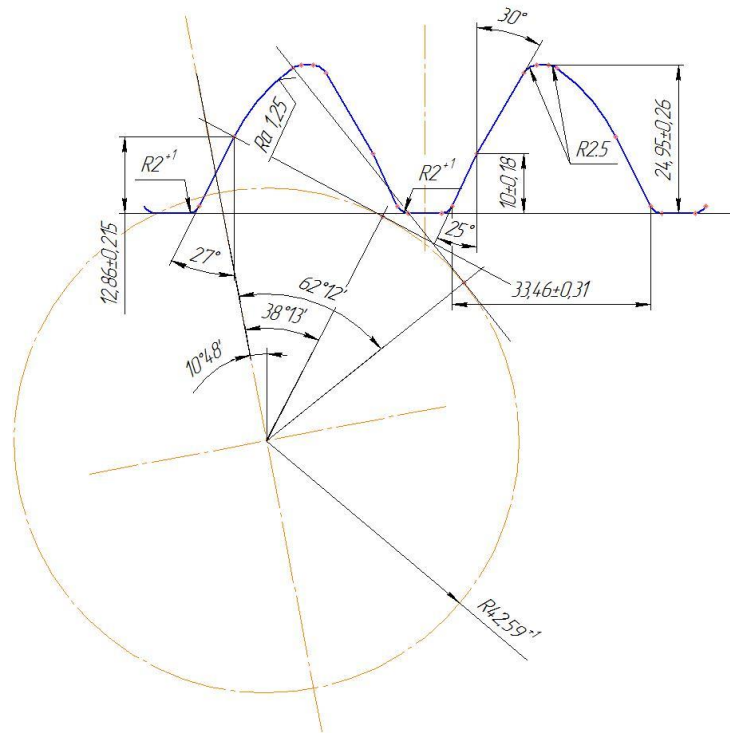


Рис. 3.1.1.3.1 Схема профілю зубів модернізованої рейки

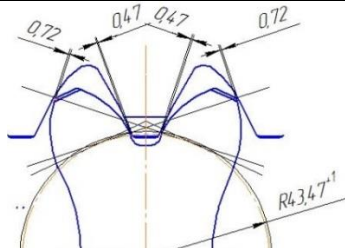
Виконуємо розрахунки для модернізованої рейкової передачі відповідно до формул (3.1) та (3.2), та заносимо дані до таблиці 3.1.1.3.1

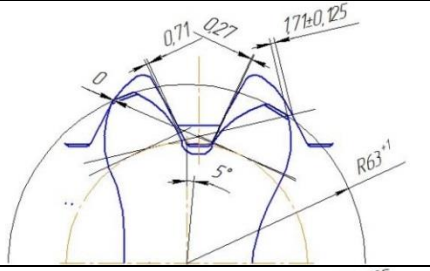
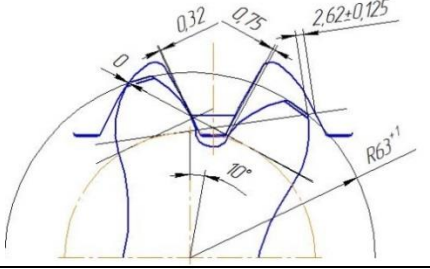
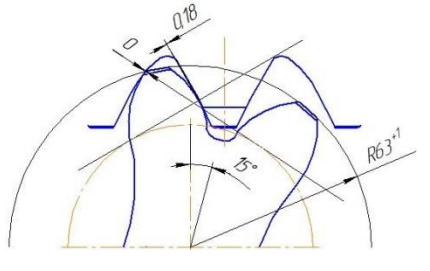
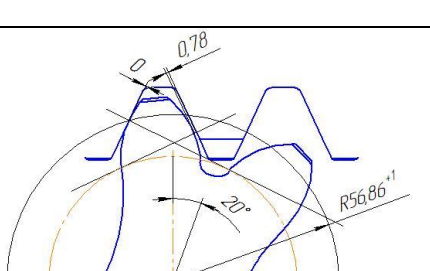
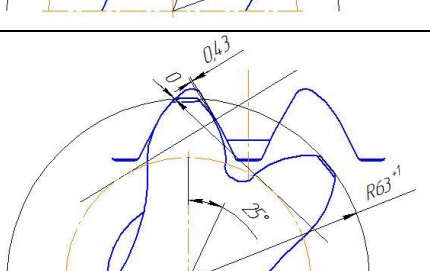
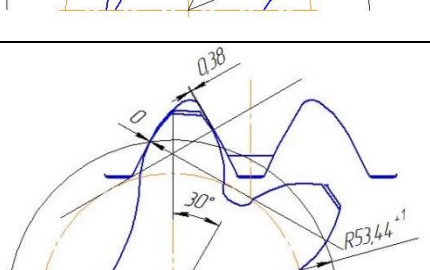
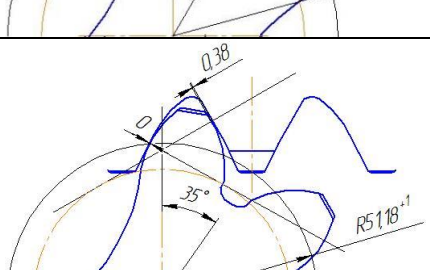
$$1. \varphi_2 = \frac{l}{0.017453 \cdot r_i} = \frac{13}{0.017453 \cdot 43.47} = 17.1 \quad i = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{360}{17.1} = 21$$

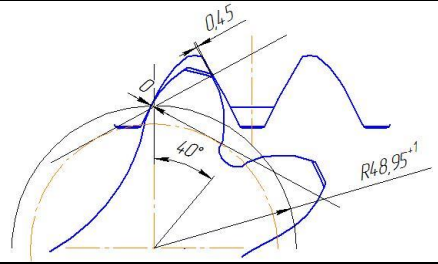
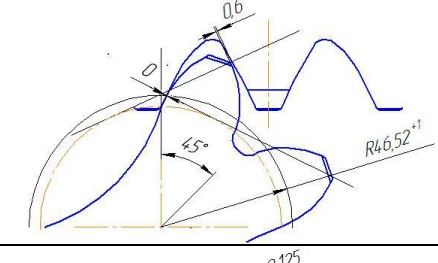
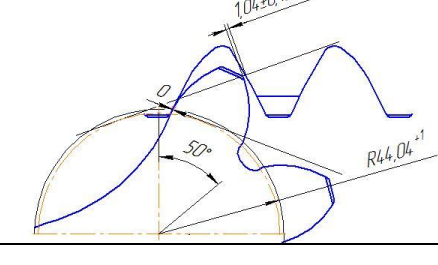
$$\begin{aligned}
2. \varphi_2 &= \frac{l}{0.017453 \cdot r_i} = \frac{13}{0.017453 \cdot 63} = 11.8 & i &= \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{360}{11.8} = 30.5 \\
3. \varphi_2 &= \frac{l}{0.017453 \cdot r_i} = \frac{13}{0.017453 \cdot 63} = 11.8 & i &= \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{360}{11.8} = 30.5 \\
4. \varphi_2 &= \frac{l}{0.017453 \cdot r_i} = \frac{13}{0.017453 \cdot 63} = 11.8 & i &= \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{360}{11.8} = 30.5 \\
5. \varphi_2 &= \frac{l}{0.017453 \cdot r_i} = \frac{13}{0.017453 \cdot 63} = 11.8 & i &= \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{360}{11.8} = 30.5 \\
6. \varphi_2 &= \frac{l}{0.017453 \cdot r_i} = \frac{13}{0.017453 \cdot 63} = 11.8 & i &= \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{360}{11.8} = 30.5 \\
7. \varphi_2 &= \frac{l}{0.017453 \cdot r_i} = \frac{13}{0.017453 \cdot 53.44} = 13.9 & i &= \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{360}{13.9} = 25.8 \\
8. \varphi_2 &= \frac{l}{0.017453 \cdot r_i} = \frac{13}{0.017453 \cdot 51.18} = 14.5 & i &= \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{360}{14.5} = 24.8 \\
9. \varphi_2 &= \frac{l}{0.017453 \cdot r_i} = \frac{13}{0.017453 \cdot 48.95} = 15.2 & i &= \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{360}{15.2} = 23.6 \\
10. \varphi_2 &= \frac{l}{0.017453 \cdot r_i} = \frac{13}{0.017453 \cdot 46.52} = 16 & i &= \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{360}{16} = 22.5 \\
11. \varphi_2 &= \frac{l}{0.017453 \cdot r_i} = \frac{13}{0.017453 \cdot 44.04} = 16.9 & i &= \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{360}{16.9} = 21.3
\end{aligned}$$

Модернізована рейкова передача

Таблиця 3.1.1.3.1

Кут пов. гра д.	Схема зачеплення	Радіус розм. точки контура r_i	Зазори в зачепленні				Кут пов. вал-сектор φ_2	Передавальне відношення i
			зовнішній контур		внутрішній контур			
			л	п	л	п		
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0		44.47	0,72	0,72	0,47	0,47	17.1	21

5		63	0	1,71	0,71	0,27	11.8	30.5
10		63	0	2,62	0,32	0,75	11.8	30.5
15		63	0	-	0,18	-	11.8	30.5
20		63	0	-	0,09	-	11.8	30.5
25		63	0	-	0,43	-	11.8	30.5
30		53.44	0	-	0,38	-	13.9	25.8
35		51.18	0	-	0,38	-	14.5	24.8

40		48.95	0	-	0,45	-	15.2	23.6
45		46.52	0	-	0,6	-	16	22.5
50		44.04	0	-	1,04	-	16.9	21.3

3.4 Синтез енергоефективності рейкової передачі на базі корекції зубів вала-сектора

Вихідні вимоги

- Забезпечення змінного передавального числа, в тому числі:
 - - передавальне число в зоні нейтралі, $i_0 \approx 15,7; 17,0$
 - - передавальне число в зоні повороту, $i_{1,2} \approx 18,5; 20,0$
 - - відношення передавальних чисел прийматися прийнятими, наприклад, за методикою ZF, в тому числі:

$$K_i = \frac{i_{1,2}}{i_0} \approx 1,17$$

- Рейкова передача, за допомогою геометрії зачеплення, повинна забезпечити задане відношення передавальних чисел.

На рис. 3.1.1.4.1.1 представлена прогнозована схема рейкового зачеплення ZF. При цьому активними контурами можуть бути тільки опуклі контури 4.

Увігнуті контури 3 і 5 можуть бути пасивними, тобто в робочому контакті із зубами 6 вала сектора 2 вони утворюють кінематичний зазор.

Опуклістю контурів 4 забезпечується максимально наближене до вершини зуба 6 розташування точок контакту 7 в нейтральному положенні.

Для реалізації змінного передавального числа комбінований контур 6 складається з двох пересічних евольвентних поверхонь, рис. 3.1.1.4.3.2

При цьому контур 1 забезпечує передачу моменту в зоні нейтралі, в якій передавальне число $i \rightarrow i_{min}$, а момент $M \rightarrow M_{min}$. Контур 2 забезпечує передачу моменту в зоні повороту, в якій $i \rightarrow i_{max}$, а момент $M \rightarrow M_{max}$.

Прийняті терміни

- Різнойменні профілю зубів рейки утворені різними контурами
- Активний контур зубів рейки виконані опуклими для взаємодії з зубами вала сектора.
- Пасивний контур зубів рейки виконана увігнутим для безконтактного взаємодії з зубами вала сектора (взаємодія з гарантованим зазором).
- Профілю зубів вала сектора виконані комбінованими, утворені двома пересічними евольвентними контурами.
- Нейтральний контур взаємодіє з активним контуром зубів рейки поршня в зоні нейтралі при низьких значеннях передавального числа
- Поворотний контур взаємодіє з активним контуром зубів рейки поршня в зоні повороту при збільшених значеннях передавального відношення.

Синтез рейкової передачі

З урахуванням вихідних вимог необхідно синтезувати рейкову передачу.

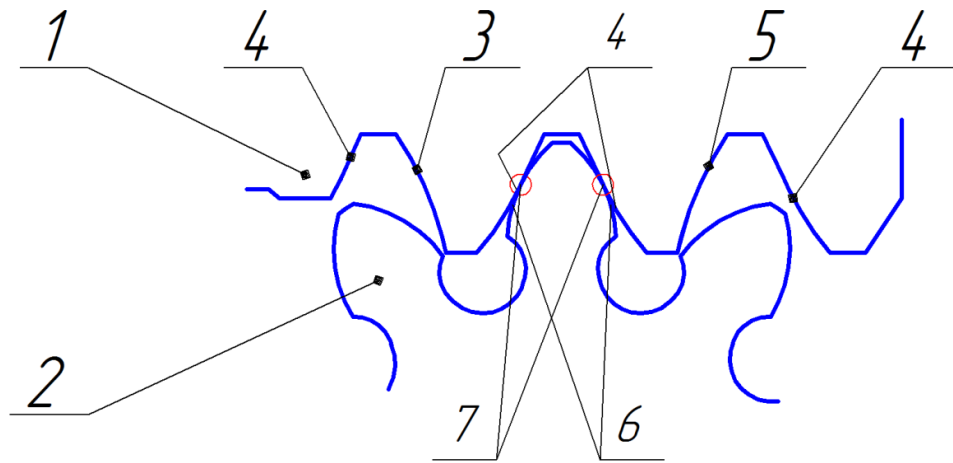


Рис. 3.1.1.4.3.1 Схема трьох зубчастого рейкового зачеплення ZF

1 - рейка; 2 - вал-сектор; 3,5 - пасивні контури зубів рейки; 4 - активні контури зубів рейки; 6 - комбінований контур зубів вала-сектора; 7 - точки контакту в нейтральному положенні.

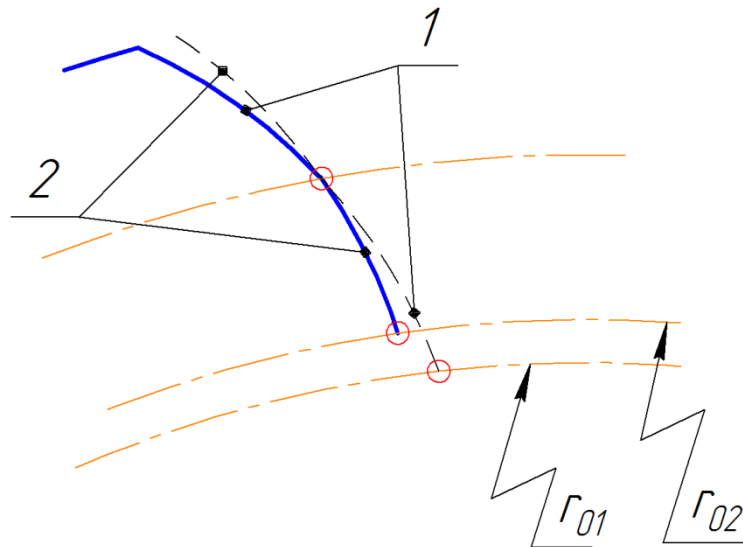


Рис. 3.1.1.4.3.2 Схема утворення профілю зуба вала -сошки

r_{01} - радіус основного кола контуру 1; r_{02} - радіус основного кола контуру 2; 1 – контур профілю зуба в робочій зоні нейтралі; 2- контур профіля зуба в робочій зоні повороту.

Реалізація заданої умови можливо здійснити шляхом забезпечення залежності

$$\frac{r_{02}}{r_{01}} = K_i = \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1}$$

Де α_1, α_2 – кути профілю вихідного контуру відповідно α_1 - контур 1 (рис.2); α_2 - контур 2 .

Для контуру приймаємо стандартне значення вихідного контуру $\alpha_2 = 20^\circ$, з урахуванням чого:

$$r_{01} = \frac{r_{02}}{K_i} = \frac{0.5 \cdot m \cdot z \cdot \cos 20^\circ}{1.17} = \frac{0.5m \cdot z \cdot 0.93969}{1.17}$$

$$\alpha_{01} = 2r_{01} = 0.803m \cdot z$$

При цьому значення кута α_1 визначається через його косинус, $\cos \alpha_1 = 0,803$, $\alpha_1 = 36^\circ$

На рис. 3.1.1.4.3.3 представлена схема двох зубого рейкового зачеплення.

При це активними контурами можуть бути в тому числі:

- в нейтральному положенні опуклі контури 3 рейки 1
- в положенні повороту опуклі контури 3, а також опуклі 4

Реалізація змінного передавального числа аналогічна описаному раніше по рис. 3.1.1.4.3.1 і рис. 3.1.1.4.3.2.

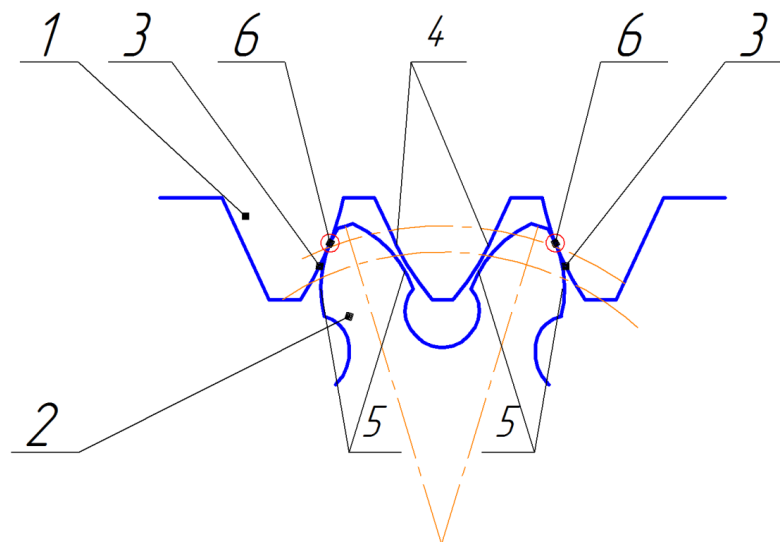


Рис. 3.1.1.4.3.3 Схема двох зубого рейкового зачеплення

1-рейка; 2 - вал-сектор; 3-активні контури зубів рейки, що функціонують в зоні нейтралі; 4 активні контури зубів рейки, що функціонують в зоні повороту; 5 комбінований контур зубів вала-сектора; 6 - точки контакту в нейтральному положенні

3.5 Порівняльний аналіз активної потужності КГП на базі синтезованої передачі.

3.1.2.1 Побудова і аналіз графічного визначення потужності на базі систем рівнянь ламаних ліній.

Система рівнянь які складають ламані лінії активних моментів:

- активний момент при його зростанні:

$$M_{\varphi i} = M_{\varphi i-1} + tg\gamma \cdot (\varphi_{i-1} - \varphi_i) \cdot \mu ; \quad (3.3)$$

де:

$M_{\varphi i}$ - активний момент в розглядаємій точці на кресленні поворот φ_i ;

$M_{\varphi i-1}$ - попередній активний момент в точці φ_{i-1} ;

γ - кут нахилу відрізка ламаної лінії до горизонтальної осі;

φ_{i-1} – попередній кут повороту;

φ_i – кут повороту в розглядаємій точці;

μ - масштабний коефіцієнт, $\mu=0.031$.

- активний момент при його падінні:

$$M_{\varphi i} = M_{\varphi i-1} - tg\gamma \cdot (\varphi_{i-1} - \varphi_i) \cdot \mu ; \quad (3.4)$$

Відповідно до наведених формул (3.3) та (3.4) визначаємо значення активних моментів, в умовних одиницях:

- для традиційної та модернізованої рейкової передачі:

$$M_{\varphi 1} = M_{\varphi i-1} + tg\gamma \cdot (\varphi_{i-1} - \varphi_i) \cdot \mu = 0$$

$$M_{\varphi 2} = M_{\varphi i-1} - tg\gamma \cdot (\varphi_{i-1} - \varphi_i) \cdot \mu = 0.41 + 3.46 \cdot 5 \cdot 0.031 = 0.946$$

$$M_{\varphi 3} = M_{\varphi i-1} - tg\gamma \cdot (\varphi_{i-1} - \varphi_i) \cdot \mu = 0.946 - 0.56 \cdot 5 \cdot 0.031 = 0.859$$

$$M_{\varphi 4} = M_{\varphi i-1} - tg\gamma \cdot (\varphi_{i-1} - \varphi_i) \cdot \mu = 0.859 - 0.23 \cdot 5 \cdot 0.031 = 0.823$$

$$M_{\varphi 5} = M_{\varphi i-1} - tg\gamma \cdot (\varphi_{i-1} - \varphi_i) \cdot \mu = 0.823 - 0.39 \cdot 5 \cdot 0.031 = 0.763$$

$$M_{\varphi 6} = M_{\varphi i-1} - tg\gamma \cdot (\varphi_{i-1} - \varphi_i) \cdot \mu = 0.763 - 0.46 \cdot 5 \cdot 0.031 = 0.692$$

$$M_{\varphi 7} = M_{\varphi i-1} - tg\gamma \cdot (\varphi_{i-1} - \varphi_i) \cdot \mu = 0.692 - 0.45 \cdot 5 \cdot 0.031 = 0.622$$

$$M_{\varphi 8} = M_{\varphi i-1} - tg\gamma \cdot (\varphi_{i-1} - \varphi_i) \cdot \mu = 0.622 - 0.38 \cdot 5 \cdot 0.031 = 0.563$$

$$M_{\varphi 9} = M_{\varphi i-1} - tg\gamma \cdot (\varphi_{i-1} - \varphi_i) \cdot \mu = 0.563 - 0.56 \cdot 5 \cdot 0.031 = 0.476$$

$$M_{\varphi i 10} = M_{\varphi i-1} - tg\gamma \cdot (\varphi_{i-1} - \varphi_i) \cdot \mu = 0.476 - 0.39 \cdot 5 \cdot 0.031 = 0.416$$

- для модернізованої рейкової передачі:

$$M_{\varphi i 11} = M_{\varphi i-1} + tg\gamma \cdot (\varphi_{i-1} - \varphi_i) \cdot \mu = 0.42 + 3.89 \cdot 5 \cdot 0.031 = 1.023$$

$$M_{\varphi i 12} = M_{\varphi i-1} + tg\gamma \cdot (\varphi_{i-1} - \varphi_i) \cdot \mu = 0$$

$$M_{\varphi i 13} = M_{\varphi i-1} - tg\gamma \cdot (\varphi_{i-1} - \varphi_i) \cdot \mu = 1.023 - 1.89 \cdot 5 \cdot 0.031 = 0.73$$

$$M_{\varphi i 14} = M_{\varphi i-1} - tg\gamma \cdot (\varphi_{i-1} - \varphi_i) \cdot \mu = 0.73 - 0.46 \cdot 5 \cdot 0.031 = 0.659$$

$$M_{\varphi i 15} = M_{\varphi i-1} - tg\gamma \cdot (\varphi_{i-1} - \varphi_i) \cdot \mu = 0.659 - 0.43 \cdot 5 \cdot 0.031 = 0.592$$

$$M_{\varphi i 16} = M_{\varphi i-1} - tg\gamma \cdot (\varphi_{i-1} - \varphi_i) \cdot \mu = 0.592 - 0.5 \cdot 5 \cdot 0.031 = 0.514$$

$$M_{\varphi i 17} = M_{\varphi i-1} - tg\gamma \cdot (\varphi_{i-1} - \varphi_i) \cdot \mu = 0.514 - 0.45 \cdot 5 \cdot 0.031 = 0.437$$

Гідропідсилювач КГГП працює таким чином, що реалізована механічна робота (енергія) витрачена на поворот керуємих коліс утворюється гідравлічною роботою (енергією) яку витрачає насос живлення системи.

Для порівняння двох видів роботи (енергії) механічної та гідравлічної необхідно прийняти універсальний оціночний показник який задовольняє обидва процеси. Таким показником може бути потужність, N.

Потужність активної механічної системи КГГП визначається по формулі:

$$N_a = M_a \cdot n; \quad (3.5)$$

де:

M_a – значення активного моменту в умовних одиницях, визначені по формулах (3.3;3.4);

n – частота обертів вала сошки, $n \approx 1 \dots 2 \text{ сек}^{-1}$.

Відповідно до наведеної формули (3.5) визначаємо значення потужності активної механічної системи КГГП, в умовних одиницях та заносимо розрахунки до таблиць 3.1.2.1.1 та 3.1.2.1.2.

Таблиця 3.1.2.1.1 Значення потужності активної механічної системи КГГП,
для традиційної рейкової передачі:

№ точок	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Значення N_a	0	0,946	0,859	0,823	0,723	0,692	0,622	0,563	0,476	0,416

Таблиця 3.1.2.1.2 Значення потужності активної механічної системи
КГГП, для модернізованої рейкової передачі:

№ точок	11	12	13	14	15	16	17
Значення N_a	1,023	0	0,73	0,659	0,592	0,514	0,437

Витратна потужність гідравлічної системи КГГП визначається по формулі:

$$N_v = \rho \cdot Q; \quad (3.6)$$

де:

ρ – тиск в гідравлічній системі, в умовних одиницях;

Q – об'ємна подача насоса живлення, в умовних одиницях $Q=1.0$

Відповідно до наведеної формули (3.6) визначаємо значення витратної потужності гідравлічної системи КГГП, в умовних одиницях та заносимо розрахунки до таблиць 3.1.2.1.3 та 3.1.2.1.4

Таблиця 3.1.2.1.3 Значення витратної потужності гідравлічної системи
КГГП, для традиційної рейкової передачі:

№ точок	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Значення N_v	0	0,258	0,216	0,199	0,17	0,135	0,102	0,073	0,031	0,002

Таблиця 3.1.2.1.4 Значення витратної потужності гідравлічної системи
КГГП, для модернізованої рейкової передачі:

№ точок	11	12	13	14	15	16	17
Значення N_v	0,287	0,287	0,153	0,118	0,085	0,046	0,008

Визначення коефіцієнта компенсації потужності

Для розрахунку коефіцієнта потужності враховується площа моменту компенсації. Коефіцієнт компенсації визначається по формулі:

$$K = \frac{S_2}{S_1}; \quad (3.7)$$

де:

$S_1 = 21075$ – площа моменту компенсації для традиційної рейкової передачі (показана на рис.)

$S_2 = 12864$ – площа моменту компенсації для модернізованої рейкової передачі (показана на рис.)

Відповідно до наведеної формули (3.7) визначаємо значення коефіцієнта компенсації:

$$K = \frac{12864}{21075} = 0.61$$

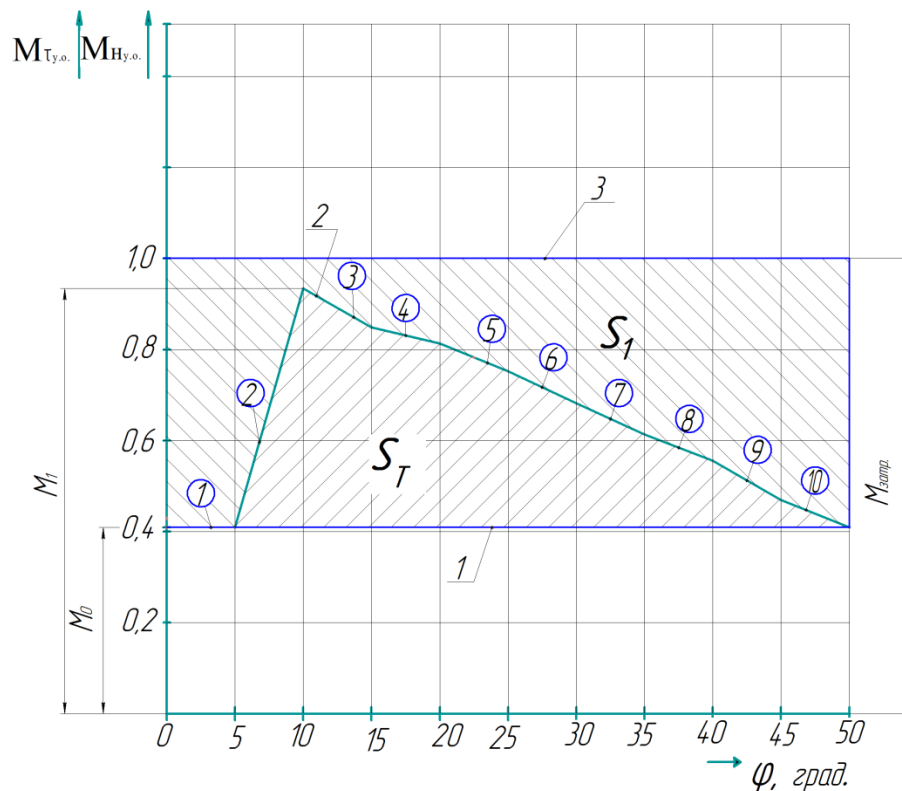


Рис. 3.1.2.1.1 Номограма визначення можливих значень крутних моментів та потужності для традиційної рейкової передачі при функціонуванні КГТП, в умовних одиницях.

M_0, M_1 , – реалізуємі моменти при повороті. $M_{затр}$ – затратний момент.

S_T – площа крутного моменту для традиційної рейкової передачі; S_1 – площа зони компенсаційного моменту;

1 – лінія номінальних крутних моментів утворених нормальною складовою активних сил в зачепленні ;

2 – лінія номінальних значень крутних моментів утворених тангенціальною складовою активних сил в зачепленні при традиційній рейковій передачі;

3 – лінія номінальних значень крутних моментів без урахування ККД, яке відтворює гідравлічна система.

①...⑩ - значення потужності активної механічної системи КГГП для традиційної рейкової передачі

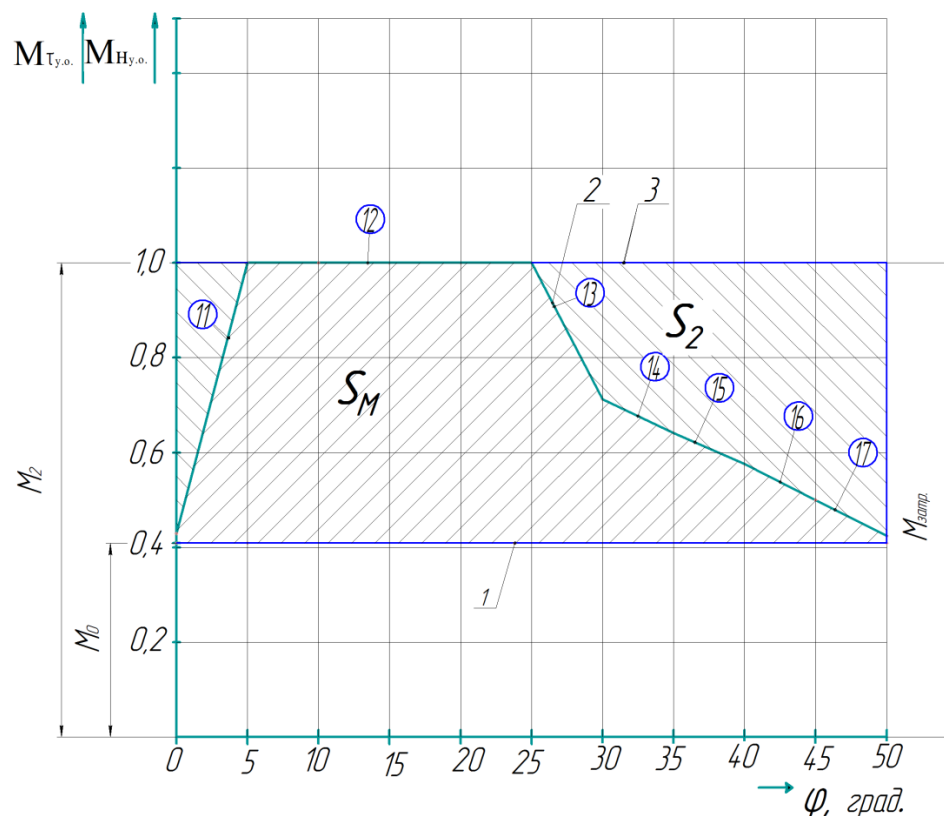


Рис. 3.1.2.1.2 Номограма визначення можливих значень крутних моментів та потужності для модернізованої рейкової передачі при функціонуванні КГГП, в умовних одиницях.

M_0, M_2 – реалізуємі моменти при повороті. $M_{затр}$ – затратний момент;

S_m – площа крутного моменту для модернізованої рейкової передачі; S_2 – площа зони компенсаційного моменту;

1 – лінія номінальних крутних моментів утворених нормальною складовою активних сил в зачепленні ;

2 –лінія номінальних значень крутних моментів утворених тангенціальною складовою активних сил в зачепленні при модернізації рейкової передачі.

3 – лінія номінальних значень крутних моментів без урахування ККД, яке відтворює гідравлічна система.

⑪...⑰ - значення потужності активної механічної системи КГГП для модернізованої рейкової передачі.

На номограмах рис. 3.1.2.1.1 та 3.1.2.1.2 значення потужностей N_a та N_b , в умовних одиницях можна визначити через значення роботи (енергії) при умові дотримання часових меж.

Для визначення потужностей в кожній точці діаграм рис. 3.1.2.1.1 та 3.1.2.1.2 необхідно прийняти ряд умовностей, в тому числі:

- Частота обертів, n в усіх точках є постійною величиною, та приймає значення $n=1.0$

- Значення тиску, p в усіх точках зворотно-пропорційно значенням активних моментів це обумовлено тим, що при значенні механічного активного моменту його система компенсує за рахунок збільшення гідравлічного моменту.

При цьому значення тиску опосередковано необхідно замінити значенням моменту компенсації, M_k , який необхідно утворити за рахунок зміни тиску, p .

Значення моменту компенсації визначається по формулі:

$$M_k = \frac{M_a^{ном}}{\eta_{ном}} \cdot (M_i - M_a^{ном}); \quad (3.8)$$

де: $M_a^{ном}$ - номінальне значення активного моменту;

$\eta^{ном}$ - номінальне значення ККД, $\eta^{ном} \approx 0,85$;

M_i - значення крутного моменту в розглядаємій точці.

Відповідно до наведеної формули (3.8) визначаємо значення моменту компенсації:

- для традиційної рейкової передачі:

$$M_{\kappa 1} = \frac{0,41}{0,85} \cdot (0,41 - 0,41) = 0$$

$$M_{\kappa 2} = \frac{0,41}{0,85} \cdot (0,946 - 0,41) = 0,258$$

$$M_{\kappa 3} = \frac{0,41}{0,85} \cdot (0,859 - 0,41) = 0,216$$

$$M_{\kappa 4} = \frac{0,41}{0,85} \cdot (0,823 - 0,41) = 0,199$$

$$M_{\kappa 5} = \frac{0,41}{0,85} \cdot (0,763 - 0,41) = 0,17$$

$$M_{\kappa 6} = \frac{0,41}{0,85} \cdot (0,692 - 0,41) = 0,135$$

$$M_{\kappa 7} = \frac{0,41}{0,85} \cdot (0,622 - 0,41) = 0,102$$

$$M_{\kappa 8} = \frac{0,41}{0,85} \cdot (0,563 - 0,41) = 0,073$$

$$M_{\kappa 9} = \frac{0,41}{0,85} \cdot (0,476 - 0,41) = 0,031$$

$$M_{\kappa 10} = \frac{0,41}{0,85} \cdot (0,416 - 0,41) = 0,002$$

- для модернізованої рейкової передачі:

$$M_{\kappa 11} = \frac{0,42}{0,85} \cdot (1 - 0,42) = 0,287$$

$$M_{\kappa 12} = \frac{0,42}{0,85} \cdot (1 - 0,42) = 0,287$$

$$M_{\kappa 13} = \frac{0,42}{0,85} \cdot (0,73 - 0,42) = 0,153$$

$$M_{\kappa 14} = \frac{0,42}{0,85} \cdot (0,659 - 0,42) = 0,118$$

$$M_{\kappa 15} = \frac{0,42}{0,85} \cdot (0,592 - 0,42) = 0,085$$

$$M_{\kappa 16} = \frac{0,42}{0,85} \cdot (0,514 - 0,42) = 0,046$$

$$M_{\kappa 17} = \frac{0,42}{0,85} \cdot (0,437 - 0,42) = 0,008$$

- Значення об'ємної подачі, Q в усіх точках є постійною величиною та приймається $Q=1.0$

З урахуванням прийнятих припущень необхідно розрахувати значення коефіцієнта корисної дії, η для кожної точки кута повороту.

Таким чином значення коефіцієнта корисної дії η_i визначається по формулі:

$$\eta_i = \frac{M_a}{M_{\kappa} + M_a}; \quad (3.9)$$

де: M_a – активний момент, реалізуємий механічною системою в кожній точці кута повороту; M_{κ} – момент компенсації, реалізуємий гідравлічною системою в кожній точці кута повороту.

Відповідно до наведеної формули (3.9) визначаємо значення коефіцієнта корисної дії η_i , в умовних одиницях:

- для традиційної рейкової передачі:

$$\eta_{i2} = \frac{0,946}{0,258 + 0,946} = 0,688$$

$$\eta_{i3} = \frac{0,859}{0,216 + 0,859} = 0,695$$

$$\eta_{i4} = \frac{0,823}{0,199 + 0,823} = 0,725$$

$$\eta_{i5} = \frac{0,763}{0,17 + 0,763} = 0,73$$

$$\eta_{i6} = \frac{0,692}{0,135 + 0,692} = 0,72$$

$$\eta_{i7} = \frac{0,622}{0,102 + 0,622} = 0,685$$

$$\eta_{j8} = \frac{0,563}{0,073 + 0,563} = 0,625$$

$$\eta_{j9} = \frac{0,476}{0,031 + 0,476} = 0,54$$

$$\eta_{j10} = \frac{0,416}{0,002 + 0,416} = 0,415$$

- для модернізованої рейкової передачі:

$$\eta_{j11} = \frac{1,023}{0,287 + 1,023} = 0,41$$

$$\eta_{j12} = \frac{0,75}{0,287 + 0,75} = 0,8$$

$$\eta_{j13} = \frac{0,73}{0,153 + 0,73} = 0,78$$

$$\eta_{j14} = \frac{0,659}{0,118 + 0,659} = 0,77$$

$$\eta_{j15} = \frac{0,592}{0,085 + 0,592} = 0,735$$

$$\eta_{j16} = \frac{0,514}{0,046 + 0,514} = 0,675$$

$$\eta_{j17} = \frac{0,437}{0,008 + 0,437} = 0,595$$

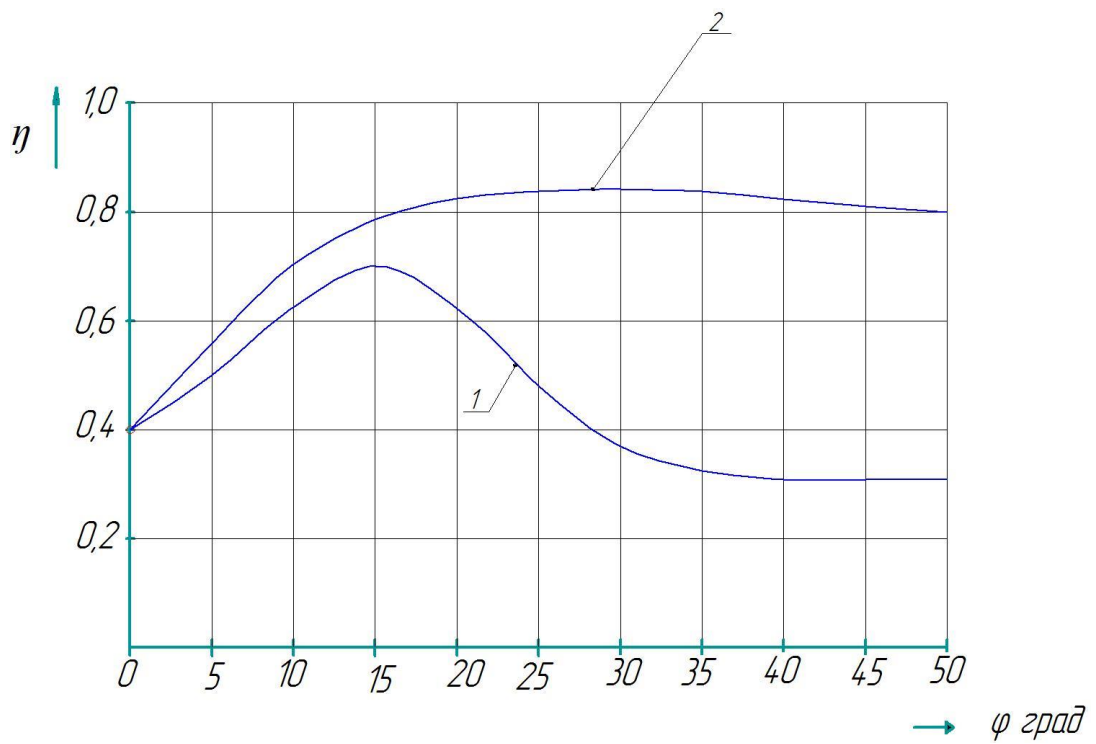


Рис. 3.1.2.1.3 Графік ККД для традиційної і модернізованої рейкової передачі.

1 –лінія ККД для традиційної рейкової передачі .

2 –лінія ККД для модернізованої рейкової передачі.

4. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

4.1 Визначення експлуатаційних витрат, які припадають на одиницю продукції в базовому та проектному варіантах

В магістерській роботі розроблено програми і методики поелементних і комплексних випробувань, що дає змогу швидко налаштувати стенд і визначити необхідні параметри. Проведено модернізацію стенду спрямована на його автоматизацію, оснащення комп'ютерною технікою і спрощення роботи оператора, що дає змогу значно зменшити час випробувань і в автоматичному режимі побудувати графіки розподілу вимірювальних параметрів.

Для знаходження річного економічного ефекту модернізованого стенду, проводимо розрахунок. В якості базового варіанту обираємо стенд до його модернізації. [18]

Розрахунок виконують за формулою, грн./шт.:

$$B_e = \sum_{i=1}^m B_{(i)}, \quad (4.1)$$

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

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

$B_{дм}$ – витрати на допоміжні матеріали, грн.;

B_p – витрати на ремонт обладнання, грн.;

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

B_a – витрати на амортизацію обладнання, грн.;

B_n – витрати на налагодження верстата, грн.

Витрати на заробітну плату основну, додаткову та відрахування на соціальне страхування:

$$B_z = C_r \cdot \frac{T_{нор}}{60} \cdot (1 + K_d) \cdot (1 + K_c) \quad (4.2)$$

де C_r – годинна тарифна ставка робітника, грн.;

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

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

Базовий варіант:

$$B_3 = 83,072 \cdot \frac{145}{60} \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) = 269,414 \text{ грн}$$

Проектний варіант:

$$B_3 = 83,072 \cdot \frac{50}{60} \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) = 92,902 \text{ грн}$$

Витрати на електроенергію силову:

$$B_{\text{ел}} = \frac{N_{\text{в}} \cdot K_{\text{о}} \cdot K_{\text{N}} \cdot K_{\text{д}}}{\eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{с}}} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60} \cdot C_{\text{ел}}, \quad (4.3)$$

де $N_{\text{в}}$ – встановлена потужність електродвигунів верстата, кВт;

$K_{\text{о}} = 0,65 \dots 0,8$ – 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, багатошпіндельних, агрегатних верстатів);

$K_{\text{д}} = 0,3 \dots 0,5$ – коефіцієнт, який враховує завантаження електродвигунів верстата за часом;

$\eta_{\text{м}} = 0,86 \dots 0,9$ – середній коефіцієнт корисної дії електродвигунів;

$\eta_{\text{с}} = 0,92 \dots 0,96$ – коефіцієнт, який враховує втрати електроенергії у мережі підприємства;

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

Базовий варіант :

$$B_{\text{ел}} = \frac{6 \cdot 0,7 \cdot 0,7 \cdot 0,4}{0,8 \cdot 0,94} \cdot \frac{145}{60} \cdot 8,235 = 31,122 \text{ грн}$$

Проектний варіант :

$$B_{\text{ел}} = \frac{15 \cdot 0,7 \cdot 0,7 \cdot 0,4}{0,8 \cdot 0,94} \cdot \frac{50}{60} \cdot 8,235 = 26,826 \text{ грн}$$

Витрати на допоміжні матеріали:

$$B_{\text{дм}} = \frac{M_{\text{гв}} \cdot R_{\text{м}} \cdot T_{\text{нор}}}{60 \cdot 100} \cdot K_n \quad (5.4)$$

де $M_{\text{гв}}$ – годинні витрати на допоміжні матеріали на 1 УРО механічної частини усіх типів, коп.;

$R_{\text{м}}$ – категорія складності ремонту механічної частини станку, УРО;

K_n – коефіцієнт, який враховує тип виробництва (для одиничного та дрібносерійного $K_n = 0,85$; для серійного $K_n = 1$, для масового $K_n = 1,2$)

Базовий варіант :

$$B_{\text{дм}} = \frac{70,5 \cdot 15 \cdot 145}{60 \cdot 100} \cdot 1 = 25,556 \text{ грн}$$

Проектний варіант :

$$B_{\text{дм}} = \frac{70,5 \cdot 25 \cdot 50}{60 \cdot 100} \cdot 1 = 14,686 \text{ грн}$$

Витрати на ремонт обладнання:

$$B_{\text{р}} = \frac{R_{\text{м}} \cdot P_{\text{вм}} + R_{\text{е}} \cdot P_{\text{ве}}}{F_{\text{дрм}}} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60} \quad (5.5)$$

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

$R_{\text{е}}$ – категорія ремонтної складності електричної частини станку, УРО;
 $F_{\text{дрм}}$ – дійсний річний фонд часу роботи верстата (при двозмінному режимі роботи може бути прийнятим для одиничного (О) та дрібносерійного виробництва (ДС) – 4020 год., для великосерійного (ВС) та масового (М) – 3950 год.).

Базовий варіант :

$$B_p = \frac{15 \cdot 980 + 10 \cdot 740}{3950} \cdot \frac{145}{60} = 13,489 \text{ грн}$$

Проектний варіант :

$$B_p = \frac{25 \cdot 980 + 15 \cdot 740}{3950} \cdot \frac{50}{60} = 7,493 \text{ грн}$$

Витрати на утримання площі:

$$B_n = \frac{F_0 \cdot K_f \cdot C}{F_{\text{дрм}}} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60} \quad (4.6)$$

де F_0 – виробнича площа, яку займає одиниця обладнання, м^2 ;

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

C - річні витрати, пов'язані з використанням 1 м^2 виробничого приміщення, грн./ м^2 .

Базовий варіант :

$$B_n = \frac{5 \cdot 3 \cdot 768}{3950} \cdot \frac{145}{60} = 7,046 \text{ грн}$$

Проектний варіант :

$$B_n = \frac{5 \cdot 3 \cdot 768}{3950} \cdot \frac{50}{60} = 2,429 \text{ грн}$$

Витрати на амортизацію стенду:

$$B_a = \frac{\Phi_{\text{бал}} \cdot H_a}{F_{\text{дрм}} \cdot 100} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60} \quad (4.7)$$

де H_a – норма амортизації, %;

$\Phi_{\text{бал}}$ – балансова вартість стенду, грн.:

$$\Phi_{\text{бал.б}} = \text{Ц}_{\text{опт}} \cdot (1 + K_{\text{тр}} + K_{\text{м}} + K_{\text{ф}}) \quad (4.8)$$

$$\Phi_{\text{бал.п}} = \Phi_{\text{зал}}^{\text{б}} + B_{\text{д}} - B_{\text{ан}} \quad (4.9)$$

$$\Phi_{\text{зал}}^{\text{б}} = \Phi_{\text{бал.б}} - \frac{\Phi_{\text{бал.б}} \cdot N_{\text{ам}} \cdot T_{\text{ел}}}{100}$$

де $\Pi_{\text{опт}}$ – оптова ціна верстатастенду, грн.;

$V_{\text{д}}$ - вартість нових датчиків

$V_{\text{ан}}$ - вартість анульованих датчиків

$N_{\text{ам}}$ – Норма амортизації (20%)

$T_{\text{ел}}$ – трок експлуатації базового стенду га момент модернізації

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

Базовий варіант :

$$\Phi_{\text{бал}} = 275000 \cdot (1 + 0,06 + 0,04 + 0,05) = 316250 \text{ грн}$$

$$\Phi_{\text{зал}}^{\text{б}} = 316250 - \frac{316250 \cdot 20 \cdot 3}{100} = 126500 \text{ грн}$$

Проектний варіант :

$$\Phi_{\text{бал}} = 126500 + 25000 - 3750 = 147750 \text{ грн}$$

Базовий варіант :

$$V_{\text{а}} = \frac{275000 \cdot 20}{3950 \cdot 100} \cdot \frac{145}{60} = 33,650 \text{ грн}$$

Проектний варіант :

$$V_{\text{а}} = \frac{147750 \cdot 20}{3950 \cdot 100} \cdot \frac{50}{60} = 6,234 \text{ грн}$$

Витрати на налагодження стенду:

$$B_{\text{н}} = C_{\text{гн}} \cdot (1 + K_{\text{д}}) \cdot (1 + K_{\text{с}}) \cdot \frac{T_{\text{нал}} \cdot A}{60 \cdot N_{\text{д}}} \quad (4.10)$$

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

A – кількість налагоджень за рік;

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

$N_{\text{д}}$ – річна програма випуску деталей, шт./рік.

Виконані розрахунки зводимо в таблицю 5.1.1

Базовий варіант :

$$B_{\text{н}} = 93,458 \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) \cdot \frac{60 \cdot 4}{60 \cdot 100} = 5,015 \text{ грн}$$

Проектний варіант :

$$B_{\text{н}} = 93,458 \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) \cdot \frac{60 \cdot 5}{60 \cdot 200} = 3,135 \text{ грн}$$

Таблиця 4.1.1

Експлуатаційні витрати

№ з/п	Експлуатаційні витрати	Позна- чення	Варіанти	
			базовий	проектний
1	Заробітна плата оператора основна, додаткова з єдиним соціальним внеском	$B_{\text{з}}$	269,414	92,902
2	Силова електроенергія	$B_{\text{ел}}$	31,122	26,826
3	Допоміжні матеріали	$B_{\text{дм}}$	25,556	14,686
4	Ремонт обладнання	$B_{\text{р}}$	13,489	7,497
5	Утримання приміщення	$B_{\text{н}}$	7,046	2,429
6	Амортизація обладнання	$B_{\text{а}}$	33,650	6,234
7	Налагодження обладнання	$B_{\text{н}}$	5,015	3,135
8	Загальна сума	$B_{\text{е}}$	385,292	153,709

Річний економічний ефект, який отримує підприємство-споживач, розраховують за формулою:

$$E_{\text{р.сп.}} = (B_{\text{е}}^{\text{б}} - B_{\text{е}}^{\text{пр}}) \cdot N_{\text{д}} - E_{\text{н}} \cdot K_{\text{сп}} \quad (4.11)$$

де $K_{\text{сп}}$ – додаткові капітальні витрати у споживача, грн.:

$$K_{\text{сп}} = \Phi_{\text{бал.пр}} \cdot Q_{\text{пр}} - \Phi_{\text{бал.б}} \cdot Q_{\text{б}} \quad (4.12)$$

де $\Phi_{\text{бал.пр}}$, $\Phi_{\text{бал.б}}$ – відповідно балансова вартість проектного та базового об'єктів, грн.;

$Q_{\text{пр}}, Q_{\text{б}}$ – потреба в об'єктах відповідно в проектному та базовому варіантах для виконання річної програми випуску деталей:

$$Q = \frac{N_d \cdot T_{\text{нор}}}{F_{\text{дрм}} \cdot 60 \cdot K_{\text{вн}}} \quad (4.13)$$

де $K_{\text{вн}}$ – коефіцієнт виконання норм часу ($K_{\text{вн}} = 1,01 \dots 1,1$).

$Q_{\text{пр}}, Q_{\text{б}}$ – приймаємо рівними 1

$$K_{\text{сп}} = 147750 \cdot 1 - 316250 \cdot 1 = -168500 \text{ грн}$$

$$E_{\text{р.сп.}} = (385,292 - 153,709) \cdot 200 - 0,16 \cdot (-168500) = 73300 \text{ грн}$$

Висновок: На основі економічних розрахунків доведено доцільність запропонованої модернізації стенду, при цьому економічний ефект становить **73300** грн.

ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

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

Конструкторські і економічні розрахунки, виконані в даній кваліфікаційній роботі, доводять переваги використання нового модернізованого стенда, підвищення продуктивності праці, зниження собівартості та покращення якості продукції, підвищення надійності та довговічності технічних засобів, покращення умов праці та створення безпечних екологічних умов.

В загальній частині проаналізовані основні деталі та їх призначення. Описано роботу діючого стенду та контролюємі параметри.

В конструкторській частині розглянуто наскрізну структурну уніфікацію КГТП. Розроблено програми і методики по елементних і комплексних випробувань, що дає змогу швидко налаштувати стенд і визначити необхідні параметри.

В дослідній частині були розглянуті варіанти синтезу енергоефективності рейкової передачі. Була розроблена математична модель для визначення ефективної роботи КГТП. Проведені експериментальні дослідження.

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

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

Всі прийняті технічні рішення підтверджено економічними розрахунками

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. І.Є. Грицай, Я.М. Литвиняк: Синусоїдальні зубчасті передачі як альтернатива традиційним передачам та новий метод їх виготовлення R.S. Devendran, A. Vacca, 2014, A novel design concept for variable delivery flow external gear pumps and motors. International Journal of Fluid Power, Sep 2, 2014, 15(3), 121-137
2. Ehsan M., Rampen, W.H.S., Salter S.H., 1997, Modeling of Digital-Displacement Pump-Motors and Their Application as Hydraulic Drives for Nonuniform Loads, J. Dyn. Sys., Meas., Control 122(1), pp 210-215
3. Mahrenholz J., Lumkes J.J., 2009, Model Development and Experimental Analysis of a Virtually Variable Displacement Pump System, International Journal of Fluid Power
4. R.S. Devendran, A. Vacca, 2016, A Flow Control System for a Novel Concept of Variable Delivery External Gear Pump, 10th IFK International Fluid Power Conference, March 8-10, 2016, Dresden, Germany
5. R.S. Devendran, A. Vacca., 2015, A Novel Concept for a Variable Delivery External Gear Machine, 14th Scandinavian International Conference on Fluid Power, May 20-22, 2015, Tampere, Finland
6. K. Nagamura, K. Ikejo, F.G. Tutulan, 2004, Design and performance of gear pumps with a non-involute tooth profile, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture, Vol. 218, pp. 699 – 711
7. F.L. Litvin, A. Fuentes, 2004, Gear Geometry and Applied Theory, 2nd edition, Cambridge University Press.
8. T.E. Beacham, 1946, High Pressure Gear Pumps, Proc. I. Mech. E., 154
9. C. Bonacini, 1961, Sulla Portata delle Pompe ad Ingranaggi, L'Ingegnere, Anno, Milan, Italy (Італійською)
10. A. Vacca, M. Guidetti, 2011, Modelling and experimental validation of external spur gear machines for fluid power applications, Elsevier Simulation and Modelling Practice and Theory, vol. 19, pp. 2007-2031.

11. J. Ivantysyn, M. Ivantysynova, 2003, Hydrostatic Pumps and Motors, Tech Books Int., New Delhi, India
12. N.H. Manring, S.B. Kasaragadda, 2005, The theoretical flow ripple of an external gear pump, ASME J. Dynam Sys, Meas Control, 125.
13. Klop, R. and Ivantysynova, M. 2010. Sound Intensity Measurements to Investigate Noise Generation of Hydrostatic Transmissions Proceedings of the 7th International Fluid Power Conference Aachen 2010 (7IFK), Vol. 2, 229-242
14. Cho, Y. T., and Bolton, J. S., 2004, "Acoustical Visualization of a Refrigeration Compressor by using Statistically Optimized Nearfield Acoustical Holography in Cylindrical Coordinates," NOISE-CON, 175-182.
15. Vacca A., Guidetti M., 2011, Modeling and Experimental Validation of External Spur Gear Machines for Fluid Power Applications, Elsevier Simulation Modeling Practice and Theory, 19 (2011) 2007–2031.
16. Vacca A., Dhar S., Oppenwall T., 2011, A Coupled Lumped Parameter and CFD Approach for Modeling External Gear Machines, SICFP2011 The Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power, May 18-20, 2011, Tampere, Finland.
17. Підгаєцький М. М., Скібінський О. І. Технологія випробування та сертифікації продукції в машинобудуванні. Кіровоград : КНТУ, 2014. 144 с.
18. Матвієнко О.О. Математична модель втрат робочої рідини через радіальний зазор шестеренного насоса типу НШ. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. праць КНТУ. 2005. Вип. 16.С.235-240.
19. Підвищення подачі шестеренних насосів засобів транспорту та сільськогосподарської техніки. /Кулешков Ю. В. та ін. Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки. 2022. Вип. 4 (36).Ч. 1. С. 197–203. DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.5\(36\).1.197-203](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.5(36).1.197-203)
20. Кулешков Ю. В. Підвищення технічного рівня шестеренного насоса на основі нових фізичних і математичних моделей робочого процесу подачі : дис. д-ра техн. наук : 05.05.17. Харків, 2013. 442 с.

21. Кириченко А.М. Функціональний портрет шестеренного гідравлічного насосу / А.М. Кириченко, К.К. Щербина, В.А. Годорожа // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС - 2023): Матер. XIII міжнар. наук.-практ. конф. (25-26 травн., 2023р., м. Чернігів). – Чернігів: НУ "Чернігівська політехніка", 2023. – Т. 1. – С. 288-289.
22. Yang Zhou, Bowen Che, Ci Yuan. The design and analysis of a high-speed circular arc gear pump journal bearing. *Advances in Mechanical Engineering*. 2018. Vol. 10(12) P.1–11. DOI: <https://doi.org/10.1177/1687814018819288>.
23. Zardin B, Natali E, Borghi M. Evaluation of the Hydro-Mechanical Efficiency of External Gear Pumps. *Energies*. 2019. Vol. 12(2468). DOI: <https://doi.org/10.3390/en12132468>.
24. Fang Guo, Zongde Fang, Experimental and theoretical study of gear dynamical transmission characteristic considering measured manufacturing errors. *Hindawi. Shock and Vibration*. 2018. P. 1-20. DOI: <https://doi.org/10.1155/2018/9645453>.
25. Gear pump cavitation reduction : пат. 7878781 B2 United States : МПК FOIC 2L/00. № 12/001,279 ; заявл. 11.12.2007 ; опубл. 01.02.2011.
26. Журило І.В. Конкурентоспроможність нової продукції промислово-виробничого призначення: теоретичні аспекти, методика прогнозування та забезпечення: Монографія. Кіровоград: ПВЦ «Мавік», 2007. 186 с.
27. Тормоса Ю. Г. Ціни та цінова політика: Навч. посібник. К.: КНЕУ, 2001. 122 с.
28. Журило І.В., Брагінець Т.П. Визначення технічного рівня (якості) і ціни реалізації нового виробу на ранніх етапах його проєктування. Проблеми і перспективи економічного розвитку в умовах модернізаційних процесів в Україні та світі: матеріали Всеук. наук.-практ. конф. (12 грудня 2023 р.). ЦНТУ, 2023. С. 49-52.
29. Кава Т.В. Збірник тез доповідей VI-ї Всеукраїнської науково-практичної конференції студентів та аспірантів “Підвищення надійності машин і обладнання”. – Кіровоград: КНТУ, 2012. – 186 с.

30. Бурєнніков Ю.А., Немировський І.А., Козлов Л.Г. – Гідравліка та пневмоприводи 2013. – 276с.