

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра галузевого машинобудування

Пояснювальна записка  
до магістерської кваліфікаційної роботи  
магістра  
(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: «**Модернізація гідромеханічної розривної машини для дослідження  
механічних властивостей матеріалів**»

08-27.МКР.06.000.000 ПЗ

Виконав: студент 2-го курсу, групи 1ГМ-21м  
спеціальності 133

Галузеве машинобудування

(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)

 Олексій ПРИЙМАЧЕНКО

(прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., доцент каф. ГМ

Андрій СЛАБКІЙ

(прізвище та ініціали)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2022 р.

Опонент: к.т.н., доцент каф. АТ

Володимир КУЖЕЛЬ

(прізвище та ініціали)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2022 р.

Допущено до захисту  
Завідувач кафедри ГМ  
д.т.н., професор Леонід ПОЛІЩУК  
(прізвище та ініціали)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2022р.

# ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра галузевого машинобудування

Рівень вищої освіти II-й (магістерський)

Галузь знань – 13 Механічна інженерія

Спеціальність – 133 – Галузеве машинобудування

Освітньо-професійна програма – Галузеве машинобудування

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри ГМ

Поліщук Л.К.

“ ” 2022 року

## **ЗАВДАННЯ НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Олексію ПРИЙМАЧЕНКУ

1. Тема магістерської кваліфікаційної роботи: **«Модернізація гідромеханічної розривної машини для дослідження механічних властивостей матеріалів».**

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи: к.т.н. доц. Андрій СЛАБКІЙ, затверджені наказом вищого навчального закладу від “14” вересня 2022 року №23

2. Строк подання студентом магістерської кваліфікаційної роботи: 12.12. 2022р.

3. Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: 1) граничне осьове навантаження створюване машиною, кН – 200; 2) число діапазонів навантажень – 2; 3) необхідний створюваний крутний момент, Н·м – 2000; 4) відстань від осі зразка до колони, мм – 252.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки:

1) вступ; 2) огляд існуючих розривних машин для дослідження складнопросторових навантажень; 3) огляд стандартних зразків для механічних випробувань; 4) розробка модернізацій розривної машини для складнопросторових досліджень; 5) розрахунок та вибір елементів модернізацій розривної машини для складнопросторових досліджень; 6) охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях; 7) економічна частина.

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

1) Гідрокінематична схема модернізації навантажувального органу розривної машини за допомогою гвинтової передачі (креслення ф.А1 – 1 арк.); 2) Гідрокінематична схема модернізації навантажувального органу розривної машини за допомогою рейкової передачі (креслення ф.А1 – 1 арк.); 3) Гідрокінематична схема модернізації навантажувального органу розривної машини за допомогою черв'ячної передачі (креслення ф.А1 – 1 арк.); 4) Складальне креслення навантажувального механізму модернізований гвинтовою передачею (креслення ф.А2 – 1 арк.); 5) Складальне креслення навантажувального механізму модернізований рейковою передачею (креслення ф.А2 – 1 арк.); 6) Складальне креслення навантажувального механізму модернізований черв'ячною передачею (креслення ф.А2 – 1 арк.); 7) робочі креслення (креслення ф.А2 – 1 арк., креслення ф.А3 – 16 арк.).

## 6. Консультанти розділів магістерської кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Основний	к.т.н., доц. Андрій СЛАБКІЙ		
Економічний	к.т.н., доц. Ольга РАТУШНЯК		
Охорона праці	д.п.н., проф. Софія ДЕМБІЦЬКА		
Безпека в надзвичайних ситуаціях	к.т.н., доц. Олександр Поліщук		

7. Дата видачі завдання 15.09.2022 року.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів МКР	Примітка
1	Вступ	01.10.2022 р.	
2	Огляд існуючих розривних машин для дослідження складнопросторових навантажень	15.11.2022 р.	
3	Огляд стандартних зразків для механічних випробувань	20.11.2022 р.	
4	Розробка модернізацій розривної машини для складнопросторових досліджень	2.11.2022 р.	
5	Технологічні розрахунки	9.11.2022 р.	
6	Конструкторські розрахунки	19.11.2022 р.	
7	Аналіз умов праці під час розробки та експлуатації модернізації	22.11.2022 р.	
8	Розробка основ безпечної експлуатації гідромеханічного обладнання в умовах проведення лабораторних досліджень	24.11.2022 р.	
9	Економічний аудит розробки	26.11.2022 р.	
10	Розрахунок кількості коштів на впровадження розробки, та строку їх окупності	28.11.2022 р.	
11	Підготовка графічної частини МКР	10.12.2022 р.	
12	Попередній захист на кафедрі	15.12.2022 р.	

Студент  Олексій ПРИЙМАЧЕНКО  
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи \_\_\_\_\_ Андрій СЛАБКІЙ  
(підпис) (прізвище та ініціали)

## АНОТАЦІЯ

УДК 625.08.(075.8)

Приймаченко Олексій Сергійович. Модернізація гідромеханічної розривної машини для дослідження механічних властивостей матеріалів. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 133 – галузеве машинобудування, освітня програма – галузеве машинобудування. Вінниця: ВНТУ, 2022. 192 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 33 назв; рис.: 51; табл. 52.

В магістерській кваліфікаційній роботі виконано техніко-економічне обґрунтування теми роботи, на основі аналізу відомих технічних рішень розроблено декілька варіантів модернізації навантажувального органу розривної машини, що дозволяє здійснювати дослідження механічних властивостей матеріалів під час одночасної дії осьової сили розтягу/стиснення та крутного моменту.

Виконано необхідні силові, кінематичні розрахунки елементів приводу та розрахунки на міцність елементів з'єднання та деталей механізму.

Економічні показники, що наведені в розділі свідчать про доцільність впровадження розробки у виробництво. Запропоновано заходи з охорони праці та безпеки життєдіяльності.

Ключові слова: модернізація, складнопросторове випробування, кручення, навантажувальний механізм, розривна машина.

## ABSTRACT

Priymachenko Oleksii. Modernization of the hydromechanical breakdown machine for the study of mechanical properties of materials. Master's qualification work in the specialty 133 - industry engineering, educational program - sectoral engineering. Vinnitsia: VNTU, 2022. 192 p.

At the Ukrainian. language. Bibliogr: 33 titles; fig.: 51; table. 52.

In the master's qualification work, the technical and economic substantiation of the topic of work was performed, on the basis of the analysis of known technical solutions, several variants of modernization of the loading organ of the breaking machine have been developed, which allows to carry out the study of mechanical properties of materials during the simultaneous operation of the axial force of tensile/compression.

The necessary power, kinematic calculations of the drive elements and calculations for the strength of the connection elements and the details of the mechanism were made.

The economic indicators given in the section indicate the expediency of introduction into production. Safety and life safety measures are proposed.

Keywords: modernization, compound test, torsion, loading mechanism, break.

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	9
1 ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ РОЗРИВНИХ МАШИН ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ СКЛАДНОПРОСТОРОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ.....	11
1.1 Комплексна установка для випробувань на осьовий розтяг/стиск, вигин, кручення та вібрацію композитних матеріалів.....	11
1.2 Висновок.....	18
2 ОГЛЯД СТАНДАРТНИХ ЗРАЗКІВ ДЛЯ МЕХАНІЧНИХ ВИПРОБУВАНЬ.....	20
2.1 Підготовлення зразків для випробувань на розтяг .....	21
2.1.1 Зразки для випробувань на розтяг при понижених температурах .....	26
2.1.2 Зразки для випробувань на розтяг зварних з'єднань.....	28
2.1.3 Зразки для випробувань на кручення .....	32
2.1.4 Зразки для випробувань на кручення .....	32
2.2 Висновок .....	33
3 РОЗРОБКА МОДЕРНІЗАЦІЙ РОЗРИВНОЇ МАШИНИ ДЛЯ СКЛАДНОПРОСТОРОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	35
3.1 Модернізація навантажувального органу розривної машини за допомогою гвинтової передачі.....	35
3.2 Модернізація навантажувального органу розривної машини за допомогою рейкової передачі.....	37
3.3 Модернізація навантажувального органу розривної машини за допомогою черв'ячної передачі .....	40
3.4 Висновок.....	42
4 РОЗРАХУНОК ТА ВИБІР ЕЛЕМЕНТІВ МОДЕРНІЗАЦІЙ РОЗРИВНОЇ МАШИНИ ДЛЯ СКЛАДНОПРОСТОРОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ .....	43
4.1 Розрахунок та вибір елементів навантажувального органу 1-го варіанту модернізації.....	43
4.1.1 Розрахунок гвинтової передачі навантажувального елемента .....	43
4.1.2 Розрахунок з'єднання 4-х кулачкового патрону .....	61

4.1.3	Вибір фланцю.....	70
4.1.4	Вибір 4-х кулачкового патрону .....	71
4.1.5	Кінематичний розрахунок механізму гвинтової передачі.....	72
4.1.6	Вибір підшипника кочення за динамічною вантажністю.....	81
4.1.6.1	Розрахункове динамічне навантаження підшипника .....	82
4.2	Розрахунок та вибір елементів навантажувального органу 2-го варіанту модернізації.....	86
4.2.1	Розрахунок рейкової передачі.....	86
4.2.2	Вибір та розрахунок кріплення 4-х кулачкового патрону.....	96
4.2.3	Вибір підшипника та перевірка його на придатність .....	100
4.2.4	Розрахунок гідроциліндра .....	102
4.2.5	Вибір зворотного клапану .....	106
4.2.6	Вибір дроселя .....	106
4.3	Розрахунок та вибір елементів навантажувального органу 3-го варіанту модернізації.....	107
4.3.1	Вибір крокового двигуна.....	108
4.3.2	Вибір хвильового редуктора .....	109
4.3.3	Розрахунок черв'ячної передачі.....	110
4.3.4	Розрахунок черв'ячного валу .....	120
4.3.5	Розрахунок шпонкового з'єднання.....	125
4.3.6	Проектний розрахунок фланцю.....	126
4.3.7	Вибір та розрахунок кріплення 4-х кулачкового патрону.....	133
4.3.6	Вибір підшипників та перевірка їх на придатність .....	136
4.4	Висновок.....	140
5	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	141
5.1	Технічні рішення щодо безпечної експлуатації об'єкта .....	142
5.1.1	Технічні рішення щодо безпечної організації робочих місць .....	142
5.1.2	Електробезпека.....	144
5.2	Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії .....	145
5.2.1	Мікроклімат.....	146

5.2.2	Склад повітря робочої зони.....	147
5.2.3	Виробниче освітлення.....	148
5.2.4	Виробничий шум.....	150
5.2.5	Виробничі вібрації.....	151
5.2.6	Виробничі випромінювання.....	152
5.2.7	Психофізіологічні фактори.....	152
5.3	Основи безпечної експлуатації гідромеханічного обладнання в умовах проведення лабораторних досліджень .....	154
5.4	Висновки.....	159
6	<b>ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....</b>	<b>160</b>
6.1	Проведення комерційного та технологічного аудиту науково-технічної розробки .....	160
6.2	Оцінка якості і конкурентоспроможності нової розробки порівняно з аналогом .....	162
6.3	Розрахунок витрат на здійснення науково-дослідної роботи .....	166
6.3.1	Витрати на оплату праці.....	166
6.3.2	Відрахування на соціальні заходи.....	169
6.3.3	Сировина та матеріали .....	170
6.3.4	Розрахунок витрат на комплектуючі.....	171
6.3.5	Специфікація для наукових (експериментальних) робіт .....	172
6.3.6	Амортизація обладнання, програмних засобів та приміщень .....	173
6.3.7	Програмне забезпечення для наукових (експериментальних) робіт ..	174
6.3.8	Паливо та енергія для науково-виробничих цілей .....	175
6.3.9	Службові відрядження .....	176
6.3.10	Витрати на роботи, які виконують сторонні підприємства, установи і організації.....	176
6.3.11	Інші витрати .....	177
6.3.12	Накладні (загальновиробничі) витрати .....	177
6.4	Оцінювання важливості та наукової значимості науково-дослідної роботи фундаментального чи пошукового характеру .....	179



6.5 Розрахунок економічної ефективності науково-технічної розробки за її можливої комерціалізації потенційним інвестором .....	180
6.6 Висновки.....	185
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ .....	186
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	187
ДОДАТКИ.....	191
ДОДАТОК А – ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ.....	192
ДОДАТОК Б – ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА.....	197
ДОДАТОК В – СПЕЦИФІКАЦІЇ.....	221
ДОДАТОК Г - ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ НАВЧАЛЬНОЇ (КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ) РОБОТИ .....	234

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Дослідження механічних властивостей матеріалів і конструкцій є невід'ємною частиною інженерної діяльності. Вивчення властивостей матеріалів при змінних і повторюваних навантаженнях зумовлена накопиченням дефектів, при цьому розвиток тріщин відбувається поступово (повільно) і часто при навантаженнях, значно нижчих межі текучості або міцності.

Експериментально встановлено, що компоненти машин, будівельні конструкції та інші деталі, які піддаються дії повторно-змінних навантажень, можуть вийти з ладу легше, ніж під дією статичного навантаження [1]. Змінні рівні напруги, що спостерігаються під-час руйнування деталей, значно нижчі за межу міцності, а найчастіше і за межу текучості конструкційних матеріалів, зміна якої призводить до макроскопічної пружної деформації.

Уточнення знань про матеріали та зміну їх фізичних властивостей під дією навантажень, оскільки це дає можливість конструкторам проектувати більш надійні та економічно вигідніші пристрої. Розширення знань про конструктивні матеріали гарантує максимальне використання їх потенціалу. Тому створення сучасних та вдосконалення існуючих дослідницьких машин для дослідження матеріалів є актуальною науково-технічною задачею.

**Мета і задачі магістерської кваліфікаційної роботи.** Метою магістерської кваліфікаційної роботи є: модернізувати гідромеханічну розривну машину для дослідження механічних властивостей матеріалів при дії складнопросторового навантаження, тобто при одночасній дії декількох сил різного характеру дії, на об'єкт дослідження.

Для досягнення мети необхідно вирішити наступні задачі:

- виконати теоретичний аналіз існуючих модернізацій випробувальних машин для дослідження механічних властивостей при складнопросторовому навантаженні;

- проаналізувати стандарти виготовлення зразків для дослідження механічних властивостей на розривній машині;
- розробити схеми модернізації розривної машини;
- виконати проектні та перевірочні розрахунки, що необхідні для модернізації робочого органу;
- розрахувати економічну доцільність розробки модернізації розривної машини;
- розробити заходи з охорони праці по використанню розробленої модернізації гідромеханічної розривної машини для дослідження механічних властивостей матеріалів.

**Об’єкт дослідження** – процеси, що використовуються для визначення та аналізу найбільш раціональної схеми вимірювально-реєструючої системи розривної машини для дослідження складнопросторових навантажень.

**Предмет дослідження** – гідромеханічна розривна машина для дослідження механічних властивостей матеріалів.

**Методи дослідження** – методи логічного моделювання раціоналізації та оптимізації автоматизації дослідного комплексу.

**Практична цінність роботи** – розроблено варіанти модернізації навантажувального механізму розривної машини для здійснення досліджень під час одночасної дії складнопросторових навантажень.

**Публікації.** Основні матеріали МКР доповідались на наукових семінарах кафедри Галузевого машинобудування (ГМ) ВНТУ, на щорічній НТК ВНТУ та опубліковані тези на всеукраїнській науково-практичній конференції «Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи 2021» та «Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи 2023».

# 1 ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ РОЗРИВНИХ МАШИН ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ СКЛАДНОПРОСТОРОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ

## 1.1 Комплексна установка для випробувань на осьовий розтяг/стиск, вигин, кручення та вібрацію композитних матеріалів

Як показано на рис. 1.1, комплексна установка для випробувань на осьовий розтяг/стиск, вигин, кручення та вібрацію композитних матеріалів [1] складається з блоку стиснення/розтягу, блоку згинання, блоку кручення та вібраційного блоку.

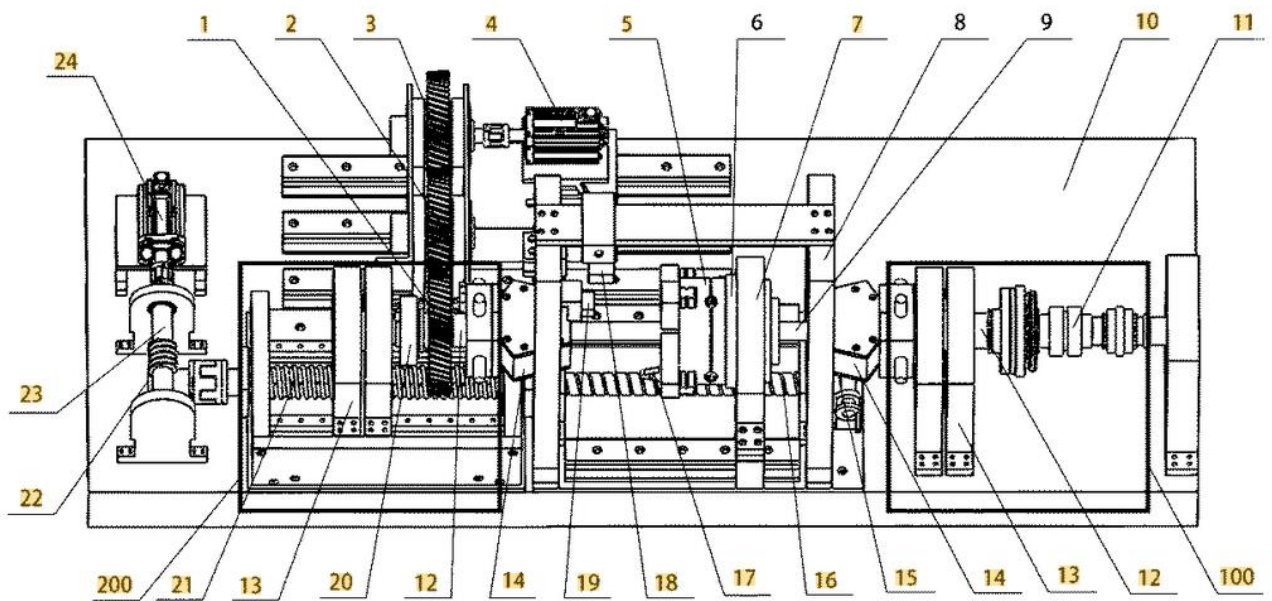


Рисунок 1.1 – Комплексна установка для випробувань на осьовий розтяг/стиск, вигин, кручення та вібрацію композитних матеріалів

Фіксований кінець затискного пристрою 100, закріплений на робочому столі 10, а вільний кінець 200 затискного пристрою закріплений на блоці кручення. Блок кручення закріплений на опорі блоку стиснення/розтягу 13 вільного кінця 200.

У нижній частині блоку стиснення/розтягу 13 просвердлено отвір для першого ходового гвинта 21, що обертається співвісно з ручною черв'ячною передачею 22, черв'як 23 якої закріплений на вихідному валу двигуна 24.

Відновлююча сила утворюється всередині заготовки 9 під час процесу натягу або стиснення, а передача потужності черв'яка черв'ячного редуктора може реалізовувати самоблокування в напрямку відновлення, що забезпечує точність тестування.

Блок кручення включає в себе двигун 4, вихідний вал якого з'єднаний з ведучим зубчастим колесом 3, що вступає в зацеплення з веденою шестернею 1 за допомогою паразитної шестерні 2. Оскільки ведена шестерня 1 закріплена на вільному кінці 200 затискного пристрою, один кінець заготовки обертається шляхом обертання патрона за рахунок обертання веденої шестерні, а патрон на іншому кінці заготовки створює крутний момент за допомогою обмежувача 27 і електромагнітної муфти 28.

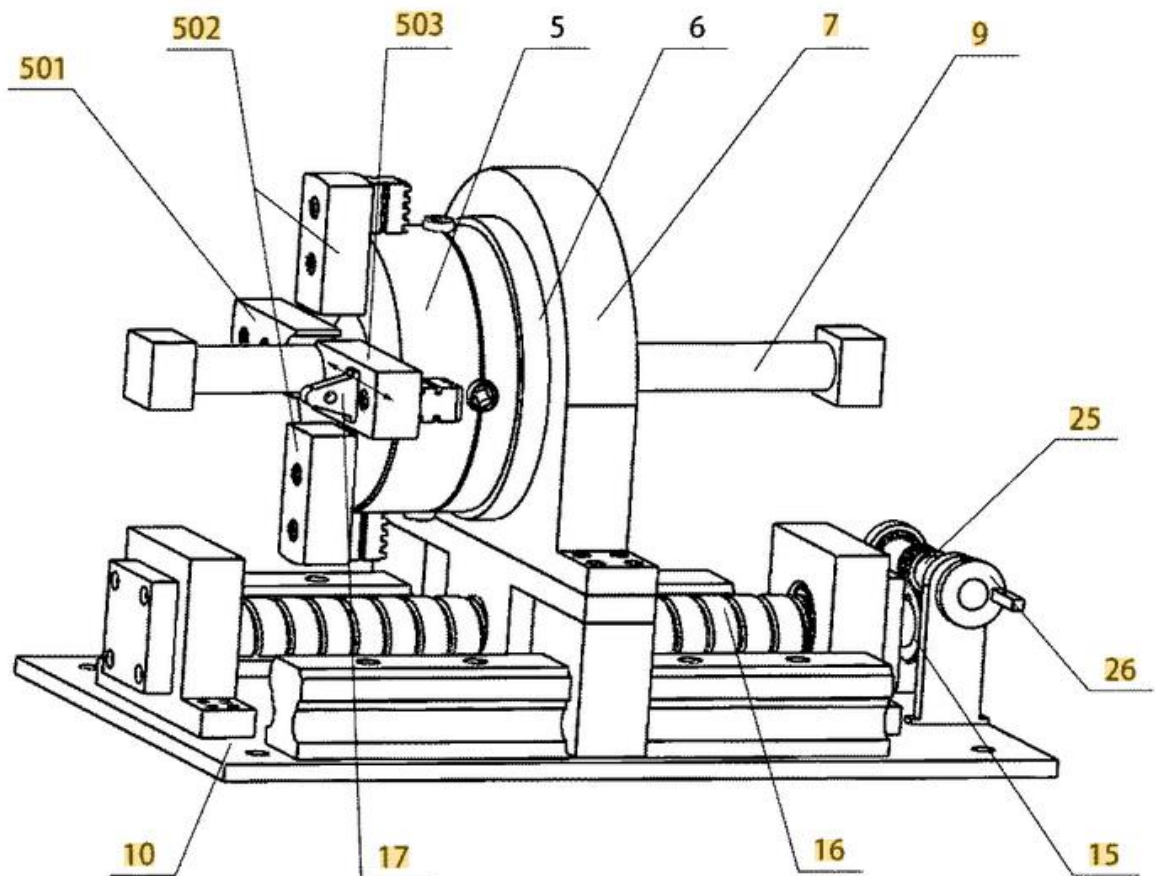


Рисунок 1.2 – Блок згинання

Блок згинання включає опорну основу 7 (рис. 1.2) та отвір для гвинта в нижній частині опорної основи. Просвердлений, отвір сумісний з другим ходовим гвинтом 16, який обертається співвісно з колесом ручної черв'ячної передачі 15, що розташована з іншого боку опорної основи 7. Таким чином, обертання ручки черв'ячної передачі дозволяє опорній основі 7 переміщатися в аксіальному напрямку вздовж ходового гвинта, регулюючи величину навантаження заготовки. Згинальний патрон 5 закріплений на тримачі 6 патрона, що розташований в отворі підшипника над опорною основою 7.

Згинальний патрон 5 містить приводну губку 503, що може переміщатися вздовж радіального напрямку патрона 5. Процес регулювання позиції приводної губки 503 відбувається у ручний спосіб, тобто через гвинт за допомогою ручного ключа. Механізм гвинтового регулювання приводної губки переміщується вздовж осевого напрямку та є подібним механізму патрона звичайного токарного верстата. Однак вище згаданий механізм приводної губки приводить у рух лише одну губку.

Вібрація для вібраційного блоку викликана ексцентричним обертанням заготовки 9 описаним вище блоком згинання.

Датчик 20 стиснення/розтягу спицевого типу здатний перетворювати силу в електричний сигнал і виявляти процес стиснення або розтягу, розташований між опорним блоком 13 стиснення/розтягу вільного кінця 200 і заготовкою 9, а також осевою довжиною заготовки 9 під час стиснення/розтягу.

Лазерний датчик 19 переміщення для вимірювання зміни осевої довжини закріплений на опорній рамі 8, що розташована на столі 10.

Датчик 11 крутного моменту розташований на фіксованому кінці затискного пристрою 100 та використовується для виявлення крутного моменту, що виникає під час процесу кручення.

Датчик мікропереміщення 17 розташований на згинальному патроні 5 і використовується для виявлення прогину при згині.

Вібрація вимірюється скануючим лазерним доплерівським вимірником коливань 18, що розташований на опорній рамі 8.

Блок стиснення/розтягу 13 нерухомого кінця 100 і вільного кінця 200 затискного пристрою містить два підшипника 29.

Вал 12 слугує для з'єднання блоку стиснення/розтягу 13 з вільним кінцем 200 затискного пристрою. З'єднувальний вал 12 з одного кінця закріплений на підшипниках 29, що під час випробувань зразків сприймають силу стиснення/розтягу в осьовому напрямку і можуть здійснювати обертальний рух.

Для компенсації сил стиснення/розтягу в осьовому напрямку були використані упорні підшипники із сферичним розташуванням роликів, що можуть краще сприймати осьові навантаження під час моделювання ситуації сприйняття валом, що обертається, навантаження силами стиснення/розтягу за реальних робочих умов.

На інший кінець валу 12 кріпиться корпус затиску 14, що слугує для затиску деталі 9.

Ручна черв'ячна передача 15 (рис. 1.2) містить ручку 26, що розташована на кінці черв'яка 25 та слугує для полегшення ручного регулювання точки навантаження на вигин і реалізації навантаження в довільному осьовому положенні.

Згинальний патрон 5 містить приводну губку 503 (рис. 1.3), що може переміщатися вздовж радіального напрямку згинального патрона 5. Позиціонуюча губка 501 закріплена паралельно приводній губці 503. Поверхня позиціонування приводної губки 503 і позиціонуюча губка 501 відповідає зовнішній формі заготовки 9. Дві інші губки 502 є балансуєчими, що використовуються для запобігання виникнення вібрації, викликані згинальним патроном 5. Ведуча губка 503 приводиться в рух за допомогою повороту квадратного отвору на бічній поверхні згинального патрона 5 за допомогою електричного ключа, що приводить в рух ведучу губку через конічну шестерню 505 всередині згинального патрона 5. Спінально розташований профіль зуба 506 входить в зачеплення з рейкою 507 нижньої частини приводної губки та знаходиться на верхній частині потайної шестерні 504. Ефект самоблокування спірально розташованого профілю зуба 506 вгорі та зубчатої рейки 507 у нижній

частині ведучої губки запобігає ослабленню ведучої губки 503 після згинання заготовки 9, та поміщається в згинання патрон 5 і тримач патрона 6. Після досягнення бажаного ефекту згинання, внутрішня сторона позиціонує губки 501 затискає заготовку, щоб запобігти її падінню під час обертання, а зовнішня сторона губки містить змінну розширювальну втулку для компенсації деформації внаслідок вигину. Діаметр розпірної втулки визначається тільки розміром губок і заготовки 9.

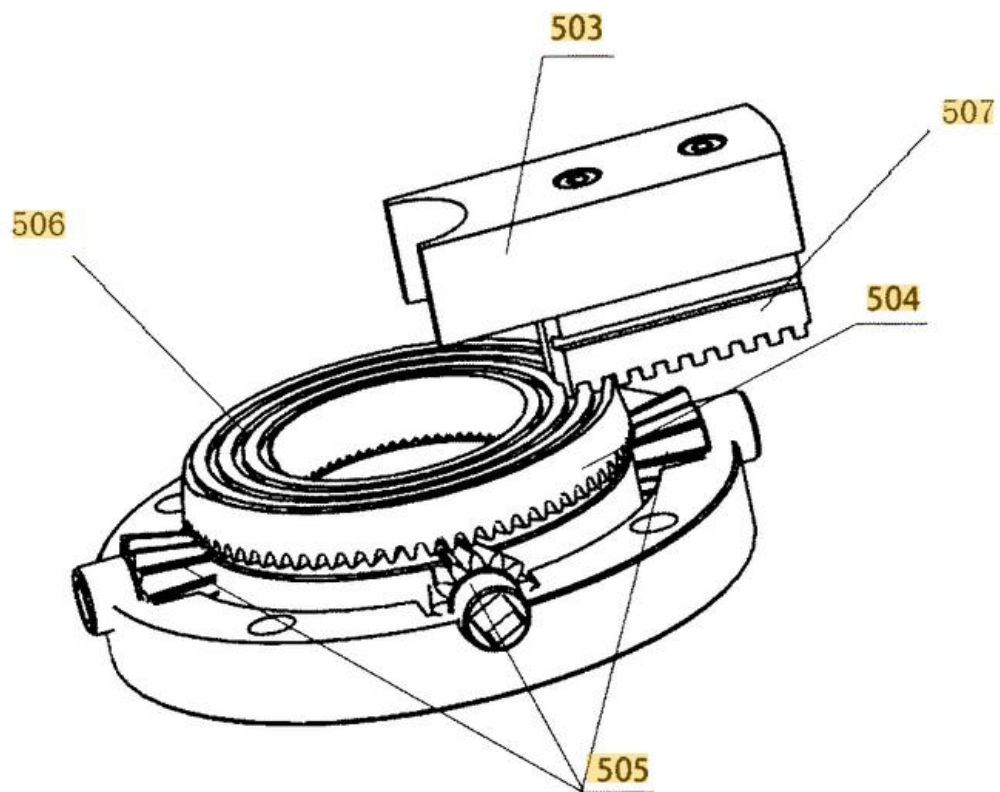


Рисунок 1.3 – Конструкція позиціонування губки згинального патрону

Електромагнітна муфта 28 (рис. 1.4) закріплена на валу 12 фіксованого кінця 100 затискного пристрою. В момент, коли електромагнітна муфта 28 ввімкнена – обертальний рух валу 12 та повздовжній рух з'єднувального валу блоку стиснення/розтягу обмежуються.

Додатковий обмежувач 27 крутного моменту встановлений на валу 12. Одна сторона обмежувача 27 з'єднується з деталлю 9, інша сторона – з датчиком 11 крутного моменту, що з'єднаний з електромагнітною муфтою 28, закріпленою на робочому столі 10.



Під час статичного випробування на кручення обмежувач крутного моменту 27, з'єднаний з вимкненою електромагнітною муфтою 28, а роторний двигун 4 через зубчасту передачу навантажує крутним моментом деталь 9. Під випробувань для встановлення динамічних характеристик поріг крутного моменту обмежувача 27 регулюється на основі вищезгаданої операції, і після того, як навантаження перевищує поріг, крутний момент заготовки 9 не збільшується.

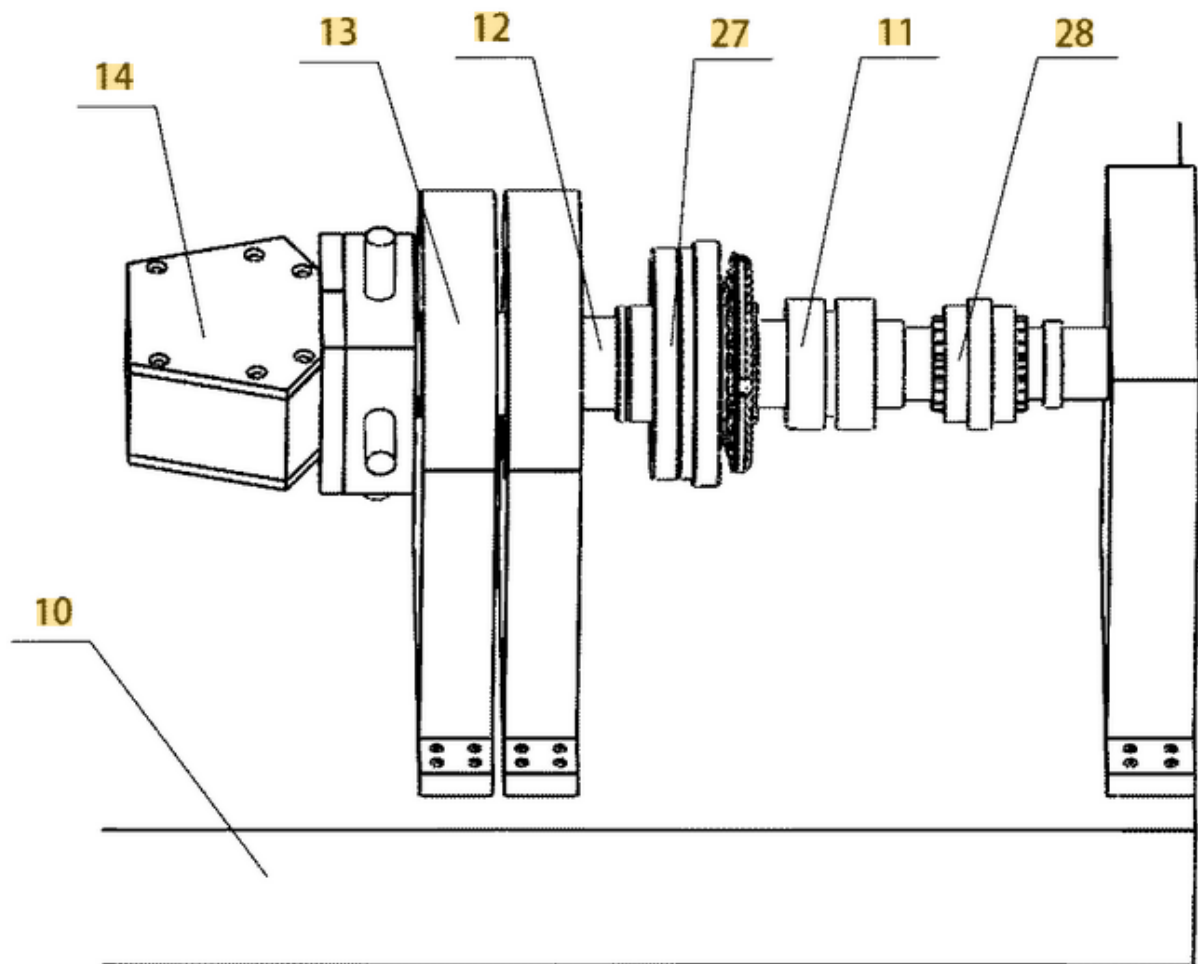


Рисунок 1.4 – Блок кручення

З'єднувальний вал 12 складається з двох частин: осі 121 (рис.1.5) для становлення підшипників та валу 122, що слугує для фіксування заготовки. Складові з'єднувального валу 12 поєднані між собою за допомогою датчика 20 стиснення/розтягу спицевого типу. Оскільки провідний дріт датчика 20 в момент

обертання валу 122 накручується на його поверхню, то для вирішення цієї проблеми було вирішено використати пристрій контактного кільця 32. Контактне кільце 32 закріплено на датчику 20, а вихідний дріт ротора контактного кільця 32 підключений до головного пристрою затискного кільця.

На одному кінці валу 122 нарізана різь, на яку нагвинчується поворотний патрон 30, що утримує корпус затиску 14. На кінець валу 12 встановлений клиноподібний блок 31, що забезпечує можливість обертання корпусу затиску 14 разом із затиснутим зразком.

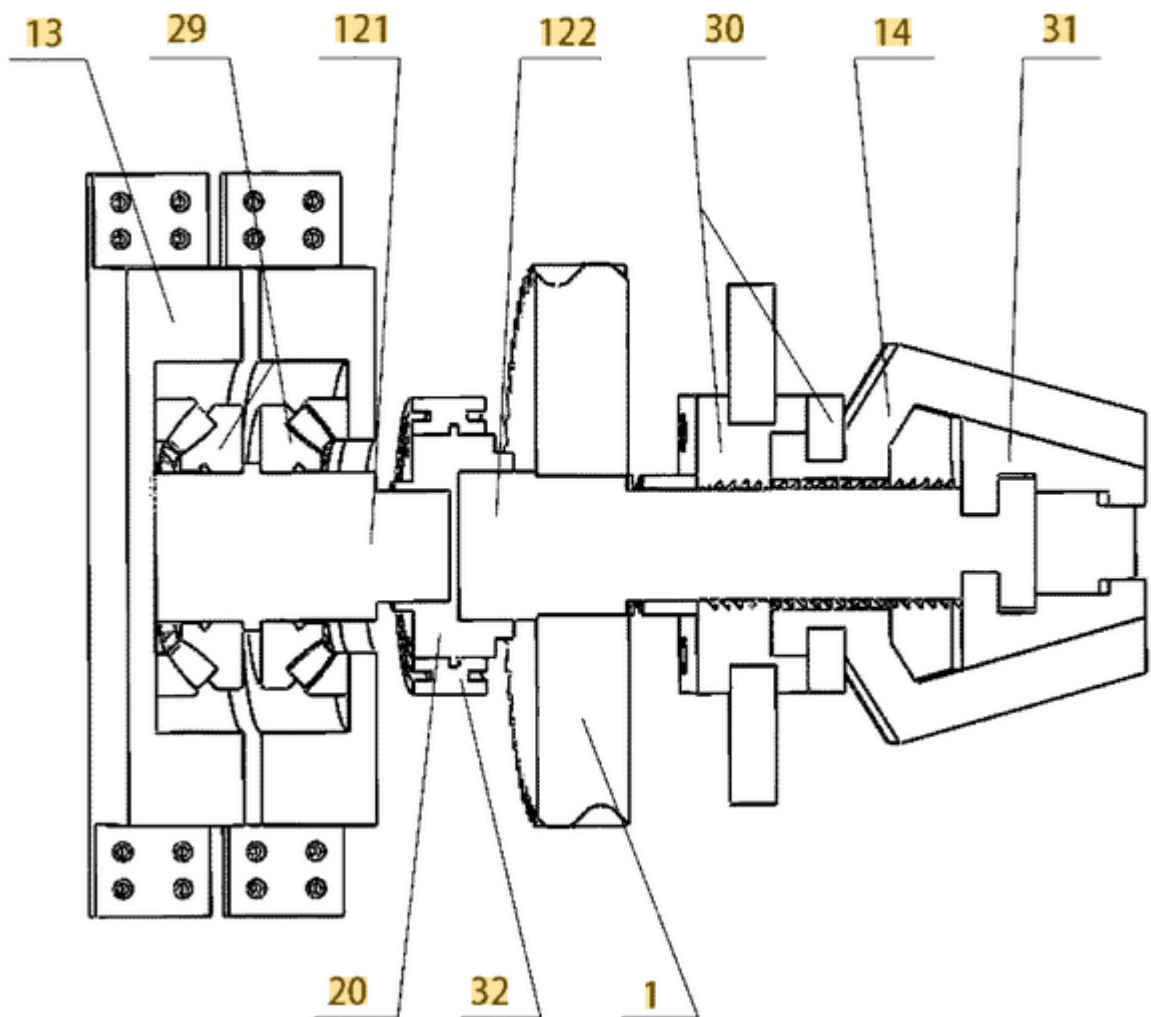


Рисунок 1.5 – Конструкція затискного пристрою блоку кручення

Властивість самоблокування клиноподібної конструкції збільшує силу утримування при збільшенні навантаження в процесі розтягування,

забезпечуючи надійність утримання внутрішньою частиною клиноподібного блоку 31.

Завдяки механічній обробці увігнутої канавки, подібної до форми утримуючої частини заготовки 9, краще забезпечується співвісність заготовки в складних робочих умовах, таких як згинання, кручення, і тому подібне.

## 1.2 Висновок

Аналізуючи будову та принцип роботи комплексної установки для випробувань на осьовий розтяг/стиск, вигин, кручення та вібрацію композитних матеріалів можна виділити наступне:

1) в якості основного затискного пристрою доцільно використовувати універсальні 4-х кулачкові патрони. Головною перевагою таких патронів є незалежне регулювання кожного кулачку, що дозволить закріплювати в патроні несиметричні зразки;

2) в якості основного елемента передачі крутного моменту від приводу до патрону доцільно використовувати гвинтові та зубчасті передачі. Головними перевагами таких передач є: можливість фіксування заготовки на одній осі з приводом механізму – для гвинтової передачі; високий коефіцієнт корисної дії, можливість мультиплікації величини крутного моменту та простота обслуговування – для зубчастих передач;

3) для компенсації сил кручення та стиску/розтягу слід використовувати опорно-радіальні підшипники із сферичним розміщенням роликів, що здатні сприймати навантаження, що виникають в механізмі під час одночасної дії крутного моменту та осьових сил.

Враховуючи вище зазначені конструктивні рішення сформуємо мету та задачі, що не обхідно буде виконати.

Метою магістерської кваліфікаційної роботи є: модернізувати гідромеханічну розривну машину для дослідження механічних властивостей

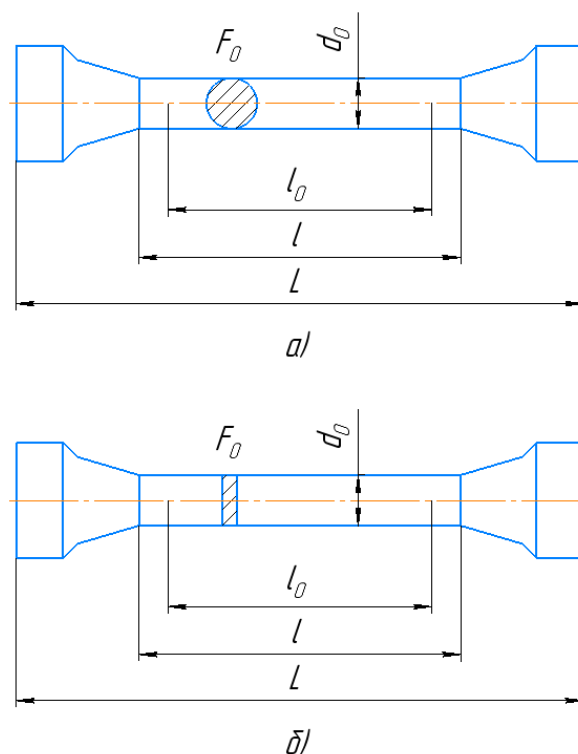
матеріалів при дії складнопросторового навантаження, тобто при одночасній дії декількох сил різного характеру дії, на об'єкт дослідження.

Для досягнення мети необхідно вирішити наступні задачі:

- виконати теоретичний аналіз існуючих модернізацій випробувальних машин для дослідження механічних властивостей при складнопросторовому навантаженні;
- проаналізувати стандарти виготовлення зразків для дослідження механічних властивостей на розривній машині;
- розробити схеми модернізації розривної машини;
- виконати проектні та перевірочні розрахунки, що необхідні для модернізації робочого органу;
- розрахувати економічну доцільність розробки модернізації розривної машини;
- розробити заходи з охорони праці по використанню розробленої модернізації гідромеханічної розривної машини для дослідження механічних властивостей матеріалів.

## 2 ОГЛЯД СТАНДАРТНИХ ЗРАЗКІВ ДЛЯ МЕХАНІЧНИХ ВИПРОБУВАНЬ

Руйнування – це макроскопічне порушення суцільності матеріалу через ті чи інші силові впливи на нього. Визначення макро- та мікроструктури зламу випробуваного матеріалу дозволяє оцінити опір матеріалу розповсюдженню тріщин.



а) циліндричного, б) плоского

Рисунок 2.1 – Загальний вигляд зразків

Розтягнення зразків – є одним з основних видів механічних випробувань металів (матеріалів) і зварних з'єднань, що дозволяє виявляти їх важливі властивості. З випробуваного матеріалу виготовляють спеціальні зразки (найчастіше циліндричної форми, а якщо з листового металу – плоскі), з дотриманням вимог до розмірів, шорсткості поверхні та інші, відповідно до стандартів ДСТУ EN 10002-1:2006, ДСТУ 7305:2013 та ДСТУ EN ISO 9018:2019 (рис. 2.1).

## 2.1 Підготовки зразків для випробувань на розтяг

Вирізання заготовок для зразків проводять на металорізальних верстатах, ножицях, штампах, з застосуванням кисневого різання, а також іншими методами передбачаючи допуски на зону металу зі зміненими властивостями при нагріванні й наклепу.

Місця вирізки заготовок для зразків, їх кількість, напрям поздовжньої осі зразків по відношенню до заготівлі, величини пропусків при вирізці повинні бути вказані в нормативно-технічній документації на правила відбору проб, заготовок і зразків, або на металопродукцію.

При виготовленні зразків вживають заходів (охолодження, відповідні режими оброблення), що виключають можливість зміни властивостей металу при нагріванні чи наклепу, що виникають в результаті механічного оброблення. Глибина різання при останньому проході не повинна перевищувати 0,3 мм [2].

Плоскі зразки повинні зберігати поверхневі шари прокату, якщо не має інших вказівок у нормативно-технічній документації на правила відбору проб, заготовок і зразків або на металопродукцію.

Для плоских зразків стріла прогину на довжині 200 мм не повинна перевищувати 10% від товщини зразка, але не більше 4 мм. При наявності вказівок у нормативно-технічній документації на металопродукцію допускається рихтування чи інший вид правлення заготовок і зразків.

Задирки на гранях плоских зразків повинні бути видалені механічним способом без пошкодження поверхні зразка. Кромки в робочій частині зразків допускаються піддавати шліфуванню і зачищенні на шліфувальному крузі або шліфувальною шкуркою.

При відсутності інших вказівок в нормативно-технічній документації на металопродукцію значення параметрів шорсткості оброблених поверхонь ( $R_a$ ) зразків повинно бути не більше 1,25 мкм - для поверхні робочої частини циліндричного зразка і  $R_z$  не більше 20 мкм - для бічних поверхонь в робочій частині плоского зразка.

Вимоги до шорсткості поверхні литих зразків і готових виробів, повинні відповідати вимогам до шорсткості поверхні литих заготовок металопродукції, що випробовується без попереднього механічного оброблення.

При наявності вказівок в нормативно-технічній документації на правила відбору проб, заготовок і зразків або на металопродукцію допускається випробовувати сортовий прокат, литі зразки і готові вироби без попереднього механічного оброблення з урахуванням допусків на розміри, передбачених для випробовуваних виробів.

Випробування проводять на двох зразках, якщо не передбачена інша кількість нормативно-технічною документацією на металопродукцію.

Для випробування на розтягнення застосовують пропорційні циліндричні або плоскі зразки діаметром чи товщиною в робочій частині 3,0 мм і більше з попередньо розрахованою довжиною  $l_0 = 5,65 \cdot \sqrt{F_0}$ , або  $l_0 = 11,3 \cdot \sqrt{F_0}$ . Застосування коротких зразків є домінуючим [3].

Литі зразки та зразки з крихких матеріалів допускається виготовляти з початковою розрахунковою довжиною  $l_0 = 2,82 \cdot \sqrt{F_0}$ .

Таблиця 2.1 – Шкала заокруглень значень отриманих при проведенні вимірювань

Площа поперечного перерізу зразка $F_0$ , мм <sup>2</sup>	Заокруглення
До 10,00	До 0,01
> 10,00 > 20,00	> 0,05
> 20,00 > 100,00	> 0,1
> 100,00 > 200,00	> 0,5
> 200	> 1

При наявності вказівок у НТД на металопродукцію допускається застосовувати і інші типи зразків, у тому числі і непропорційні, для яких

початкова розрахункова довжина ( $l_0$ ) встановлюється незалежно від початкової площі поперечного перерізу зразка ( $F_0$ ).

За початкову площу поперечного перерізу зразка в його робочій частині ( $F_0$ ) приймають найменше з отриманих значень на основі проведених вимірювань з заокругленням за таблицею 2.1.

При наявності вказівок у НТД на металопродукцію допускається визначати початкову площу поперечного перерізу зразків ( $F_0$ ) за номінальними розмірами (без вимірювання зразка перед випробуванням) за умови, якщо граничні відхилення за розмірами і формою відповідають наведеним у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Шкала відхилень значень отриманих при проведенні вимірювань

Тип зразка	Розміри зразка, мм (діаметр, товщина, ширина)	Максимальні відхилення розмірів	Максимальна різниця найбільшого і найменшого діаметрів, найбільшої і найменшої ширини робочої частини
Циліндричний оброблений	>3 > 6	±0,06	0,03
	> 6 > 10	±0,0075	0,03
	> 10 > 20	±0,09	0,04
	> 20 > 30	±0,105	0,05
Плоский оброблений з чотирьох боків	>3 > 6	±0,06	0,03
	> 6 > 10	±0,0075	0,03
	> 10 > 20	±0,09	0,04
	> 20 > 30	±0,105	0,05
Плоский оброблений з двох бічних боків	>3 > 6	-	0,18
	> 6 > 10	-	0,22
	> 10 > 20	-	0,27
	> 20 > 30	-	0,33



Тип і розміри зразка повинні вказуватися в нормативно-технічній документації на правила відбору проб, заготовок і зразків, або на металопродукцію.

Допускається застосування при випробуванні пропорційних зразків інших розмірів.

Для плоских зразків співвідношення між шириною і товщиною в робочій частині зразка не повинно перевищувати 8:1.

Форма і розміри головок і перехідних частин циліндричних і плоских зразків визначаються способом кріплення зразків у захопленнях випробувальної машини. Спосіб кріплення повинен попереджати проковзування зразків у захопленнях, зминання опорних поверхонь, деформацію головок і руйнування зразка в місці переходу від робочої частини до головок і в головках

Для литих механічно оброблених циліндричних зразків граничні відхилення за діаметром подвоюються.

Граничні відхилення по товщині плоских зразків з механічно не обробленими поверхнями повинні відповідати граничним відхиленням по товщині, встановленим для металопродукції.

Граничні відхилення по товщині плоских зразків з механічно обробленими поверхнями -  $\pm 0,1$  мм.

Робоча довжина зразків повинна складати:

- 1) від  $l_0 + 0,5 \cdot d_0$  до  $l_0 + 2 \cdot d_0$  - для циліндричних зразків;
- 2) від  $l_0 + 1,5 \cdot d_0$  до  $l_0 + 2,5 \cdot d_0$  - для плоских зразків.

При розбіжності в оцінці якості металу робоча довжина зразків повинна складати:

- 1)  $l_0 + 2 \cdot d_0$  - для циліндричних зразків;
- 2)  $l_0 + 2 \cdot \sqrt{F_0}$  - для плоских зразків.

Зразки маркують поза робочою довжиною зразка.

Основні геометричні розміри циліндричних та плоских зразків (рис. 2.2 – 2.4) представлені в табл. 2.3 та табл. 2.4.

Таблиця 2.3 – Геометричні розміри циліндричних зразків, мм

$d_0$	$d$	$D$	$h$	$h_1$	Довгий зразок			Короткий зразок				
					Номер зразка	$l_0$	$l$	$L$	Номер зразка	$l_0$	$l$	$L$
5	8	M12	14	4	1	50	55	100	1к	25	30	76
6	10	M12	15	5	2	60	66	115	2к	30	36	86
8	12	M16	15	5	3	80	88	138	3к	40	48	98
10	12	M16	15	5	4	100	110	160	4к	50	60	110

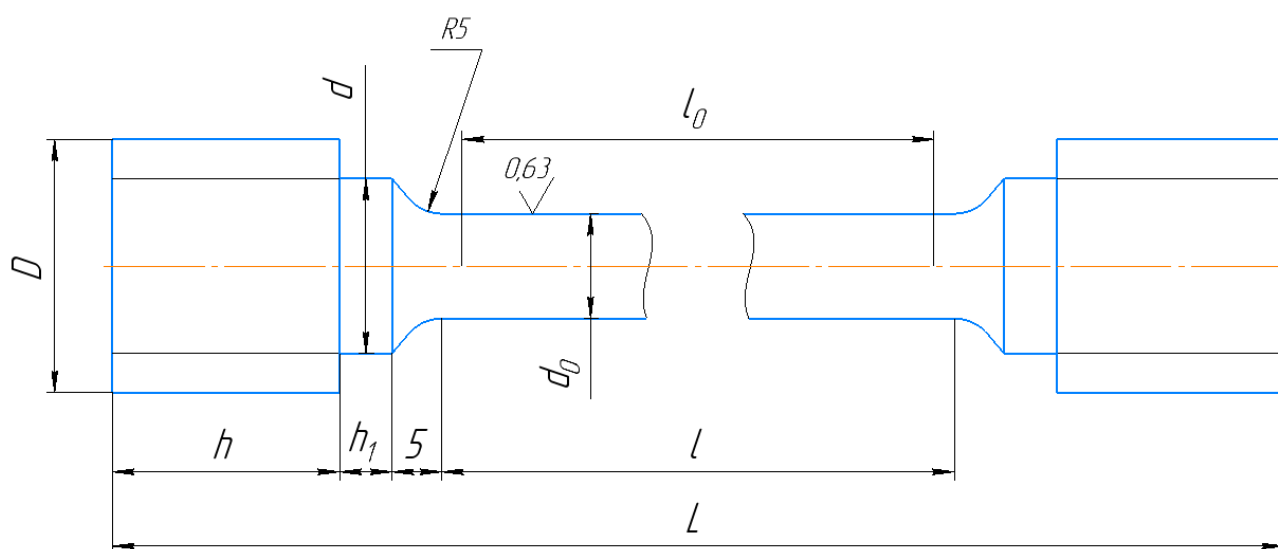


Рисунок 2.2 – Загальний вигляд циліндричних зразків

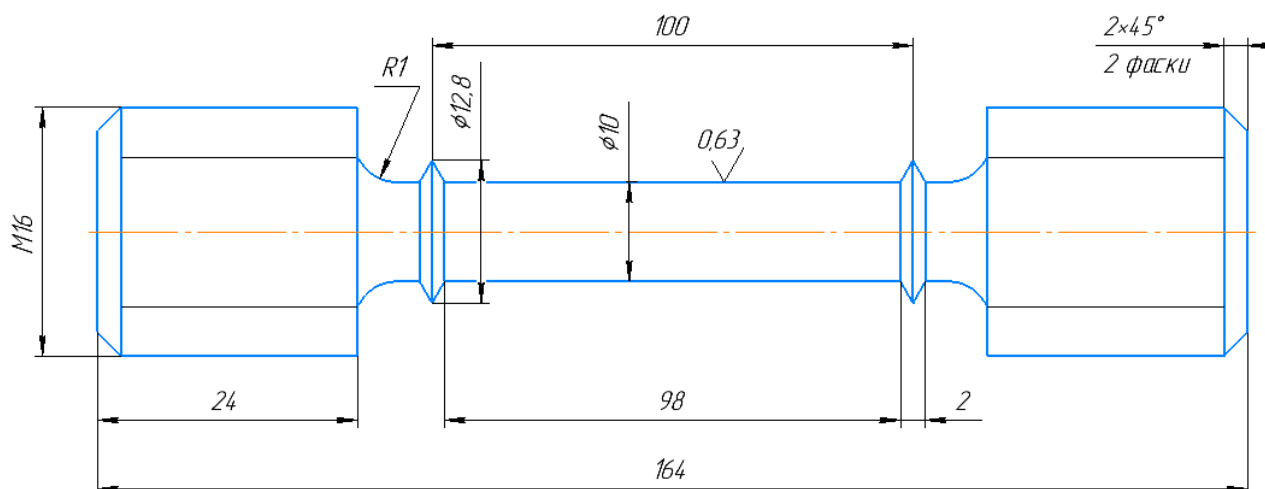


Рисунок 2.3 – Загальний вигляд циліндричних зразків для встановлення тензометра

Таблиця 2.4 – Геометричні розміри плоских зразків, мм

$a_0$	$b_0$	$B$	$h$	$d$	Номер зразка	$l_0$	$l$	$L_1$	$L$
0,5-1,0	10	30	40	10	5	20	25	105	$L = l + 2 \cdot h + 2 \cdot h_1$
1,1-2,0	10	30	40	10	6	25	35	115	
2,1-3,0	10	40	40	12	7	30	40	120	
3,1-4,0	10	40	40	12	8	35	45	125	
4,1-5,0	10	40	40	15	9	40	50	130	
5,1-6,0	15	50	50	15	10	55	65	145	
6,1-7,0	15	50	50	15	11	55	70	150	
7,1-8,0	15	50	50	15	12	60	75	155	
8,1-8,5	20	50	50	15	13	75	95	175	
8,6-10,0	20	60	60	20	14	80	100	200	

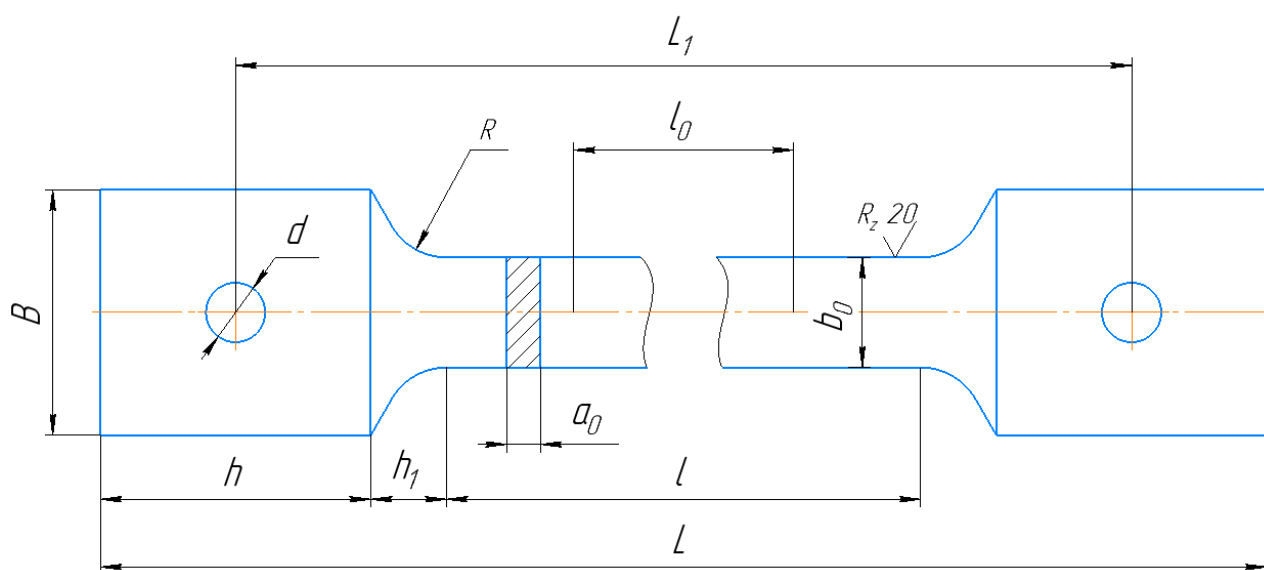


Рисунок 2.4 – Загальний вигляд плоских зразків

### 2.1.1 Зразки для випробувань на розтяг при понижених температурах

Випробування на розтяг, при температурах від  $0^{\circ}\text{C}$  до  $-100^{\circ}\text{C}$ , чорних і кольорових металів і виробів з них здійснюють при номінальному діаметрі або найменшому розмірі в поперечному перерізі 3,0 мм і більше, а для тонких листів і стрічок – товщиною від 0,5 мм.

Основні геометричні розміри циліндричних та плоских зразків для випробування на розтяг при понижених температурах (рис. 2.5 – 2.6) представлені в табл. 2.5 та табл. 2.6.

Таблиця 2.5 – Геометричні розміри циліндричних зразків, мм

d	D	h, не менше	h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub>	Довгі зразки			Короткі зразки			Допуск різниці найбільшого і найменшого діаметрів по довжині робочої	d <sub>0</sub> (граничні відхилення) ±0,1	
					Номер зразка	$l_0 = 10 \cdot d_0$	l	Номер зразка	$l_0 = 10 \cdot d_0$	l			
5	M8	10	2	4	1	30	33	$L = 1 + 2 \cdot (h + h_2)$	1К	15	18	0,2	3
6	M10	12	4	4	2	40	44	$L = 1 + 2 \cdot (h + h_1 + h_2)$	2К	20	24		4
8	M12	15	5	4	3	50	55		3К	25	30		5
10	M12	15	5	4	4	60	66		4К	30	36		6
12	M16	18	5	3	5	100	110		5К	50	60		10

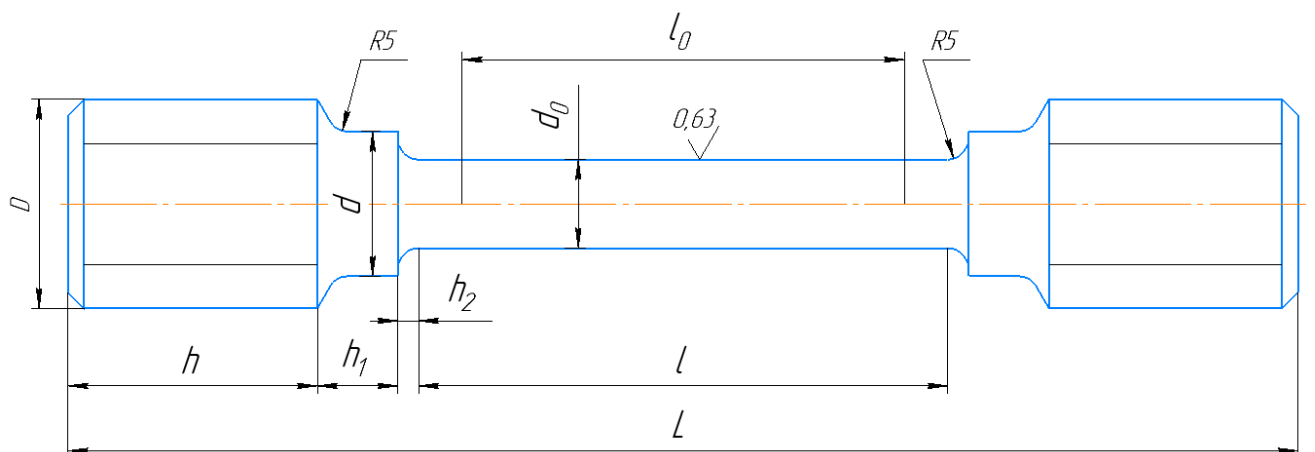


Рисунок 2.5 – Загальний вигляд циліндричних зразків

Таблиця 2.6 – Геометричні розміри циліндричних зразків, мм

a <sub>0</sub>	b <sub>0</sub>	B	h, не менше	Короткі зразки					Допуск різниці найбільшого і найменшого діаметрів по довжині робочої частини зразка
				Номер зразка	$\sqrt{F_0}$ $l_0 = 5,65 \cdot \sqrt{F_0}$	l	L <sub>1</sub>	L	
0,5 до 1,0	10	30	40	15К	25	30	L = 1 + h + 2 · h <sub>1</sub>	L = 1 + 2 · (h + h <sub>1</sub> )	0,5
1,0 до 2,0	10	30	40	16К	25	30			
2,0 до 3,0	10	30	50	17К	30	35			
3,0 до 4,0	10	30	50	18К	35	40			
4,0 до 5,0	10	40	50	19К	40	45			
5,0 до 6,0	10	50	60	20К	45	50			

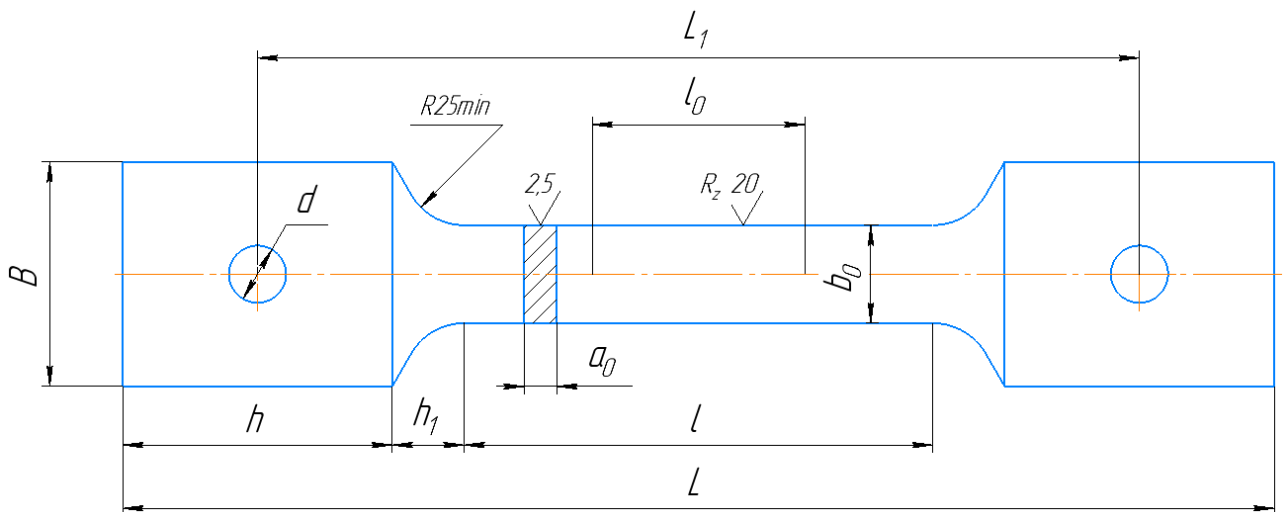


Рисунок 2.6 – Загальний вигляд плоских зразків

### 2.1.2 Зразки для випробувань на розтяг зварних з'єднань

Для випробувань на розтягнення застосовують циліндричні зразки діаметром 3 мм і більше, а також плоскі товщиною 0,5 мм і більше [4].

Для випробування плоских (рис. 2.7 і рис. 2.8) і трубчастих зварних з'єднань використовують зразки, що мають надріз у тому місці, де виконувалось

зварювання. Надріз виконують для того, щоб при розтягуванні руйнування проходило по шву. Це дозволяє оцінювати якість зварного шва.

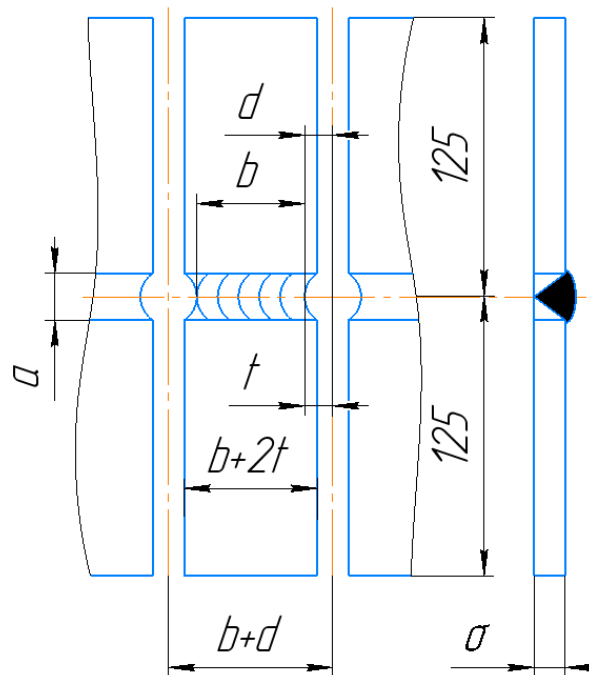


Рисунок 2.7 – Загальний вигляд плоского зразка з надрізом

Ступінь деформування металу тої чи іншої зони зварювання оцінюють за переміщенням контрольних рисок на еластичній плівці. Випуклість зварного шва (посилення), попередньо знімають торцевою вертикальною фрезою.

Випробування на розтягування кутових швів (рис. 2.9) проводять на хрестоподібних зразках без надрізів.

Кутові зварні шви зразків повинні бути симетричними і не мати великої товщини для запобігання руйнуванню основного металу [5]. Контроль товщини зварного шва здійснюється в трьох місцях за шириною зразка з точністю до 0,2 мм. При випробуванні зварних зразків з накладками (рис. 2.10) та з накладними повздовжніми кутовими швами (рис. 2.11) оцінюється границя текучості і тимчасовий опір зварних з'єднань. Схеми хрестоподібного зразка і зварного зразка з муфтовим з'єднанням для випробування труб наведені на рисунках 2.12 і 2.13.

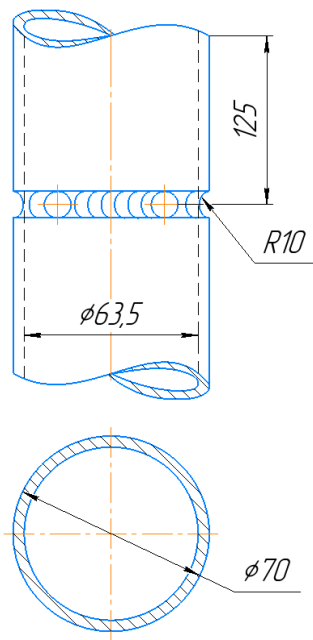


Рисунок 2.8 – Загальний вигляд трубчастого зразка з надрізом

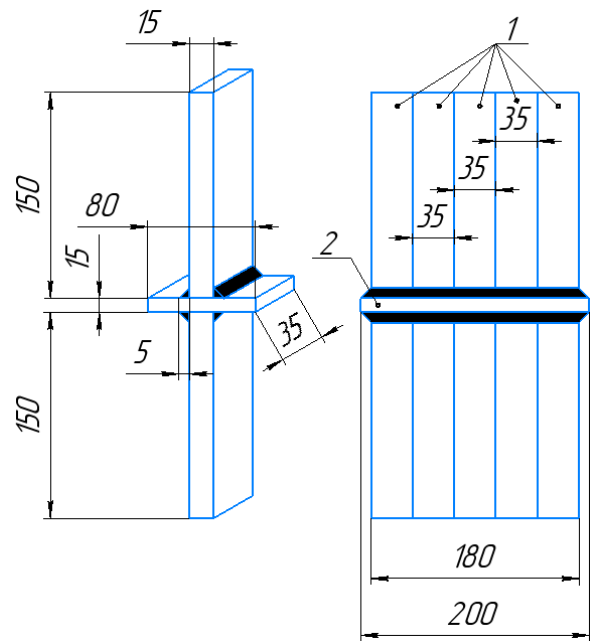


Рисунок 2.9 – Загальний вигляд хрестоподібного зразка без надрізу

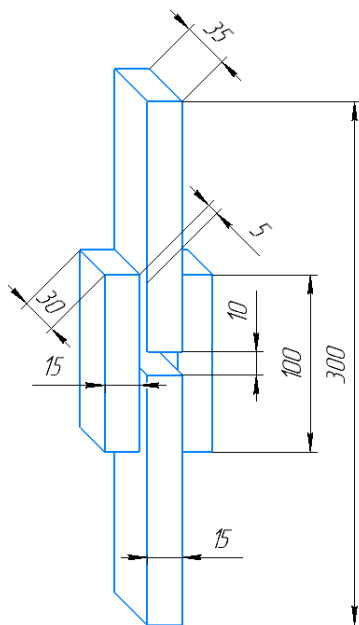


Рисунок 2.10 – Загальний вигляд зварного зразка з накладками

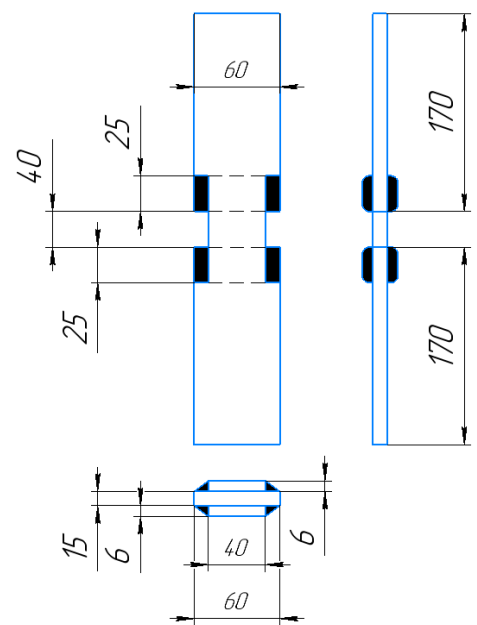


Рисунок 2.11 – Загальний вигляд зразка з накладними повздовжніми кутовими швами

Для випробування швів точкового зварювання на зріз розтягуванням застосовують зразки як з однобічним (рис. 2.14), так і з двобічним (рис. 2.15) зварним з'єднанням для контролю режимів точкового зварювання, для перевірки

зварюваності різних металів, а також для контролю міцності зварних точкових швів.

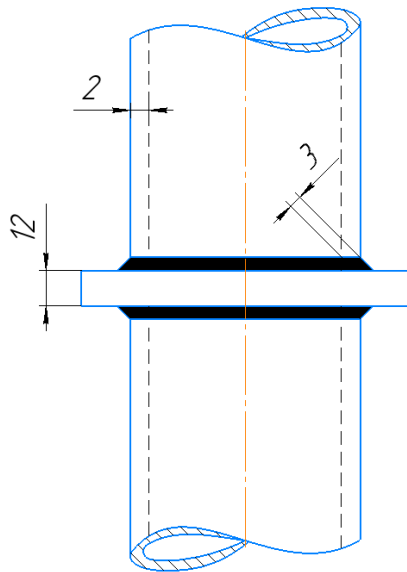


Рисунок 2.12 – Схема хрестоподібного зразка для випробування труб

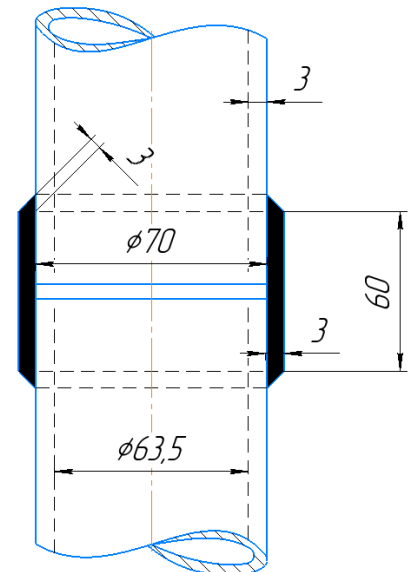


Рисунок 2.13 – Схема зварного зразка з муфтовим з'єднанням для випробування труб

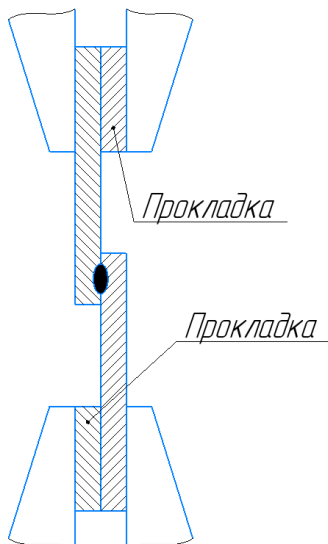


Рисунок 2.14 – Схема зразка з однією зварною з'єднанням

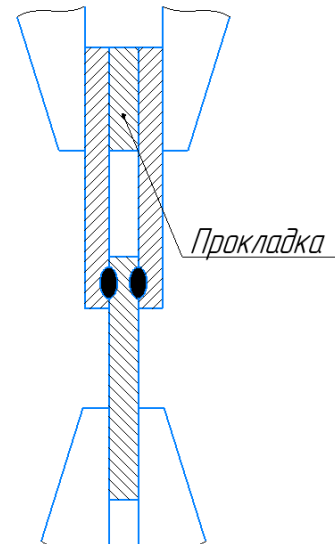


Рисунок 2.15 – Схема зразка з двома зварними з'єднаннями



Розподілення силових ліній в зварному зразку показано на рис. 2.16, а можливі види руйнувань на рисунку 2.17 [6].

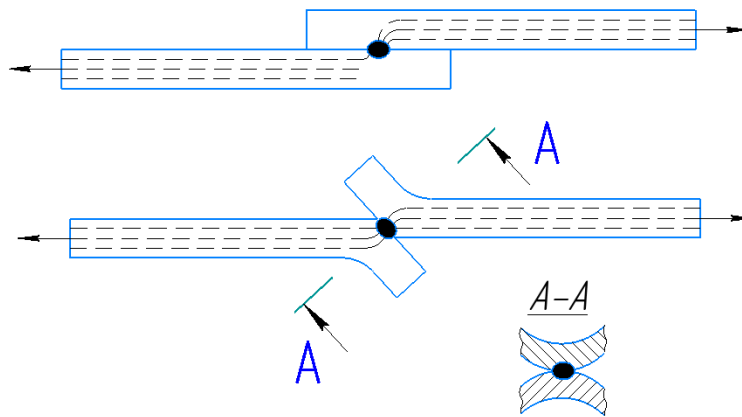
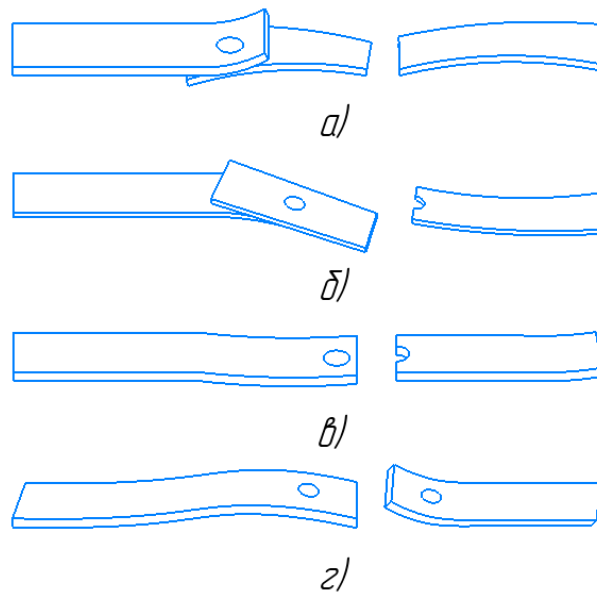


Рисунок 2.16 – Розподіл силових ліній в зварному зразку



а) розрив листового матеріалу; б) обрив у місці зварювання; в) зріз зварного з'єднання; г) відрив наплавленого металу від основного.

Рисунок 2.17 – Можливі види руйнувань зварного зразка

#### 1.3.4 Зразки для випробувань на кручення

Кручення - це деформація, при якій вісь призматичного або циліндричного зразка не скривлюється, а кожен його поперечний переріз є повернутим навколо осі по відношенню до початкового положення на деякий кут. Деформація кручення є результатом прикладання до кінців зразка двох однакових за

абсолютним значенням моментів, що діють в площинах нормальних до осі зразка і направлених у протилежний бік.

Методика випробувань встановлена державними стандартами на чорні і кольорові метали та сплави, та на вироби з них.

Випробування проводять при температурі  $+20^{\circ}\text{C}$ , де допуск верхній  $+15^{\circ}\text{C}$ , а нижній  $-10^{\circ}\text{C}$  для визначення механічних характеристик матеріалів і характеру руйнування при крученні.

Для випробувань на кручення, використовують циліндричні зразки з діаметром робочої частини 10 мм і розрахунковою довжиною 50 та 100 мм, з головками на кінцях для закріплення у випробувальній машині. Один кінець зразка закріплюють нерухомо, а до другого прикладають пару сил у площині, що перпендикулярна до осі зразка так, що виникає крутний момент.

При скрученні всі поперечні перерізи зразка зсуваються (обертаються) навколо загальної осі по відношенню до закріпленого перерізу (рис. 2.18).

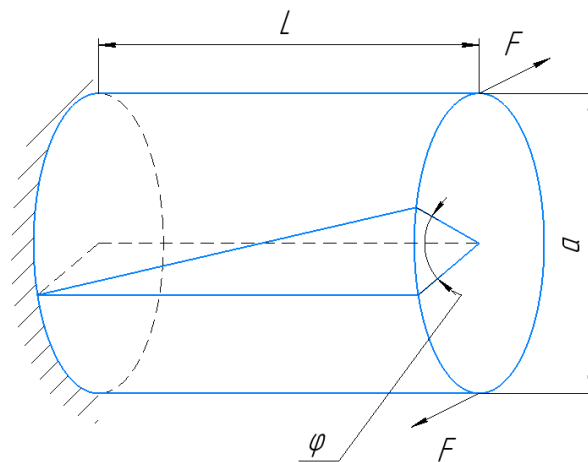


Рисунок 2.18 – Схема випробувань зразка на кручення

#### 1.4 Висновок

Виконуючи огляд стандартних зразків для визначення механічних властивостей матеріалів та зварних з'єднань під час дії сил розтягу/стиску та

кручення, були наведені основні розміри робочої частини, максимально можливі відхилення розмірів, максимальна найбільшого і найменшого діаметрів, найбільшої і найменшої ширини робочої частини, основні розміри кріпильної частини зразка, способи виготовлення, умови проведення випробувань, а також розроблені ілюстрації та креслення основних видів зразків.

Для проведення етапу розробки кріпильного пристрою для навантажувального механізму слід виділити наступне: для стандартних суцільних однорідних циліндричних зразків максимальний діаметр становить 30 мм, максимальна довжина – 160 мм; для стандартних суцільних плоских зразків ширина становить 60 мм, максимальна довжина – 300 мм; зразки для дослідження зварних швів можуть мати розміри, що значно перевищують габаритні розміри стандартних зразків.

### 3 РОЗРОБКА МОДЕРНІЗАЦІЇ РОЗРИВНОЇ МАШИНИ ДЛЯ СКЛАДНОПРОСТОРОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Запропоновані варіанти модернізації призначені для забезпечення можливості проведення на існуючій розривній машині складнопросторових досліджень під час одночасної дії крутного моменту та осьової сили розтягу/стиску на досліджуваний зразок.

#### 3.1 Модернізація навантажувального органу розривної машини за допомогою гвинтової передачі

Процес навантаження досліджуваного зразку крутним моментом запропонованою системою модернізації розривної машини відбувається за рахунок перетворення поступального руху штока гідроциліндра верхньої траверси 11 (рис. 3.1) в обертальний рух навантажувального механізму 44, в якому закріплюється деталь.

Поступальний рух штока забезпечується наповненням порожнини гідроциліндру, що розміщується у верхній рухомій траверсі 11. Мастило до робочої порожнини гідроциліндра поступає з баку 36, через фільтр 32 та дросель 45. За рух мастила по системі гідролінії відповідає насос 16.

Дросель 45 слугує для регулювання потоку рідини у гідроциліндр та, відповідно, регулює швидкість руху поршня в гідроциліндрі. Від швидкості руху поршня залежить швидкість обертання гвинтового передачі навантажувального механізму 44 та величин створюваного ним крутного моменту.

Зворотній клапан 46 слугує для забезпечення протікання мастила по гідролінії в одному напрямку, а також для захисту системи від витікань при руйнуваннях окремих її складових.

Для уникнення руйнівної дії обертового моменту на конструкцію навантажувального органу та забезпечення стійкості рухомих траверс було вирішено встановити 8 додаткових роликів упорів.

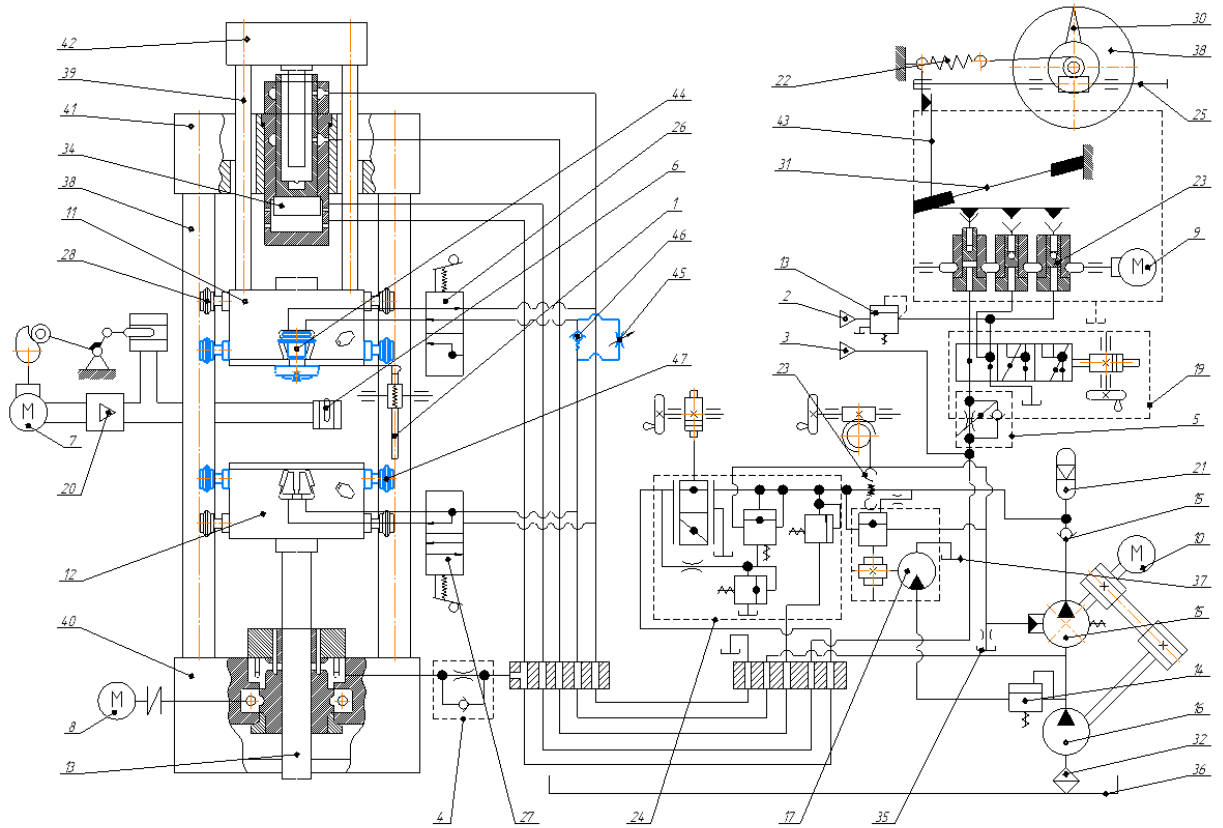


Рисунок 3.1 – Гідромеханічна схема варіанту модернізації верхньої траверси

Як показано на рис. 3.2 навантажувальний механізм складається з: 4-х кулачкового патрону 1, фланцю 2, елемента гвинтової передачі 3, підшипника 4, опорної пластини 5 та штоку гідроциліндра 6.

Патрон 1 слугує для закріплення та навантаження крутним моментом досліджуваного зразку. Типорозмір патрону визначається за умовою міцності групового з'єднання 7, за допомогою якого патрон кріпиться на фланцю 2, а сам фланець 2 – на елементі гвинтової передачі 3.

На штоці гідроциліндра 6 виконана різьба, за допомогою якої елемент гвинтової передачі 3 перетворює поступальний рух штока 6 в обертальний рух патрона 1.

Для компенсації навантаження, що сприймає механізм під час одночасної дії крутного моменту та осьового навантаження на досліджуваний зразок, встановлено упорно-радіальний підшипник, в отворі тугого кільця якого закріплюється елемент гвинтової передачі 3, а вільним кільцем підшипник встановлюється на опорну пластину 5, що закріплюється за допомогою гвинтів 8 до елементів конструкції верхньої траверси.

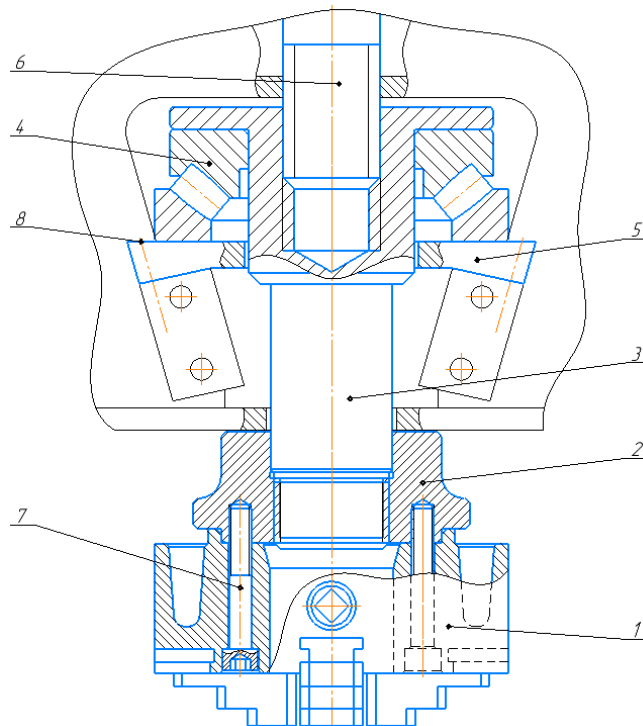


Рисунок 3.2 – Схема модернізації навантажувального органу розривної машини за допомогою гвинтової передачі

### 3.2 Модернізація навантажувального органу розривної машини за допомогою рейкової передачі

Наступний варіант модернізації полягає у перетворенні поступального руху штока гідроциліндра 45 (рис. 3.3) в обертальний рух навантажувального механізму 44.

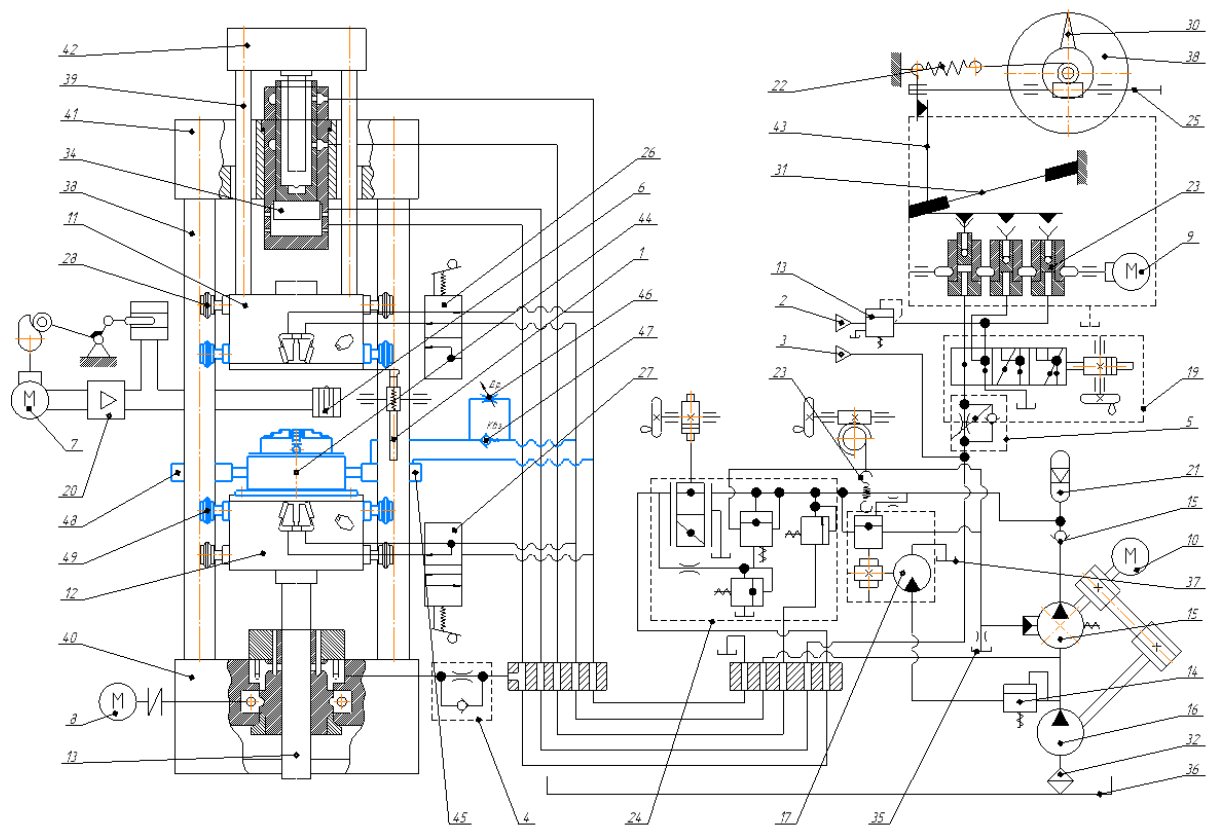


Рисунок 3.3 – Гідромеханічна схема варіанту модернізації нижньої траверси

Запропонована модернізація являється варіантом удосконалення вище описаного навантажувального механізму (рис. 3.2) через використання більш точних та ефективніших передач. Для зменшення навантаження на основну рухоми траверсу, а саме верхню 11, було вирішено розмістити навантажувальний механізм 44 на нижній траверсі 12.

Принцип забезпечення руху штока додаткового гідроциліндра 45 ідентичний модернізації, описаній раніше.

Для того щоб шток гідроциліндра 45 завжди рухався однієї площині, було вирішено встановити направляючий циліндр 48.

Навантажувальний механізм (рис. 3.4) запропонованої модернізації складається з: універсального 4-х кулачкового патрону 1, зубчастого колеса 2, рейки 3, підшипника 4 та корпусу 5.

Патрон 1 слугує для закріплення та навантаження крутним моментом досліджуваного зразку. Типорозмір патрону визначається за умовою міцності

групового гвинтового з'єднання 6, за допомогою якого патрон кріпиться на поверхні зубчастого колеса 2.

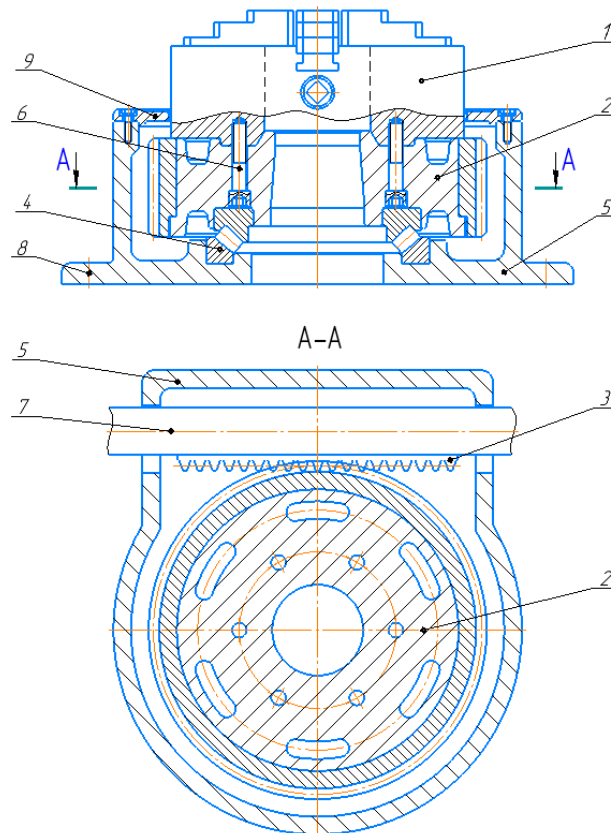


Рисунок 3.4 – Схема модернізації навантажувального органу розривної машини за допомогою рейкової передачі

На штоці гідроциліндра 7 закріплена зубчаста рейка 7, що перетворює поступальний рух штока 7 в обертний рух зубчастого колеса 2, а отже і патрону 1 із закріпленим зразком.

Для компенсації навантаження, що сприймає механізм під час одночасної дії крутного моменту та осьового навантаження на досліджуваний зразок, встановлено упорно-радіальний підшипник, в отворі тугого кільця якого закріплюється зубчасте колесо 2, а вільним кільцем підшипник закріплюється всередині корпусу 5, що закріплюється за допомогою гвинтів 8 до елементів конструкції нижньої траверси.

Корпус 5 оснащений кришкою 9, що забезпечує запобігання потрапляння небажаних об'єктів у механізм рейкової передачі.



### 3.3 Модернізація навантажувального органу розривної машини за допомогою черв'ячної передачі

Як і попередній варіант наступна модернізація є удосконаленням вище описаного навантажувального механізму (рис. 3.4) шляхом використання більш точніших передач та застосування незалежного, від основної гідромеханічної системи розривної машини, приводу.

Для зменшення навантаження та величини внутрішнього тиску в гідромеханічній системі керування розривною машиною (рис. 3.5), в якості приводу навантажувального механізму 44 було вирішено використати кроковий двигун 45.

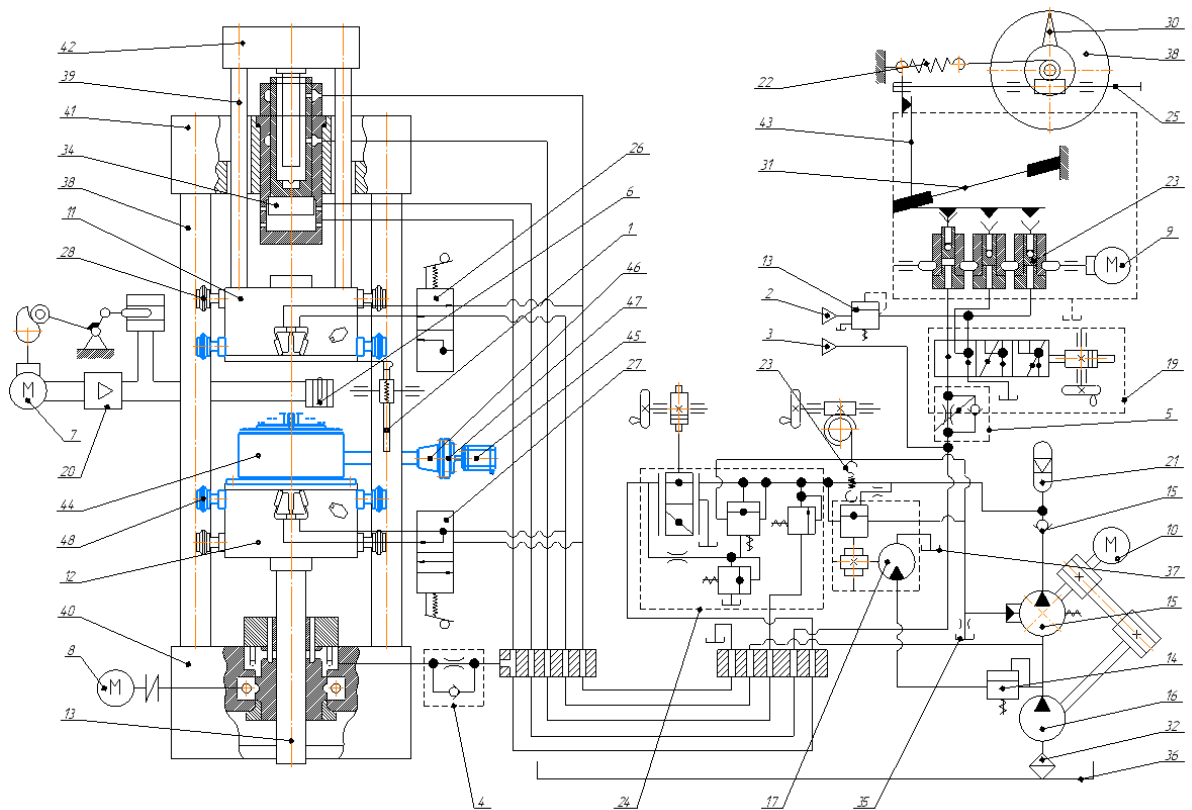


Рисунок 3.5 – Гідромеханічна схема варіанту модернізації нижньої траверси з незалежним приводом

Основну мультиплікацію крутного моменту, який створює кроковий двигун, забезпечує хвильовий редуктор 47 (рис. 3.6), що характеризується великим значенням передаточного числа.

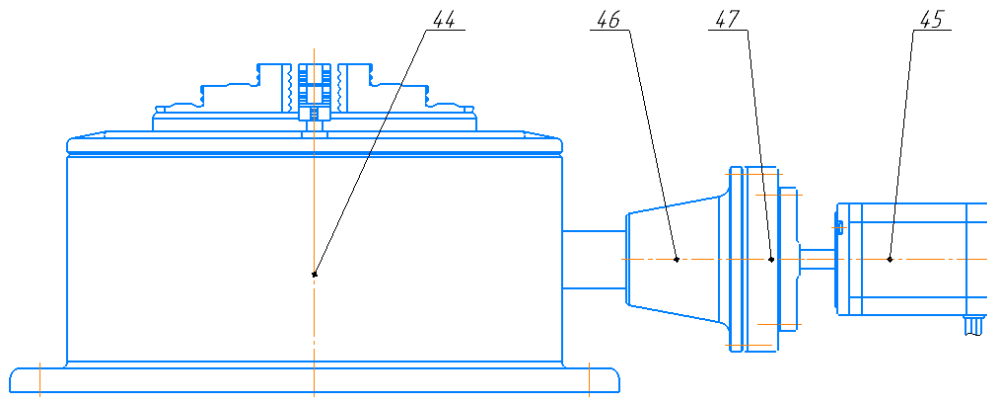


Рисунок 3.6 – Схема незалежного приводу модернізації

Хвильовий редуктор 47 з'єднується з вхідним валом навантажувального механізму 44 за допомогою фланцю 46, габаритні розміри якого визначаються з умови міцності на кручення.

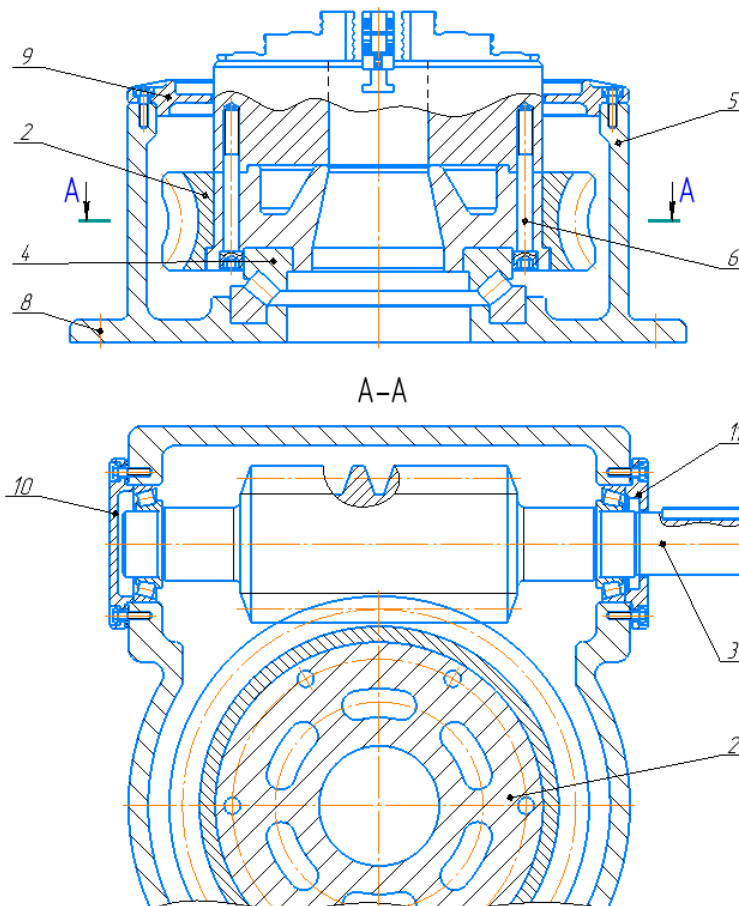


Рисунок 3.7 – Схема модернізації навантажувального органу розривної машини за допомогою черв'ячної передачі

Другим ступенем мультиплікації крутного моменту слугує черв'ячна передача, що дозволяє співвісного розташування проводу з механізмом навантаження.

Навантажувальний механізм (рис. 3.4) запропонованої модернізації складається з: універсального 4-х кулачкового патрону 1, черв'ячного колеса 2, валу-черв'яка 3, підшипника 4 та корпусу 5.

Патрон 1 слугує для закріплення та навантаження крутним моментом досліджуваного зразку. Типорозмір патрону визначається за умовою міцності групового гвинтового з'єднання 6, за допомогою якого патрон кріпиться на поверхні черв'ячного колеса 2.

Принцип фіксації черв'ячного колеса в корпусі ідентичний способу фіксації зубчастого колеса в навантажувальному механізмі з рейковою передачею.

Корпус 5 оснащений кришкою 9, що забезпечує запобігання потрапляння небажаних об'єктів у механізм рейкової передачі, та кришками 10 та 11 для полегшення обслуговування механізму передачі.

### 3.4 Висновок

В ході розробки модернізації розривної машини для складнопросторових досліджень були представлені 3 варіанти навантажувального механізму, що дозволять виконувати дослідження зразків на відомій розривній машині не тільки на розтяг/стиск, а і на кручення.

Також варто відзначити, що кожен наступний із наведених варіантів удосконалює попередній шляхом підвищення точності регулювання значення крутного моменту ціною підвищення собівартості модернізації. Це означає що обрати для реалізації один із варіантів модернізації можливо тільки після оцінки відношення необхідного рівня економічності модернізації до рівня точності, що забезпечує конкретний варіант.

## 4 РОЗРАХУНОК ТА ВИБІР ЕЛЕМЕНТІВ МОДЕРНІЗАЦІЙ РОЗРИВНОЇ МАШИНИ ДЛЯ СКЛАДНОПРОСТОРОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Розрахунок та вибір елементів навантажувального органу 1-го варіанту модернізації

### 4.1.1 Розрахунок гвинтової передачі навантажувального елемента

Запропонована схема модернізації розривної машини передбачає роботу гвинтової передачі під дією великого осьового навантаження, тому розрахунок гвинтової пари будемо проводити для двох випадків, коли використовується:

- 1) упорна різь;
- 2) трапецеїдальна різь.

Розрахувавши основні параметри і перевіривши тіло гвинта на міцність та стійкість до втоми для обох видів різей, визначимо вид різі, що найбільше підходить по своїм параметрам для надійної роботи навантажувального органу розривної машини.

#### 4.1.1.1 Визначення основних параметрів гвинтової пари з упорною різьбою

Основними параметрами, що визначають у гвинтовій парі, є: внутрішній та середній діаметр різі, висота гайки та розміри торцевої поверхні гвинта.

Розміри кінцевої поверхні гвинта визначаються розрахунком на зносостійкість.

Основний профіль різі, спільний для внутрішньої та зовнішньої різей, та розміри його елементів зображені на рис. 4.1.

До розмірної характеристики різі належать: 1) параметри зовнішньої різі: зовнішній діаметр -  $d$ , середній діаметр -  $d_2$ , внутрішній діаметр -  $d_1$ ; 2) параметри внутрішньої різі: зовнішній діаметр -  $D$ , середній діаметр -  $D_2$ ,

внутрішній діаметр -  $D_1$ ; 3) спільні параметри: крок різі -  $P$ , висота початкового трикутника -  $H$ , робоча висота профілю -  $H_1$

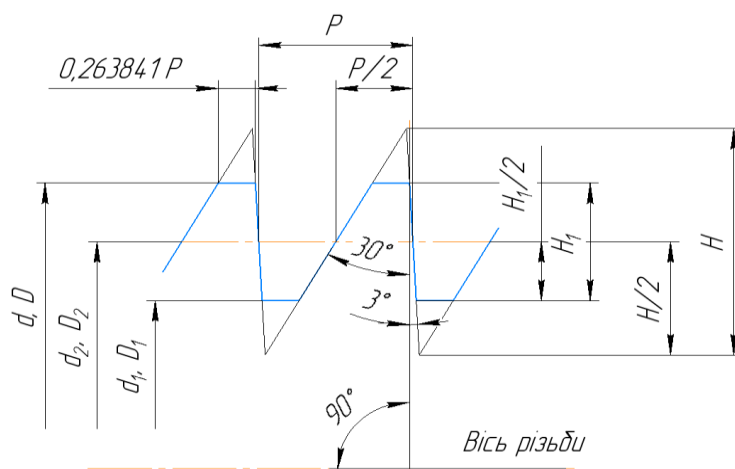


Рисунок 4.1 – Основний профіль упорної різьби

Внутрішній діаметр різі визначають за станом статичної міцності тіла гвинта та розраховують за формулою, мм [7]:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_p \cdot C}{\pi \cdot [\sigma]_p}}, \quad (4.1)$$

де  $F_p$  - очікуване навантаження на гвинті, Н;

$C$  - коефіцієнт, що враховує навантаження кручення в тілі гвинта,  $C = 1, 2 \dots 1, 4$ ;

$[\sigma]_p$  - допустиме навантаження стиснення (розтягування) для гвинта під час розрахунку на статичну міцність, МПа.

$$[\sigma]_p = [\sigma]_{+1} = \frac{\sigma_T}{s}, \quad (4.2)$$

де  $\sigma_T$  - границя текучості матеріалу тіла гвинта, МПа;

$s$  - коефіцієнт запасу міцності,  $s = 2, 5 \dots 4$ .

Враховуючи, що гвинтова передача працюватиме під дією великого осевого навантаження, встановимо коефіцієнт запасу міцності  $s = 4$  та знайдемо допустиме навантаження стиснення (розтягування) для гвинта із марки сталі 40Х, для якого  $\sigma_T = 650$  (МПа).

$$[\sigma]_p = \frac{650}{4} = 162,5 \text{ (МПа)}.$$

Запропонована схема модернізації розривної машини передбачає роботу розробленого навантажувального органу в умовах роботи комбінованого (радіально-осевого) та змінного за характером навантаженням. В якості очікуваного навантаження на гвинтовій парі приймаємо колову силу, що виникатиме на штоці гідроциліндра для забезпечення крутного моменту, величиною  $M = 2000$  (Н·м):

$$F_p = F_k = \frac{2 \cdot T}{D} = \frac{2 \cdot 2000}{0,04} = 100000 \text{ (Н)}.$$

Для такого навантаження коефіцієнт, що враховує навантаження кручення в тілі гвинта приймаємо  $C = 1,4$ .

Знайдемо внутрішній діаметр різі за формулою (4.1):

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 100000 \cdot 1,4}{3,14 \cdot 162,5}} = 33,12 \text{ (мм)}.$$

Середній діаметр різі з умови її зносостійкості знайдемо за формулою, мм:

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_p}{\pi \cdot \Psi_h \cdot \Psi_H \cdot [p]}}, \quad (4.3)$$

де  $\Psi_h$  - співвідношення робочої висоти профілю до кроку різі;

$\Psi_H$  - коефіцієнт, що дорівнює  $\Psi_H = 1, 2 \dots 2,5$  та знаходиться за формулою:

Співвідношення робочої висоти профілю до кроку різі, становить  $\Psi_h = 0,5$  - для трапецеїдальної та прямокутної різі,  $\Psi_h = 0,75$  - для упорної,  $\Psi_h = 0,54$  - для трикутної. Для нашого випадку  $\Psi_h = 0,75$ . Більші значення коефіцієнту  $\Psi_H$  використовуються для різей менших діаметрів, тому приймаємо  $\Psi_H = 2,5$ . Допустимий тиск в різі  $[p]$  для пари загартована (незагартована) сталь по (незагартованій) сталі, бронзі, становить  $[p] = 10 \dots 12 (8 \dots 10)$  (МПа).

Підставимо значення у формулу (4.3) та розрахуємо середній діаметр різі:

$$d_2 = \sqrt{\frac{100000}{3,14 \cdot 0,75 \cdot 2,5 \cdot 12}} = 37,6 \text{ (мм)}.$$

За ГОСТ 10177-82 і розрахованими значеннями внутрішнього та середнього діаметрів різі, вибираємо упорну різь S44×7 ГОСТ 10177-82 (рис. 4.2), параметри якої у табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Параметри упорної різі S44×7 ГОСТ 10177-82

Параметр	Позначення	Величина	Одиниця виміру
Зовнішній діаметр зовнішньої різі	$d$	44,000	мм
Зовнішній діаметр внутрішньої різі	$D$	44,000	мм
Середній діаметр зовнішньої різі	$d_2$	38,750	мм
Середній діаметр внутрішньої різі	$D_2$	38,750	мм
Внутрішній діаметр зовнішньої різі	$d_1$	33,500	мм
Внутрішній діаметр внутрішньої різі	$D_1$	33,500	мм
Крок різі	$P$	7	мм

Продовження табл. 4.1

Висота початкового трикутника	$H$	11,115	мм
Робоча висота профілю	$H_1$	5,25	мм

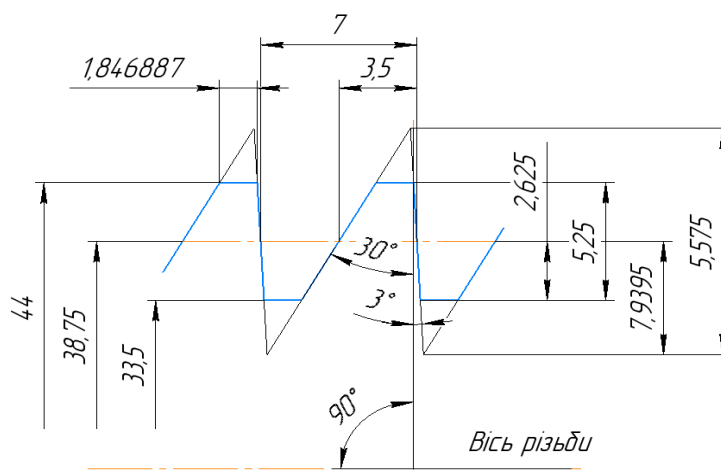


Рисунок 4.2 – Основний профіль упорної різі S44×7 ГОСТ 10177-82

Гвинти, навантажені осьовою силою перевіряють на стійкість. Але насамперед визначають умови закріплення гвинта та його граничну довжину. Граничну довжину вантажного гвинта визначається за формулою, мм:

$$l_{np} = \mu \cdot l, \quad (4.4)$$

де  $l$  - довжина гвинтової передачі, мм;




$\mu$  - коефіцієнт, що залежить від умов закріплення гвинта, вибираємо за табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – Значення коефіцієнта  $\mu$  в залежності від схеми закріплення гвинта

№	Схема закріплення гвинта	Значення коефіцієнта $\mu$
1)		$\mu = 2$



Продовження табл. 4.2

2)		$\mu = 1$
3)		$\mu = 0,7$
4)		$\mu = 0,5$

Якщо гранична довжина  $l_{np} \geq 25 \cdot d_1$ , то перевірку гвинта на стійкість здійснюють за допомогою формули Ейлера:

$$F_P \leq \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{s_y \cdot l_{np}^2}, \quad (4.5)$$

де  $E$  - модуль пружності матеріалу гвинта, МПа;

$s_y$  - коефіцієнт запасу стійкості,  $s_y = 2,5$ ;

$J$  - зведений момент інерції перерізу гвинта,  $\text{мм}^4$ , що розраховується за формулою:

$$J = \frac{\pi \cdot d_1^4}{64} \cdot \left( 0,4 + 0,6 \cdot \frac{d}{d_1} \right). \quad (4.6)$$

Якщо  $l_{np} < 25 \cdot d_1$ , то перевірку стійкості гвинта проводимо за умовою [7]:

$$\sigma = \frac{4 \cdot F_P}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]_{+1} \cdot \vartheta, \quad (4.7)$$

де  $\mathcal{G}$  - коефіцієнт зниження допустимого навантаження в залежності від гнучкості стержня  $l_{np} / i$  (табл. 4.3);

$i$  - радіус інерції перерізу гвинта, що розраховується за формулою:

$$i \approx d_1 / 4. \quad (4.8)$$

Таблиця 4.3 – Значення коефіцієнта зниження допустимого навантаження в залежності від гнучкості стержня

$l_{np} / i$	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$\mathcal{G}$	0,98	0,95	0,91	0,89	0,86	0,82	0,76	0,70	0,62	0,51

Шток гідроциліндра, що виступає у ролі гвинта закріплюється за 2-гою схемою закріплення, а довжина штоку, що виступає у ролі гвинтової передачі становить  $l = 300$  (мм), тоді граничну довжина вантажного гвинта:

$$l_{np} = 1 \cdot 300 = 300 \text{ (мм)};$$

$$25 \cdot 70 = 1750 \text{ (мм)};$$

$$300 < 1750 \text{ (мм)}.$$

Отже, перевірку стійкості виконуємо за умовою (4.7).

Визначимо коефіцієнт зниження допустимого навантаження в залежності від гнучкості стержня та виконаємо перевірку стійкості гвинта:

$$i = 33,5 / 4 = 8,375;$$

$$\mathcal{G} \approx 0,98;$$

$$\sigma = \frac{4 \cdot 100000}{3,14 \cdot 33,5^2} = 113,45 \text{ (МПа)};$$

$$[\sigma]_{+1} \cdot \mathcal{G} = 162,5 \cdot 0,98 = 159,25 \text{ (МПа)};$$

$$113,45 < 159,25 \text{ (МПа)}.$$

Умова (4.7) виконується, а отже і стійкість гвинта гарантується.

Визначимо висоту гайки за формулою:

$$H = \Psi_H \cdot d_2. \quad (4.9)$$

Підставляємо значення та розраховуємо висоту гайки:

$$H = 1,7 \cdot 38,75 = 65,875 \text{ (мм)}.$$

Округлюємо отримане значення відповідно до нормованого ряду лінійних розмірів, беручи до уваги необхідну довжину робочої ділянки вантажної гвинтової передачі ( $l_p = 70$  (мм)), та приймаємо висоту гайки  $H = 70$  (мм).

Зовнішній діаметр суцільного торцю визначаємо за формулою, мм:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot [p]_T}}, \quad (4.10)$$

де  $[p]_T$  - дозволений тиск на торець для відповідного матеріалу підп'ятника, МПа.

В якості матеріалу підп'ятника обираємо фенопласт, для якого дозволений тиск на торець  $[p]_T = 42$  (МПа).

Знайдемо зовнішній діаметр суцільного торцю:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 100000}{3,14 \cdot 42}} = 55,1 \text{ (мм)}.$$

Округлюємо отримане значення відповідно до нормованого ряду лінійних розмірів та отримуємо  $D = 56$  (мм).

За заданими розмірами торцю перевіримо підп'ятник на зносостійкість за умовою:

$$P_T = \frac{4 \cdot F_P}{\pi \cdot (D^2 - D_0^2)} \leq [p]_T, \quad (4.11)$$

де  $D_0$  - номінальний діаметр обраної різі, мм.

$$P_T = \frac{4 \cdot 100000}{3,14 \cdot (56^2 - 44^2)} = 106,1 \text{ (МПа)};$$

$$106,1 > 42 \text{ (МПа)}.$$

Умова не виконується, тому в конструкції варто використати упорно-радіальний підшипник кочення.

#### 4.1.1.2 Перевірка тіла гвинта з упорною різьбою на міцність

Перевірка умови міцності гвинта під час одночасної дії в небезпечному перерізі осьової сили та крутного моменту виконується за формулою:

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_{p(cm)}^2 + 3 \cdot \tau_{кр}^2} \leq [\sigma], \quad (4.12)$$

де  $\sigma_{p(cm)}$  та  $\tau_{кр}$  - діючі в небезпечному перерізі навантаження розтягування (стиснення) а кручення відповідно, МПа:

$$\sigma_{p(cm)} = \frac{4 \cdot F_P}{\pi \cdot d_1^2}; \quad (4.13)$$

$$\tau_{кр} = \frac{T}{0,2 \cdot d_1^3}; \quad (4.14)$$

$T$  - крутний момент, що виникає в небезпечному перерізі, Н·мм:

$$T = F_p \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi'); \quad (4.15)$$

$\psi$  - кут підйому витка різьби, градус:

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{P_h}{\pi \cdot d_2}; \quad (4.16)$$

$P_h$  - хід гвинтової лінії, мм:

$$P_h = P \cdot n_0; \quad (4.17)$$

$n_0$  - число заходів різьби, що дорівнює числу гвинтових канавок в перерізі;

$\varphi'$  - приведений кут тертя різі, градус:

$$\varphi' = \operatorname{arctg}(f'); \quad (4.18)$$

$f'$  - приведений коефіцієнт тертя в різі:

$$f' = \frac{f}{\cos \theta}; \quad (4.19)$$

$f$  - коефіцієнт тертя фрикційної пари гвинт-гайка (табл. 4.4);

$\theta$  - кут нахилу бокової робочої поверхні витка різі.

Таблиця 4.4 – Коефіцієнти тертя фрикційних пар

Фрикційна пара	Коефіцієнт тертя $f$	
	без мащення	зі змащенням
Сталь – сталь	0,15	0,08...0,1
Сталь – м'яка сталь	0,2	0,1...0,2
Сталь – чавун	0,18	0,1...0,15
Сталь – бронза	0,1	0,07...0,1
Чавун – бронза	0,15...0,2	0,07...0,15
Бронза – бронза	0,2	0,07...0,1

Визначимо діючі в небезпечному перерізі навантаження, враховуючи тип фрикційної пари (сталь – сталь) та наявність мащення передачі гвинт-гайка:

$$f' = \frac{0,1}{\cos 3^\circ} = 0,1;$$

$$\varphi' = \arctg(0,1) = 5,711^\circ;$$

$$P_h = 7 \cdot 1 = 7 \text{ (мм)};$$

$$\psi = \arctg \frac{7}{3,14 \cdot 38,75} = 3,29^\circ;$$

$$T = 100000 \cdot \frac{38,75}{2} \cdot \operatorname{tg}(3,29^\circ + 5,711^\circ) = 306900 \text{ (Н} \cdot \text{мм}^2);$$

$$\tau_{кр} = \frac{306900}{0,2 \cdot 33,5^3} = 40,816 \text{ (МПа)};$$

$$\sigma_{p(cm)} = \frac{4 \cdot 100000}{3,14 \cdot 33,5^2} = 113,45 \text{ (МПа)}.$$

Перевіримо умову міцності (4.12) гвинта під час одночасної дії в небезпечному перерізі осьової сили та крутного моменту:

$$\sigma_E = \sqrt{113,45^2 + 3 \cdot 40,816^2} = 133,67 \text{ (МПа)};$$

$$[\sigma] = [\sigma]_{+1} = 162,5 \text{ (МПа)};$$

$$133,67 < 162,5 \text{ (МПа)}.$$

Умова міцності виконується.

4.1.1.3 Коефіцієнт корисної дії гвинтової передачі з упорною різьбою  
ККД гвинтової пари при загвинчуванні розраховується за формулою:

$$\eta_p = \frac{\operatorname{tg}\psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')}; \quad (4.20)$$

ККД механізму розраховується за формулою:

$$\eta = \frac{T_0}{T + T_T}, \quad (4.21)$$

де  $T$  - сумарний момент на гвинту, Н·мм<sup>2</sup>;

$T_0$  - момент в різі, що використовується на здійснення корисної роботи, Н·мм<sup>2</sup>:

$$T_0 = F_P \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}\psi; \quad (4.22)$$

$T_T$  - момент сил тертя на торці, Н·мм:

$$T_T = F_P \cdot f \cdot \frac{D_T}{2}; \quad (4.23)$$

$D_T$  - діаметр тертя, мм:

$$D_T = \frac{2}{3} \cdot D. \quad (4.24)$$

Розрахуємо ККД гвинтової пари:

$$\eta_p = \frac{\operatorname{tg} 3,29^\circ}{\operatorname{tg}(3,29^\circ + 5,711^\circ)} = 0,363;$$

Розрахуємо ККД механізму:

$$D_T = \frac{2}{3} \cdot 44 = 29,3 \text{ (мм)};$$

$$T_T = 100000 \cdot 0,1 \cdot \frac{29,3}{2} = 146500 \text{ (Н·мм)};$$

$$T_0 = 100000 \cdot \frac{38,75}{2} \cdot \operatorname{tg}(3,29^\circ) = 111406,25 \text{ (Н·мм)};$$

$$\eta = \frac{111406,25}{306900 + 146500} = 0,246.$$

#### 4.1.1.4 Визначення основних параметрів гвинтової пари з трапецеїдальною різьбою

Основний профіль різі, спільний для внутрішньої та зовнішньої різей, та розміри його елементів зображені на рис. 4.3.

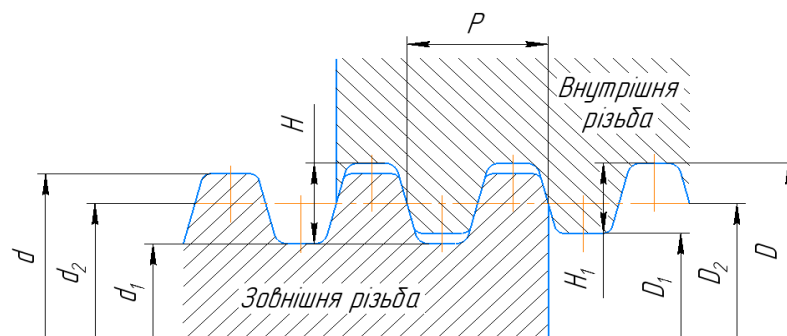


Рисунок 4.3 – Основний профіль трапецеїдальної різьби



Знайдемо внутрішній діаметр різі за формулою (4.1):

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 100000 \cdot 1,4}{3,14 \cdot 162,5}} = 33,12 \text{ (мм)}.$$

Підставимо значення у формулу (4.3), враховуючи, що для трапецеїдальної різі співвідношення робочої висоти профілю до кроку становить  $\Psi_h = 0,5$ , та розрахуємо середній діаметр різі:

$$d_2 = \sqrt{\frac{100000}{3,14 \cdot 0,5 \cdot 2,5 \cdot 12}} = 46,07 \text{ (мм)}.$$

За ГОСТ 24737-81 і розрахованими значеннями внутрішнього та середнього діаметрів різі, вибираємо трапецеїдальну різь  $Tr50 \times 8$  ГОСТ 24737-81 (рис. 4.4), параметри якої у табл. 4.5.

Таблиця 4.5 – Параметри трапецеїдальної різі  $Tr50 \times 8$  ГОСТ 924737-81

Параметр	Позначення	Величина	Одиниця виміру
Зовнішній діаметр зовнішньої різі	$d$	50,000	мм
Зовнішній діаметр внутрішньої різі	$D$	51,000	мм
Середній діаметр зовнішньої різі	$d_2$	46,000	мм
Середній діаметр внутрішньої різі	$D_2$	46,000	мм
Внутрішній діаметр зовнішньої різі	$d_1$	41,000	мм
Внутрішній діаметр внутрішньої різі	$D_1$	42,000	мм
Крок різі	$P$	8	мм
Висота початкового трикутника	$H$	14,928	мм
Робоча висота профілю	$H_1$	4	мм

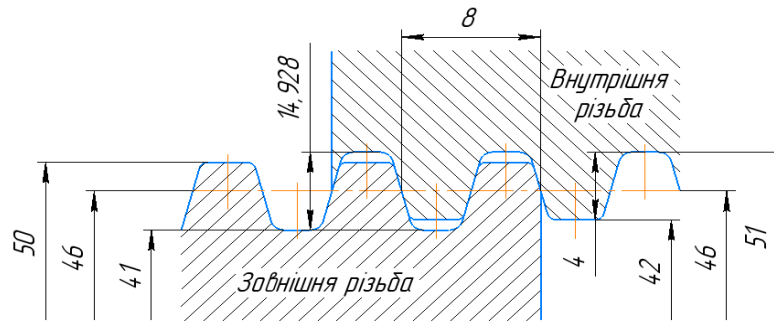


Рисунок 4.4 – Основний профіль трапецеїдальної різі Tr50×8ГОСТ 924737-81

Шток гідроциліндра, що виступає у ролі гвинта закріплюється за 2-гою схемою закріплення, а довжина штоку, що виступає у ролі гвинтової передачі становить  $l = 300$  (мм), тоді граничну довжина вантажного гвинта:

$$l_{np} = 1 \cdot 300 = 300 \text{ (мм)};$$

$$25 \cdot 70 = 1750 \text{ (мм)};$$

$$300 < 1750 \text{ (мм)}.$$

Отже, перевірку стійкості виконуємо за умовою (4.7).

Визначимо коефіцієнт зниження допустимого навантаження в залежності від гнучкості стержня та виконаємо перевірку стійкості гвинта:

$$i = 41 / 4 = 10,25;$$

$$\vartheta \approx 0,98;$$

$$\sigma = \frac{4 \cdot 100000}{3,14 \cdot 41^2} = 75,74 \text{ (МПа)};$$

$$[\sigma]_{+1} \cdot \vartheta = 162,5 \cdot 0,98 = 159,25 \text{ (МПа)};$$

$$75,74 < 159,25 \text{ (МПа)}.$$

Умова (4.7) виконується, а отже і стійкість гвинта гарантується.

Визначимо висоту гайки за формулою (4.9):

$$H = 1,5 \cdot 46 = 69 \text{ (мм)}.$$

Округлюємо отримане значення відповідно до нормованого ряду лінійних розмірів, беручи до уваги необхідну довжину робочої ділянки вантажної гвинтової передачі ( $l_p = 70 \text{ (мм)}$ ), та приймаємо висоту гайки  $H = 70 \text{ (мм)}$ .

Знайдемо зовнішній діаметр суцільного торцю за формулою (4.10):

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 100000}{3,14 \cdot 42}} = 55,1 \text{ (мм)}.$$

Округлюємо отримане значення відповідно до нормованого ряду лінійних розмірів та отримуємо  $D = 56 \text{ (мм)}$ .

За заданими розмірами торцю перевіримо підп'ятник на зносостійкість за умовою (4.11):

$$P_T = \frac{4 \cdot 100000}{3,14 \cdot (56^2 - 50^2)} = 200,2 \text{ (МПа)};$$

$$200,2 > 42 \text{ (МПа)}.$$

Умова не виконується, тому в конструкції варто використати упорно-радіальний підшипник кочення.

#### 4.1.1.5 Перевірка тіла гвинта з трапецеїдальною різьбою на міцність

Визначимо діючі в небезпечному перерізі навантаження за формулами (4.13)...(4.19), враховуючи тип фрикційної пари (сталь – сталь) та наявність мащення передачі гвинт-гайка:

$$f' = \frac{0,1}{\cos 15^\circ} = 0,104;$$

$$\varphi' = \operatorname{arctg}(0,104) = 5,937^\circ;$$

$$P_h = 8 \cdot 1 = 8 \text{ (мм)};$$

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{8}{3,14 \cdot 46} = 3,148^\circ;$$

$$T = 100000 \cdot \frac{46}{2} \cdot \operatorname{tg}(3,148^\circ + 5,937^\circ) = 367770 \text{ (Н} \cdot \text{мм)};$$

$$\tau_{кр} = \frac{367770}{0,2 \cdot 41^3} = 26,68 \text{ (МПа)};$$

$$\sigma_{p(cm)} = \frac{4 \cdot 100000}{3,14 \cdot 41^2} = 75,74 \text{ (МПа)}.$$

Перевіримо умову міцності гвинта під час одночасної дії в небезпечному перерізі осьової сили та крутного моменту за формулою (4.12):

$$\sigma_E = \sqrt{75,74^2 + 3 \cdot 26,68^2} = 88,72 \text{ (МПа)};$$

$$[\sigma] = [\sigma]_{+1} = 162,5 \text{ (МПа)};$$

$$88,72 < 162,5 \text{ (МПа)}.$$

Умова міцності виконується.

4.1.1.6 Коефіцієнт корисної дії гвинтової передачі з трапецеїдальною різьбою

Розрахуємо ККД гвинтової пари за формулою (4.20):

$$\eta_p = \frac{\operatorname{tg} 3,148^\circ}{\operatorname{tg}(3,148^\circ + 5,937^\circ)} = 0,344;$$

Розрахуємо ККД механізму за формулами (4.21)...(4.24):

$$D_T = \frac{2}{3} \cdot 50 = 33,3(\text{мм});$$

$$T_T = 100000 \cdot 0,1 \cdot \frac{33,3}{2} = 166500 (\text{Н} \cdot \text{мм});$$

$$T_0 = 100000 \cdot \frac{46}{2} \cdot \text{tg}(3,148^\circ) = 126477 (\text{Н} \cdot \text{мм});$$

$$\eta = \frac{126477}{367770 + 166500} = 0,237.$$

#### 4.1.1.7 Порівняльна характеристика обраних гвинтових передач

Для запропонованої схеми модернізації розривної машини були розраховані основні параметри та перевірені на міцність тіло гвинта для гвинтових передач з упорною та трапецеїдальною різьбою.

Таблиця 4.6 – Основні характеристики обраних різей

Параметр	Познач.	Значення		Од. вим.
		Упорна різь	Трапецеїдальна різь	
Номінальний діаметр	$d$	44	50	мм
Середній діаметр	$d_2$	38,75	46	мм
Крок різі	$P$	7	8	мм
Висота початкового трикутника	$H$	11,115	14,928	мм
Робоча висота профілю	$H_1$	5,25	4	мм
Запас міцності різі під час дії осьової сили, що виникає в небезпечному перерізі	$\sigma_1$	45,8	83,51	Н·мм
Запас міцності різі під час дії осьової сили та крутного моменту, що виникають в небезпечному перерізі	$\sigma_{E1}$	28,83	73,78	Н·мм
ККД гвинтової пари	$\eta_p$	0,363	0,344	-
ККД механізму	$\eta$	0,246	0,237	-

Порівнявши розраховані характеристики різей, що представлені в табл. 4.6, була обрана гвинтова пара з упорною різьбою.

Головними перевагами упорної різі є: менші габарити при кращому коефіцієнті корисної дії гвинтової пари та механізму в цілому. Проте упорна різь програє трапецеїдальній в запасі міцності під час дії як осьової сили так і сумарної дії осьової сили з крутним моментом.

#### 4.1.2 Розрахунок з'єднання 4-х кулачкового патрону

В якості з'єднання 4-х кулачкового патрону з механізмом гвинтової передачі здійснюємо через фланець з кріпильною різьбою трикутного профілю та за допомогою групового різьбового з'єднання гвинтами. Різь з таким профілем має високий коефіцієнт тертя, що зменшує ризик ослаблення затягування, збільшену міцність різі до зрізу та більш проста у виготовленні.

Основний профіль різі, спільний для внутрішньої та зовнішньої різей, та розміри його елементів зображені на рис. 4.7.

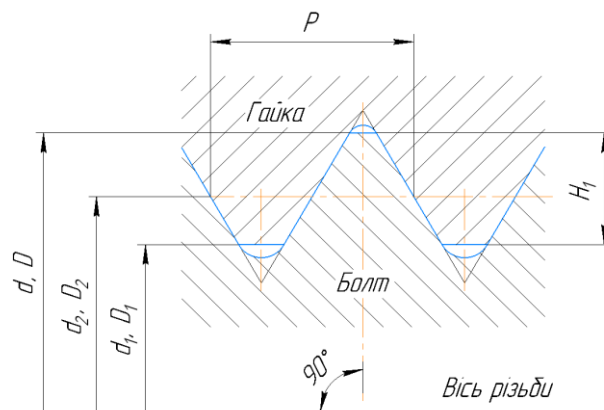


Рисунок 4.5 – Основний профіль кріпильної різі трикутного профілю

##### 4.1.2.1 Визначення основних параметрів метричної різі фланцю

Знайдемо внутрішній діаметр різі за формулою (4.1):

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 100000 \cdot 1,4}{3,14 \cdot 110}} = 40,25 \text{ (мм)}.$$

Підставимо значення у формулу (4.3), враховуючи, що для трикутної різі співвідношення робочої висоти профілю до кроку становить  $\Psi_h = 0,54$ , та розрахуємо середній діаметр різі:

$$d_2 = \sqrt{\frac{100000}{3,14 \cdot 0,54 \cdot 2,5 \cdot 12}} = 48,56 \text{ (мм)}.$$

За ГОСТ 9150-81 і розрахованими значеннями внутрішнього та середнього діаметрів різі, вибираємо метричну різь  $M52$  ГОСТ 9150-81 (рис. 4.8), параметри якої у табл. 4.10.

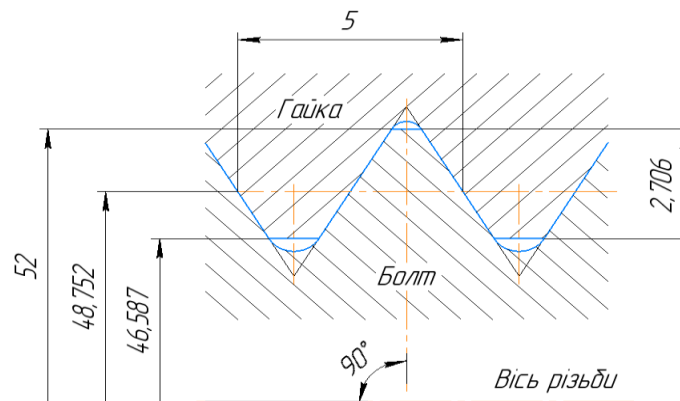


Рисунок 4.6 – Основний профіль метричної різі  $M52$  ГОСТ 9150-81

Таблиця 4.7 – Параметри метричної різі  $M52$  ГОСТ 9150-81

Параметр	Позначення	Величина	Одиниця виміру
Зовнішній діаметр зовнішньої різі	$d$	52,000	мм
Зовнішній діаметр внутрішньої різі	$D$	52,000	мм
Середній діаметр зовнішньої різі	$d_2$	48,752	мм
Середній діаметр внутрішньої різі	$D_2$	48,752	мм
Внутрішній діаметр зовнішньої різі	$d_1$	46,587	мм
Внутрішній діаметр внутрішньої різі	$D_1$	46,587	мм

Продовження табл. 4.7

Крокрізі	$P$	5	мм
Робоча висота профілю	$H_1$	2,706	мм

4.1.2.2 Перевірка метричної різі на зріз та зминання

Умова міцності тиків різі на зріз розраховується за формулою, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{F_P}{\pi \cdot d_{(1)} \cdot \xi \cdot H \cdot k_m} \leq [\tau]_{зр}, \quad (4.25)$$

де  $\xi$  - коефіцієнт повноти різі;

$k_m$  - коефіцієнт, що враховує розподілення навантаження по виткам різі (більші значення для різі з великим кроком, коли матеріал гвинта більш міцніший за матеріал гайки),  $k_m = 0,55 \dots 0,75$ .

$d_{(1)}$  - внутрішній діаметр різі  $d_1$ , мм;

$[\tau]_{зр}$  - допустиме навантаження зрізу, МПа.

Значення коефіцієнту повноти різі  $\xi$  залежить від типу різі:  $\xi = 0,87$  - для трикутної,  $\xi = 0,75$  - для упорної,  $\xi = 0,65$  - для трапецеїдальної та  $\xi = 0,5$  - для прямокутної різі. В нашому випадку  $\xi = 0,87$ .

Допустиме навантаження зрізу розраховується за формулою для пластичних матеріалів, МПа:

$$[\tau]_{зр} = (0,2 \dots 0,3) \cdot \sigma_T. \quad (4.26)$$

Для деталей з крихких матеріалів допустиме навантаження зрізу розраховується за формулою, МПа:

$$[\tau]_{зр} = (0,1 \dots 0,15) \cdot \sigma_B. \quad (4.27)$$



Висоту гайки  $H$  визначимо за формулою (4.9):

$$H = 48,752 \cdot 1,2 = 58,5 \text{ (мм)}.$$

Округлюємо отримане значення згідно стандартного ряду лінійних розмірів і отримуємо  $H = 60 \text{ (мм)}$ .

В якості матеріалу деталі типу «гвинт» використаємо сталь 40Х для якої  $\sigma_T = 650 \text{ (МПа)}$ ,  $\sigma_B = 800 \text{ (МПа)}$ , тоді величина допустимого навантаження зрізу становить:

$$[\tau]_{зр} = 0,3 \cdot 650 = 195 \text{ (МПа)}.$$

Підставивши отримані значення у формулу (4.25), перевіримо умову міцності на зріз різи:

$$\tau_{зр} = \frac{100000}{3,14 \cdot 46,587 \cdot 0,87 \cdot 60 \cdot 0,55} = 23,798 \text{ (МПа)};$$
$$23,798 < 195 \text{ (МПа)}.$$

Умову міцності на зріз виконується.

В проектному розрахунку визначають довжину згвинчування за формулою, мм:

$$l_{зг} = \frac{F_p}{\pi \cdot d_1 \cdot \zeta \cdot k_m \cdot [\tau]_{зр}}. \quad (4.28)$$

Підставляє значення у формулу та розраховуємо довжину згвинчування.

$$l_{зг} = \frac{100000}{3,14 \cdot 46,587 \cdot 0,87 \cdot 0,55 \cdot 195} = 7,32 \text{ (мм)}.$$

Умова міцності на зминання перевіряється за формулою:

$$\sigma_{зм} = \frac{4 \cdot F_p \cdot P}{\pi \cdot (d^2 - d_1^2) \cdot H \cdot k_m} \leq [\sigma]_{зм}, \quad (4.29)$$

де  $[\sigma]_{зм}$  приймають рівним допустимій напрузі  $[\sigma]_{+1}$ , та визначаємо за формулою (4.2):

$$[\sigma]_{+1} = \frac{650}{2,8} = 232,14 \text{ (МПа)}.$$

Підставимо значення у формулу (4.29) та перевіримо умово міцності на зминання різі:

$$\sigma_{зм} = \frac{4 \cdot 100000 \cdot 5}{3,14 \cdot (52^2 - 46,587^2) \cdot 60 \cdot 0,55} = 36,15 \text{ (МПа)}.$$
$$36,15 < 232,14 \text{ (МПа)}.$$

Умова міцності на зминання виконується.

Знайдемо необхідну довжину згвинчування за умови відсутності зминання витків різі за формулою, мм:

$$l_{зг} = \frac{4 \cdot F_p \cdot P}{\pi \cdot (d^2 - d_1^2) \cdot k_m \cdot [\sigma]_{зм}} \cdot \dots \quad (4.30)$$

Підставимо значення у формулу (4.30) та розрахуємо необхідну довжину згвинчування:

$$l_{зз} = \frac{4 \cdot 100000 \cdot 5}{3,14 \cdot (52^2 - 46,587^2) \cdot 0,55 \cdot 232,14} = 9,34 \text{ (мм)}.$$

4.1.2.3 Визначення основних параметрів метричної різі групового різьбового з'єднання фланця

Для закріплення фланцю на деталі механізму гвинтової передачі, за попереднім розрахунком середнього та внутрішнього діаметрів, була обрана різь М72 ГОСТ 9150-81.

Для закріплення 4-х кулачкового патрону на розрахованій різьбі використаємо фланець 7081-0671 ГОСТ 3890-82.

На обраний фланець закріплюємо 4-х кулачковий патрон 7103-0040 ГОСТ 3890-82.

Для закріплення на обраному фланцю патрона використовується групове з'єднання з 4 гвинтів М10-8g×60.56.05 за ГОСТ 11738.

Основні параметри різі групового з'єднання представлені у табл. 4.8 та на рис. 4.7.

Таблиця 4.8 – Параметри метричної різі М10 ГОСТ 9150-81

Параметр	Позначення	Величина	Одиниця виміру
Зовнішній діаметр зовнішньої різі	$d$	10,000	мм
Зовнішній діаметр внутрішньої різі	$D$	10,000	мм
Середній діаметр зовнішньої різі	$d_2$	9,026	мм
Середній діаметр внутрішньої різі	$D_2$	9,026	мм
Внутрішній діаметр зовнішньої різі	$d_1$	8,376	мм
Внутрішній діаметр внутрішньої різі	$D_1$	8,376	мм
Крок різі	$P$	1,5	мм
Робоча висота профілю	$H_1$	0,812	мм

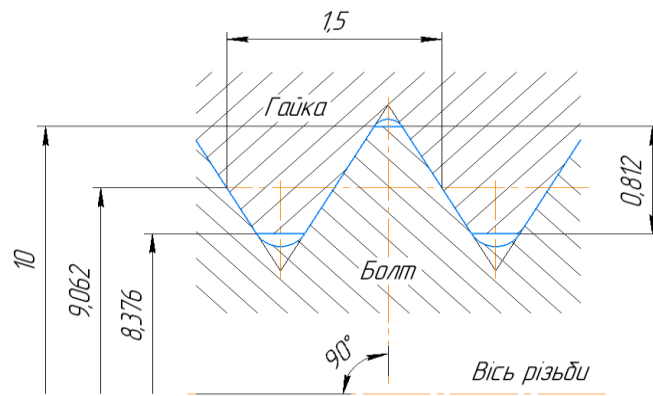


Рисунок 4.7 – Основний профіль метричної різі М10 ГОСТ 9150-81

#### 4.1.2.4 Проектний розрахунок групового гвинтового з'єднання, навантаженого в площі стику

Відмова групового гвинтового з'єднання, встановленого без зазору, відбувається лише в результаті зрізу та зминання бокової поверхні гвинтів. Тому для таких з'єднань виконують проектний розрахунок на міцність при одночасній дії зовнішніх сил та моменту.

Розрахункова сила при одночасній дії сили та моменту визначається за формулою, Н:

$$F_{P1} = \sqrt{F_T^2 + F_F^2 + 2 \cdot F_T \cdot F_F \cdot \cos \alpha}, \quad (4.31)$$

де  $F_T$  - сила зрізу від зовнішнього моменту  $T$ , Н:

$$F_T = \frac{2000 \cdot T}{z \cdot D_\delta}, \quad (4.32)$$

$D_\delta$  - діаметр розміщення осей гвинтів, мм;

$z$  - число гвинтів, шт.;

$F_F$  - сила зрізу від зовнішньої сили, Н:

$$F_F = \frac{F_B}{z}, \quad (4.33)$$

$\alpha$  - кут між векторами дії сил  $F_T$  та  $F_F$ .

Обрана гвинтова передача забезпечує обертання механізму з величиною крутного моменту  $T = 2000 \cdot 0,363 = 726$  (Н·м)

Для обраного фланцю діаметр кола осей гвинтів  $D_{\bar{o}} = 82,5$  (мм). Бажана кількість болтів у з'єднанні  $z = 4$ .

Вектор дії колової сили черв'ячного редуктора на груповому з'єднанні та вектор дії зовнішньої сили  $F_B$  спрямовані в одному напрямку та лежать в одній площині, приймаємо:

$$F_B = \frac{2 \cdot T}{D_{\bar{o}}} = \frac{2 \cdot 726}{0,0826} = 17578,7 \text{ (Н)}.$$

Крутний момент  $T$  для кожного гвинта розрахуємо за формулою:

$$T = \frac{F_P}{z} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi'). \quad (4.34)$$

Підставивши значення та визначивши величину кута підйому витка та приведенного кута тертя різі за формулами (4.16)...(4.19), розрахуємо значення крутного моменту для кожного гвинта в груповому з'єднанні:

$$f' = \frac{0,1}{\cos 15^\circ} = 0,104;$$

$$\varphi' = \operatorname{arctg}(0,104) = 5,937^\circ;$$

$$P_h = 1,5 \cdot 1 = 1,5 \text{ (мм)};$$

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{1,5}{3,14 \cdot 9,026} = 3,03^\circ;$$

$$T = \frac{17578,7}{4} \cdot \frac{9,026}{2} \cdot \operatorname{tg}(3,03^\circ + 7,585^\circ) = 3708,8 \text{ (Н}\cdot\text{мм)}.$$

Отже, підставимо значення до формул (4.31)...(4.33) та знайдемо величину розрахункової сили при одночасній дії сили та моменту:

$$F_T = \frac{2000 \cdot 3708,8}{4 \cdot 82,5} = 22477,57 \text{ (Н)};$$

$$F_F = \frac{17578,7}{4} = 4394,675 \text{ (Н)};$$

$$F_{P1} = \sqrt{22477,57^2 + 4394,675^2 + 2 \cdot 22477,57 + 4394,675 \cdot \cos 60^\circ} = 22904,19 \text{ (Н)}.$$

Діаметр стержня гвинта знайдемо за формулою, мм:

$$d = \frac{4 \cdot F_{P1}}{\pi \cdot [\tau]_{сп} \cdot m}, \quad (4.35)$$

де  $m$  - число стиків деталей.

$$d = \frac{4 \cdot 22904,19}{3,14 \cdot 420 \cdot 8} = 8,68 \text{ (мм)}.$$

Округлюємо отримане значення згідно стандартного ряду та отримуємо  $d = 10 \text{ (мм)}$ , що відповідає дійсному значенню діаметру стержня гвинта групового з'єднання.

Визначимо мінімальну необхідну товщину з'єднуваних деталей з умови відсутності зминання на поверхні контакту гвинта зі з'єднуваними деталями:

$$\sigma_{зм} = \frac{F_P}{d \cdot \delta} \leq [\sigma]_{зм}, \quad (4.36)$$

де  $\delta$  - найменша з товщин з'єднаних деталей, мм.

$$\delta = \frac{F_p}{d \cdot [\sigma]_{3M}}. \quad (4.37)$$

Підставимо значення та визначимо мінімальну необхідну товщину з'єднаних деталей:

$$\delta = \frac{22904,19}{10 \cdot 210} = 10,9 \text{ (мм)}.$$

Округлюємо значення згідно стандартного ряду та отримуємо  $\delta = 11$  (мм).

#### 4.1.3 Вибір фланцю

Враховуючи результати, що були отримані під час проведення проектного розрахунку групового з'єднання, обираємо фланець 7081-0671 ГОСТ 3890-92 (рис. 4.8), характеристика якого представлена в табл. 4.9 [8].

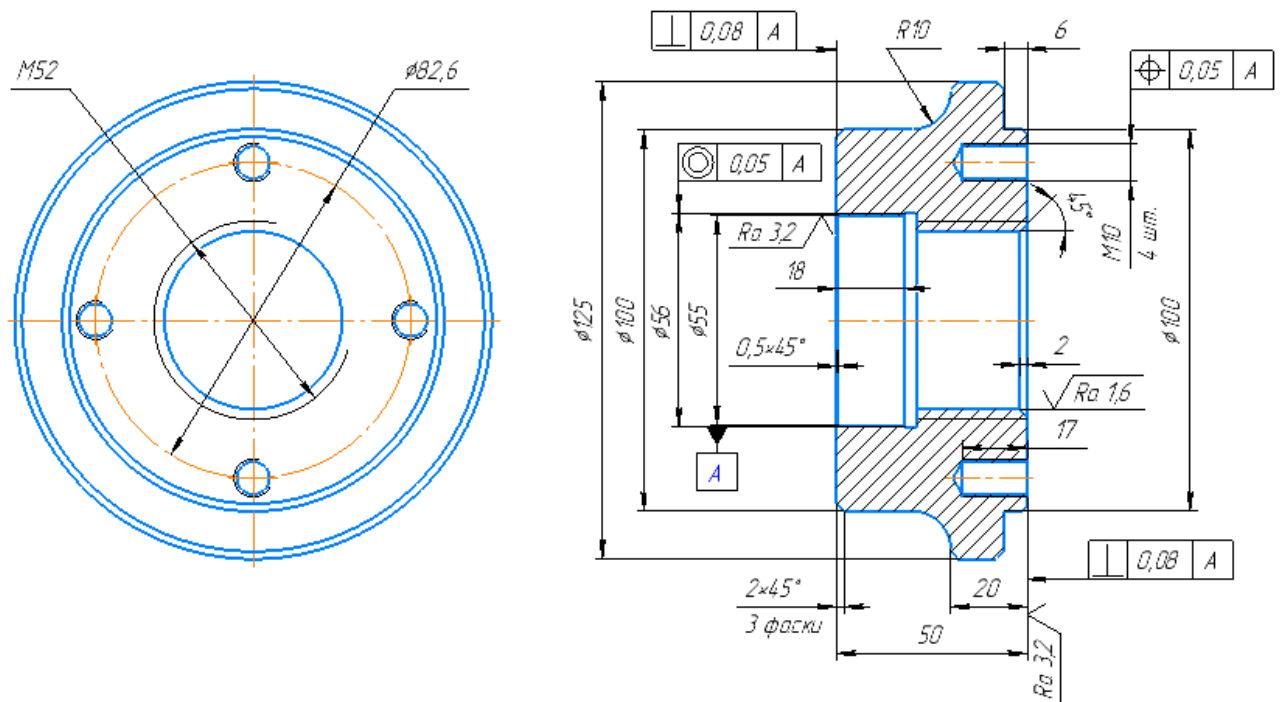


Рисунок 4.8 – Фланець 7081-0671 ГОСТ 3890-92

Таблиця 4.9 – Технічна характеристика фланцю 7081-0671 ГОСТ 3890-92

Параметр	Значення	Од. вим.
Діаметр приєднуваного патрону	160	мм
Різь для закріплення фланцю на валу	M52	-
Внутрішній діаметр фланцю	55	мм
Висота фланцю	50	мм
Різь для закріплення патрону	M10	-
Кількість гвинтових отворів для закріплення патрону	4	шт.
Зовнішній діаметр фланцю	125	мм
Вага	2,4	кг

#### 4.1.4 Вибір 4-х кулачкового патрону

Враховуючи результати, що були отримані під час проведення проектного розрахунку групового з'єднання, обираємо патрон токарний 4-х кулачковий 7103-0040 ГОСТ 3890-82 (рис. 4.9), характеристика якого представлена в табл. 4.10 [8].

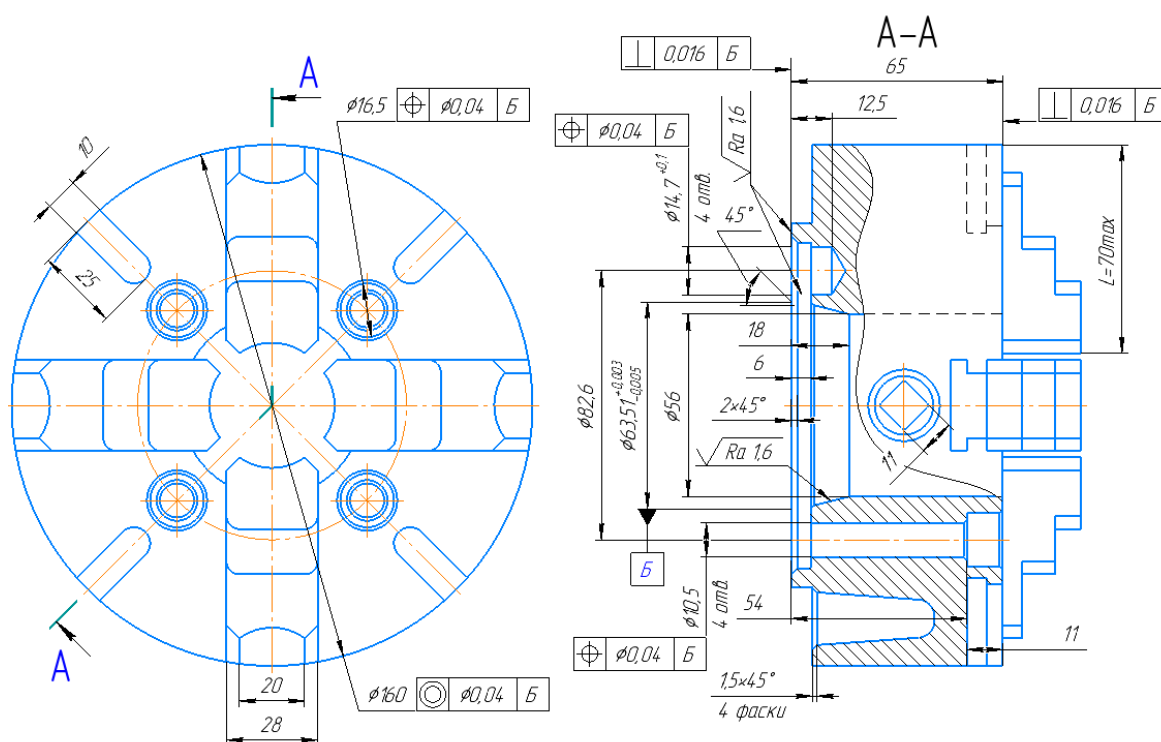


Рисунок 4.9 – Патрон 4-х кулачковий 7103-0040 ГОСТ 3890-82



Таблиця 4.10 – Технічна характеристика 4-х кулачкового патрону 7103-0040 ГОСТ 3890-82

Параметр	Значення	Од. вим.
Кількість кулачків	4	шт.
Зовнішній діаметр патрону	160	мм
Внутрішній діаметр патрону (діаметр отвору)	63,513	мм
Висота патрону	65	мм
Максимальний вихід кулачків	200	мм
Максимально-допустима частота обертання	2500	об/хв
Максимальний крутний момент на ключі	180	Н·м
Вага	15	кг

#### 4.1.5 Кінематичний розрахунок механізму гвинтової передачі

##### 4.1.5.1 Розрахунок на міцність і визначення переміщень під час розтягу

Визначимо величину повздовжніх сил у характерних перерізах, представлених на рис. 4.10, а [9]:

$$N_1 = F_1 = 100 \text{ (кН)};$$

$$N_2 = F_1 + F_2 = 100 + 0,224 = 100,224 \text{ (кН)}.$$

Будуємо епюру повздовжніх сил,  $N$  (рис. 4.8, б).

Визначимо необхідну площу поперечних перерізів деталі на кожній характерній ділянці, беручи до уваги умову міцності на розтяг стиск.

Умову міцності на розтяг-стиск визначають як:

$$\sigma = \frac{N}{A} \leq [\sigma], \quad (4.38)$$

де  $N$  - повздовжня сила, що діє в характерному перерізі, Н;

$A$  - площа перетину, на яку діє сила  $N$ , мм<sup>2</sup>;

$[\sigma]$  - допустиме напруження на розтяг-стиск, МПа. Для пластичних матеріалів визначаємо за формулою (4.2).

Тоді, площу характерного перерізу визначатимемо за формулою, мм<sup>2</sup>:

$$A = \frac{N}{[\sigma]}. \quad (4.39)$$

В якості матеріалу деталі гвинтового механізму використовуємо сталь 40Х, для якої  $[\sigma] = 162,5$  (МПа).

Розрахуємо площу поперечних перерізів деталі на кожній характерній ділянці:

$$A_1 = \frac{100000}{162,5} = 615,4 \text{ (мм}^2\text{)};$$

$$A_2 = \frac{100224}{162,5} = 616,8 \text{ (мм}^2\text{)}.$$

Діаметри елемента гвинтової передачі визначаємо за формулою, мм:

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot A_i}{\pi}}. \quad (4.40)$$

Діаметри елементів стержня, що містять повздовжні отвори, визначають за формулою, мм:

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot A_i}{\pi}} + d_0, \quad (4.41)$$

де  $d_0$  - діаметр отвору, мм.

Визначимо діаметри елемента гвинтової передачі враховуючи, що верхній кінець деталі містить отвір під різьбу, для якого  $d_0 = 76$  (мм):

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 615,4}{3,14}} + 44 = 72 \text{ (мм)};$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 616,8}{3,14}} = 28 \text{ (мм)}.$$

Отримані результати заокруглюємо згідно ряду стандартних значень розмірів та отримуємо:  $d_1 = 75$  (мм). Враховуючи, що на нижньому кінці елемента гвинтової передачі міститься кріпильна різь М52 для з'єднання деталі з фланцем, то діаметр  $d_2$  приймаємо:  $d_2 = 52$  (мм). Виконуємо ескіз деталі (рис. 4.10, в).

Визначаємо дійсні площі характерних перерізів, згідно прийнятих розмірів діаметрів за формулою, мм<sup>2</sup>:

$$A_{oi} = \frac{\pi \cdot d_{oi}^2}{4}. \quad (4.42)$$

Для елемента з повздовжнім отвором значення дійсної площі отримуємо за формулою, мм<sup>2</sup>:

$$A_{oi} = \frac{\pi \cdot d_{oi}^2 - d_o^2}{4}. \quad (4.43)$$

Підставляємо значення та отримуємо:

$$A_{oi} = \frac{3,14 \cdot (75^2 - 44^2)}{4} = 2897,3 \text{ (мм}^2\text{)};$$

$$A_{\partial i} = \frac{3,14 \cdot 52^2}{4} = 2123,7 \text{ (мм}^2\text{)}.$$

Для оцінювання міцності матеріалу, визначимо дійсні значення напруження, що діють у характерних перерізах, за формулою (4.38):

$$\sigma_1 = \frac{100000}{2897,3} = 34,5 \text{ (МПа)};$$

$$\sigma_2 = \frac{100224}{2123,7} = 47,19 \text{ (МПа)};$$

Отримані значення порівнюємо зі значення допустимого напруження для матеріалу деталі  $[\sigma]$ , для сталі 40Х  $[\sigma] = 162,5 \text{ (МПа)}$ .

Для порівняння обираємо найбільше значення дійсних напружень, а саме  $\sigma_2 = 47,19 \text{ (МПа)}$ , тоді:

$$47,19 < 162,5 \text{ (МПа)}.$$

Умова міцності на розтяг-стиск виконується.

Будуємо епюру дійсних напружень  $\sigma$  за модулем міцності (рис. 4.10, г).

Лінійні деформації кожної ділянки елемента гвинтової передачі визначаємо за формулою, мм:

$$\Delta l_i = \frac{N_i \cdot L_i}{E \cdot A_{\partial i}}, \quad (4.44)$$

де  $L_i$  - довжина ділянки деталі, на якій діє повздовжня сила  $N_i$ , мм;

$E$  - модуль пружності, для сталі  $E = 2 \cdot 10^5 \text{ (МПа)}$ .

Підставляємо значення та отримуємо:

$$\Delta l_1 = \frac{100000 \cdot 80}{2 \cdot 10^5 \cdot 2897,3} = 0,0138 \text{ (мм)};$$

$$\Delta l_2 = \frac{100224 \cdot 120}{2 \cdot 10^5 \cdot 2123,7} = 0,028 \text{ (мм)}.$$

Визначимо лінійні переміщення перетинів деталі. За нуль приймаємо закріплення, тоді:

$$\Delta l_A = 0 \text{ (мм)};$$

$$\Delta l_B = \Delta l_A + \Delta l_1 = 0 + 0,0138 = 0,0138 \text{ (мм)};$$

$$\Delta l_B = \Delta l_B + \Delta l_2 = 0,0138 + 0,028 = 0,0418 \text{ (мм)}.$$

За отриманими значення будемо епюру лінійних переміщень перерізів елемента гвинтової передачі (рис. 4.10, д).

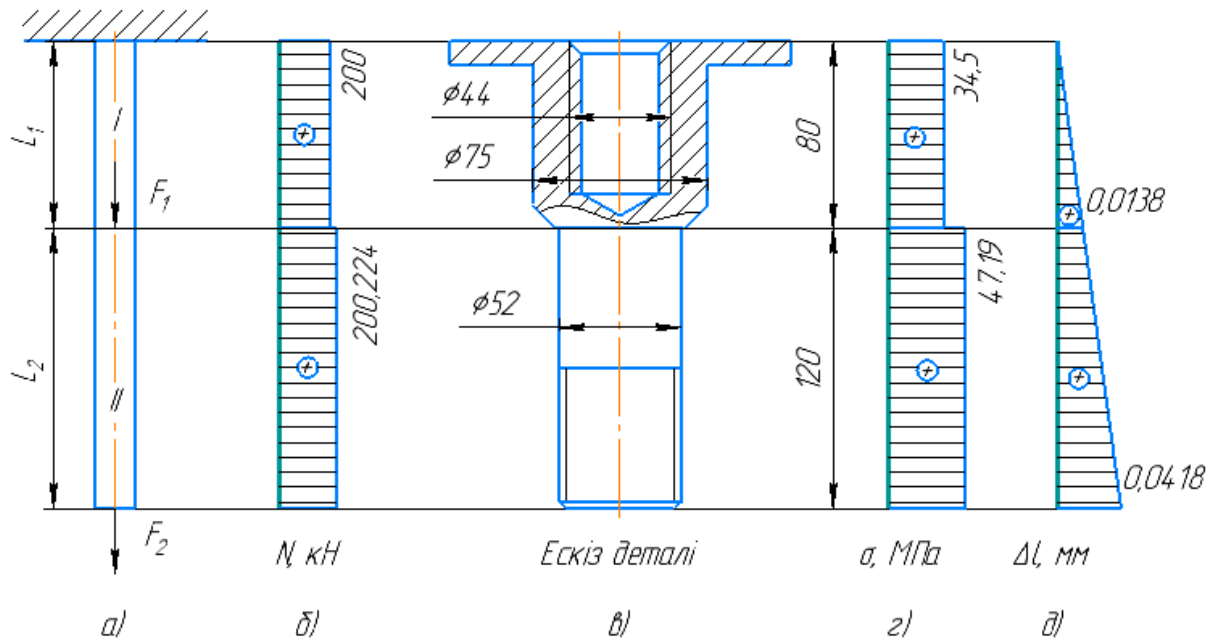


Рисунок 4.10 – Епюра дійсних напружень та лінійних переміщень елемента гвинтової передачі

#### 4.1.5.2 Розрахунок на міцність та жорсткість під час дії крутних моментів

Визначимо необхідні діаметри поперечних перерізів деталі на кожній характерній ділянці, беручи до уваги умову міцності на кручення [9].

Умову міцності на кручення визначають як:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_P} \leq [\tau], \quad (4.45)$$

де  $W_P$  - момент опору перерізу, Н·мм;

$[\tau]$  - допустиме дотичне напруження при крученні, МПа.

Для сталей допустиме дотичне напруження при крученні визначають за формулою:

$$[\tau] = (0,55 \dots 0,6) \cdot [\sigma]_P. \quad (4.46)$$

Момент опору перерізу для суцільної деталі типу «вал» визначають за формулою:

$$W_P = \frac{\pi \cdot d^3}{16}; \quad (4.47)$$

для деталі типу «вал», що містить повздовжній осі деталі отвір:

$$W_P = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \cdot (1 - \alpha^4), \quad (4.48)$$

де  $\alpha$  визначається, як відношення зовнішнього діаметру деталі, до діаметру отвору:

$$\alpha = \frac{d_0}{d_i}. \quad (4.49)$$

Виходячи з формул знаходження моменту опору перерізу та умови міцності на кручення (4.45), діаметр характерного перерізу для суцільної деталі знайдемо за формулою, мм:

$$d_i \geq \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2 \cdot [\tau]}}; \quad (4.50)$$

Знайдемо допустиме дотичне напруження при крученні для сталі 40Х за формулою (4.46) та визначимо діаметр характерного перерізу для суцільної деталі:

$$[\tau] = 0,6 \cdot 162,5 = 97,5 \text{ (МПа)};$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{2000000}{0,2 \cdot 97,5}} = 46,8 \text{ (мм)}.$$

Протилежний кінець деталі містить повздовжній осі деталі отвір, тому діаметр цієї частини елемента гвинтової перевіряючи умову міцності на кручення для деталі, діаметри якої були розраховані за формулами (4.40)...(4.41). Тому для цього випадку  $d_1 = 75 \text{ (мм)}$ ,  $d_0 = 44 \text{ (мм)}$ .

$$\alpha = \frac{44}{75} = 0,586$$

$$W_p = \frac{3,14 \cdot 75^3}{16} \cdot (1 - 0,586^4) = 73066,996 \text{ (Н} \cdot \text{мм)};$$

$$\tau_{\max} = \frac{2000000}{73066,996} = 27,39 \text{ (МПа)}$$

$$27,39 < 97,5 \text{ (МПа)}.$$

Умова міцності на кручення виконується, тому для наступних розрахунків значення діаметрів елементів механізму гвинтової передачі приймаємо рівними значенню діаметрів, отриманих в результаті розрахунку деталі на міцність під час розтягу:  $d_1 = 72$  (мм),  $d_2 = 52$  (мм).

За встановленими значеннями діаметрів виконуємо ескіз валу (рис. 4.11, в).

Кути закручування окремих ділянок деталі визначаємо за формулою:

$$\varphi_i = \frac{M_{кр} \cdot l_i}{G \cdot I_{Pi}}, \quad (4.51)$$

де  $G$  - модуль зсуву,  $G = 8,1 \cdot 10^4$  (МПа);

$I_{Pi}$  - полярний момент інерції поперечного перетину валу.

Момент опору перерізу для суцільної деталі типу «вал» визначають за формулою:

$$I_{Pi} = \frac{\pi \cdot d^4}{32}; \quad (4.52)$$

для деталі типу «вал», що містить повздовжній осі деталі отвір:

$$I_{Pi} = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \cdot (1 - \alpha^4); \quad (4.53)$$

Підставимо значення та визначимо моменти пору перерізів та кути закручування:

$$I_{P1} = \frac{3,14 \cdot 72^4}{32} \cdot (1 - 0,586^4) = 2327220,077 \text{ (Н} \cdot \text{мм)};$$

$$I_{P2} = \frac{3,14 \cdot 52^4}{32} = 717816,2 \text{ (Н} \cdot \text{мм)};$$



$$\varphi_1 = \frac{2000000 \cdot 80}{8,1 \cdot 10^4 \cdot 2327220,077} = 8,49 \cdot 10^{-4} \text{ (рад);}$$

$$\varphi_2 = \frac{2000000 \cdot 120}{8,1 \cdot 10^4 \cdot 717816,2} = 41,28 \cdot 10^{-4} \text{ (рад).}$$

Визначимо кути закручування перетинів деталі. За нуль приймаємо закріплення, тоді:

$$\Delta\varphi_A = 0 \text{ (рад);}$$

$$\Delta\varphi_B = \Delta\varphi_A + \Delta\varphi_1 = 0 + 8,49 \cdot 10^{-4} = 8,49 \cdot 10^{-4} \text{ (рад);}$$

$$\Delta\varphi_B = \Delta\varphi_B + \Delta\varphi_2 = 8,49 \cdot 10^{-4} + 41,28 \cdot 10^{-4} = 49,77 \cdot 10^{-4} \text{ (рад).}$$

Будуємо епюру кутів закручування деталі (рис. 4.11, г).

Перевірку на жорсткість елемента гвинтової передачі виконуємо за умовою:

$$\theta_{\max} \leq [\theta], \quad (4.54)$$

де  $[\theta]$  - допустимий кут закручування деталі,  $[\theta] = 0,25 \dots 2$  (град/м);

$\theta_{\max}$  - максимальний відносний кут закручування деталі, рад/м:

$$\theta_{\max} = \theta_i \cdot \frac{180^\circ}{\pi}; \quad (4.55)$$

$$\theta_i = \frac{\varphi_i}{l_i}. \quad (4.56)$$

Підставимо значення та отримаємо:

$$\theta_1 = \frac{8,49 \cdot 10^{-4}}{0,08} = 0,0106 \text{ (рад/м)};$$

$$\theta_2 = \frac{49,77 \cdot 10^{-4}}{0,12} = 0,041 \text{ (рад/м)};$$

$$\theta_{\max} = 0,041 \cdot \frac{180^\circ}{3,14} = 2,34 \text{ (рад/м)};$$

$$2,34 < 3 \text{ (рад/м)}.$$

Отже, умову жорсткості забезпечено.

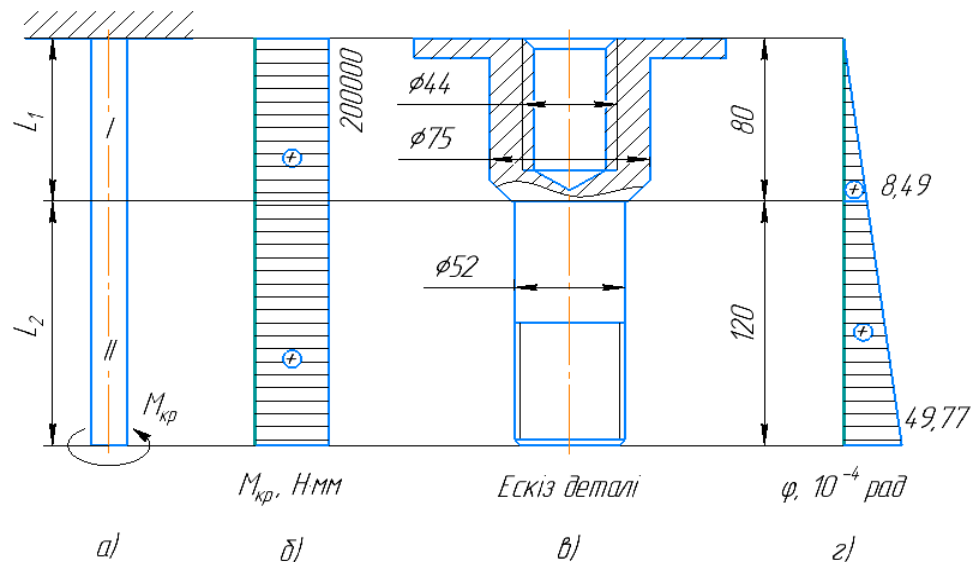


Рисунок 4.11 – Епюра крутних моментів та кутів закручування елемента гвинтової передачі

#### 4.1.6 Вибір підшипника кочення за динамічною вантажністю

При виборі необхідного для заданих умов роботи типорозміру кулькових або роликових підшипників повинні бути враховані наступні чинники:

- величина і напрям навантаження (радіальне, осьове або комбіноване);
- характер навантаження (постійне, змінне, вібраційне або ударне);
- частота обертання підшипника;
- необхідна довговічність (строк служби в годинах або в мільйонах обертів);

д) особливі вимоги до підшипників, які залежать від конструкцій вузла, машини або механізму і умов його експлуатації, наприклад: самовстановність для компенсації перекосів валу або корпусу, здатність забезпечити переміщення валу в осьовому напрямку, монтаж безпосередньо на вал, або на втулці.

#### 4.1.6.1 Розрахункове динамічне навантаження підшипника

Запропонована схема модернізації розривної машини передбачає роботу розробленого навантажувального органу в умовах роботи комбінованого (радіально-осьового) та змінного за характером навантаженням, тому вибір типорозміру підшипника проводимо за розрахунковим динамічним навантаженням, що визначається за формулою [11]:

$$P = (V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\sigma \cdot K_T, \quad (4.57)$$

де  $X$  - коефіцієнт радіального навантаження (табл. 4.9);

$Y$  - коефіцієнт осьового навантаження (табл. 4.9);

$V$  - коефіцієнт обертання;

$F_r$  - радіальне навантаження підшипника, Н,  $F_r = R$  ( $R$  - радіальна складова опорної реакції);

$F_a$  - осьове навантаження підшипника, Н;

$K_\sigma$  - коефіцієнт безпеки (табл. 4.10);

$K_T$  - температурний коефіцієнт.

Враховуючи, що підшипник сприйматиме одночасно радіальні та осьові навантаження, то еквівалентне динамічне навантаження будемо розраховувати для упорно-радіального підшипника (рис. 4.12).

В якості радіальної та осьової складової навантаження, що сприймає підшипник, візьмемо максимальне навантаження на досліджуваний зразок розривною машиною, тобто:

$$F_r = 100 \cdot 0,363 = 36,3 \text{ (кН)};$$

$$F_a = 200 \text{ (кН)}.$$

За таблицею 4.11 обираємо значення коефіцієнтів радіального  $X$  та осьового  $Y$  навантаження:  $X = \operatorname{tg}42^\circ = 0,9$ ,  $Y = 1$ .

Таблиця 4.11 – Значення коефіцієнтів радіального та осьового навантаження

Одинарні підшипники		Подвійні підшипники				$e$
$\frac{F_a}{F_r} > 0$		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		
$X$	$Y$	$X$	$Y$	$X$	$Y$	
$\operatorname{tg}\alpha$	1	$1,5 \cdot \operatorname{tg}\alpha$	0,67	$\operatorname{tg}\alpha$	1	$1,5 \cdot \operatorname{tg}\alpha$

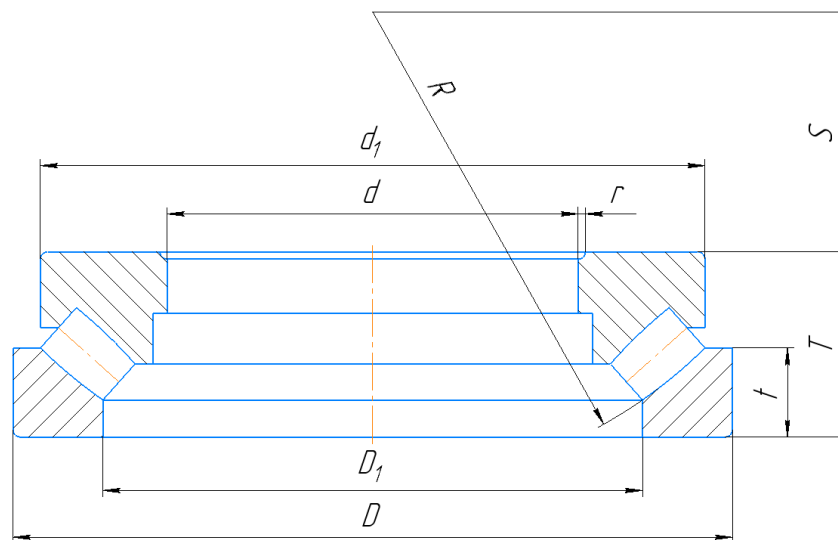


Рисунок 4.12 – Упорно-радіальний підшипник

За таблицею 4.12 обираємо значення коефіцієнту безпеки  $K_o = 2$ , через те, навантажувальний механізм буде сприймати перенавантаження із значними поштовхами в момент розриву зразка.

Коефіцієнт обертання  $V$  приймаємо:  $V = 1$ , тому що обертається внутрішнє кільце.

Враховуючи, що температура підшипникового вузла буде меншою  $100^\circ\text{C}$ , то температурний коефіцієнт  $K_T = 1$ .

Таблиця 4.12 – Значення коефіцієнтів безпеки  $K_\sigma$  в залежності від характеру навантаження

Характерне навантаження підшипників	$K_\sigma$	Приклади
Спокійне без поштовхів	1,0	Ролики стрічкових конвеєрів, приводи малої потужності
Легкі поштовхи. Короткочасні перенавантаження (до 125% від номінального)	1,0...1,2	Електродвигуни, вентилятори
Помірні поштовхи. Короткочасні перенавантаження (до 150% від номінального)	1,3...1,5	Зубчасті передачі 7-го та 8-го ступенів точності, редуктори всіх конструкцій
Навантаження із звичайними поштовхами та вібрацією. Короткочасні перенавантаження до 200% від номінального	1,8...2,5	Зубчасті передачі 9-го ступеня точності. Дробилки та копри

Підставивши всі значення в формулу (4.1), визначимо розрахункове динамічне навантаження для упорно-радіального роликового підшипника:

$$P = (1 \cdot 0,9 \cdot 36300 + 1 \cdot 200000) \cdot 2 \cdot 1 = 465340 \text{ (Н)}.$$

За визначеним значенням розрахункового динамічного навантаження  $P$  та діаметру деталі типу «вал», на поверхню якої буде встановлюватись підшипник, обираємо упорно-радіальний підшипник 9039415k ГОСТ 9942-90 (серія ширин 9

та серія діаметрів 4). Характеристика підшипника 9039415к (міжнародний аналог – 29415) наведена в табл. 4.13 [11].

Таблиця 4.13 – Характеристика упорно-радіального підшипника 9039415к

Параметр	Позначення	Величина	Одиниця
Діаметр отвору тугого кільця	$d$	75	мм
Зовнішній діаметр тугого кільця	$d_1$	146	мм
Зовнішній діаметр вільного кільця	$D$	160	мм
Діаметр отвору вільного кільця	$D_1$	109	мм
Відстань від торця тугого кільця до центру радіусу сфери	$S$	47	мм
Висота підшипника	$T$	51	мм
Висота вільного кільця	$t$	24	мм
Радіус монтажної фаски підшипника	$r$	2,0	мм
Статична вантажопідйомність	$C_0$	1400000	Н
Динамічна вантажопідйомність	$C$	490000	Н
Вага підшипника	$m$	4,7	кг

#### 4.1.6.2 Номінальна довговічність підшипника

Довговічність підшипника залежить від різних зовнішніх факторів, але насамперед від його вантажопідйомності [11].

Враховуючи, що навантажувальний механізм працюватиме при частоті обертання  $n = 1 \dots 10$  (об/хв.), то номінальна довговічність підшипника  $L$  (в млн. обертів), або  $L_h$  (в год.) розраховується за формулами:

$$L = (C / P)^p, \quad (4.58)$$

$$L_h = \frac{1740}{\omega} \cdot \left( \frac{C}{P} \right)^p, \quad (4.59)$$

де  $C$  - динамічна вантажність, Н;

$\omega$  - кутова швидкість рухомого кільця підшипника, рад/с;

$P$  - еквівалентне динамічне навантаження, Н;

$p$  - показник ступеня,  $p = 3$  - для кулькових підшипників,  $p = 3,33$  - для роликових підшипників.

Підставивши значення у формули (4.58)...(4.59), отримаємо:

$$L = (490000 / 465340)^{3,33} = 1,188 \text{ (млн. обертів);}$$

$$L_h = \frac{1740}{1} \cdot \left( \frac{490000}{465340} \right)^{3,33} = 2066,5 \text{ (год.)}$$

## 4.2 Розрахунок та вибір елементів навантажувального органу 2-го варіанту модернізації

Другий варіант модернізації розривної машини полягає у встановленні додаткового навантажувального механізму на нижню траверсу, який дозволить забезпечити проведення випробувань на кручення моментом до 2000 Н·м. Таке значення крутного моменту отримується результатом повздовжнього руху штока гідроциліндра, на якому встановлена рейка, що перетворює поступовий рух штока в обертний рух зубчастого колеса.

Зубчасте колесо встановлюється на підшипник.

Крутний момент передається досліджуваній момент надається зразку за допомогою 4-х кулачкового патрону, що закріплюється груповим гвинтовим з'єднанням на колесі.

### 4.2.1 Розрахунок рейкової передачі

#### 4.2.1.1 Вибір матеріалу та розрахунок допустимих напружень

Вибираємо матеріал і режим термообробки колеса та рейки, виходячи з вимог компактності та невеликої вартості редуктора, з урахуванням того, що з

метою кращого припрацювання, твердість матеріалу рейки має бути більшим ніж твердість матеріалу колеса на 20...30 од. за шкалою Бріннеля [12].

Для рейки приймаємо сталь 50 нормалізовану для якої:  $\sigma_B = 640$  (МПа),  $\sigma_T = 350$  (МПа),  $HB179...228$ .

Для колеса приймаємо сталь 35Л нормалізовану для якої:  $\sigma_B = 550$  (МПа),  $\sigma_T = 270$  (МПа),  $HB163...207$ .

Допустимі контактні напруження для матеріалів передачі визначається за формулою, МПа:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{HO}}{S_H} \cdot K_{HL}, \quad (4.60)$$

де  $K_{HL}$  - коефіцієнт довговічності,  $K_{HL} = 1$ ;

$S_H$  - коефіцієнт безпеки,  $S_H = 1,1$ ;

$\sigma_{HO}$  - границя витривалості для зубців передачі, МПа:

$$\sigma_{HO} = 2 \cdot HB + 70. \quad (4.61)$$

Допустимі згинальні напруження для матеріалів передачі визначається за формулою, МПа:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{FO}}{S_F} \cdot K_{FL}, \quad (4.62)$$

де  $K_{FL}$  - коефіцієнт довговічності,  $K_{FL} = 1,2$ ;

$S_F$  - коефіцієнт безпеки,  $S_F = 1,8$ ;

$\sigma_{FO}$  - границя витривалості для зубців передачі, МПа:

$$\sigma_{FO} = 1,8 \cdot HB. \quad (4.63)$$



Визначимо границі витривалості для зубців передачі:

$$\sigma_{HO1} = 2 \cdot 220 + 70 = 510 \text{ (МПа)};$$

$$\sigma_{HO2} = 2 \cdot 200 + 70 = 470 \text{ (МПа)};$$

$$\sigma_{FO1} = 1,8 \cdot 220 = 396 \text{ (МПа)};$$

$$\sigma_{FO2} = 1,8 \cdot 200 = 360 \text{ (МПа)}.$$

Допустимі контактні напруження розрахуємо для елемента передачі з менш міцного матеріалу:

$$[\sigma]_{H2} = \frac{470}{1,1} \cdot 1 = 427,27 \text{ (МПа)}.$$

Допустимі згинальні напруження визначаємо для всіх елементів передачі:

$$[\sigma]_{F1} = \frac{396}{1,8} \cdot 1,2 = 264 \text{ (МПа)};$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{360}{1,8} \cdot 1,2 = 240 \text{ (МПа)}.$$

#### 4.2.1.2 Проектний розрахунок елементів рейкової передачі

Міжосьова відстань для зубчастої передачі визначається за формулою, мм:

$$a_w = K_a \cdot (U + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T \cdot K_{H\beta}}{U \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma]_H^2}}, \quad (4.64)$$

де  $K_a$  - коефіцієнт міжосьової відстані,  $K_a = 495$ ;

$U$  - передаточне число передачі;

$T$  - розрахунковий момент в передачі, Н·м;

$K_{H\beta}$  - коефіцієнт концентрації навантаження по довжині зуба,  $K_{H\beta} = 1,1 \dots 1,3$ ;

$\psi_{ba}$  - коефіцієнт ширини колеса:

$$\psi_{ba} = \frac{2 \cdot \psi_{bd}}{U + 1}; \quad (4.65)$$

$\psi_{bd}$  - коефіцієнт ширини вінця.

Таблиця 4.14 – Значення коефіцієнту ширини вінця  $\psi_{bd}$

Розташування шестерні відносно опор	Твердість робочих поверхонь зубців колеса	
	$\leq HB 350$	$> HB 350$
Консольне	0,3...0,4	0,2...0,25
Симетричне	0,8...1,4	0,4...0,9
Несиметричне	0,6...1,2	0,3...0,6

Коефіцієнт ширини вінця  $\psi_{bd}$  за табл. 4.14, враховуючи консольне розташування шестерні відносно опор та твердість зубців  $\leq HB 350$ , приймаємо  $\psi_{bd} = 0,3$ .

Передаточне число для рейкових передач становить  $U = 1$ .

Підставимо значення та розрахуємо значення коефіцієнта ширини колеса:

$$\psi_{ba} = \frac{2 \cdot 0,3}{1 + 1} = 0,3.$$

Значення коефіцієнт ширини колеса округлюємо згідно стандартного ряду значень коефіцієнта ширини та отримуємо  $\psi_{ba} = 0,315$ .

Знайдемо значення міжосьової відстані за формулою (4.64):

$$a_{\omega} = 495 \cdot (1+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{2000 \cdot 1,3}{1 \cdot 0,3 \cdot 427,27^2}} = 279,93 \text{ (мм)}.$$

Отримане значення округлюємо згідно стандартного ряду розмірів тоді значення міжосьової відстані становить  $a_{\omega} = 280$  (мм).

Кількість зубців колеса знаходимо за формулою:

$$z_2 = \frac{2 \cdot a_{\omega}}{m \cdot (U + 1)}, \quad (4.66)$$

де  $m$  - модуль зачеплення, мм:

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_{\omega}. \quad (4.67)$$

Знайдемо значення модулю зачеплення:

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot 280 = 2,8 \dots 5,6 \text{ (мм)}.$$

Відповідно до ДСТ 9563-60 приймаємо  $m = 4$  (мм).

$$z_2 = \frac{2 \cdot 280}{4 \cdot (1+1)} = 70.$$

Розраховуємо геометричні розміри елементів передачі (рис. 4.13) за наступними формулами:

- ділительний діаметр зубчастого колеса, мм

$$d_2 = m \cdot z_2; \quad (4.68)$$

- діаметр вершин витків зубчастого колеса, мм

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m; \quad (4.69)$$

- діаметр западин витків зубчастого колеса, мм

$$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m; \quad (4.70)$$

- ширина зубчастого колеса, мм

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w; \quad (4.71)$$

- крок зубців рейкової передачі, мм:

$$P = \pi \cdot m; \quad (4.72)$$

- висота головки зуба рейкової передачі, мм:

$$h_a = m; \quad (4.73)$$

- висота зуба рейкової передачі, мм:

$$h = 2,25 \cdot m; \quad (4.74)$$

- ширина рейки, мм

$$b_1 = (2 \dots 10) \cdot m. \quad (4.75)$$

Підставимо значення та отримаємо:

$$d_2 = 4 \cdot 70 = 280 \text{ (мм);}$$

$$d_{a2} = 280 + 2 \cdot 4 = 288 \text{ (мм);}$$

$$d_{f2} = 280 - 2,4 \cdot 4 = 270,4 \text{ (мм);}$$

$$b_2 = 0,3 \cdot 280 = 84 \text{ (мм);}$$

$$P = 3,14 \cdot 4 = 12,566 \text{ (мм);}$$

$$h_a = 4 \text{ (мм);}$$

$$h = 2,25 \cdot 4 = 9 \text{ (мм);}$$

$$b_1 = 10 \cdot 4 = 40 \text{ (мм).}$$

Приймаємо величину ширини рейки  $b_1 = 10 \cdot 4 = 80 \text{ (мм)}$ .

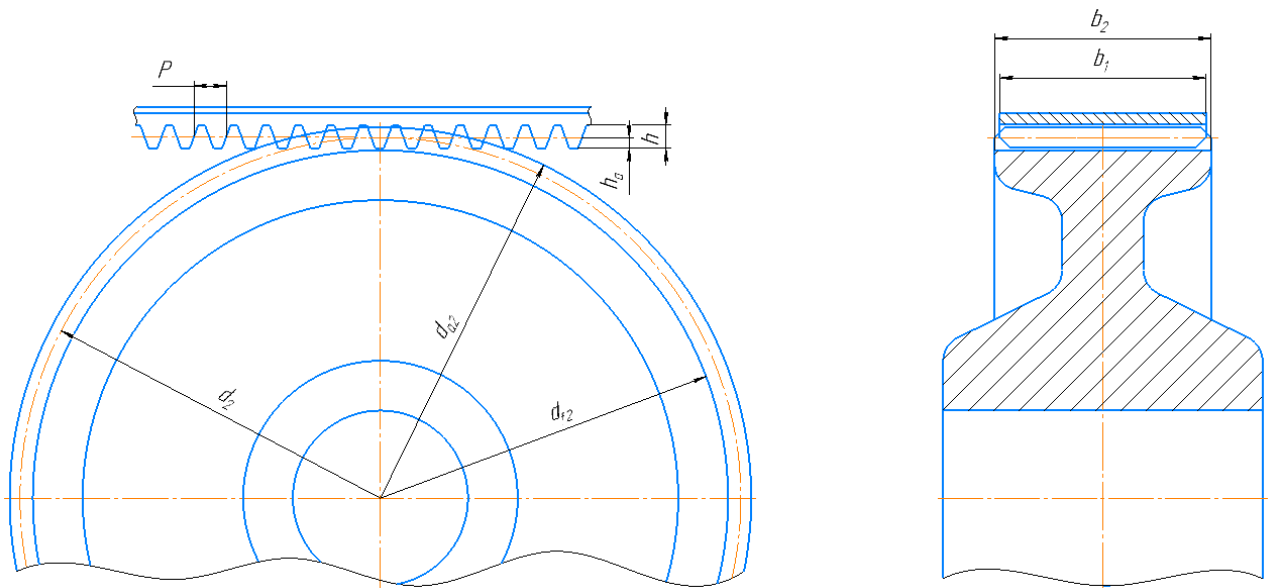


Рисунок 4.13 – Геометричні параметри рейкової передачі

Лінійне переміщення рейки, що відповідає куту повороту колеса, визначається за формулою, мм:

$$L = \frac{\gamma \cdot P \cdot z_2}{360^\circ}, \quad (4.76)$$

де  $\gamma$  - кут повороту зубастого колеса,  $^{\circ}$ .

Розрахуємо лінійне переміщення рейки для повного повороту колеса:

$$L = \frac{360^{\circ} \cdot 12,566 \cdot 70}{360^{\circ}} = 879,62 \text{ (мм)}.$$

Кут повороту колеса для заданої довжини рейки знаходиться за формулою:

$$\gamma = l \cdot \frac{360^{\circ}}{P \cdot z_2}, \quad (4.77)$$

де  $l$  - задана довжина рейки, мм.

Враховуючи ширину робочого простору нижньої траверси розривної машини  $h = 450$ (мм) та необхідність забезпечення компактності навантажувального органу, максимальну довжину рейки приймаємо  $l = 238,76$  (мм), тоді кут повороту колеса становить:

$$\gamma = 238,76 \cdot \frac{360^{\circ}}{12,566 \cdot 70} = 97,7^{\circ}.$$

Колову швидкість зубчастого колеса знайдемо за формулою, м/с:

$$V_i = \frac{\pi \cdot d_i \cdot n_i}{60000}. \quad (4.78)$$

Враховуючи швидкість переміщення поршня в гідроциліндрі та передаточне число рейкової передачі, частоту обертання зубчастого колеса можливо забезпечити від 5 до 200 об/хв.

Таблиця 4.15 – Степінь точності передачі в залежності від колової швидкості коліс

Вид передачі	Вид зубців	Степінь точності за нормами плавності			
		6-а	7-а	8-а	9-а
		Гранична швидкість, $V$ , м/с			
Циліндрична	Прямі	15	10	6	3
	Косі	30	15	10	6
Конічна	Прямі	9	6	4	2,5

$$V_2 = \frac{3,14 \cdot 280 \cdot 200}{60000} = 2,932 \text{ (м/с)}.$$

Відповідно до табл. 4.15 степінь точності колеса приймаємо 9-а.

#### 4.2.1.3 Сили, що діють в рейковій передачі

Величина колових сил, що діють в зачепленні визначають за формулою, Н:

$$F_{ti} = \frac{2 \cdot T_i}{d_i}. \quad (4.79)$$

В рейковій передачі радіальна сила рейки дорівнює радіальній силі колеса та знаходиться за формулою, Н:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ. \quad (4.80)$$

Осьові сили, що діють в зачепленні, дорівнюють 0.

Визначимо величини всіх сил, що діють в черв'ячній передачі:

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 2000}{0,28} = 14285,7 \text{ (Н)};$$

$$F_{r1} = F_{r2} = 14285,7 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 5199,566 \text{ (Н)}.$$

#### 4.2.1.4 Перевірочний розрахунок рейкової передачі

Умова міцності зачеплення на контактну витривалість розраховується за формулою [12]:

$$\sigma_H = K \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot (u+1)}{d_2 \cdot b_2 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\beta}}} \leq [\sigma]_H, \quad (4.81)$$

де  $K$  - допоміжний коефіцієнт,  $K = 436$ ;

$K_{H\alpha}$  - коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами,

$K_{H\alpha} = 1,02 \dots 1,1$ ;

$K_{HV}$  - коефіцієнт, що враховує додаткове динамічне навантаження, що виникає внаслідок неточності виготовлення коліс,  $K_{HV} = 1,05 \dots 1,5$ ;

$K_{H\beta}$  - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактних ліній,  $K_{H\beta} = 1,05 \dots 1,2$ .

Виконаємо перевірку рейкової передачі за умовою міцності зачеплення на контактну витривалість:

$$\sigma_H = 436 \cdot \sqrt{\frac{14285,7 \cdot (1+1)}{280 \cdot 84 \cdot 1,1 \cdot 1,05 \cdot 1,2}} = 408,18 \text{ (МПа)};$$

$$408,18 < 427,27 \text{ (МПа)}.$$

Умова міцності на контактну витривалість виконується.

Умова міцності зачеплення на витривалість згину в основі зубця розраховується за формулою:



$$\sigma_{Fi} = Y_{Fi} \cdot \frac{F_t}{b_2 \cdot m} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \leq [\sigma]_F, \quad (4.82)$$

де  $Y_F$  - коефіцієнт форми зубця для елемента, що розраховується (табл. 4.16).

Таблиця 4.16 – Значення коефіцієнта форми зубця  $Y_F$

Z	17	20	22	24	26	28	30	35	40
$Y_F$	4,26	4,07	3,98	3,92	3,88	3,81	3,79	3,75	3,70
Z	45	50	65	80	100	150	300	Рейка	
$Y_F$	3,66	3,65	3,62	3,60	3,60	3,60	3,60	3,62	

Згідно табл. 4.16 значення коефіцієнта форми зубця для зубчастого колеса обираємо  $Y_F = 3,61$ , для рейки -  $Y_F = 3,62$ .

Виконаємо перевірку рейкової передачі за умовою міцності зачеплення на витривалість згину в основі зубця:

$$\sigma_{F1} = 3,62 \cdot \frac{14285,7}{84 \cdot 4} \cdot 1 \cdot 1,4 = 215,476 \text{ (МПа)};$$

$$\sigma_{F2} = 3,61 \cdot \frac{14285,7}{84 \cdot 4} \cdot 1 \cdot 1,4 = 214,88 \text{ (МПа)};$$

$$215,476 < 264 \text{ (МПа)};$$

$$214,88 < 240 \text{ (МПа)}.$$

Умова міцності на витривалість згину для всіх елементів передачі виконується.

#### 4.2.2 Вибір та розрахунок кріплення 4-х кулачкового патрону

Запропонована схема модернізації навантажувального органу розривної машини передбачає закріплення 4-х кулачкового патрону на зубчастому колесі

за допомогою групового гвинтового з'єднання, тому вибір моделі патрону здійснюємо на основі проектного розрахунку групового з'єднання.

#### 4.2.2.1 Проектний розрахунок групового з'єднання

Обраний черв'ячний редуктор забезпечує мультиплікацію крутного моменту до значень  $T = 2000$  (Н·м)

Враховуючи значення діаметрів черв'ячного колеса, приймаємо діаметр розміщення осей болтів  $D_b = 133,4$  (мм). Бажана кількість болтів у з'єднанні  $z = 4$ .

Вектор дії колової сили черв'ячного редуктора на груповому з'єднанні та вектор дії зовнішньої сили  $F_B$  спрямовані в одному напрямку та лежать в одній площині, приймаємо [7]:

$$F_B = \frac{2 \cdot 2000}{0,1334} = 29985 \text{ (Н)}.$$

Підставимо значення у формули (4.31)...(4.33) та знайдемо величину розрахункової сили при одночасній дії сили та крутного моменту в груповому з'єднанні 4 болтами:

$$F_T = \frac{2000 \cdot 2000}{4 \cdot 133,4} = 7496,25 \text{ (Н)};$$

$$F_F = \frac{29985}{4} = 7496,25 \text{ (Н)};$$

$$F_{p1} = \sqrt{7496,25^2 + 7496,25^2 + 2 \cdot 7496,25 + 7496,25 \cdot \cos 30^\circ} = 10602,32 \text{ (Н)}.$$

В якості матеріалу для виготовлення болтів, гвинтів та шпильок малих діаметрів різі, в залежності від класу точності, використовують: сталь 10 та 10кп – для 4 або 5 класу точності; 40Х та 30ХГСА для 9 класу точності.

Для розрахунку з'єднання болтами обираємо леговану сталь 40Х, для якої допустиме напруження зрізу  $[\tau]_{зр}$  та допустиме напруження зминання матеріалу  $[\sigma]_{зм}$  становлять:

$$[\tau]_{зр} = (0,2 \dots 0,3) \cdot \sigma_T = 0,3 \cdot 650 = 195 \text{ (МПа)};$$
$$[\sigma]_{зм} = (0,5 \dots 0,6) \cdot \frac{\sigma_T}{s} = 0,6 \cdot \frac{650}{4} = 97,5 \text{ (МПа)}.$$

Визначимо значення діаметру стержня гвинта за формулою (4.35):

$$d = \frac{4 \cdot 10602,32}{3,14 \cdot 195 \cdot 6} = 11,537 \text{ (мм)}.$$

Округлюємо отримане значення згідно стандартного ряду та отримуємо  $d = 12 \text{ (мм)}$ .

Визначимо мінімальну необхідну товщину з'єднуваних деталей з умови відсутності зминання на поверхні контакту болта зі з'єднуваними деталями за формулою (4.37):

$$\delta = \frac{10602,32}{12 \cdot 97,5} = 9,061 \text{ (мм)}.$$

Отримане значення округлюємо згідно ряду стандартних значень розмірів та отримуємо  $\delta = 10 \text{ (мм)}$ .

#### 4.2.2.2 Вибір 4-х кулачкового патрону

Враховуючи результати, що були отримані під час проведення проектного розрахунку групового з'єднання, обираємо патрон токарний 4-х кулачковий

7103-0044 ГОСТ 3890-82 (рис. 4.14), характеристика якого представлена в табл. 4.17 [8].

Таблиця 4.17 – Технічна характеристика 4-х кулачкового патрону 7103-0044 ГОСТ 3890-82

Параметр	Значення	Од. вим.
Кількість кулачків	4	шт.
Зовнішній діаметр патрону	250	мм
Внутрішній діаметр патрону (діаметр отвору)	106,375	мм
Висота патрону	85	мм
Максимальний вихід кулачків	306	мм
Максимально-допустима частота обертання	2500	об/хв
Максимальний крутний момент на ключі	180	Н·м
Сумарна статична сила затискання кулачками патрону	4600	Н
Вага	30	кг

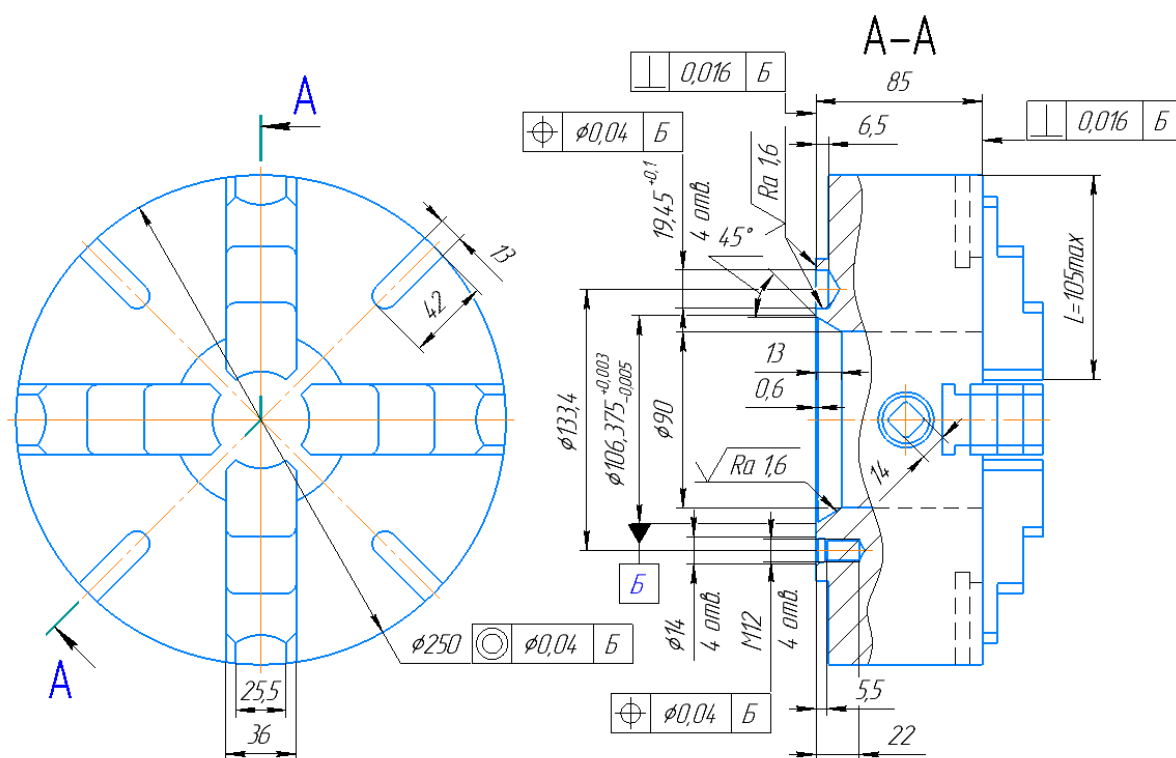


Рисунок 4.14 – Патрон 4-х кулачковий 7103-0044 ГОСТ 3890-82

## 4.2.3 Вибір підшипника та перевірка його на придатність

### 4.2.3.1 Вибір підшипника для встановлення зубчастого колеса

Запропонований варіант модернізації навантажувального органу розривної машини передбачає встановлення зубчастого колеса з закріпленим 4-х кулачковим патроном на підшипник. При такому встановленні підшипник кочення працюватиме в умовах роботи комбінованого (радіально-осьового) та змінного за характером навантаження, тому вибір типорозміру підшипника проводимо за розрахунковим динамічним навантаженням, що визначається за формулою (4.57) [10].

В якості осьової складової навантаження візьмемо вагу компонентів, що встановлюються на підшипник та максимальне навантаження на досліджуваний зразок верхньою траверсою розривної машини, тобто:

$$F_a = 200000 + 300 + 150 = 200450 \text{ (Н)}.$$

В якості радіальної складової навантаження візьмемо радіальну силу зубчастого колеса:

$$F_r = 5199,56 \text{ (Н)}.$$

За таблицею 4.9 обираємо значення коефіцієнтів радіального  $X$  та осьового  $Y$  навантаження:  $X = \text{tg}42^\circ = 0,9$ ,  $Y = 1$ .

За таблицею 4.10 обираємо значення коефіцієнту безпеки  $K_\sigma = 2,5$ , через те, навантажувальний механізм буде сприймати перенавантаження із значними поштовхами в момент розриву зразка.

Коефіцієнт обертання  $V$  приймаємо:  $V = 1$ , тому що обертається внутрішнє кільце.

Враховуючи, що температура підшипникового вузла буде меншою  $100^\circ\text{C}$ , то температурний коефіцієнт  $K_T = 1$ .

Враховуючи, що підшипник сприйматиме одночасно радіальні та осьові навантаження, то еквівалентне динамічне навантаження будемо розраховувати для упорно-радіального підшипника.

Підставивши всі значення в формулу (4.1), визначимо розрахункове динамічне навантаження:

$$P = (1 \cdot 0,9 \cdot 5199,56 + 1 \cdot 200450) \cdot 2,5 \cdot 1 = 512824 \text{ (Н)}.$$

За визначеним значенням розрахункового динамічного навантаження  $P$  та враховуючи необхідність вибору максимально компактного підшипника, обираємо упорно-радіальний підшипник 9039322к ГОСТ 9942-90 (серія ширин 9 та серія діаметрів 3). Характеристика підшипника 9039322к (міжнародний аналог – 29322) наведена в табл. 4.18 [11].

Таблиця 4.18 – Характеристика упорно-радіального підшипника 9039322к

Параметр	Позначення	Величина	Одиниця
Діаметр отвору тугого кільця	$d$	110	мм
Зовнішній діаметр тугого кільця	$d_1$	176	мм
Зовнішній діаметр вільного кільця	$D$	190	мм
Діаметр отвору вільного кільця	$D_1$	143	мм
Відстань від торця тугого кільця до центру радіусу сфери	$S$	64	мм
Висота підшипника	$T$	48	мм
Висота вільного кільця	$t$	23	мм
Радіус монтажної фаски підшипника	$r$	2,0	мм
Статична вантажопідйомність	$C_0$	1730000	Н
Динамічна вантажопідйомність	$C$	540000	Н
Вага підшипника	$m$	5,1	кг

#### 4.2.3.2 Номінальна довговічність підшипника

Розрахуємо номінальна довговічність підшипника  $L$  (в млн. обертів), та  $L_h$  (в год.) за формулами (4.58)...(4.59):

$$L = (540000 / 512824)^{3,33} = 1,188 \text{ (млн. обертів);}$$

$$L_h = \frac{1740}{1} \cdot \left( \frac{600000}{516009} \right)^{3,33} = 2066,45 \text{ (год.).}$$

#### 4.2.4 Розрахунок гідроциліндра

Запропонований варіант модернізації навантажувального органу розривної машини передбачає використання гідроциліндра в якості рушійної сили для рейкової передачі.

Головним критерієм вибору основних конструктивних параметрів – можливість забезпечення обертання зубчастого колеса зі значенням крутного моменту  $T = 2000$  (Н·м) та коловою силою  $F_B = 14285,7$  (Н).

##### 4.2.4.1 Розрахунок конструктивних параметрів гідроциліндра

Ефективна площа поршня гідроциліндра знаходиться за формулою, м<sup>2</sup> [13]:

$$S_1 = \frac{F_{T_{\max}} \cdot (1 + k_b)}{p_{1b} \cdot (1 - k_u \cdot k_p)}, \quad (4.83)$$

де  $F_{T_{\max}}$  - максимальне навантаження на шток гідроциліндра, Н;

$p_{1b}$  - необхідний тиск гідроциліндра, Па;

$k_b$  - коефіцієнт, що враховує сили в'язкого і сухого тертя,  $k_b = 0,08...0,15$  ;

$k_u$  - коефіцієнт, що враховує несиметричність гідроциліндра,  $k_u = 0,5...0,85$  ;

$k_p$  - коефіцієнт, що враховує тиск,  $k_p = 0,1...0,25$  .

В якості максимального навантаження на шток гідроциліндра візьмемо колову силу, яку необхідно забезпечити на зубчастому колесі рейкової передачі.

За табл. 4.19, для навантаження на шток більше 10 кН приймаємо значення необхідного тиску в гідроциліндрі  $p_{1b} = 12,5$  (МПа).

Таблиця 4.19 – Визначення параметрів гідроциліндра

$F_{ш}$ , кН	1-10	10-30	30-50	50-80	80-100	100-10 <sup>3</sup>	10 <sup>3</sup> -10 <sup>4</sup>
$p_{1b}$ , МПа	10	12,5	16	20	25	32	50
$D_{ц}$ , мм	40-80	60-100	70-160	80-220	80-250	200-600	160-500

Підставимо обрані значення та визначимо ефективну площу поршня гідроциліндра:

$$S_1 = \frac{14285,7 \cdot (1 + 0,15)}{12,5 \cdot 10^6 \cdot (1 - 0,85 \cdot 0,25)} = 0,00167 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Діаметр поршня гідроциліндра визначається за формулою, мм:

$$D_{порш} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot S_1}. \quad (4.84)$$

Підставляємо значення та отримуємо:

$$D_{порш} = \sqrt{\frac{4}{3,14} \cdot 0,00167} = 0,046 \text{ (м)}.$$

Отримане значення округляємо до стандартної величини за рядом стандартних значень:  $D_{порш} = 50$  (мм).



Діаметр штока гідроциліндра визначається за формулою, мм:

$$d_{штока} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot S_{III}}, \quad (4.85)$$

де  $S_{III}$  - ефективна площа штока, м<sup>2</sup>:

$$S_{III} = S_1 \cdot (1 - k_y). \quad (4.86)$$

Для визначення діаметру штока гідроциліндра необхідно знайти ефективну площу поршня для стандартного значення його діаметру за формулою, м<sup>2</sup>:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D_{ц}^2}{4}. \quad (4.87)$$

Знайдемо значення діаметру штока гідроциліндра за формулами (4.85)...(4.87):

$$S_1 = \frac{3,14 \cdot 0,05^2}{4} = 0,00196 \text{ (м}^2\text{)};$$

$$S_{III} = 0,00196 \cdot (1 - 0,5) = 0,00098 \text{ (м}^2\text{)};$$

$$d_{штока} = \sqrt{\frac{4}{3,14} \cdot 0,00098} = 0,035 \text{ (м)}.$$

Враховуючи конструктивне виконання рейки, що фіксуватиметься на штоці гідроциліндра, приймаємо:  $d_{штока} = 60$  (мм),  $D_{пори} = 100$  (мм).

Швидкість поршня в гідроциліндрі знайдемо за формулою, м/с:

$$V = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_{ц}^2}, \quad (4.88)$$

де  $Q$  - втрата рідини пройденої через отвір,  $Q = 31$  (л/хв).

$$V = \frac{4 \cdot 31}{3,14 \cdot 100^2} = 0,004 \text{ (м/с)}.$$

Товщину поршня знайдемо за формулою, мм:

$$B = 0,25 \cdot D_{ц}. \quad (4.89)$$

Підставимо значення та отримаємо:

$$B = 0,25 \cdot 100 = 25 \text{ (мм)}.$$

Знайдемо товщину стінки циліндра, що навантажений внутрішнім тиском за формулою, мм:

$$\delta = \frac{D_{ц}}{2} \cdot \left( \sqrt{\frac{[\sigma] + p_{\max} \cdot (1 - 2 \cdot \mu)}{[\sigma] - p_{\max} \cdot (1 + \mu)}} - 1 \right), \quad (4.90)$$

де  $[\sigma]$  - допустиме напруження розтягу,  $[\sigma] = (8 \dots 10) \cdot 10^7$  (Па);

$p_{\max}$  - умовний тиск рідини, що перевищує робочий тиск на 25%;

$\mu$  - коефіцієнт поперечної деформації (коефіцієнт Пуассона) для сталі,  
 $\mu = 0,29$ .

$$\delta = \frac{100}{2} \cdot \left( \sqrt{\frac{80 + 1,25 \cdot 12,5 \cdot (1 - 2 \cdot 0,29)}{80 - 1,25 \cdot 12,5 \cdot (1 + 0,29)}} - 1 \right) = 10,1 \text{ (мм)}.$$

Отримане значення округлюємо до найближчого стандартного розміру:  
 $\delta = 10 \text{ (мм)}$ .

#### 4.2.5 Вибір зворотного клапану

Згідно з довідниковими даними [14], відповідно до функціонального виконання зворотного клапана на схемі ГП (див. рис. 3.3), визначаємо тип зворотного клапана, який найбільше задовольняє початкові дані ( $p_{1b} = 12,5$  (МПа),  $Q = 31$  (л\хв)) - це зворотний клапан Г51-33 [15], характеристика якого представлена у табл. 4.20.

Таблиця 4.20 - Технічні характеристики зворотного клапана Г51-33

Параметри	Значення
Номінальна витрата рідини, не більше, л/с	0,6
Втрати тиску при номінальній витраті, не більше, МПа	0,2
Номінальний тиск, не більше, МПа	20
Умовний прохід, мм	20
Приєднання	К3/4''

#### 4.2.6 Вибір дроселя

Згідно з довідниковими даними [14], відповідно до функціонального виконання дроселя на схемі ГП (див. рис. 3.3), визначаємо тип дроселя, який найбільше задовольняє початкові дані ( $p_{1b} = 12,5$  (МПа),  $Q = 31$  (л\хв)) - це дросель ГП-55-24 (рис. 4.20) [16], характеристика якого представлена у табл. 4.21.

Таблиця 4.21 - Технічні характеристики дрoселя ГП-55-24

Параметри	Значення
Номінальна витрата рідини, л/хв	100
Мінімальна витрата рідини, л/хв	0,09
Максимальна витрата рідини, л/хв	120
Втрати тиску при номінальній витраті, не більше, МПа	0,2
Номінальний тиск, на вході, МПа	20
Мінімальний тиск, на вході, МПа	0,5
Максимальний тиск, на вході, МПа	21,5
Максимальний тиск на виході, МПа	20
Вага, кг	7,5

#### 4.3 Розрахунок та вибір елементів навантажувального органу 3-го варіанту модернізації

Третій варіант модернізації розривної машини полягає у встановленні додаткового навантажувального механізму на нижню траверсу, що дозволить забезпечити проведення випробувань на кручення моментом до 2000 Н·м. Таке значення крутного моменту отримується результатом підвищення крутного моменту крокового двигуна за допомогою хвильового редуктора та черв'ячної передачі.

Мінімальне можливе передаточне число для черв'ячної передачі -  $u_{чер.} = 8$ , а для хвильової редуктора -  $u_{хв.ред.} = 50$ , тому головними критеріями вибору елементів приводу будуть:  $M_1 = 2000/(8 \cdot 50) = 5$  (Н·м) – крутний момент на валу двигуна;  $M_1 = 2000/8 = 250$  (Н·м) – крутний момент на вихідному валу хвильової передачі.

### 4.3.1 Вибір крокового двигуна

Попереднім розрахунком було встановлено значення крутного моменту на вихідному валу двигуна  $M_1 = 5$  (Н·м). Вибір двигуна здійснюємо із урахуванням запасу 30-40% для компенсації можливих втрат величини крутильного моменту, що виникають під час мультиплікації моменту черв'ячною передачею та хвильовим редуктором.

Для даного варіанту модернізації було вирішено використати гібридний кроковий двигун FL86STH118-6004A-14 (рис. 4.15), характеристика якого наведена в табл. 4.22 [17].

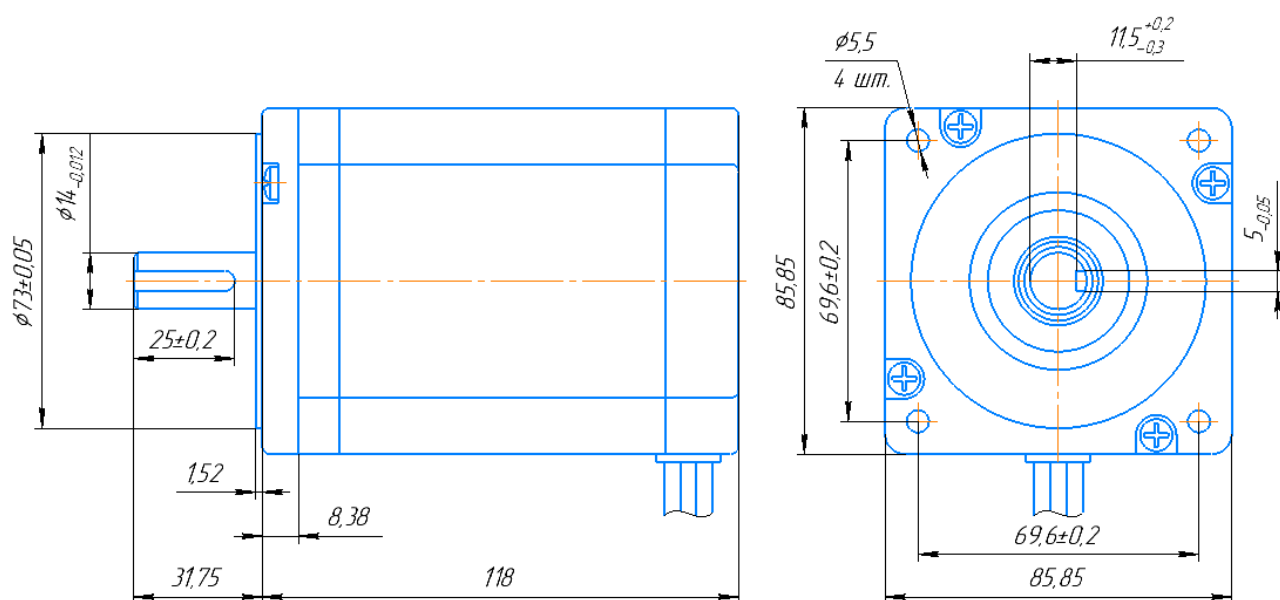


Рисунок 4.15 – Кроковий двигун FL86STH118-6004A-14

Таблиця 4.22 – Електромеханічна характеристика гібридного крокового двигуна FL86STH118-6004A-14

Електромеханічні характеристики	Тип включення обмоток
	біполярне
Момент утримання, Н·м	8,5
Споживаний струм, А	6
Опір фаз, Ом	0,5
Індуктивність фази, мГн	6

Продовження табл. 4.22

Кут кроку, град.	1,8
Момент інерції ротора, г·см <sup>2</sup>	2700
Радіальне навантаження, Н	220
Аксіальне навантаження, Н	60

### 4.3.2 Вибір хвильового редуктора

В якості основного мультиплікатора крутного моменту було вирішено обрати хвильовий редуктор, головними перевагами вибору якого є: велике передаточне відношення, висока кінематична точність та плавність ходу, висока навантажувальна здатність, можливість передачі крутного моменту через герметичні стінки.

З урахуванням вибору крокового двигну, хвильовий редуктор має забезпечувати мультиплікацію моменту величиною  $M_2 = 8,5 \cdot 50 = 425$  (Н·м).

Таким вимогам відповідає хвильовий редуктор ЛНТ-50-32-І (рис. 4.16), характеристика якого наведена в табл. 4.23 [18].

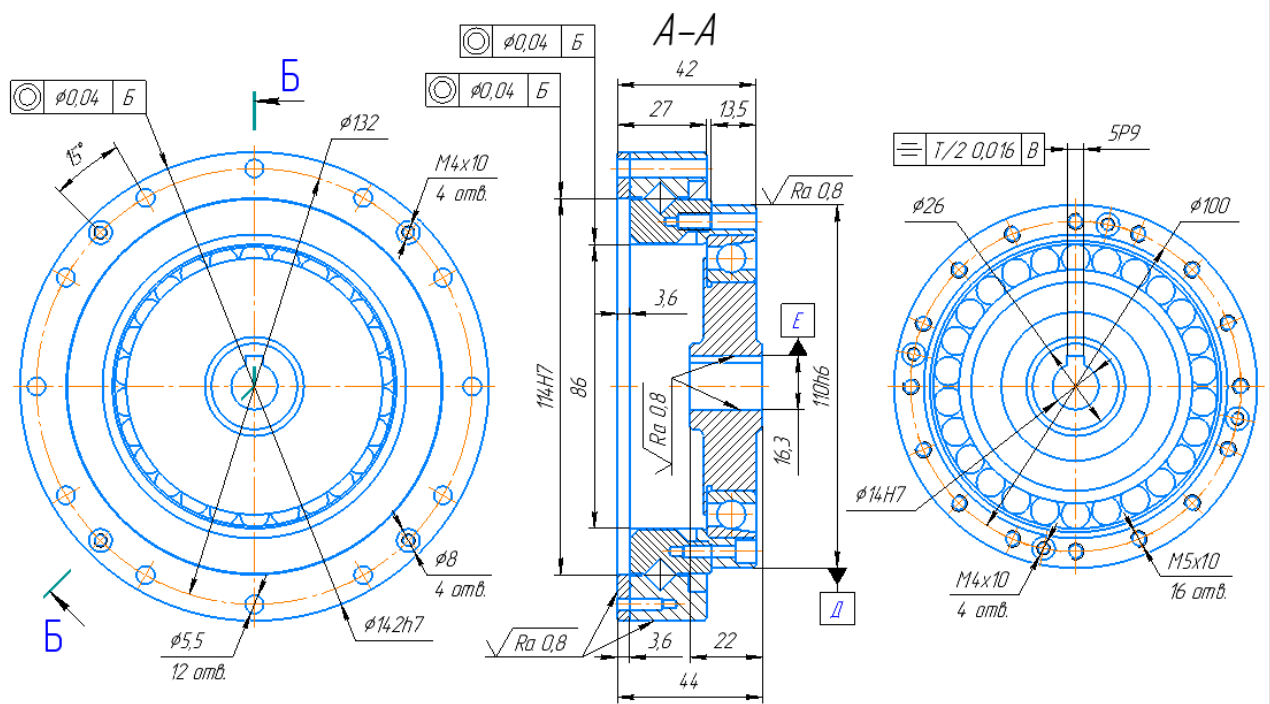


Рисунок 4.16 – Хвильовий редуктор ЛНТ-50-32-І

Таблиця 4.23 – Технічна характеристика хвильового редуктора LHT-50-32

Параметри редуктора	Значення
Номінальний крутний момент на вході, Н·м	87,4
Допустимий піковий момент під час пуску, Н·м	248
Допустиме максимальне середнє значення моменту, Н·м	124
Допустимий максимальний вихідний момент, Н·м	439
Допустима максимальна частота на вході, об/хв	4000
Коефіцієнт редукції	50

### 4.3.3 Розрахунок черв'ячної передачі

#### 4.3.3.1 Вибір матеріалу та розрахунок допустимих напружень

Межа контактної міцності для сталі визначається за формулою, МПа:

$$\sigma_{H \lim} = 17 \cdot HRC_e + 200 \quad (4.91)$$

де  $HRC_e$  - еквівалентна твердість матеріалу.

В якості матеріалу для виготовлення черв'яка приймаємо сталь 45 з термообробкою до твердості за Роквеллом  $HRC = 45...55$  та еквівалентною твердістю  $HRC_e = 30$  [12].

Тоді межа контактної міцності для сталі 45 становить:

$$\sigma_{H \lim} = 30 \cdot 50 + 200 = 710 \text{ (МПа)}.$$

Швидкість ковзання в черв'ячному зачепленні визначається за формулою, м/с:

$$v_c = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot n_2 \cdot u_{\text{чер}} \cdot \sqrt[3]{T_2}, \quad (4.92)$$

де  $n_2$  - частота обертання тихохідного валу, хв<sup>-1</sup>;

$u_{\text{чер}}$  - передаточне число черв'ячної передачі;

$T_2$  - крутний момент на тихохідному валу, Н·м.

Враховуючи, що навантажувальний орган розраховується для проведення досліджень зразків на міцність крученню, приймаємо частоту обертання на тихохідному валу  $n_2 = 5$  (хв<sup>-1</sup>) – максимально допустиму частоту обертання патрону, в якому закріплюється зразок для досліджень під дією великих радіальних та осьових навантажень.

Для дослідження зразків на кручення, навантажувальному органу необхідно надати досліджуваному зразку якнайбільше значення крутного моменту, тому передаточне число черв'ячної передачі приймаємо  $u_{\text{чер}} = 8$  - мінімально-можливе передаточне число для черв'ячних передач.

На тихохідному валу черв'ячної передачі встановлюється хвильовий редуктор, тому максимальне значення крутного моменту на тихохідному валу приймаємо:

$$T_2 = T_{\text{дв}} \cdot u_{\text{хв.пер.}} \cdot u_{\text{чер.пер.}} \cdot \eta_{\text{хв.пер.}} \cdot \eta_{\text{чер.пер.}} = 8,5 \cdot 50 \cdot 8 \cdot 0,9 \cdot 0,9 = 2754 \text{ (Н·м)}.$$

Підставимо значення та визначимо величину швидкості ковзання в черв'ячному зачепленні:

$$v_c = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 5 \cdot 8 \cdot \sqrt[3]{2754} = 0,252 \text{ (м/с)}.$$

Для виготовлення вінця черв'ячного колеса приймаємо бронзу БрО10Ф1 з способом лиття у кокіль, для якої границя міцності  $\sigma_B = 275$  (МПа), границя текучості  $\sigma_T = 200$  (МПа).

Найбільш слабким елементом у черв'ячному зачепленні є зубці колеса, тому перевірка міцності проводиться саме для них.

Допустимі контактні напруження в зубцях колеса черв'ячної передачі визначаються за формулою, МПа:



$$[\sigma_H] = C_v \cdot 0,9 \cdot \sigma_B, \quad (4.93)$$

де  $C_v$  - коефіцієнт, що враховує знос,  $C_v = 1,33$

Допустимі напруження згину в зубцях колеса визначаються за формулою, МПа:

$$[\sigma]_{F_2} = 0,25 \cdot \sigma_T + 0,08 \cdot \sigma_B. \quad (4.94)$$

Підставимо значення та визначимо величину допустимі контактних напружень та напружень згину в зубцях колеса черв'ячної передачі:

$$[\sigma_H] = 1,33 \cdot 0,9 \cdot 275 = 329,18 \text{ (МПа)};$$

$$[\sigma]_{F_2} = 0,25 \cdot 200 + 0,08 \cdot 275 = 72 \text{ (МПа)};$$

#### 4.3.3.2 Проектний розрахунок черв'ячної передачі

Кількість зубців черв'ячного колеса знаходиться за формулою:

$$Z_2 = Z_1 \cdot u_{\text{чер}}, \quad (4.95)$$

де  $Z_1$  - число витків черв'яка, значення якого обирають в залежності передаточного числа передачі (табл. 4.24).

Таблиця 4.24 – Ряд стандартних чисел витків черв'яка в залежності від передаточного числа передачі

1 ряд	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80
2 ряд	9	11,2	14	18	22,4	28	35,5	45	56	71	-
$Z_1$	4			2			1				

Враховуючи обране значення передаточного числа, приймаємо число витків черв'яка  $Z_1 = 4$ .

Отже, кількість зубців черв'ячного колеса становить:

$$Z_2 = 4 \cdot 8 = 32 \text{ (шт.)}.$$

Попереднє значення міжосьової відстані знаходиться за формулою:

$$a_\omega = \left( \frac{Z_2}{q} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\left[ \frac{5400 \cdot q}{[\sigma]_H \cdot Z_2} \right]^2} \cdot K_H \cdot T_2, \quad (4.96)$$

де  $K_H$  - коефіцієнт навантаження,  $K_H = 1,1 \dots 1,2$ ;

$q$  - коефіцієнт діаметра черв'яка, який визначається за формулою:

$$q = 0,25 \cdot Z_2. \quad (4.97)$$

Підставимо значення та отримаємо:

$$q = 0,25 \cdot 32 = 8;$$

$$a_\omega = \left( \frac{32}{8} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\left[ \frac{5400 \cdot 8}{329,18 \cdot 32} \right]^2} \cdot 1,1 \cdot 2754 = 185,36 \text{ (мм)}.$$

Згідно ряду стандартних значень приймаємо  $a_\omega = 200$  (мм).

Модуль зачеплення знайдемо за формулою:

$$m = \frac{2 \cdot a_\omega}{q + Z_2}. \quad (4.98)$$

Підставляємо значення та визначаємо значення модулю:

$$m = \frac{2 \cdot 200}{8 + 32} = 10.$$

Розраховуємо геометричні розміри черв'ячного колеса та черв'яка (рис. 4.17) за наступними формулами:

- ділительний діаметр, мм

$$d_1 = m \cdot q; \quad (4.99)$$

- діаметр вершин витків черв'яка, мм

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m; \quad (4.100)$$

- діаметр западин витків черв'яка, мм

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m; \quad (4.101)$$

- довжина нарізної частини черв'яка, що шліфується, мм

$$b_1 = (11 + 0,06 \cdot Z_2) \cdot m; \quad (4.102)$$

- ділительний кут підйому витків, °

$$\gamma = \arctg \left[ \frac{Z_1}{q} \right]; \quad (4.103)$$

- ділительний діаметр черв'ячного колеса, мм

$$d_2 = m \cdot Z_2; \quad (4.104)$$

- діаметр вершин витків черв'ячного колеса, мм

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m; \quad (4.105)$$

- діаметр западин витків черв'яка, мм

$$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m; \quad (4.106)$$

- ширина черв'ячного колеса, мм

$$b_2 = 0,75 \cdot d_{a1}; \quad (4.107)$$

Підставимо значення та отримаємо:

$$d_1 = 10 \cdot 8 = 80 \text{ (мм)};$$

$$d_{a1} = 80 + 2 \cdot 10 = 100 \text{ (мм)};$$

$$d_{f1} = 80 - 2,4 \cdot 10 = 56 \text{ (мм)};$$

$$b_1 = (11 + 0,06 \cdot 32) \cdot 10 = 211,2 \text{ (мм)};$$

$$\gamma = \arctg \left[ \frac{4}{8} \right] = 26,56^\circ;$$

$$d_2 = 10 \cdot 32 = 320 \text{ (мм)};$$

$$d_{a2} = 320 + 2 \cdot 10 = 340 \text{ (мм)};$$

$$d_{f2} = 320 - 2,4 \cdot 10 = 296 \text{ (мм)};$$

$$b_2 = 0,75 \cdot 100 = 75 \text{ (мм)}.$$

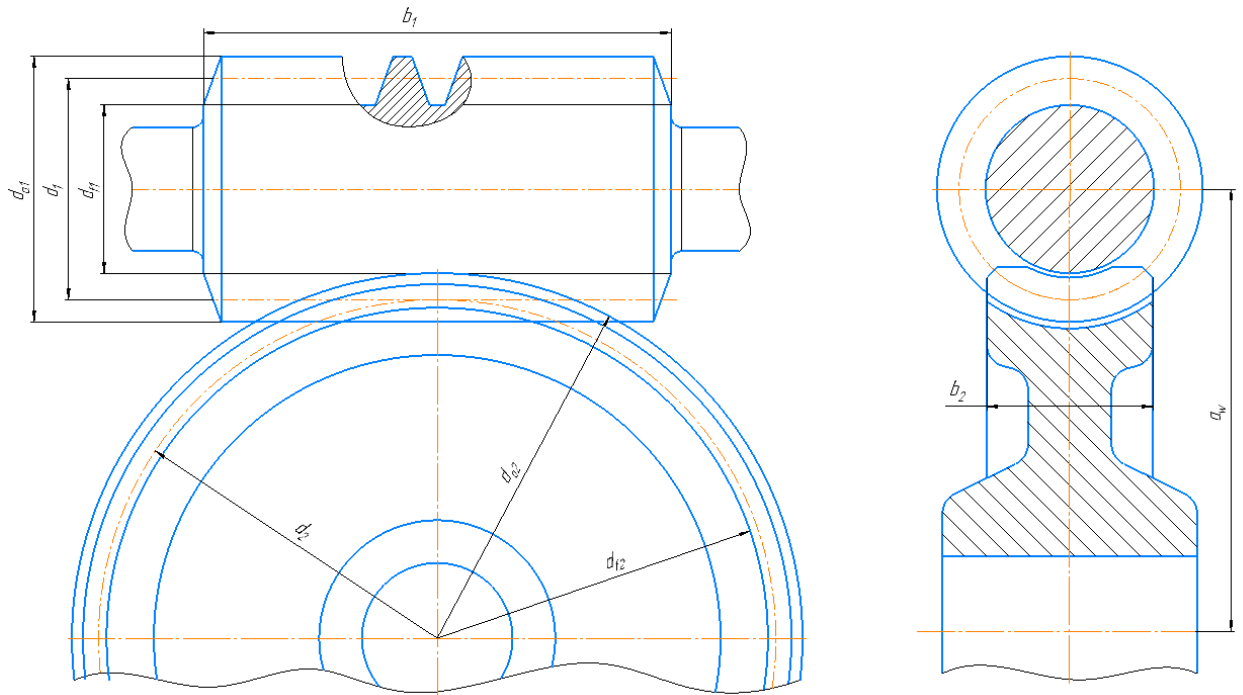


Рисунок 4.17 – Геометричні параметри черв'ячної передачі

Колові швидкості черв'яка та колеса знайдемо за формулою, м/с:

$$V_i = \frac{\pi \cdot d_i \cdot n_i}{60000}. \quad (4.108)$$

Підставимо значення та отримаємо:

$$V_1 = \frac{3,14 \cdot 80 \cdot 40}{60000} = 0,168 \text{ (м/с);}$$

$$V_2 = \frac{3,14 \cdot 320 \cdot 5}{60000} = 0,084 \text{ (м/с).}$$

Коефіцієнт корисної дії черв'ячної пари знаходиться за формулою:

$$\eta = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \varphi)}, \quad (4.109)$$

де  $\varphi$  - зведений кут тертя,  $^{\circ}$ .

Для пари сталь-бронза кут зведений кут тертя становить  $\varphi = 1,16^{\circ}$ .

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 26,56^{\circ}}{\operatorname{tg} (26,56^{\circ} + 1,16^{\circ})} = 0,952$$

#### 4.3.3.3 Сили, що діють в черв'ячній передачі

Величина колових сил, що діють в зачепленні визначають за формулою, Н:

$$F_{ti} = \frac{2000 \cdot T_i}{d_i}.$$

В черв'ячній передачі радіальна сила колеса дорівнює радіальній силі черв'яку та знаходиться за формулою, Н:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} 20^{\circ}. \quad (4.110)$$

Осьові сили, що діють в зачепленні, дорівнюють відповідним коловим силам.

Визначимо величини всіх сил, що діють в черв'ячній передачі:

$$F_{t1} = \frac{2000 \cdot 382,5}{80} = 9562,5 \text{ (Н)};$$

$$F_{t2} = \frac{2000 \cdot 2913}{320} = 18206,25 \text{ (Н)};$$

$$F_{r1} = F_{r2} = 18206,25 \cdot \operatorname{tg} 20^{\circ} = 6626,53 \text{ (Н)};$$

$$F_{a1} = F_{t2} = 18206,25 \text{ (Н)};$$

$$F_{a2} = F_{t1} = 9562,5 \text{ (Н)}.$$

#### 4.3.3.4 Перевірочний розрахунок черв'ячної передачі

Умова міцності за контактним напруженням перевіряється за формулою:

$$\sigma_H = \frac{5400}{(Z_2/q)} \cdot \sqrt{\left(\frac{1+Z_2/q}{a_w}\right)^3} \cdot T_2 \cdot K_H \leq [\sigma_H], \quad (4.111)$$

де  $K_H$  - уточнений коефіцієнт навантаження:

$$K_H = K_{HV} \cdot K_{H\beta}; \quad (4.112)$$

$K_{HV}$  - коефіцієнт, що враховує ступінь точності,  $K_{HV} = 1,05$ ;

$K_{H\beta}$  - коефіцієнт навантаження:

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{Z_2}{\theta}\right)^2 \cdot (1 - K_{нав}); \quad (4.113)$$

$\theta$  - коефіцієнт деформації черв'яка,  $\theta = 133$ ;

$K_{нав}$  - коефіцієнт, що враховує навантаження,  $K_{нав} = 0,8$ .

Підставляємо значення та проводимо перевірку черв'ячної передачі за контактним напруженням:

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{32}{133}\right)^2 \cdot (1 - 0,8) = 1,012;$$

$$K_H = 1,05 \cdot 1,012 = 1,063;$$

$$\sigma_H = \frac{5400}{(32/8)} \cdot \sqrt{\left(\frac{1+32/8}{200}\right)^3} \cdot 2913 \cdot 1,063 = 296,948 \text{ (МПа);}$$

$$296,948 < 329,18 \text{ (МПа).}$$

Умова міцності за контактними напруженнями виконується.

Умова міцності при згині перевіряється за формулою:

$$\sigma_{F2} = \frac{0,7 \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot F_{T2} \cdot Y_{F2}}{b_2 \cdot m} \leq [\sigma_{F2}], \quad (4.114)$$

де  $Y_{F2}$  - коефіцієнт форми зубців колеса,  $Y_{F2} = 1,39$ .

Підставляємо значення та проводимо перевірку черв'ячної передачі на згин:

$$\sigma_{F2} = \frac{0,7 \cdot 1,03 \cdot 1,1 \cdot 18206,25 \cdot 1,39}{75 \cdot 10} = 26,76 \text{ (МПа);}$$
$$26,76 < 72 \text{ (МПа).}$$

#### 4.3.3.5 Перевірочний розрахунок черв'яка на жорсткість

Умову жорсткості черв'яка перевіряють за формулою:

$$Y = \frac{F \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I_0} \leq [Y], \quad (4.115)$$

де  $F$  - сумарна сила, що діє в поперечному перерізі, Н:

$$F = \sqrt{F_{r1}^2 + F_{t1}^2}; \quad (4.116)$$

$L$  - приблизна відстань між опорами валу, мм:

$$L = 0,9 \cdot d_2; \quad (4.117)$$

$I_0$  - осьовий момент інерції в поперечному перерізі, мм<sup>4</sup>:



$$I_0 = \frac{\pi \cdot d_{f1}^4}{64}; \quad (4.118)$$

$[Y]$  - максимально-допустиме значення прогину черв'яка, мм:

$$[Y] = 0,005 \cdot m. \quad (4.119)$$

Підставимо значення та проводимо перевірку умови жорсткості черв'яка:

$$[Y] = 0,006 \cdot 10 = 0,06 \text{ (мм)};$$

$$I_0 = \frac{3,14 \cdot 56^4}{64} = 482749,69 \text{ (мм}^4\text{)};$$

$$L = 0,9 \cdot 320 = 288 \text{ (мм)};$$

$$F = \sqrt{6626,53^2 + 9562,5^2} = 11634,1 \text{ (Н)};$$

$$Y = \frac{11634,1 \cdot 288^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 482749,69} = 0,057 \text{ (мм)};$$

$$0,057 < 0,06 \text{ (мм)}.$$

Умову жорсткості виконано.

#### 4.3.4 Розрахунок черв'ячного валу

##### 4.3.4.1 Попередній розрахунок черв'ячного валу

Діаметр вихідного кінця валу знаходимо по формулі, мм [19]:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_{кр} \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_к}}, \quad (4.120)$$

де  $[\tau]_к$  - допустиме напруження,  $[\tau]_к = 15...20$  (МПа).

Діаметр валу під підшипник наближено знайдемо по формулі, мм:

$$d_{II} = d_1 + 2 \cdot t. \quad (4.121)$$

Діаметр валу під черв'як, мм:

$$d_{чер.} = d_{II} + 3,2 \cdot r. \quad (4.122)$$

Підставимо значення та отримаємо:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{382,48 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 18}} = 47,36 \text{ (мм)};$$

$$d_{II} = 48 + 2 \cdot 2 = 51,36 \text{ (мм)};$$

$$d_{чер.} = 51,36 + 3,2 \cdot 1,5 = 56,16 \text{ (мм)}.$$

Згідно ряду стандартних значень приймаємо  $d_1 = 48$  (мм),  $d_{II} = 50$  (мм),  
 $d_{чер.} = 56$  (мм).

#### 4.3.4.2 Кінематичний розрахунок швидкохідного валу

Визначаємо опорні реакції для горизонтальної площини [19]:

$$\sum M_{AX} = 0: -F_{t1} \cdot \frac{L}{2} + R_{BX} \cdot L = 0;$$

$$\sum M_{BX} = 0: F_{t1} \cdot \frac{L}{2} - R_{AX} \cdot L = 0.$$

Звідси знайдемо реакції опор  $R_{AX}$  та  $R_{BX}$  :

$$R_{AX} = R_{BX} = \frac{F_{t1} \cdot (L/2)}{L} = \frac{9562,5 \cdot (0,3/2)}{0,3} = 4781,25 \text{ (Н)};$$

Виконаємо перевірку:

$$\begin{aligned} \sum F_X &= R_{AX} - F_{t1} + R_{BX} = 0; \\ 4781,25 - 9562,5 + 4781,25 &= 0 \text{ (Н)}. \end{aligned}$$

Будуємо епюру згинальних моментів відносно осі X (рис. 4.18, б) в характерних перерізах:

$$\begin{aligned} M_{X1} &= 0 \text{ (Н}\cdot\text{м)}; \\ M_{X2} &= F_{t1} \cdot (L/2) = 9562,5 \cdot (0,3/2) = 1434,375 \text{ (Н}\cdot\text{м)}; \\ M_{X3} &= 0 \text{ (Н}\cdot\text{м)}; \\ M_{X4} &= 0 \text{ (Н}\cdot\text{м)}. \end{aligned}$$

Визначаємо опорні реакції для вертикальної площини:

$$\begin{aligned} \sum M_{AY} &= 0: F_{r1} \cdot \frac{L}{2} + R_{BY} \cdot L = 0; \\ \sum M_{BY} &= 0: F_{r1} \cdot \frac{L}{2} - R_{AY} \cdot L = 0. \end{aligned}$$

Звідси знайдемо реакції опор  $R_{AY}$  та  $R_{BY}$ :

$$R_{AY} = R_{BY} = \frac{F_{r1} \cdot (L/2)}{L} = \frac{6626,53 \cdot (0,3/2)}{0,3} = 3313,265 \text{ (Н)};$$

Виконаємо перевірку:

$$\sum F_Y = R_{AY} - F_{r1} + R_{BY} = 0;$$

$$3313,265 - 6626,53 + 3313,265 = 0 \text{ (Н)}.$$

Будуємо епюру згинальних моментів відносно осі Y (рис. 4.18, в) в характерних перерізах:

$$M_{Y1} = 0 \text{ (Н·м)};$$

$$M_{Y2} = F_{r1} \cdot (L/2) = 6626,53 \cdot (0,3 / 2) = 993,98 \text{ (Н·м)};$$

$$M_{Y3} = 0 \text{ (Н·м)};$$

$$M_{Y4} = 0 \text{ (Н·м)}.$$

Будуємо епюру крутних моментів (рис. 4.18, г):

$$M_{Kp} = \frac{F_{t1} \cdot d_1}{2} = \frac{9562,5 \cdot 0,48}{2} = 2295 \text{ (Н·м)}.$$

Визначаємо сумарні радіальні реакції:

$$R_A = R_B = \sqrt{R_X^2 + R_Y^2} = \sqrt{4781,25^2 + 3313,265^2} = 5817,05 \text{ (Н)}.$$

Знайдемо сумарний згинальний момент в найбільш навантаженому перерізі:

$$M_2 = \sqrt{M_{X2}^2 + M_{Y2}^2} = \sqrt{1434,375^2 + 993,98^2} = 1745,115 \text{ (Н·м)}.$$

Будуємо епюру еквівалентних моментів (рис. 4.20, д):

$$M_{екв2} = \sqrt{M_2^2 + M_{Kp}^2} = \sqrt{1745,115^2 + 2295^2} = 2883,13 \text{ (Н·м)}.$$

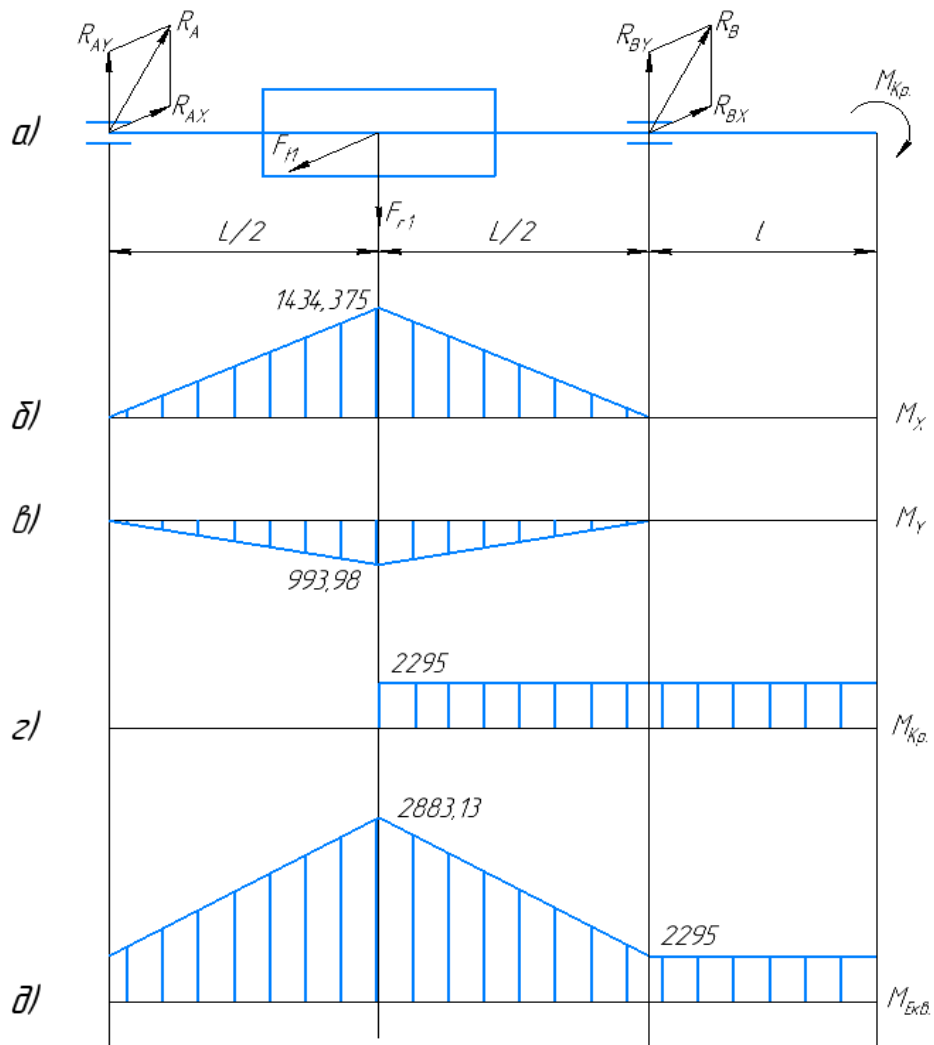


Рисунок 4.18 – Розрахункова схема черв'ячного валу

Знайдемо мінімально-допустимий діаметр валу за формулою, мм:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{екв} \cdot 10^3}{\pi \cdot [\sigma_{-1}]}} \quad (4.123)$$

де  $[\sigma_{-1}]$  - границя витривалості при згині, МПа.

Для сталі 45 границя витривалості при згині становить  $[\sigma_{-1}] = 300$  (МПа).

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2883,13 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 300}} = 46 \text{ (мм)}.$$

Враховуючи значення діаметрів валу, що були отримані під час проведення попереднього розрахунку черв'ячного валу, приймаємо: діаметр найменшого кінця валу -  $d_1 = 48$  (мм); діаметр валу під підшипник -  $d_{II} = 50$  (мм); діаметр валу під черв'як -  $d_{чер.} = 56$  (мм) (рис.4.19) [19].

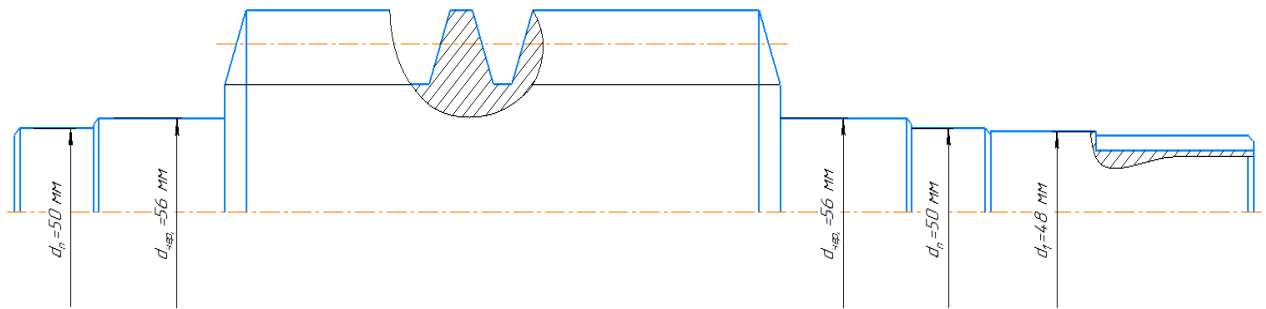


Рисунок 4.19 – Ескіз черв'ячного валу

#### 4.3.5 Розрахунок шпонкового з'єднання

Запропонована схема модернізації навантажувального органу розривної машини передбачає з'єднання основних елементів приводу між собою за допомогою шпонкового з'єднання.

Відповідно до ГОСТ 23360-78 обираємо шпонку для валу крокового двигуна -  $5 \times 5 \times 25$  (мм) та для швидкохідного валу черв'ячного редуктора -  $14 \times 9 \times 60$  (мм) [20].

Перевірку міцності шпонкових з'єднань проводимо на зминання за умовою [21]:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d \cdot (h - t) \cdot (l - b)} \leq [\sigma_{зм}], \quad (4.124)$$

де  $T$  - крутний момент на ділянці валу, Н·м;

$d$  - діаметр валу, на якому встановлена шпонка, мм;

$[\sigma_{зм}]$  - границя витривалості при зминанні,  $[\sigma_{зм}] = 110$  (МПа).

Шпонка 5×5×25 ГОСТ 23360-78 встановлюється на валу крокового двигуна, діаметром  $d = 14$  (мм), на якому діє крутний момент  $T = 8,5$  (Н·м).

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 8,5}{14 \cdot (5 - 3) \cdot (25 - 5)} = 30,357 \text{ (МПа)};$$
$$30,357 < 110 \text{ (МПа)}.$$

Отже, за умовою міцності шпонка придатна для використання.

Шпонка 14×9×60 ГОСТ 23360-78 встановлюється на швидкохідному валу черв'ячного редуктора, діаметром  $d = 48$  (мм), на якому діє крутний момент  $T = 382,48$  (Н·м).

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 382,48}{48 \cdot (9 - 5,5) \cdot (60 - 14)} = 98,985 \text{ (МПа)};$$
$$98,985 < 110 \text{ (МПа)}.$$

Отже, за умовою міцності шпонка придатна для використання.

#### 4.3.6 Проектний розрахунок фланцю

Запропонована схема модернізації навантажувального органу розривної машини передбачає встановлення фланцю для з'єднання хвильового редуктору з швидкохідним валом черв'ячної передачі.

Фланець з вихідним кінцем хвильового редуктору з'єднується за допомогою групового болтового з'єднання, а з черв'ячним редуктором за допомогою шпонкового з'єднання, тому основні розміри фланцю визначимо виходячи з розрахунку групового з'єднання та перевірки умови на міцність і жорсткість під час дії крутних моментів.

#### 4.3.6.1 Проектний розрахунок групового з'єднання

Для розрахунку необхідного діаметра з'єднуючих болтів необхідно виконати проектний розрахунок на міцність групового з'єднання при одночасній дії зовнішніх сил та крутного моменту [7].

Обраний хвильовий редуктор забезпечує мультиплікацію крутного моменту до значень  $T = 439$  (Н·м) та має діаметр розміщення осей болтів  $D_{\sigma} = 132$  (мм).

Групове з'єднання хвильового редуктора з фланцем здійснюється за допомогою 4 болтів М4×10 та/або 12 гвинтів М5×10. Проектний розрахунок на міцність групового з'єднання виконуємо для обох способів з'єднання.

Враховуючи, що вектор дії колової сили хвильового редуктора на груповому з'єднанні та вектор дії зовнішньої сили  $F_B$  спрямовані в одному напрямку та лежать в одній площині, приймаємо:

$$F_B = \frac{2 \cdot T}{D_{\sigma}} = \frac{2 \cdot 439}{0,132} = 6651,51 \text{ (Н)}.$$

Підставимо значення у формули (4.31)...(4.33) та знайдемо величину розрахункової сили при одночасній дії сили та крутного моменту в груповому з'єднанні 4 болтами:

$$F_T = \frac{2000 \cdot 439}{4 \cdot 132} = 1662,87 \text{ (Н)};$$

$$F_F = \frac{6651,51}{4} = 1662,87 \text{ (Н)};$$

$$F_{P1} = \sqrt{1662,87^2 + 1662,87^2 + 2 \cdot 1662,87 + 1662,87 \cdot \cos 30^{\circ}} = 2352,41 \text{ (Н)}.$$

В якості матеріалу для виготовлення болтів, гвинтів та шпильок малих діаметрів різі, в залежності від класу точності, використовують: сталь 10 та 10кп – для 4 або 5 класу точності; 40Х та 30ХГСА для 9 класу точності.



Для розрахунку з'єднання болтами М4×10 обираємо леговану сталь 40Х, для якої допустиме напруження зрізу  $[\tau]_{зр}$  та допустиме напруження зминання матеріалу  $[\sigma]_{зм}$  становлять:

$$[\tau]_{зр} = (0,2...0,3) \cdot \sigma_T = 0,3 \cdot 360 = 108 \text{ (МПа)};$$

$$[\sigma]_{зм} = (0,5...0,6) \cdot \frac{\sigma_T}{s} = 0,6 \cdot \frac{360}{4} = 54 \text{ (МПа)}.$$

Визначимо значення діаметру стержня гвинта за формулою (4.35):

$$d = \frac{4 \cdot 2352,41}{3,14 \cdot 195 \cdot 4} = 3,8 \text{ (мм)}.$$

Округлюємо отримане значення згідно стандартного ряду та отримуємо  $d = 4$  (мм), що відповідає дійсному значенню діаметру стержня болта групового з'єднання.

Визначимо мінімальну необхідну товщину з'єднуваних деталей з умови відсутності зминання на поверхні контакту гвинта зі з'єднуваними деталями за формулою (4.37):

$$\delta = \frac{2352,41}{4 \cdot 97,5} = 6 \text{ (мм)}.$$

Виконаємо розрахунок сил при одночасній дії зовнішньої сили та крутного моменту для групового з'єднання 12 гвинтами:

$$F_T = \frac{2000 \cdot 439}{12 \cdot 132} = 554,29 \text{ (Н)};$$

$$F_F = \frac{6651,51}{12} = 554,29 \text{ (Н)};$$

$$F_{p1} = \sqrt{554,29^2 + 554,29^2 + 2 \cdot 554,29 + 554,29 \cdot \cos 30^\circ} = 784,645 \text{ (Н)}.$$

Визначимо значення діаметру стержня гвинта за формулою (4.35):

$$d = \frac{4 \cdot 784,645}{3,14 \cdot 195 \cdot 2} = 2,5 \text{ (мм)}.$$

Округлюємо отримане значення згідно стандартного ряду та отримуємо  $d = 3$ (мм), що значно менше за дійсне значення діаметру стержня гвинта групового з'єднання. Це свідчить про високу міцність такого гвинтового групового з'єднання.

Визначимо мінімальну необхідну товщину з'єднуваних деталей з умови відсутності зминання на поверхні контакту гвинта зі з'єднуваними деталями за формулою (4.37):

$$\delta = \frac{784,645}{3 \cdot 97,5} = 2,68 \text{ (мм)}.$$

Округлюємо значення згідно стандартного ряду та отримуємо  $\delta = 3$ (мм).

4.3.6.2 Розрахунок на міцність та жорсткість під час дії крутних моментів  
Фланець виконуємо зі сталі 45 для якої границя міцності  $\sigma_B = 610$  (МПа), границя текучості  $\sigma_T = 360$  (МПа). Спосіб встановлення фланцю на швидкохідний вал черв'ячного редуктору передбачає виконання деталі з повздовжнім наскрізним отвором, діаметром  $d = 48$  (мм).

Необхідна довжина фланцю  $L = 80$  (мм).

Визначимо необхідний діаметр поперечного перерізів фланцю на характерній ділянці, беручи до уваги умову міцності на кручення [9].

Знайдемо допустиме дотичне напруження при крученні для сталі 45 за формулою (4.46) та визначимо проектне значення зовнішнього діаметру характерного перерізу для деталі з повздовжнім отвором за формулою:

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau]_{кр} \cdot (1 - \alpha_{np}^4)}} \quad (4.125)$$

Враховуючи конструкційне призначення фланцю приймаємо значення співвідношення внутрішнього та зовнішнього діаметрів  $\alpha_{np} = 0,94$ . Підставляємо значення та визначаємо проектне значення зовнішнього діаметру:

$$[\tau]_{кр} = 0,6 \cdot \frac{360}{4} = 54 \text{ (МПа)};$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 439000}{3,14 \cdot 54 \cdot (1 - 0,94^4)}} = 57,38 \text{ (мм)}.$$

Отримане значення округлюємо згідно стандартного ряду розмірів та отримуємо  $D_1 = 70$  (мм).

Виконаємо перевірку умови міцності на кручення для розрахованого значення діаметра за формулами (4.45)...(4.49):

$$\alpha_3 = \frac{48}{70} = 0,686;$$

$$W_p = \frac{3,14 \cdot 70^3}{16} \cdot (1 - 0,686^4) = 52432,98 \text{ (Н} \cdot \text{мм)};$$

$$\tau_{\max} = \frac{439000}{52432,98} = 8,373 \text{ (МПа)}$$

$$2,495 < 54 \text{ (МПа)}.$$

Умова міцності на кручення виконується, тому для наступних розрахунків значення діаметрів фланцю приймаємо:  $D_3 = 70$  (мм),  $d = 48$  (мм).

Найбільший діаметр фланцю приймаємо відповідно до зовнішнього діаметру хвильового редуктора:  $D_1 = 142$  (мм).

Для зменшення величини внутрішніх напружень, що виникають під час дії крутного моменту, виконуємо збільшення товщини деталі, надаючи їй зовнішній поверхні певної конусності,  $D_2 = 100$  (мм).

За встановленими значеннями діаметрів виконуємо ескіз валу (рис. 4.20, в).

Визначимо моменти пору перерізів та кути закручування за формулами (4.51)...(4.53):

$$\alpha_1 = \frac{48}{142} = 0,338;$$

$$\alpha_2 = \frac{48}{100} = 0,48;$$

$$I_{P1} = \frac{3,14 \cdot 142^4}{32} \cdot (1 - 0,338^4) = 39395596,35 \text{ (Н} \cdot \text{мм)};$$

$$I_{P2} = \frac{3,14 \cdot 100^4}{32} \cdot (1 - 0,48^4) = 9296324,5 \text{ (Н} \cdot \text{мм)};$$

$$I_{P3} = \frac{3,14 \cdot 70^4}{32} \cdot (1 - 0,686^4) = 1835154,59 \text{ (Н} \cdot \text{мм)};$$

$$\varphi_1 = \frac{439000 \cdot 10}{8,1 \cdot 10^4 \cdot 39395596,35} = 1,376 \cdot 10^{-6} \text{ (рад)};$$

$$\varphi_2 = \frac{439000 \cdot 80}{8,1 \cdot 10^4 \cdot 9296324,5} = 46,64 \cdot 10^{-6} \text{ (рад)};$$

$$\varphi_3 = \frac{439000 \cdot 80}{8,1 \cdot 10^4 \cdot 1835154,59} = 236,26 \cdot 10^{-6} \text{ (рад)}.$$

Визначимо кути закручування перетинів деталі. За нуль приймаємо закріплення, тоді:

$$\Delta\varphi_A = 0 \text{ (рад);}$$

$$\Delta\varphi_B = \Delta\varphi_A + \Delta\varphi_1 = 0 + 1,376 \cdot 10^{-6} = 1,376 \cdot 10^{-6} \text{ (рад);}$$

$$\Delta\varphi_B = \Delta\varphi_B + \Delta\varphi_2 = 1,376 \cdot 10^{-6} + 46,64 \cdot 10^{-6} = 48,016 \cdot 10^{-6} \text{ (рад);}$$

$$\Delta\varphi_\Gamma = \Delta\varphi_B + \Delta\varphi_3 = 48,016 \cdot 10^{-6} + 236,26 \cdot 10^{-6} = 284,276 \cdot 10^{-6} \text{ (рад).}$$

Будуємо епюру кутів закручування деталі (рис. 4.20, г).

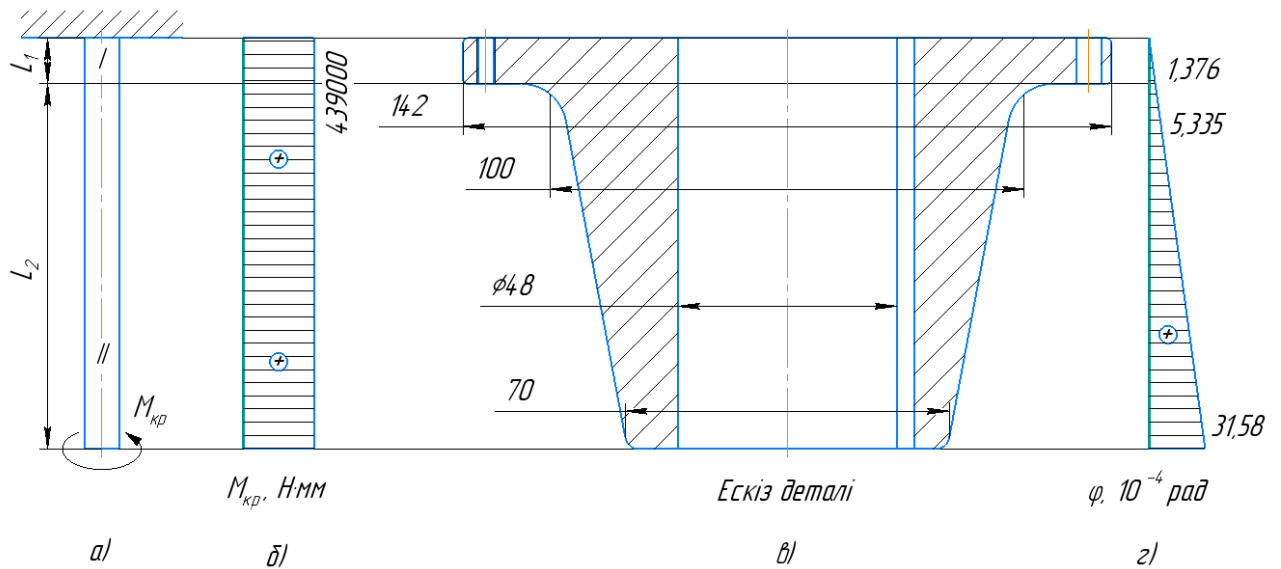


Рисунок 4.20 – Епюра крутних моментів та кутів закручування елемента гвинтової передачі

Виконаємо перевірку на жорсткість фланцю за формулами (4.54)...(4.56):

$$\theta_1 = \frac{1,376 \cdot 10^{-6}}{0,01} = 1,376 \cdot 10^{-4} \text{ (рад/м);}$$

$$\theta_2 = \frac{48,016 \cdot 10^{-6}}{0,09} = 5,335 \cdot 10^{-4} \text{ (рад/м);}$$

$$\theta_3 = \frac{284,276 \cdot 10^{-6}}{0,09} = 31,58 \cdot 10^{-4} \text{ (рад/м);}$$

$$\theta_{\max} = 31,58 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{180^\circ}{3,14} = 0,181 \text{ (рад/м);}$$

$$0,181 < 2 \text{ (рад/м)}.$$

Отже, умову жорсткості забезпечено.

#### 4.3.7 Вибір та розрахунок кріплення 4-х кулачкового патрону

Запропонована схема модернізації навантажувального органу розривної машини передбачає закріплення 4-х кулачкового патрону на черв'ячному колесі за допомогою групового гвинтового з'єднання, тому вибір моделі патрону здійснюємо на основі проектного розрахунку групового з'єднання.

##### 4.3.7.1 Проектний розрахунок групового з'єднання

Обраний черв'ячний редуктор забезпечує мультиплікацію крутного моменту до значень  $T = 2913 \text{ (Н·м)}$

Враховуючи значення діаметрів черв'ячного колеса, приймаємо діаметр розміщення осей болтів  $D_b = 200 \text{ (мм)}$ . Бажана кількість болтів у з'єднанні  $z = 6$ .

Вектор дії колової сили черв'ячного редуктора на груповому з'єднанні та вектор дії зовнішньої сили  $F_B$  спрямовані в одному напрямку та лежать в одній площині, приймаємо:

$$F_B = \frac{2 \cdot T}{D_b} = \frac{2 \cdot 2913}{0,2} = 29130 \text{ (Н)}.$$

Підставимо значення у формули (4.31)...(4.33) та знайдемо величину розрахункової сили при одночасній дії сили та крутного моменту в груповому з'єднанні 6 болтами [7]:

$$F_T = \frac{2000 \cdot 2913}{6 \cdot 200} = 4885 \text{ (Н)};$$

$$F_F = \frac{29130}{6} = 4855 \text{ (Н)};$$

$$F_{P1} = \sqrt{4885^2 + 4885^2 + 2 \cdot 4885 + 4885 \cdot \cos 30^\circ} = 6909,2 \text{ (Н)}.$$

В якості матеріалу для виготовлення болтів, гвинтів та шпильок малих діаметрів різі, в залежності від класу точності, використовують: сталь 10 та 10кп – для 4 або 5 класу точності; 40Х та 30ХГСА для 9 класу точності.

Для розрахунку з'єднання болтами обираємо леговану сталь 40Х, для якої допустиме напруження зрізу  $[\tau]_{зр}$  та допустиме напруження зминання матеріалу  $[\sigma]_{зм}$  становлять:

$$[\tau]_{зр} = (0,2 \dots 0,3) \cdot \sigma_T = 0,3 \cdot 650 = 195 \text{ (МПа)};$$

$$[\sigma]_{зм} = (0,5 \dots 0,6) \cdot \frac{\sigma_T}{s} = 0,6 \cdot \frac{650}{4} = 97,5 \text{ (МПа)}.$$

Визначимо значення діаметру стержня гвинта за формулою (4.35):

$$d = \frac{4 \cdot 6909,2}{3,14 \cdot 195 \cdot 4} = 11,278 \text{ (мм)}.$$

Округлюємо отримане значення згідно стандартного ряду та отримуємо  $d = 12 \text{ (мм)}$ .

Визначимо мінімальну необхідну товщину з'єднуваних деталей з умови відсутності зминання на поверхні контакту болта зі з'єднуваними деталями за формулою (4.37):

$$\delta = \frac{6909,2}{12 \cdot 97,5} = 5,905 \text{ (мм)}.$$

Отримане значення округлюємо згідно ряду стандартних значень розмірів та отримуємо  $\delta = 6$ (мм).

#### 4.3.7.2 Вибір 4-х кулачкового патрону

Враховуючи результати, що були отримані під час проведення проектного розрахунку групового з'єднання, обираємо патрон токарний 4-х кулачковий Bison 3605-250 DIN 6350 (рис. 4.21), характеристика якого представлена в табл. 4.25 [22].

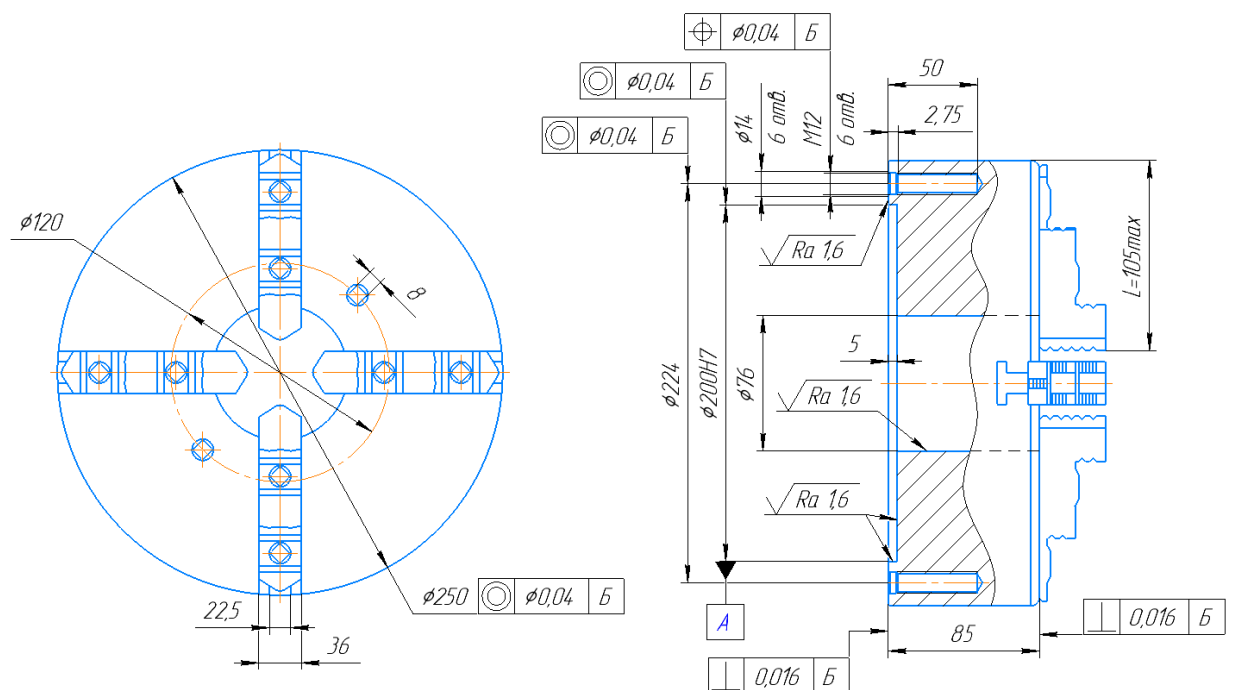


Рисунок 4.21 – Патрон 4-х кулачковий Bison 3605-250 DIN 6350

Таблиця 4.25 – Технічна характеристика 4-х кулачкового патрону Bison 3605-250 DIN 6350

Параметр	Значення	Од. вим.
Кількість кулачків	4	шт.
Зовнішній діаметр патрону	250	мм
Внутрішній діаметр патрону (діаметр отвору)	76	мм
Висота патрону	88,8	мм



Продовження табл. 4.25

Максимальний вихід кулачків	306	мм
Максимально-допустима частота обертання	2500	об/хв
Максимальний крутний момент на ключі	180	Н·м
Сумарна статична сила затискання кулачками патрону	4600	Н
Вага	29	кг

### 4.3.6 Вибір підшипників та перевірка їх на придатність

#### 4.3.6.1 Вибір підшипника для встановлення черв'ячного колеса

Запропонований варіант модернізації навантажувального органу розривної машини передбачає встановлення черв'ячного колеса з закріпленим 4-х кулачковим патроном на підшипник. При такому встановленні підшипник кочення працюватиме в умовах роботи комбінованого (радіально-осьового) та змінного за характером навантаження, тому вибір типорозміру підшипника проводимо за розрахунковим динамічним навантаженням, що визначається за формулою (4.57).

В якості осьової складової навантаження візьмемо вагу компонентів, що встановлюються на підшипник та максимальне навантаження на досліджуваний зразок верхньою траверсою розривної машини, тобто:

$$F_a = 200000 + 290 + 150 = 200440 \text{ (Н)}.$$

В якості радіальної складової навантаження візьмемо радіальну силу черв'ячного колеса:

$$F_r = 6626,53 \text{ (Н)}.$$

За таблицю 4.9 обираємо значення коефіцієнтів радіального  $X$  та осьового  $Y$  навантаження:  $X = \operatorname{tg}42^\circ = 0,9$ ,  $Y = 1$ .

За таблицею 4.10 обираємо значення коефіцієнту безпеки  $K_{\sigma} = 2,5$ , через те, навантажувальний механізм буде сприймати перенавантаження із значними поштовхами в момент розриву зразка.

Коефіцієнт обертання  $V$  приймаємо:  $V = 1$ , тому що обертається внутрішнє кільце.

Враховуючи, що температура підшипникового вузла буде меншою  $100^{\circ}\text{C}$ , то температурний коефіцієнт  $K_T = 1$ .

Враховуючи, що підшипник сприйматиме одночасно радіальні та осьові навантаження, то еквівалентне динамічне навантаження будемо розраховувати для упорно-радіального підшипника.

Підставивши всі значення в формулу (4.1), визначимо розрахункове динамічне навантаження [10]:

$$P = (1 \cdot 0,9 \cdot 6626,53 + 1 \cdot 200440) \cdot 2,5 \cdot 1 = 516009 \text{ (Н)}.$$

За визначеним значенням розрахункового динамічного навантаження  $P$  та враховуючи необхідність вибору максимально компактного підшипника, обираємо упорно-радіальний підшипник 9039326 ГОСТ 9942-90 (серія ширин 9 та серія діаметрів 3). Характеристика підшипника 9039326 (міжнародний аналог – 2936) наведена в табл. 4.26 [11].

Таблиця 4.26 – Характеристика упорно-радіального підшипника 9039326

Параметр	Позначення	Величина	Одиниця
Діаметр отвору тугого кільця	$d$	130	мм
Зовнішній діаметр тугого кільця	$d_1$	205	мм
Зовнішній діаметр вільного кільця	$D$	225	мм
Діаметр отвору вільного кільця	$D_1$	170	мм

Продовження табл. 4.26

Відстань від торця тугого кільця до центру радіусу сфери	$S$	76	мм
Висота підшипника	$T$	58	мм
Висота вільного кільця	$t$	28	мм
Радіус монтажно́ї фаски підшипника	$r$	2,1	мм
Статична вантажопідйомність	$C_0$	2120000	Н
Динамічна вантажопідйомність	$C$	600000	Н
Вага підшипника	$m$	9,3	кг

Розрахуємо номінальна довговічність підшипника  $L$  (в млн. обертів), та  $L_h$  (в год.) за формулами (4.58)...(4.59):

$$L = (600000 / 516009)^{3,33} = 1,652 \text{ (млн. обертів);}$$

$$L_h = \frac{1740}{1} \cdot \left( \frac{600000}{516009} \right)^{3,33} = 2875,04 \text{ (год.).}$$

4.3.6.2 Вибір підшипників кочення для швидкохідного валу черв'ячного редуктора

Для черв'ячних передач рекомендується вибирати радіально-упорні роликові однорядні підшипники ГОСТ 27365-87, тому еквіваленте динамічне навантаження будемо розраховувати саме для них.

В якості осьової складової навантаження приймаємо максимальне осьове навантаження в черв'ячні передачі, тобто:

$$F_a = 18206,25 \text{ (Н).}$$

В якості радіальної складової навантаження візьмемо максимальну радіальну силу в передачі:

$$F_r = 6626,53 \text{ (Н)}.$$

За таблицею 4.9 обираємо значення коефіцієнтів радіального  $X$  та осевого  $Y$  навантаження:  $X = 0,4$ ,  $Y = 0,4 \cdot \text{ctg}50^\circ = 0,336$ .

За таблицею 4.10 обираємо значення коефіцієнту безпеки  $K_\sigma = 2,5$ , через те, навантажувальний механізм буде сприймати перенавантаження із значними поштовхами в момент розриву зразка.

Коефіцієнт обертання  $V$  приймаємо:  $V = 1$ , тому що обертається внутрішнє кільце.

Враховуючи, що температура підшипникового вузла буде меншою  $100^\circ\text{C}$ , то температурний коефіцієнт  $K_T = 1$ .

Підставивши всі значення в формулу (4.1), визначимо розрахункове динамічне навантаження [10]:

$$P = (1 \cdot 0,4 \cdot 6626,53 + 0,336 \cdot 18206,25) \cdot 2,5 \cdot 1 = 21919,78 \text{ (Н)}.$$

За визначеним значенням розрахункового динамічного навантаження  $P$ , обираємо радіально-упорні роликові однорядні підшипники 7210 (серія ширин 0 та серія діаметрів 2). Характеристика підшипника 7210 (міжнародний аналог – 30210) наведена в табл. 4.2 [23].

Таблиця 4.27 – Характеристика радіально-упорного роликового однорядного підшипника 7210

Параметр	Позначення	Величина	Од. вим.
Внутрішній діаметр підшипника	$d$	50	мм
Зовнішній діаметр підшипника	$D$	90	мм
Висота підшипника	$T$	21,75	мм
Ширина зовнішнього кільця підшипника	$B$	17	мм
Ширина внутрішнього кільця підшипника	$C$	21	мм

Продовження табл. 4.27

Радіус монтажно́ї фаски підшипника	$r$	2,0	
Статична вантажопідйомність	$C_0$	40000	Н
Динамічна вантажопідйомність	$C$	56000	Н
Вага підшипника	$m$	0,54	кг

Розрахуємо номінальна довговічність підшипника  $L$  (в млн. обертів), та  $L_h$  (в год.) за формулами (4.58)...(4.59):

$$L = (56000 / 21919,78)^{3,33} = 22,72 \text{ (млн. обертів);}$$

$$L_h = \frac{1740}{1} \cdot \left( \frac{600000}{516009} \right)^{3,33} = 39539,47 \text{ (год.).}$$

#### 4.4 Висновок

В ході виконання розрахункової частини магістерської кваліфікаційної роботи були виконані: проектні та силові розрахунки гвинтової, рейкової та черв'ячної передач, перевірка умов міцності на зминання та зріз для групового гвинтового та болтового з'єднання елементів приводу, перевірка умови жорсткості валу, розраховані основні параметри гідроциліндру.

За результатами проведених розрахунків були обрані типорозміри фланців, універсальних 4-х кулачкових патронів, елементів гідроприводу, підшипників та хвильової передачі.

## 5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Однією з найважливіших умов, що забезпечує стабільну та безпечну трудову діяльність, є охорона праці. Праця як спільна діяльність здійснюється в економічних інтересах роботодавця та під його керівництвом (тобто є несамостійною і характеризує працівника як найману особу). Виходячи з цього виникає необхідність захистити працівника від надмірної експлуатації з боку роботодавця та зобов'язати останнього створити безпечні умови праці. Працівник, у свою чергу, в процесі трудової діяльності повинен виконувати встановлені правила поведінки.

Тема магістерської кваліфікаційної роботи «Модернізація гідромеханічної розривної машини для дослідження механічних властивостей матеріалів».

Під час визначення шляхів модернізації гідромеханічної розривної машини для дослідження механічних властивостей матеріалів на працівника можуть мати вплив такі небезпечних та шкідливих виробничих факторів:

- рухомі незахищені елементи механізмів, машин і виробничого обладнання;
- падаючі вироби техніки, інструмент і матеріали під час роботи;
- підвищений рівень шуму, вібрації, ультра- та інфразвуку;
- підвищена напруга в електричному ланцюзі, замикання якого може відбутися через тіло людини;
- гострі кромки, задирки й шорсткість на поверхнях обладнання й інструментів;
- відсутність чи нестача природного світла;
- недостатня освітленість робочої зони;
- знижена контрастність об'єктів в порівнянні з фоном; перевантаження (статичні й динамічні) і нервово-психічні чинники (емоційні перевантаження, перенапруга аналізаторів, розумова перенапруга, монотонність праці).

## 5.1 Технічні рішення щодо безпечної експлуатації об'єкта

### 5.1.1 Технічні рішення щодо безпечної організації робочих місць

Розглянемо приміщення, в якому проводяться дослідження та розробляється модернізація розривної випробувальної машини P20 для статичного випробування на розтяг металів, сплавів та інших матеріалів.

Дільниця знаходиться в аудиторії чотириповерхового навчального закладу.

На дільниці обладнання живиться від трифазної чотирипровідної мережі з заземленою нейтраллю напругою 380/220 В.

В приміщенні знаходиться три вікна великих за розміром, тим самим забезпечується достатнє бічне природнє освітлення.

В холодний період часу використовується система опалення з чавунними радіаторами.

Приміщення заповнене повністю, а саме: робочими столами, стільцями, шафами для матеріалів та іншими машинами та установками для дослідження матеріалів. Тому важливо забезпечити комфортні та безпечні умови праці: щоб кожне робоче місце мало достатнє освітлення, та не створювало дискомфорту робочому персоналу.

На дільниці повинні бути створені для кожного працівника здорові і безпечні умови праці. При цьому необхідно забезпечити неможливість виникнення вірогідних небезпек при експлуатації обладнання та/або виконання інших робіт на території робочої зони. У випадку якщо повного уникнення небезпек неможливо досягти, необхідно забезпечити обмеження дії небезпек на працівника та організувати спеціальні місця для усунення наслідків виникнення небезпеки (пункт першої медичної допомоги, пожежні щити і інші).

Працівники мають бути проінформовані та проінструктовані щодо дій, необхідних у разі виникнення на підприємстві аварійних ситуацій, пов'язаних з безпосередньою загрозою для їх життя і здоров'я, та про вжиті або такі, що мають бути вжитими, запобіжні і захисні заходи [24].

Для забезпечення належного виконання цих заходів необхідно призначити осіб, що відповідатимуть за проведення інструктажів, перевірку спорядження та засобів першої медичної допомоги, проведення регулярних перевірок персоналу.

Роботи підвищеної небезпеки виконуються за нарядами-допусками, оформленими в установленому порядку.

У разі виникнення надзвичайних ситуацій і нещасних випадків працівникам, що відповідають за безпеку праці на дільниці, необхідно вжити термінових заходів для евакуації інших працівників, надання першої медичної допомоги потерпілим, локалізації і ліквідації аварії або пожежі, усунення їх наслідків, за необхідності залучити зовнішні служби невідкладної медичної допомоги, професійні аварійно-рятувальні служби, підрозділи пожежної охорони.

Навчання і перевірка знань з питань охорони праці працівників, а також студентів під час трудового і професійного навчання здійснюються відповідно до Типового положення про порядок проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці, затвердженого наказом Держнаглядохоронпраці від 26.01.2005 № 15, зареєстрованого в Міністерстві юстиції України 15.02.2005 за № 231/10511.

Залучення працівників до вирішення питань охорони праці здійснюється профспілковими організаціями навчального закладу, на території якого знаходиться дільниця, відповідно до статті 42 Закону України «Про охорону праці». У разі відсутності професійної спілки громадський контроль за додержанням законодавства про охорону праці здійснюється уповноваженими найманими працівниками особами з питань охорони праці відповідно до Типового положення про діяльність уповноважених найманими працівниками осіб з питань охорони праці, затвердженого наказом Держгірпромнагляду України від 21.03.2007 № 56, зареєстрованого в Міністерстві юстиції України 06.04.2007 за № 316/13583.



Дослідницькі машини та інші елементи дільниці, що живляться від електричної мережі до початку проведення дослідів повинні бути вимкнені та/або знеструмленні [25].

Елементи приводів що містять в собі зубчасті та інші види передач мають містити на собі захисні екрани, кришки, дверцята або інші конструктивно-призначені для цього загороджувально-захисні елементи. Захисні пристрої дослідницького обладнання не повинні обмежувати технологічних можливостей обладнання і викликати незручності при роботі, прибиранні, налагодженні, приводити при відкриванні до забруднення підлоги. При необхідності вони повинні мати рукоятки, скоби для зручності відкривання, закривання, знімання, переміщення та установлення. Кріплення захисних пристроїв повинно бути надійним, що виключає випадки самовідкривання.

Все технічне, спеціальне та інше вимірювально-дослідницьке обладнання до початку та після закінчення робіт має знаходитись у спеціально призначених для цього місцях у зібраному вигляді.

Перед початком експлуатації обладнання необхідно перевірити його на цілісність та готовність до роботи.

До виконання дослідницьких робіт допускаються особи старші 18 років, що пройшли відповідний інструктаж з правил користування обладнанням та вимірювальним інструментом, техніки безпеки та зорієнтовані як діяти в надзвичайних ситуаціях.

Одяг робочого персоналу має бути теплим, щільним та не мати зайвих звисаючих елементів.

### 5.1.2 Електробезпека

На дільниці для дослідження механічних властивостей матеріалів, обладнання живиться від трифазної чотирипровідної мережі з заземленою нейтраллю напругою 380/220 В.

Враховавши всі вище сказані фактори, приходимо до висновку, що з міркувань безпеки обираємо спосіб захисту занулення.

У відповідності з правилами улаштування електроустановок (ПУЕ) — заземлення є ефективним методом захисту від ураження людини під час пробою на корпус обладнання з мережі.

Слід зазначити, що можливими причинами ураження електричним струмом також можуть бути: використання несправних електроприборів та дослідних установок, виконання ремонтних робіт, налагодження або перевірки гідроелектричних вузлів дослідних установок без засобів індивідуального захисту, неуважність та необережність під час вмикання мережі живлення, виникнення «стрибків» напруги через перенавантаження мережі одночасною роботою декількох дослідницьких установок.

Для уникнення таких ситуацій на ділянці слід використати системи засобів і заходів забезпечення електробезпеки.

Серед технічних засобів і заходів варто застосувати: ізоляцію струмоведучих частин, електричне розділення мереж, огорожувальні улаштування із попереджувальними знаками, встановлення запобіжних пристосувань та аварійного відключення.

Серед організаційних варто виділити: використання допусків до проведення робіт; призначення осіб, відповідальних за організацію і виконання робіт; нагляд за працюючими під час виконання робіт; документальне оформлення завдання на проведення робіт.

В якості електрозахисних засобів слід використати додаткові засоби індивідуального захисту: діелектричне взуття, захисні каски, окуляри та інші.

## 5.2 Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії

Розміри приміщення де відбуваються дослідження складають  $10 \times 5 \times 3$  (м). Загальна площа становить  $50 \text{ м}^2$ , об'єм  $150 \text{ м}^3$ . За Державними санітарними нормами та правилами [26] на одного працівника об'єм та площа мають становити відповідно  $15\text{-}20 \text{ м}^3$  та  $5\text{-}8 \text{ м}^2$ . Враховуючи кількість можливого

одночасно працюючих установок, зазначимо, що на дільниці можуть працювати до 6 осіб.

Приміщення є вогнестійкими і оснащено приточно-витяжною вентиляцією, яка забезпечує задовільний стан повітряного середовища.

Висота стелі має бути не меншою за 3,2 метри.

Підлогу роблять твердою, негорючою, не слизькою і рівною.

Вхідні двері оббиваються листовою-сталлю і відкриваються назовні. Інтер'єр приміщення дільниці фарбують в світлий колір з дифузійним відбиттям світла.

### 5.2.1 Мікроклімат

Мікрокліматичні умови характеризуються наступними показниками: температура, відносна вологість, швидкість руху повітря.

Визначаємо оптимальні і допустимі норми цих параметрів в залежності від категорії робіт, періоду року [27].

Числові значення цих норм додано в таблицю 5.1.

Таблиця 5.1 – Параметри мікроклімату

Період року	Категорія робіт	Температура					Відносна вологість %		Швидкість руху пов. м/с	
		Оптимальна	Допустима верхня		Допустима нижня		Оптимальна	Допустима	Оптимальна	Допустима
			Пост. роб. місце	Непост. роб. місце	Пост. роб. місце	Непост. роб. місце				
Холод.	Па	17-19	23	24	17	15	40-60	75	0,2	≤0,3
Тепл.	Па	20-22	28	29	18	17	40-60	70	0,3	0,4-0,2

Для нормалізації мікроклімату в виробничому приміщенні оснащено приточно-витяжною вентиляцією та опаленням з чавунними радіаторами.

Інтенсивність теплового випромінювання працюючих від відкритих джерел не перевищує  $100 \text{ Вт/м}^2$ , при цьому випромінюванні не підлягає більше 25 % поверхні тіла і обов'язковим є використання засобів індивідуального захисту, в тому числі засобів захисту обличчя та очей.

Для захисту від шкідливих речовин застосовують комплекс організаційно-технічних санітарно-гігієнічних заходів:

- пристрій місцевої витяжної вентиляції для видалення шкідливих речовин від місць їх утворення;
- регулярне прибирання приміщення;
- застосування засобів індивідуального захисту (спеціальний одяг, захисні окуляри, респіратори та інше);
- профілактичні медичні огляди, виконання правил особистої гігієни;
- суворе дотримання правил поведінки з устаткуванням.

### 5.2.2 Склад повітря робочої зони

Контроль повітря в приміщенні відбувається на робочих місцях, якщо на них використовується однакове обладнання, то вимірювання проводимо на вибіркових місцях, рекомендовано в центрі і по периферії. Повітря повинне бути чисте, тепле, відносно вологе. Працює приточно-витяжна вентиляція, яка забезпечує робочі місця повітрям з заданими параметрами.

На дільниці знаходяться машини та устаткування, що працюють за рахунок гідро- та електродвигунів та призначені для статичних та динамічних випробувань зразків матеріалів на розтяг/стиск, кручення та згин.

Двигуни, які здатні викидати пари нагрітого мастила, оснащені додатковими відводами, що забезпечують викид парів за межами дільниці.

Також повітря робочої зони може містити наступні речовини: флюс каніфольний активований (під час виконання робіт пов'язаних із припаюванням елементів плат систем керування), спирт етиловий (під час виконання прибирання робочих поверхонь) та пари скипидару. Ці речовини відносяться до класу малонебезпечних. ГДК зазначених речовин представлена в табл. 5.2.

Таблиця 5.2 – Можливі забруднювачі повітря та їх ГДК

Найменування речовини	ГДК, мг/м <sup>3</sup>		Клас небезпечності
	Максимально разова	Середньодобова	
Флюс каніфольний активований	0,3	0,3	4
Спирт етиловий	5	5	4
Скипидар	2	1	4

Всі необхідні матеріали, рідини та інструменти для підтримання устаткування в належному робочому стані знаходяться в підсобному приміщенні, що відділене від дільниці стінами.

Зберігання та використання на території дільниці небезпечних забруднюючих речовин під час проведення дослідів або після закінчення роботи суворо забороняється.

### 5.2.3 Виробниче освітлення

В приміщенні застосовується два типи освітлення природне та штучне. Природне освітлення потрапляє через просторі вікна, а в темний період доби використовується штучне освітлення світлодіодними лампами, які кріпляться до стелі. Під час виконання точних робіт використовується місцеве освітлення.

Для загального та місцевого освітлення приміщень необхідно використати джерела світла з колірною температурою від 2400 К до 6800 К. Інтенсивність ультрафіолетового опромінення спектрального діапазону 320-400 нм не повинна перевищувати 0,03 Вт/м<sup>2</sup>. Випромінювання з довжиною хвилі менше 320 нм не допускається [28].

Значення якісних та кількісних показників освітлення передбачені вимогами [29] та наведені в таблиці 5.3.

Таблиця 5.3 – Параметри штучного та природного освітлення

Характеристика зорової роботи	Найменший або еквівалентний розмір об'єкта розміщення, мм	Розряд зорової роботи	Штучне освітлення		Природне освітлення		Суміщене освітлення		
			Освітленість, лк		КПО, $D_H$ , %				
			при системі комбінованого освітлення		при системі загального освітлення	серед-не	міні-маль-не	серед-не	міні-маль-не
			всього	у т. ч. від загального					
Середньої	Від 0,5 до 1,0	IV	400	200	400	4	1,5	2,4	0,9

Характеристика додаткових штучних джерел світла наведено в табл. 5.4.

Таблиця 5.4 – Підбір додаткових штучних джерел світла

Характеристика зорової роботи	Освітленість при системі заломленого освітлення, лк	Мінімальний індекс кольоропередачі джерела світла для виробничої будівлі	Діапазон кольорової апаратури джерел світла для виробничої будівлі	Наведені типи джерел освітлення будівель
Робота з ахроматичними об'єктами	150-300	30	3000-4500	ЛБ, ДБЛ

Для забезпечення освітлення відповідно до норм в приміщенні здійснюють: систематичне очищення світильників, заміну перегорілих ламп,

миття вікон, а також використання світлих фарб для елементів стіни, стелі та робочих поверхонь.

#### 5.2.4 Виробничий шум

Під час роботи на дільниці робітники піддаються впливу шуму. Джерелами шуму є: верстати, вентиляційна система, трансформатори, робота інструментів та інше обладнання.

Допустимі рівні звукового тиску, рівні звуку і еквівалентні рівні звуку на робочих місцях згідно [30] та санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку приведені в таблиці 5.5.

Таблиця 5.5 – Рівні звукового тиску

Вид трудової діяльності, робоче місце	Рівні звукового тиску в дБ в октавних смугах з середньгеометричними частотами Гц									Рівні звуку та еквівалентні рівні звуку в дБ(А)
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Виконання всіх видів робіт на постійних робочих місцях в виробничих приміщеннях і на території	107	95	87	82	78	75	73	71	69	80

При надмірних шумах встановлено звукоізоляцію, кожухи, відбиваючі екрани, заглушки та інші пристрої. Шумові машини закриваються

звукоізолюваними кожухами, які виготовлені з металу та облицьовані з середини звукопоглинаючими матеріалами; де неможливо ізолювати джерела шуму проводять акустичну обробку.

### 5.2.5 Виробничі вібрації

Крім впливу шуму на дільниці робітники піддаються впливу вібрації.

За способом передачі на тіло людини розрізняють загальну та локальну вібрацію. Загальна вібрація передається на тіло людини, яка сидить або стоїть, переважно через опорні поверхні. Локальна вібрація передається через руки працюючих при контакті з ручним механізованим інструментом, органами керування машинами і обладнанням, деталями, які обробляються та інші [31].

Рівень вібрації знижується за допомогою амортизаторів, змащувальних матеріалів і реактивних гасників пульсацій. Для особистого захисту робітників застосовують спеціальне взуття на вібропоглинаючій підшві, рукавиці з м'якими налодонниками.

Віробезпека праці на підприємстві забезпечується дотриманням правил умов експлуатації машин та введення процесів підтримання технічного стану машин, параметрів технологічних процесів і елементів виробничого середовища, своєчасним проведенням планового і попереднього ремонту машин і обладнання.

Нормування вібрацій наведено в таблиці 5.6

Таблиця 5.6 – Характеристики вібрацій

Вид вібрації	Категорія вібрації	Напрямок дії	Нормативне коректування по частоті і еквівалентне коректування значень			
			Віброприскорення		Віброшвидкість	
			м/с <sup>2</sup> ·10 <sup>-2</sup>	дБ	м/с <sup>2</sup> ·10 <sup>-2</sup>	дБ
Локальна	—	Xп, Ya, Zп	2,0	12.5	2,0	112
Загальна	3 тип “а”	Z <sub>0</sub> . Y <sub>0</sub> . X <sub>0</sub>	0,1	100	0,2	92



### 5.2.6 Виробничі випромінювання

Головними причинами опромінення робочого персоналу інфрачервоним випромінюванням у наслідок: дії направленого та/або сфокусованого сонячного світла, використання додаткового ІЧ обігрівачів в неопалювальний період.

Для досягнення оптимальної реакції відкритих частин тіла робітника на дію теплового випромінювання необхідно забезпечити виконання ряд наступних показників [32]:

- величина максимального опромінення – до 4,5 мкм;
- ступінь підвищення температури опроміненої шкіри – до 1,1°C;
- підвищення середньо-зваженої температури шкіри – до 0,7°C;
- величина теплонакопичення до 84 кДж.

Для зменшення отриманої дози інфрачервоного випромінювання необхідно: пофарбувати у нейтральний колір дзеркальні поверхні обладнання, що можуть відбивати світло та не використовують дзеркальність своєї поверхні в роботі; висадити насадження дерев на земельній ділянці перед вікнами, щоб зменшити інтенсивність прямого сонячного світла; використовувати опалювальні ІЧ обігрівачі направленими в бік від зони робочих місць та дослідницьких установок та розміщеними подалі від робітників, через кожних 2 години праці робити 10-15 хвилин перепочинку, покинувши робоче місце.

### 5.2.7 Психофізіологічні фактори

Оцінка психофізіологічних факторів під час проектування об'єкта будівництва здійснюється відповідно до Гігієнічної класифікацією праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу [33].

Загальні енергозатрати організму: до 174 Вт.

Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну): до 10000.

Робоча поза: вільна зручна поза, можливість зміни пози («сидячи – стоячи») за бажанням працівника; перебування в позі «стоячи» до 40% часу зміни.

Нахили тулуба (вимушені, більше 30°), кількість за зміну: до 50 раз.

Класи умов праці за показниками напруженості праці:

Інтелектуальні навантаження:

– зміст роботи – рішення складних завдань з вибором за алгоритмом (робота за серією інструкцій);

– сприймання інформації та їх оцінка – сприймання сигналів з наступним порівнянням фактичних значень параметрів з їх номінальними значеннями.

Заключна оцінка фактичних значень параметрів;

– розподіл функцій за ступенем складності завдання – обробка, перевірка і контроль за виконанням завдання.

Сенсорні навантаження:

– зосередження (% за зміну) – до 75%;

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

– навантаження на слуховий аналізатор (%) – розбірливість слів та сигналів від 90 до 70 %;

– спостереження за екранами відеотерміналів (годин на зміну) – до 4 год.

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

Емоційне навантаження:

- ступінь відповідальності за результат своєї діяльності – є відповідальним за функціональну якість основної роботи;

- ступінь ризику для власного життя – вірогідний.

Режим праці:

– тривалість робочого дня – 8 год;

– змінність роботи – однозмінна (без нічної зміни).

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

### 5.3 Основи безпечної експлуатації гідромеханічного обладнання в умовах проведення лабораторних досліджень

Під час виконання дослідницьких, ремонтних, налагоджувальних або іншого роду робіт з гідромеханічною розривною машиною виникають різні чинники та небезпеки, що впливають на безпеку працівника (обслуговуючого персона) та на цілісність самої машини.

Під час експлуатації гідромеханічного обладнання в умовах проведення лабораторних досліджень можуть виникати наступні небезпеки:

1) механічні, що можуть виникати через:

- недостатню механічну міцність конструкції гідропристроїв внаслідок перевищення максимального тиску робочої рідини;

- дії зовнішніх механічних чинників – вібрації, удари, виникнення осьових сил в місцях кріплення гідропристроїв;

- накопичення деформацій та енергії відновлення в пружних елементах, робочих рідинах під тиском;

- кінетичну або потенційну енергію під час виконання досліджень механічних властивостей зразків на розтяг/стик, кручення.

- недостатній або вичерпаний ресурс надійності гідромеханічної системи;

- викидання робочої рідини від високим тиском через тріщини в гідролініях, гідропристоях;

2) шумові та вібраційні дії, що виникають під час роботи гідромеханічних елементів розривної машини;

3) термічні, що утворюються через:

- порушення герметичності з'єднань гідроліній та гідропристроїв, що супроводжуються викидання робочої рідини назовні та можуть спричинити отримання опіків або переохолодження незахищених ділянок тіла внаслідок контакту працівника з нагрітою або охолодженою рідиною;

- займання або вибуху пари робочої рідини з ураженням органів людини внаслідок контакту та/або після вдихання парів робочої рідини;

4) екологічні, що викликані виливанням робочої рідини та/або викидів парів через надмірне її нагрівання;

5) пожежо- та вибухонебезпека гідроприводу;

6) небезпеки, що виникають в результаті порушення енергопостачання гідромеханічних систем, керуючих та виконавчих вузлів, що спричиняють коливальні процеси в роботі гідромеханічної установки, невиконання аварійної команди зупинки і неповне спрацювання або виходу з ладу захистних та запобіжних пристроїв;

7) небезпеки ураження електричним струмом внаслідок порушення ізоляції струмоведучих ліній або при потраплянні робочої рідини та/або її парів на відкритті елементи електричного керування розривною машиною;

8) небезпеки, що виникають під час роботи зі спеціалізованим обладнанням або дослідними установками, що містять у своєму складі іонізуючі джерела випромінювання;

9) небезпеки, викликані некоректним розміщенням, встановленням аварійних, попереджувальних та інших символів та сигналів, аварійних пристроїв та пристосувань, що порушують безпеку у разі можливого виникнення особливо небезпечних факторів;

10) небезпеки, пов'язані з незабезпеченням правильного монтажу, виконанням наладки та технічного обслуговування, що не відповідають встановленим нормам та інструкціям і здатні призвести до небезпечних станів установки;

11) небезпеки, викликані несправністю або неправильним функціонуванням керуючими системами управління гідромеханічною машиною та/або роботами, що виражаються в несподіваному пуску та призводять до небезпечних ситуацій та станів роботи машини;

12) небезпеки, що виникають у зв'язку з непередбачуваним викидом уламків механізму, вузлів, частин деталей з конструкції дослідницького обладнання в процесі руйнування цілісності машини та/або виникнення небезпечних ситуацій, що виникли внаслідок вторинних небезпек;

13) небезпеки, що виникають внаслідок руйнування та наступного викиду за межі робочої поверхні розривної машини частинок зразків під час проведення досліджень механічних властивостей матеріалів під дією сил кручення та осьового навантаження.

Для запобігання виникнення позаштатних ситуацій пов'язаних з експлуатацією гідромеханічного обладнання під час проектування його конструкції, модернізацій та додаткових вузлів і установ, проведення обслуговуючих, дослідницьких та налагоджувальних робіт необхідно дотримуватись наступних вимог:

1) гідромеханічна система дослідницького обладнання повинна містити у своїй конструкції запобіжні клапани, що дозволяють обмежити перевищення тиску в межах не більше 10% при тривалих та не більше 30% при пікових короткочасних стрибках тиску;

2) гідромеханічна система мусить проходити перевірку на міцність конструкції, збирання та монтажу основних вузлів пробним тиском рівним 125% від номінального значення;

3) усі пристрої гідромеханічної системи та сама система повинні витримувати механічні дії у вигляді вібрацій, лінійних та крутних навантажень та ударів, що можуть виникнути під час роботи дослідницьких машин;

4) під час монтажу та наступної експлуатації має бути передбачено відсутність зовнішніх витоків з відповідним контролем дотримання зазначених умов цілісності та герметичності гідросистеми;

5) внутрішня циркуляція робочої рідини по гідросистемі не повинна спричиняти виникнення небезпек;

6) циклічні режими роботи гідроприводу або гідросистеми не повинні сприяти появі небезпек;

7) вібраційні характеристики гідроприводів системи, встановлені за ГОСТ 28988-91, при номінальних робочих параметрах мають підлягати нормуванню або виміру. Параметри вібрацій, що стосуються гідромеханічного приводу, повинні відповідати ГОСТ 12.1.012-90;

8) установки для проведення досліджень мусять містити у своїй конструкції пристрої аварійного відключення та пристрої, що забезпечують самофіксацію робочих органів у вимкненому стані;

9) за наявності декількох органів керування (пультів або панелей) необхідно кожен з них забезпечити системою самоблокування або повного відключення під час роботи іншого;

10) для фіксації в заданому положенні вихідних ланок гідромеханічної системи мають бути встановлені гідрозамки або інші фіксувальні пристрої;

11) у гідроприводах з розташуванням гідроелементів на різних рівнях має бути передбачений захист від самовільного витікання рідини з елементів, що розташовані вище по відношенню до інших;

12) якщо при зниженні тиску створюється небезпека, то мають бути передбачені пристрої блокування та унеможливлення небезпечної поведінки машини;

13) системи з декількома джерелами живлення повинні мати схемні блокування, що виключають появу небезпечних ситуацій та/або чинників у разі відключення одного з джерел енергії;

14) обладнання для проведення досліджень повинне функціонувати у будь-якому положенні, окрім випадків коли технічна документація на конкретний пристрій або установку не обмежує його положення;

15) усі елементи дослідного обладнання не повинні викликати небезпеку при зниженні параметрів енергії живлення, під час включення або відключення енергопостачання управління;

16) конструкцією гідрооблаштувань управління має бути передбачене виключення мимовільного включення гідромеханічної системи під дією власної ваги, елементів конструкції, вібрації та інших процесів і елементів роботи устаткування;

17) кожен елемент органу управління повинен містити на собі або біля себе коректні, чіткі та зрозумілі символи та/або позначення, що відповідають виконанню функцій або переміщенню вихідних ланок приводу;

18) якщо потрібне управління двома руками оператора, необхідно забезпечити неможливість одночасного управління однією рукою декількома пристроями;

19) керовані вручну гідроприсрої мають бути розташовані на машині так, щоб дії пов'язані з їх управлінням були безпечними для оператора, а гідромеханічна система захищена від неумисного включення і виключення;

20) усі лінії, пристосування та вузли гідромеханічної системи повинні мати відповідне маркування і бути захищеними від потрапляння можливих забруднювачів та інших елементів, що можуть порушити або повністю зупинити роботу установок;

21) конструкцією гідромеханічного обладнання має бути передбачене забезпечення надійної фіксації та можливості пломбування або замикання регулюючих елементів вбудованим замком для відвертання стороннього втручання або випадкового включення;

22) конструкцією гідромеханічного обладнання має бути передбачене виключення мимовільної або умисної зміни положення деталей кріплень та з'єднань, елементів регулювання та налаштування при транспортуванні та експлуатації;

23) електричні системи живлення та керування мають містити на собі ізоляційні елементи та відділятися від інших приводних елементів (особливо якщо вони працюють на іншому джерелі енергії) перегороджувальними пластинами та/ або розміщуватись у спеціальних герметичних контейнерах;

24) дослідні установки повинні мати спеціальні захисні екрани та інші пристосування, що забезпечать унеможливлення потрапляння частино досліджуваних зразків за межі робочої зони;

25) на гідроприводах і гідросистемах вживане електроустаткування і заземлення повинні відповідати вимогам за ГОСТ 12.2.007.0-75;

26) матеріали та їх контактні пари, з яких виготовлені елементи гідромеханічного приводу, не повинні створювати можливості появи електролітичної корозії і руйнування конструкції з цієї причини.

## 5.4 Висновки

В розділі охорони праці було проаналізовано умови праці, визначені основні організаційно-технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи, встановлені норми мікроклімату, складу повітря робочої зони, виробничого освітлення, виробничих шумів та вібрацій, випромінення та різних психофізичних факторів. Також були наведені способи зменшення впливу фізичних та психофізіологічних небезпечних та шкідливих виробничих факторів на робочий персонал під час проведення досліджень та виконання робіт.



## 6 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

Економічна частина є завершальним розділом магістерської дипломної роботи, в якому розробляються остаточні висновки щодо економічної ефективності запропонованої розробки. В даному розділі розглянемо основні питання конкурентоспроможності продукту та комерційного потенціалу розробки.

### 6.1 Проведення комерційного та технологічного аудиту науково-технічної розробки

Метою проведення комерційного і технічного аудиту є оцінювання науково-технічного рівня та рівня комерційного потенціалу розробки, створеної в результаті науково-технічної діяльності, тобто під час виконання магістерської кваліфікаційної роботи.

Для проведення комерційного і технологічного аудиту залучимо 3-х незалежних експертів. У нашому випадку такими експертами будуть провідні викладачі випускової та споріднених кафедр: доцент кафедри ГМ Слабкий Андрій Валентинович, професор кафедри ГМ Обертюх Роман Романович та професор кафедри ЗВ Савуляк Валерій Іванович.

Оцінювання науково-технічного рівня розробки та її комерційного потенціалу будемо здійснювати за 12-а критеріями: технічна здійсненність концепції; ринкові переваги - наявність аналогів, ціна продукту, технічні властивості, експлуатаційні витрати; ринкові перспективи - розмір ринку, конкуренція; практична здійсненність - наявність фахівців, наявність фінансів, необхідність нових матеріалів, термін реалізації, розробка документів.

Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки заносимо до таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Результати оцінювання науково-технічного рівня і комерційного потенціалу розробки.

Критерії	Експерти		
	Доц. Слабкий А.В.	Проф. Савуляк В.І.	Проф. Обертюх Р.Р.
	Бали, виставлені експертами		
1. Технічна здійсненність концепції	4	4	3
Ринкові переваги:	-		
2. Наявність аналогів	3	3	4
3. Ціна продукту	4	3	5
4. Технічні властивості	3	4	2
5. Експлуатаційні витрати	4	4	4
Ринкові перспективи:	-		
6. Розмір ринку	2	3	3
7. Конкуренція	3	2	3
Практична здійсненність:	-		
8. Наявність фахівців	3	3	4
9. Наявність фінансів	3	3	3
10. Необхідність нових матеріалів	5	4	3
11. Термін реалізації	5	5	5
12. Розробка документів	5	4	4
Сума балів	44	42	43
Середньоарифметична сума балів $\overline{СБ}$	43		

За даними таблиці 6.1 робимо висновок щодо рівня комерційного потенціалу розробки. При цьому користуємося рекомендаціями, наведеними в таблиці 6.2.

Таблиця 6.2 – Науково-технічні рівні та комерційні потенціали розробки

Середньоарифметична сума балів, розрахована на основі висновків експертів	Науково-технічний рівень та комерційний потенціал розробки
0 – 10	Низький
11 – 20	Нижче середнього
21 – 30	Середній
31 – 40	Вище середнього
41 – 50	Високий

Оскільки середньоарифметична сума балів складає 43, то рівень комерційного потенціалу розробки високий. Тому дана розробка є реальною для подальшої її реалізації та впровадження.

## 6.2 Оцінка якості і конкурентоспроможності нової розробки порівняно з аналогом

Проведемо оцінку якості і конкурентоспроможності нової розробки порівняно з аналогом.

В таблиці 6.3 наведені основні техніко-економічні показники аналога і нової розробки.

Визначимо відносні одиничні показники якості по кожному параметру за формулами:

$$q_i = \frac{P_{Hi}}{P_{Bi}}, \quad (6.1)$$

або

$$q_i = \frac{P_{Bi}}{P_{Hi}}, \quad (6.2)$$

де  $P_{Hi}$ ,  $P_{Bi}$  - числові значення  $i$ -го параметру відповідно нового і базового виробів.

Таблиця 6.3 – Основні параметри нової розробки та товару-конкурента

Показник	Варіанти		Відносний показник якості	Коефіцієнт вагомості параметра
	Базовий (товар-конкурент)	Новий (інноваційне рішення)		
Найбільше осьове навантаження, кН	40	200	5	25%
Найбільший крутний момент, Н·м	200	2913	14,56	25%
Робочий хід траверси, мм	315	315	1	10%
Ширина робочого простору, мм	320	450	1,4	10%
Найбільша відстань між торцями захватів, мм	420	750	1,79	10%
Похибка вимірювання, %	5	1	5	20%

$$q_1 = \frac{200}{40} = 5;$$

$$q_2 = \frac{2913}{200} = 14,56;$$

$$q_3 = \frac{315}{315} = 1;$$

$$q_4 = \frac{450}{320} = 1,4;$$

$$q_5 = \frac{750}{420} = 1,79;$$

$$q_6 = \frac{5}{1} = 5.$$

Відносний рівень якості нової розробки визначаємо за формулою:

$$K_{я.в.} = \sum_{i=1}^n q_i \cdot a_i, \quad (6.3)$$

Визначимо відносний рівень якості нової розробки.

$$K_{я.в.} = 5 \cdot 0,25 + 14,56 \cdot 0,25 + 1 \cdot 0,1 + 1,4 \cdot 0,1 + 1,79 \cdot 0,1 + 5 \cdot 0,2 = 6,309$$

Відносний коефіцієнт показника якості нової розробки більший одиниці, отже нова розробка якісніший базового товару-конкурента.

Наступним кроком є визначення конкурентоспроможності товару. Конкурентоспроможність товару є головною умовою конкурентоспроможності підприємства на ринку і важливою основою прибутковості його діяльності.

Однією із умов вибору товару споживачем є збіг основних ринкових характеристик виробу з умовними характеристиками конкретної потреби покупця. Такими характеристиками найчастіше вважають нормативні та технічні параметри, а також ціну придбання та вартість споживання товару.

В табл. 6.4 наведено технічні та економічні показники для розрахунку конкурентоспроможності нової розробки відносно товару-аналога, технічні дані взяті з попередніх розрахунків.

Загальний показник конкурентоспроможності інноваційного рішення з урахуванням вищезазначених груп показників можна визначити за формулою:

$$K = \frac{I_{m.n.}}{I_{e.n.}}, \quad (6.4)$$

де  $I_{m.n.}$  – індекс технічних параметрів;

$I_{e.n.}$  – індекс економічних параметрів.

Таблиця 6.4 – Нормативні, технічні та економічні параметри нової розробки і товару-виробника

Показники	Варіанти	
	Базовий (товар-конкурент)	Базовий (товар-конкурент)
1. Нормативно-технічні показники	-	
Найбільше осьове навантаження, кН	40	200
Найбільший крутний момент, Н·м	200	2913
Похибка вимірювання, %	5	1
2. Економічні показники	-	
Ціна придбання, грн	200000	100000

Індекс технічних параметрів є відносним рівнем якості інноваційного рішення. Індекс економічних параметрів визначається за формулою:

$$I_{e.n.} = \frac{\sum_{i=1}^n P_{Hei}}{\sum_{i=1}^n P_{Bei}}, \quad (6.5)$$

де  $\sum_{i=1}^n P_{Hei}$ ,  $\sum_{i=1}^n P_{Bei}$  – економічні параметри (ціна придбання та споживання товару)

відповідно нового та базового товарів.

$$I_{e.n.} = \frac{100000}{200000} = 0,5;$$

$$K = \frac{6,309}{0,5} = 12,6.$$

Зважаючи на розрахунки, можна зробити висновок, що нова розробка буде більш конкурентоспроможнішою порівняно з аналогом.

### 6.3 Розрахунок витрат на здійснення науково-дослідної роботи

#### 6.3.1 Витрати на оплату праці

##### 6.3.1.1 Основна заробітна плата дослідників

Витрати на основну заробітну плату дослідників розраховують відповідно до посадових окладів працівників, за формулою:

$$Z_o = \sum_{i=1}^k \frac{M_{ni} \cdot t_i}{T_p}, \quad (6.6)$$

де  $k$  - кількість посад дослідників, залучених до процесу досліджень;

$M_{ni}$  - місячний посадовий оклад конкретного дослідника, грн;

$t_i$  - кількість днів роботи конкретного дослідника, дн.;

$T_p$  - середня кількість робочих днів в місяці,  $T_p = 21 \dots 23$  дні.

Дану розробку буде проводити інженер, величина окладу буде становити 23000 грн. на місяць. Кількість робочих днів у місяці складає 23, а кількість робочих днів дослідника складає 30.

Занесемо проведені розрахунки до таблиці 6.5.

Таблиця 6.5 – Величина витрат на основну заробітну плату робітників

Найменування посади	Місячний посадовий оклад, грн	Оплата за робочий день, грн	Кількість днів роботи	Витрати на заробітну плату, грн
Керівник проекту	20000	869,57	5	4347,85
Інженер	6700	291,3	30	8739
Всього				13086,85

### 6.3.1.2 Основна заробітна плата робітників

Розрахуємо заробітну плату працівників, які беруть участь у виконанні даного етапу роботи і виконують роботи за робочими професіями у випадку коли, вони працюють в наукових установах бюджетної сфери.

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

$$Z_p = \sum_{i=1}^n C_i \cdot t_i, \quad (6.7)$$

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

$t_i$  - час роботи робітника на виконання певної роботи, год.

Погодинну тарифну ставку робітника відповідного розряду визначаємо за формулою:

$$C_i = \frac{M_M \cdot K_i \cdot K_C}{T_p \cdot t_{zm}}, \quad (6.8)$$

де  $M_M$  - розмір прожиткового мінімуму працездатної особи або мінімальної місячної заробітної плати (залежно від діючого законодавства), грн;



$K_i$  - коефіцієнт міжкваліфікаційного співвідношення для встановлення тарифної ставки робітнику відповідного розряду (таблиця 6.6);

$K_C$  - мінімальний коефіцієнт співвідношень місячних тарифних ставок робітників першого розряду з нормальними умовами праці виробничих об'єднань і підприємств до законодавчо встановленого розміру мінімальної заробітної плати;

$T_p$  - середня кількість робочих днів в місяці,  $T_p = 21...23$  дні;

$t_{зм}$  - тривалість зміни, год.

Таблиця 6.6 – Міжкваліфікаційні співвідношення для встановлення тарифних ставок робітникам

Розряд	1	2	3	4	5	6	7	8
$K_i$	1,0	1,1	1,35	1,5	1,7	2,0	2,2	2,4

$$C_{заг} = \frac{6700 \cdot 1,1 \cdot 1,5}{23 \cdot 8} = 60,08 \text{ (грн.)};$$

$$C_{мех} = \frac{6700 \cdot 1,35 \cdot 1,65}{23 \cdot 8} = 81,11 \text{ (грн.)};$$

$$C_{склад} = \frac{6700 \cdot 1,5 \cdot 1,65}{23 \cdot 8} = 90,12 \text{ (грн.)};$$

$$C_{налаг} = \frac{6700 \cdot 1,7 \cdot 1,65}{23 \cdot 8} = 102,14 \text{ (грн.)};$$

$$Z_p = 60,08 \cdot 1 + 81,11 \cdot 2 + 90,12 \cdot 3 + 102,14 \cdot 2 = 696,94 \text{ (грн.)}.$$

Отримані результати занесемо у таблицю 6.7.

Таблиця 6.7 – Величина витрат на основну заробітну плату робітників

Найменування робіт	Трудомісткість, н-год	Розряд роботи	Погодинна тарифна ставка, грн	Величина оплати на робітника, грн
Заготівельні	1	2	60,08	60,08
Механічні	2	3	81,11	162,22
Складальні	3	4	90,12	270,36
Налагоджувальні	2	5	102,14	204,28
Всього				696,94

### 6.3.1.3 Додаткова заробітна плата дослідників та робітників

Додаткова заробітна плата розраховується як 10...12% від суми основної заробітної плати дослідників та робітників за формулою:

$$Z_{\text{дод}} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{H_{\text{дод}}}{100\%}, \quad (6.9)$$

де  $H_{\text{дод}}$  - норма нарахування додаткової заробітної плати.

У нашому випадку додаткова заробітна плата начисляється в розмірі 10% від основної заробітної плати, тоді:

$$Z_{\text{дод}} = (13086,85 + 696,94) \cdot 0,1 = 1378,38 \text{ (грн.)}$$

Отже, додаткова заробітна плата становить 1378,38 грн.

### 6.3.2 Відрахування на соціальні заходи

Нарахування на заробітну плату дослідників та робітників, які брали участь у виконанні даного етапу роботи, розраховується за формулою:

$$Z_n = (Z_o + Z_p + Z_{ood}) \cdot \frac{H_{зп}}{100\%}, \quad (6.10)$$

де  $H_{зп}$  - норма нарахування на заробітну плату.

Дана діяльність відноситься до бюджетної сфери, тому ставка єдиного внеску на загальнообов'язкове державне соціальне страхування буде складати 22%, тоді:

$$Z_n = (1086,85 + 696,94 + 1378,38) \cdot 0,22 = 3335,68 \text{ (грн.)}$$

Отже, нарахування на заробітну плату складають 3335,68 грн.

### 6.3.3 Сировина та матеріали

Витрати на матеріали у вартісному вираженні розраховуємо окремо для кожного виду матеріалів за формулою:

$$M = \sum_{i=1}^n H_j \cdot C_j \cdot K_j - \sum_{i=1}^n B_j \cdot C_{\epsilon j}, \quad (6.11)$$

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

$n$  - кількість видів матеріалів;

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

$K_j$  - коефіцієнт транспортних витрат,  $K_j = 1,1 \dots 1,15$ ;

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

$C_{\epsilon j}$  - вартість відходів  $j$ -го найменування, грн/кг.

Отримані результати зведемо до таблиці 6.8.

Таблиця 6.8 – Витрати на матеріали

Найменування матеріалу, марка, тип	Ціна за 1 кг, грн.	Норма витрат, кг	Величина відходів, кг	Ціна відходів, грн/кг	Вартість витраченого матеріалу, грн
Флюс	1500	0,03	-	-	49,5
Припій ПОС-61	800	0,04	-	-	35,2
Склотекстоліт	180	0,1	-	-	19,8
Каніфоль	1228	0,025	-	-	33,77
Всього					138,27

## 6.3.4 Розрахунок витрат на комплектуючі

Витрати на комплектуючі, які використовують при дослідженні нового технічного рішення, розрахуються згідно з їхньою номенклатурою за формулою:

$$K_B = \sum_{i=1}^n H_j \cdot C_j \cdot K_j, \quad (6.12)$$

де  $H_j$  - кількість комплектуючих  $j$ -го виду, шт.;

$C_j$  - покупна ціна комплектуючих  $j$ -го виду, грн;

$K_j$  - коефіцієнт транспортних витрат,  $K_j = 1,1 \dots 1,15$ .

Отримані результати зведемо до таблиці 6.9.

Таблиця 6.9 – Витрати на комплектуючі

Найменування комплектуючих	Кількість, шт.	Ціна за штуку, грн	Сума, грн
Підшипник радіально-упорний 7210	2	184	368

Підшипник упорно-радіальний 9039326	1	5120	5120
--	---	------	------

Продовження табл. 6.9

Патрон 4-х кулачковий Bison 3605-250	1	23370	23370
Гібридний кроковий двигун FL86STH118-6004A-14	1	4699,44	4699,44
Всього			33557,44

### 6.3.5 Спецустаткування для наукових (експериментальних) робіт

Вартість спецустаткування визначається за прейскурантом гуртових цін або за даними базових підприємств за відпускними і договірними цінами. До балансової вартості устаткування окрім прейскурантної вартості входять витрати на його транспортування і монтаж, тому ці витрати беруться додатково в розмірі 10...12% від вартості устаткування.

Балансову вартість спецустаткування розраховують за формулою:

$$B_{\text{спеу}} = \sum_{i=1}^k \Pi_i \cdot C_{\text{сп.и}} \cdot K_i, \quad (6.13)$$

де  $\Pi_i$  – ціна придбання одиниці спецустаткування даного виду, марки, грн;

$C_{\text{сп.и}}$  – кількість одиниць устаткування відповідного найменування, які придбані для проведення досліджень, шт.;

$K_i$  – коефіцієнт, що враховує доставку, монтаж, налагодження устаткування тощо,  $K_i = 1,10...1,12$ ;

$k$  – кількість найменувань устаткування.

Отримані результати зведемо до таблиці 6.10.

Таблиця 6.10 – Витрати на придбання спецустаткування по кожному виду

Найменування устаткування	Кількість, шт	Ціна за одиницю, грн	Вартість, грн
Паяльна станція	1	3600	4032

Продовження табл. 6.10

Динамометричний ключ	1	1518	1518
Всього			5550

### 6.3.6 Амортизація обладнання, програмних засобів та приміщень

В спрощеному вигляді амортизаційні відрахування по кожному виду обладнання, приміщень та програмному забезпеченню тощо, розраховується з використанням прямолінійного методу амортизації за формулою:

$$A_{обл} = \frac{Ц_б}{T_г} \cdot \frac{t_{вих}}{12}, \quad (6.14)$$

де  $Ц_б$  - балансова вартість обладнання, програмних засобів, приміщень тощо, які використовувались для проведення досліджень, грн;

$t_{вих}$  - термін використання обладнання, програмних засобів, приміщень під час досліджень, місяців;

$T_г$  - строк корисного використання обладнання, програмних засобів, приміщень тощо, років.

Отримані результати зведемо до таблиці 6.11.

Таблиця 6.11 – Амортизаційні відрахування по кожному виду обладнання

Найменування обладнання	Балансова вартість, грн	Строк корисного використання, років	Термін використання обладнання, місяців	Амортизаційні відрахування, грн
----------------------------	-------------------------------	--	--	---------------------------------------

Офісне приміщення	95000	15	3	1583,3
Виробниче приміщення	27500	15	2	3055,5
Всього				4638,8

### 6.3.7 Програмне забезпечення для наукових (експериментальних) робіт

До балансової вартості програмного забезпечення входять витрати на його інсталяцію, тому ці витрати беруться додатково в розмірі 10...12% від вартості програмного забезпечення.

Балансову вартість програмного забезпечення розраховують за формулою:

$$B_{\text{прог}} = \sum_{i=1}^k C_{\text{прог.}i} \cdot C_{\text{прог.}i} \cdot K_i, \quad (6.15)$$

де  $C_{\text{прог.}i}$  – ціна придбання одиниці програмного засобу цього виду, марки, грн;

$C_{\text{прог.}i}$  – кількість одиниць програмного забезпечення відповідного найменування, які придбані для проведення досліджень, шт.;

$K_i$  – коефіцієнт, що враховує доставку, монтаж, налагодження програмного засобу тощо,  $K_i = 1,10...1,12$ ;

$k$  – кількість найменувань програмних засобів.

Отримані результати зведемо до таблиці 6.12.

Таблиця 6.12 – Витрати на придбання програмних засобів по кожному виду

Найменування програмного засобу	Кількість, шт	Ціна за одиницю, грн	Вартість, грн
ЛІРА-САПР. Додаткова система «Динаміка в часі»	1	12500	14000
Всього			14000

### 6.3.8 Паливо та енергія для науково-виробничих цілей

Витрати на силову електроенергію розраховуємо за формулою:

$$B_e = \sum_{i=1}^n \frac{W_{yi} \cdot t_i \cdot C_e \cdot K_{eni}}{\eta_i}, \quad (6.16)$$

де  $W_{yi}$  - встановлена потужність обладнання на певному етапі розробки, кВт;

$t_i$  - тривалість роботи обладнання на етапі дослідження, год;

$C_e$  - вартість 1 кВт-години електроенергії, грн; (вартість електроенергії визначається за даними енергопостачальної компанії);

$K_{eni}$  - коефіцієнт, що враховує використання потужності,  $K_{eni} < 1$ ;

$\eta_i$  - коефіцієнт корисної дії обладнання,  $\eta_i < 1$ .

Розрахуємо витрати на силову електроенергію для наступних споживачів електроенергії – ноутбук, освітлення приміщень, паяльна станція та розривна машина:

$$B_{e \text{ ноутбук}} = \frac{0,3 \cdot 75 \cdot 1,99 \cdot 0,9}{0,9} = 44,78 \text{ (грн);}$$

$$B_{e \text{ освітлення}} = \frac{0,6 \cdot 50 \cdot 1,99 \cdot 0,9}{0,9} = 59,7 \text{ (грн);}$$

$$B_{e \text{ паяльна станція}} = \frac{0,2 \cdot 12 \cdot 1,99 \cdot 0,9}{0,9} = 4,78 \text{ (грн);}$$

$$B_{e \text{ розрив. машина}} = \frac{3 \cdot 10 \cdot 1,99 \cdot 0,9}{0,9} = 59,7 \text{ (грн).}$$

Отримані результати зведемо до таблиці 6.13.

Таблиця 6.13 – Витрати на електроенергію

Найменування обладнання	Встановлена потужність, кВт	Тривалість роботи, год	Сума, грн
-------------------------	-----------------------------	------------------------	-----------



Ноутбук	0,3	75	44,78
Освітлення приміщення	0,6	50	59,7
Паяльна станція	0,2	12	4,78
Розривна машина	3	10	59,7
Всього			168,96

### 6.3.9 Службові відрядження

Витрати за статтею «Службові відрядження» розраховуються як 20...25% від суми основної заробітної плати дослідників та робітників за формулою:

$$B_{cv} = (z_o + z_p) \cdot \frac{H_{cv}}{100\%}, \quad (6.17)$$

де  $H_{cv}$  - норма нарахування за статтею «Службові відрядження».

$$B_{cv} = (13086,85 + 696,94) \cdot 0,25 = 3445,95 \text{ (грн)}.$$

Отже, витрати на службові відрядження складають 3445,95 грн.

### 6.3.10 Витрати на роботи, які виконують сторонні підприємства, установи і організації

Витрати на роботи, які виконують сторонні підприємства, установи і організації розраховуються як 30...45% від суми основної заробітної плати дослідників та робітників за формулою:

$$B_{cn} = (z_o + z_p) \cdot \frac{H_{cn}}{100\%}, \quad (6.18)$$

де  $H_{cn}$  – норма нарахування за статтею «Витрати на роботи, які виконують сторонні підприємства, установи і організації».

$$B_{cn} = (13086,85 + 696,94) \cdot \frac{45\%}{100\%} = 6202,71 \text{ (грн)}.$$

Витрати на роботи, які виконують сторонні підприємства, установи і організації становлять 6202,71 (грн).

#### 6.3.11 Інші витрати

Витрати за статтею «Інші витрати» розраховуються як 50...100% від суми основної заробітної плати дослідників та робітників за формулою:

$$I_{\epsilon} = (3_o + 3_p) \cdot \frac{H_{ie}}{100\%}, \quad (6.19)$$

де  $H_{ie}$  – норма нарахування за статтею «Інші витрати».

$$I_{\epsilon} = (13086,85 + 696,94) \cdot 0,5 = 6891,9 \text{ (грн)}.$$

#### 6.3.12 Накладні (загальновиробничі) витрати

Витрати за статтею «Накладні (загальновиробничі) витрати» розраховуються як 100...150% від суми основної заробітної плати дослідників та робітників за формулою:

$$B_{нзв} = (3_o + 3_p) \cdot \frac{H_{нзв}}{100\%}, \quad (6.20)$$

де  $H_{нзв}$  – норма нарахування за статтею «Накладні (загальновиробничі) витрати».

$$B_{нзв} = (13086,85 + 696,94) \cdot 1,2 = 16540,55 \text{ (грн.)}$$

Витрати на проведення науково-дослідної роботи розраховуються як сума всіх попередніх статей витрат за формулою:

$$B_{заг} = Z_o + Z_p + Z_{дод} + Z_n + M + K_v + B_{спец} + B_{прог} + A_{обл} + B_e + B_{св} + B_{сп} + I_v + B_{нзв}. \quad (6.21)$$

Витрати на проведення науково-дослідної роботи складають

$$B_{заг} = 13086,85 + 696,94 + 1378,38 + 3335,68 + 138,27 + 33557,44 + 5550 + 4638,8 + 14000 + 168,96 + 3445,95 + 6202,71 + 6891,9 + 16540,55 = 109632,43 \text{ (грн.)}$$

Загальні витрати ЗВ на завершення науково-дослідної (науково-технічної) роботи та оформлення її результатів розраховуються за формулою:

$$ЗВ = \frac{B_{заг}}{\eta}, \quad (6.22)$$

де  $\eta$  – коефіцієнт, який характеризує етап (стадію) виконання науково-дослідної роботи.

$$ЗВ = \frac{109632,43}{0,9} = 121813,81 \text{ (грн.)}$$

Загальні витрати на завершення науково-дослідної роботи та оформлення її результатів становлять  $ЗВ = 121813,81$  (грн.).

#### 6.4 Оцінювання важливості та наукової значимості науково-дослідної роботи фундаментального чи пошукового характеру

Для обґрунтування доцільності виконання науково-дослідної роботи використовується спеціальний комплексний показник, що враховує важливість, результативність роботи, можливість впровадження її результатів у виробництво, величину витрат на роботу.

Комплексний показник рівня науково-дослідної роботи розраховується за формулою:

$$K_p = \frac{I^n \cdot T_c \cdot R}{B \cdot t}, \quad (6.23)$$

де  $I$  – коефіцієнт важливості роботи,  $I = 2 \dots 5$ ;

$n$  – коефіцієнт використання результатів роботи;

$T_c$  – коефіцієнт складності роботи,  $T_c = 1 \dots 3$ ;

$R$  – коефіцієнт результативності роботи;

$B$  – вартість науково-дослідної роботи, тис. грн;

$t$  – час проведення дослідження, років.

Визначаємо комплексний показник рівня науково-дослідної роботи:

$$K_p = \frac{5^2 \cdot 2 \cdot 3}{121,81381 \cdot 1} = 1,23$$

Показник  $K_p > 1$  – науково-дослідну роботу можна вважати ефективною з високими науковим та технічним і економічним рівнями.

## 6.5 Розрахунок економічної ефективності науково-технічної розробки за її можливої комерціалізації потенційним інвестором

Для суттєвого вдосконалення машини для використання споживачами, можливе збільшення чистого прибутку у потенційного інвестора для кожного із років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від можливого впровадження та комерціалізації науково-технічної розробки розраховується за формулою:

$$\Delta\Pi_i = (\pm\Delta C_o \cdot N + C_o \cdot \Delta N)_i \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \left(1 - \frac{\rho}{100}\right), \quad (6.24)$$

де  $\pm\Delta C_o$  – зміна вартості пристрою (зростання чи зниження) від впровадження результатів науково-технічної розробки в аналізовані періоди часу;

$N$  – кількість споживачів, які використовували аналогічний пристрій у році до впровадження результатів нової науково-технічної розробки;

$C_o$  – основний якісний показник, який визначає ціну реалізації нової науково-технічної розробки в аналізованому році,  $C_o = C_o \pm \Delta C_o$ ;

$C_o$  – вартість пристрою (машини, механізму) у році до впровадження результатів розробки;

$\Delta N$  – збільшення кількості споживачів пристрою, в аналізовані періоди часу, від покращення його певних характеристик;

$\lambda$  – коефіцієнт, який враховує сплату потенційним інвестором податку на додану вартість. У 2022 році ставка податку на додану вартість становить 20%, а коефіцієнт  $\lambda = 0,8333$ ;

$\rho$  – коефіцієнт, який враховує рентабельність інноваційного продукту (послуги). Рекомендується брати  $\rho = 0,2...0,5$ ;

$\rho$  – ставка податку на прибуток, який має сплачувати потенційний інвестор, у 2021 році  $\rho = 18\%$ .

В середньому в рік подається 30 розробок. Середня вартість такої розробки становить 100000 грн.

Впровадження зразка розробки дозволяє збільшити ціну кожного зразка на 10000 грн, враховуючи ціни конкурентів. Також прогнозується, що попит на даний продукт зросте, оскільки даний продукт відрізняється кращим економічним показником від конкурентних.

Попит збільшиться за перший рік на 10 примірників, за наступний на 11 та протягом третього року – ще на 8 примірників.

Отже, розрахуємо збільшення чистого прибутку підприємства на 2023 – 2025 рр.:

$$\Delta\Pi_{2023} = (10000 \cdot 30 + (100000 + 10000) \cdot 10)_i \cdot 0,83 \cdot 0,35 \cdot \left(1 - \frac{18}{100}\right) = 334819,9 \text{ (грн.)};$$

$$\Delta\Pi_{2024} = (10000 \cdot 30 + (100000 + 10000) \cdot 21)_i \cdot 0,83 \cdot 0,35 \cdot \left(1 - \frac{18}{100}\right) = 624200,1 \text{ (грн.)};$$

$$\Delta\Pi_{2025} = (10000 \cdot 30 + (100000 + 10000) \cdot 29)_i \cdot 0,83 \cdot 0,35 \cdot \left(1 - \frac{18}{100}\right) = 834658,3 \text{ (грн.)}.$$

Далі розрахуємо приведену вартість збільшення всіх чистих прибутків, що їх може отримати потенційний інвестор від можливого впровадження та комерціалізації науково-технічної розробки:

$$ПП = \sum_{i=1}^T \frac{\Delta\Pi_i}{(1 + \tau)^i}, \quad (6.25)$$

де  $\Delta\Pi_i$  – збільшення чистого прибутку у кожному з років, протягом яких виявляються результати впровадження науково-технічної розробки, грн;

$T$  – період часу, протягом якого очікується отримання позитивних результатів від впровадження та комерціалізації науково-технічної розробки, роки;

$\tau$  – ставка дисконтування, за яку можна взяти щорічний прогнозований рівень інфляції в країні,  $\tau = 0,05 \dots 0,15$ ;

$t$  – період часу (в роках) від моменту початку впровадження науково-технічної розробки до моменту отримання потенційним інвестором додаткових чистих прибутків у цьому році.

$$ПП = \frac{334819,9}{(1+0,1)^2} + \frac{624200,1}{(1+0,1)^3} + \frac{834658,3}{(1+0,1)^4} = 1315764,28 \text{ (грн.)}$$

Далі розраховуємо величину початкових інвестицій  $PV$ , які потенційний інвестор має вкласти для впровадження і комерціалізації науково-технічної розробки. Для цього використовуємо формулу:

$$PV = k_{инв} \cdot 3B, \quad (6.26)$$

де  $k_{инв}$  – коефіцієнт, що враховує витрати інвестора на впровадження науково-технічної розробки та її комерціалізацію. Це можуть бути витрати на підготовку приміщень, розробку технологій, навчання персоналу, маркетингові заходи тощо;

$3B$  – загальні витрати на проведення науково-технічної розробки та оформлення її результатів, грн.

$$PV = 3 \cdot 121813,81 = 365441,43 \text{ (грн.)}$$

Тоді абсолютний економічний ефект або чистий приведений дохід (NPV, NetPresentValue) для потенційного інвестора від можливого впровадження та комерціалізації науково-технічної розробки становитиме:

$$E_{абс} = ПП - PV, \quad (6.27)$$

де  $ПП$  – приведена вартість зростання всіх чистих прибутків від можливоговпровадження та комерціалізації науково-технічної розробки, грн;

$PV$  – теперішня вартість початкових інвестицій, грн.

$$E_{abc} = 1315764,28 - 365441,43 = 950322,85 \text{ (грн.)}$$

Внутрішня економічна дохідність інвестицій, які можуть бути вкладені потенційним інвестором у впровадження та комерціалізацію науково-технічної розробки, розраховується за формулою:

$$E_g = \sqrt[T_{ж}]{1 + \frac{E_{abc}}{PV}} - 1, \quad (6.28)$$

де  $E_{abc}$  – абсолютний економічний ефект вкладених інвестицій, грн;

$PV$  – теперішня вартість початкових інвестицій, грн;

$T_{ж}$  – життєвий цикл науково-технічної розробки, тобто час від початку її розробки до закінчення отримання позитивних результатів від її впровадження, роки.

$$E_g = \sqrt[3]{1 + \frac{950322,85}{365441,43}} - 1 = 0,533 = 53,3\% .$$

Далі визначають бар'єрну ставку дисконтування, тобто мінімальну внутрішню економічну дохідність інвестицій, нижче якої кошти у впровадження науково-технічної розробки та її комерціалізацію вкладатися не будуть.

Мінімальна внутрішня економічна дохідність вкладених інвестицій визначається за формулою:

$$\tau_{min} = d + f, \quad (6.29)$$



де  $d$  – середньозважена ставка за депозитними операціями в комерційних банках; в 2022 році в Україні  $d = 0,9...0,12$ ;

$f$  – показник, що характеризує ризикованість вкладення інвестицій; зазвичай величина  $f = 0,05...0,5$ , але може бути і значно вищою.

$$\tau_{\min} = 0,12 + 0,1 = 0,13.$$

Величина  $E_g > \tau$ , а це означає, що потенційний інвестор може бути зацікавлений у фінансуванні впровадження науково-технічної розробки та виведенні її на ринок, тобто в її комерціалізації.

Далі розраховуємо період окупності інвестицій (DPP, Discounted Payback Period), які можуть бути вкладені потенційним інвестором у впровадження та комерціалізацію науково-технічної розробки:

$$T_{ок} = \frac{1}{E_g}, \quad (6.30)$$

де  $E_g$  – внутрішня економічна дохідність вкладених інвестицій.

$$T_{ок} = \frac{1}{0,533} = 1,876 \text{ (роки)}.$$

Термін окупності складає 1,876 роки, що свідчить про комерційну привабливість науково-технічної розробки і може спонукати потенційного інвестора профінансувати впровадження цієї розробки та виведення її на ринок.

## 6.6 Висновки

Для оцінки комерційного потенціалу модернізації було залучено три незалежних експерти, які оцінили проект за 12 критеріями. Комерційна складова проекту була оцінена як висока. Найкраще експерти оцінили термін розробки та рівень необхідності розробки та впровадження додаткових матеріалів для реалізації розробки. Негативну оцінку отримав розмір ринку для запропонованої модернізації.

Прогнозування витрат на реалізацію проекту проходили в три етапи, а саме: розрахунок витрат, необхідних для забезпечення заробітною платнею робітників; розрахунок витрат, необхідних на виконання даної роботи; прогнозування витрат на виконання та впровадження результатів даної розробки. У підсумку було встановлено, що для реалізації проекту необхідно вкласти 121813,81 грн., при чому найбільшою часткою коштів виявились накладні витрати – 16540,55 грн.

В результаті прогнозування комерційного ефекту розробки було встановлено, що протягом 3 років підприємство отримає прибуток у розмірі 1315764,28 грн.

В ході оцінювання рівня привабливості проекту для інвесторів були розраховані відносна та абсолютна ефективність вкладених інвестицій та визначений термін їх окупності. Абсолютна ефективність вкладених інвестицій становить 950322,85 грн., що є досить хорошим результатом. Термін окупності вкладених інвестицій становить 1,876 років.

Усі ці фактори доводять, що проект є економічно доцільним, комерційно вигідним та має високу привабливість для інвесторів.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В ході написання магістерської кваліфікаційної роботи був виконаний аналіз комплексної установки для випробувань на осьовий розтяг/стиск, вигин, кручення та вібрацію композитних матеріалів та стандартних зразків для проведення випробувань на розривних машинах, що дозволив встановити конструктивні вимоги до розроблюваної модернізації та визначити основні елементи конструкції.

Розроблено декілька варіантів модернізації навантажувального механізму розривної машини та визначені їх головні особливості. Керуючись умовами міцності, були розраховані та визначені параметри елементів конструкції та приводів наведених модернізацій навантажувального механізму.

В розділі охорони праці було проаналізовано умови праці, визначені основні організаційно-технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи, встановлені норми мікроклімату, складу повітря робочої зони, виробничого освітлення, виробничих шумів та вібрацій, випромінення та різних психофізичних факторів. Також були наведені способи зменшення впливу фізичних та психофізіологічних небезпечних та шкідливих виробничих факторів на робочий персонал під час проведення досліджень та виконання робіт; обґрунтовано основи безпечної експлуатації гідромеханічного обладнання в умовах проведення лабораторних досліджень.

В процесі виконання економічного розділу було встановлено, що для реалізації проекту потенційному інвестору необхідно вкласти 121813,81 грн., за 3 роки перебування на рику підприємство отримає прибуток у розмірі 1315764,28 грн., а термін окупності вкладених інвестицій для запропонованої розробки становить 1,876 років. А це в свою чергу означає, що проект є економічно доцільним, комерційно вигідним та має високу привабливість для інвесторів.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Комплексна установка для випробувань на осьовий розтяг/стиск, вигин, кручення та вібрацію композитних матеріалів : пат. 6900068 Японія : GO1N 3/8, GO1N 3/20, GO1N 3/22, GO1N 3/32. № JP2019565524A ; заяв. 06.06.2018 ; опубл. 17.09.2020. 10с.
2. Костин П.П. Физико-механические испытания металлов, сплавов и неметаллических материалов [Текст] / П.П.Костин. – М.: Машиностроение, 1990. – 256 с.
3. Испытания материалов. Справочник [Текст] / Под. ред. Х. Блюменуера; Пер. с нем. Под ред. М.Л. Бернштейна. – М.: Металлургия, 1979. - 448 с.
4. Ботюк В.В. Методи випробувань матеріалів і зварних з'єднань [Текст] / В.В.Ботюк.– К.: КПІ, 1992. - 147 с.
5. Стандарты по сварке и родственным технологиям [Текст] / Академиянаук Украины. Институт Электросварки им. Е.О. Патона. – К.: ИЭС им. Е.О. Патона, 1993. - 59 с.
6. Волченко В.Н. Контроль качества сварных конструкций [Текст] / В.Н.Волченко. – М.: Машиностроение, 1986. - 152 с.
7. Роганов Л.Л., Карнаух С.Г. Розрахунок різьбових з'єднань. Навчальний посібник. Краматорськ, ДДМА, 2004. 96с.
8. ГОСТ 3890-82. Патроны четырехкулачковые с независимым перемещением кулачков. Основные и присоединительные размеры. Издание официальное. Москва: 1982. 21 с.
9. Бабенко Д.В., Горбенко О.А., Доценко Н.А. Механіка матеріалів і конструкцій: практикум. Миколаїв: МНАУ, 2017. 387 с.
10. Невдаха Ю.А., Златопольський Ф.Й., Дубовик В.О. Деталі машин. Методичні вказівки. Розрахунок підшипників кочення для студентів механічних спеціальностей. Кропивницький, ЦНТУ, 2019. 41 с.

11. ГОСТ 9942-90. Подшипники упорно-радиальные роликовые сферические одинарные. Технические условия. Издание официальное. Москва, 1991. 9 с.
12. Карнаух С. Г., Чоста Н. В. Розрахунки механічних передач. Навчальний посібник до курсового й дипломного проектування (для студентів механічних спеціальностей). Краматорськ, ДДМА, 2008. 204 с.
13. Журавель Д.П., Петренко К.Г. Гідравліка. Методичні вказівки до самостійної роботи «Розрахунок гідроприводу». Мелітополь, ТДАУ, 2019. 52 с.
14. Буренніков Ю.А., Козлов Л.К., Пурдик В.П., Репінський С.В. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи. Курсове проектування для студентів напрямів підготовки 6.050502 – «Інженерна механіка», 6.050503 – «Машинобудування». Вінниця, ВНТУ, 2014. 238 с.
15. Гідроклапани зворотні Г51. «ЕНЕРГОМАШ». URL: [https://energomash.zp.ua/catalog/hydravlik/hydroklapani/gidroklapani-zvorotni-g51\\_66.html](https://energomash.zp.ua/catalog/hydravlik/hydroklapani/gidroklapani-zvorotni-g51_66.html) (дата звернення: 14.12.2022).
16. Регулятор витрат ПГ55-24. «Гідропневматика». URL: <https://gidro-pneumo.com.ua/regulyator-rasxoda-pg55-24.html> (дата звернення: 14.12.2022).
17. Кроковий двигун гібридний 8,5Нм, FL86STH1 18-6004A-14, FULLING MOTOR. «Кюгель Україна». URL: <https://kugelukraine.com/ua/p1558691703-shagovuj-dvigatel-gibridnyj.html> (дата звернення: 14.12.2022).
18. Хвильовий безлюфтовий редуктор Laifual: ЛНТ-32 з коефіцієнтом редукції 50, 80, 100. «VASSER». URL: <https://vasser.com.ua/ua/p1270685623-volnovoij-bezlyuftovuj-reduktor.html> (дата звернення: 14.12.2022).
19. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя [Электронный ресурс]: в 3-х т. / В. И. Анурьев. - Электрон. текстовые дан. - М.: Машиностроение Т.2 / ред. И. Н. Жесткова, 2001. 1 эл. опт. диск (CD-ROM); 912 с.
20. ГОСТ 23360-78. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки. Издание официальное. Москва, 1980. 18 с.

21. Казанчан А.К., Молчанов А.О, Кузнецов Ю.М., Васильченко Г.Ю. Теорія механізмів і машин та деталі машин. Розрахунково-графічна робота (РГР), індивідуальні завдання та методичні рекомендації щодо їх виконання. Херсон, ХДМІ, 2011. 48 с.

22. Патрон токарный 3605 Bison-bial. «ІНТЕХ МТЗ» URL: <https://intex.in.ua/products/patron-tokarnyj-3605-bison-bial> (дата звернення: 14.12.2022).

23. ГОСТ 27365-87. Подшипники качения. Часть 2. Издание официальное. Москва, Издательство стандартов, 1989. 28 с.

24. Про затвердження Загальних вимог стосовно забезпечення роботодавцями охорони праці працівників. Указ Президента України від 06.04.2011 № 402. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0226-12#Text> (дата звернення 15.12.2022).

25. Про затвердження Правил безпечної експлуатації електроустановок споживачів. Наказ Державного комітету України по нагляду за охороною праці від 16.03.94 N 19. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0093-98#Text> (дата звернення 15.12.2022).

26. Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу [Електронний ресурс]. – Режим доступу: URL: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/z0472-14>.

27. ДСН 3.3.6.042-99 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. - [Електронний ресурс] - Режим доступу: <http://mozdocs.kiev.ua/view.php?id=1972>.

28. ДБН В.2.5-28:2018 Природне і штучне освітлення - [Електронний ресурс] - Режим доступу: [http://online.budstandart.com/ua/catalog/docpage.html?id\\_doc=79885](http://online.budstandart.com/ua/catalog/docpage.html?id_doc=79885).

29. Методичні вказівки до виконання розділу з охорони праці в кваліфікаційних роботах здобувачів освітнього ступеня магістра галузей знань

13 – Механічна інженерія, 27 – Транспорт / Уклад.: І. В. Віштак, О. В. Кобилянський, Н. О. Васаженко. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 62 с.

30. ДСН 3.3.6.037-99 Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. - [Електронний ресурс] - Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/va037282-99>.

31. ДСН 3.3.6.039-99. Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації. [Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://zakon2.rada.gov.ua/rada/show/va039282-99>.

32. Методичні рекомендації "Санітарно-гігієнічні вимоги щодо використання систем променевого опалення в виробничих приміщеннях". Указ Першого заступник Міністра, головного державного санітарного лікаря України від 05.08.2009 N 576. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/v0576282-09#Text> (дата звернення 16.12.2022).

33. Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу. Указ Президента України від 13.04.2011 № 467. URL: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/z0472-14> (дата звернення 16.12.2022).

## ДОДАТКИ



## ДОДАТОК А

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ГМ

д.т.н., професор Леонід ПОЛІЩУК,

\_\_\_\_\_  
(підпис)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2022 р.

## ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

На розробку модернізації гідромеханічної розривної машини для дослідження  
механічних властивостей матеріалів

Розробив студент

Спеціальності 133 «Галузеве

Машинобудування»

Олексій ПРИЙМАЧЕНКО

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2022 р.

Керівник: к.т.н., доцент

Андрій СЛАБКИЙ

## **1 Найменування і область застосування**

Найменування – гідромеханічна розривна машини для дослідження механічних властивостей матеріалів.

## **2 Підстава для виконання роботи**

Підставою для розробки даного дипломного проекту є індивідуальне завдання на магістерську кваліфікаційну роботу та наказ ректора по ВНТУ про закріплення тем.

## **3 Мета і призначення дослідження**

Мета розробки – модернізувати гідромеханічну розривну машину для дослідження механічних властивостей матеріалів під час дії складнопросторового навантаження.

Призначення розробки – дослідження механічних властивостей матеріалів при одночасній дії декількох сил різного характеру дії.

## **4 Джерела розробки**

Список використаних джерел розробки

4.1 Комплексна установка для випробувань на осьовий розтяг/стиск, вигин, кручення та вібрацію композитних матеріалів : пат. 6900068 Японія : GO1N 3/8, GO1N 3/20, GO1N 3/22, GO1N 3/32. № JP2019565524A ; заяв. 06.06.2018 ; опубл. 17.09.2020. 10с.

4.2 Костин П.П. Физико-механические испытания металлов, сплавов и неметаллических материалов [Текст] / П.П.Костин. – М.: Машиностроение, 1990. – 256 с.

4.3 Испытания материалов. Справочник [Текст] / Под. ред. Х. Блюменуера; Пер. с нем. Под ред. М.Л. Бернштейна. – М.: Металлургия, 1979. - 448 с.

4.4 Ботюк В.В. Методи випробувань матеріалів і зварних з'єднань [Текст] / В.В.Ботюк.–К.: КПІ, 1992. - 147 с.

4.5 Стандарти по сварке и родственным технологиям [Текст] / Академия наук Украины. Институт Электросварки им. Е.О. Патона. – К.: ИЭС им. Е.О. Патона, 1993. - 59 с.

4.6 Волченко В.Н. Контроль качества сварных конструкций [Текст] / В.Н.Волченко. – М.: Машиностроение, 1986. - 152 с.

## 5 Вихідні дані для розробки робочого органу

1	Граничне осьове навантаження створюване машиною, кН	200
2	Число діапазонів навантажень	2
3	Необхідний створюваний крутний момент, Н·м	2000
4	Відстань від осі зразка до колони, мм	252

### 5.1 Технічні вимоги

- регулювання органів управління – безступінчасте;
- вимоги монтажної придатності до продукції – поставка в зібраному вигляді;
- маса продукції – до 4000 кг;
- захист від вологи, шкідливих випаровувань та корозії, здійснюється за рахунок герметичності та покриттів;
- складові частини стану взаємозамінні;
- деталі повинні виготовлятися з матеріалів стійких до дії миючих засобів, мастила;
- одиничний вид виробництва деталей, запасні частини не передбачаються.

### 5.2 Вимоги до надійності

довговічність – не менше 6 тис. год; безвідмовність – напрацювання на відмову – 1 тис. год; збереженість – повинна забезпечуватися працездатність в режимі очікування, роботи, консервації; ремонт придатність – компоновочне рішення повинно бути таким, що забезпечує легкодоступність до деталей, які вірогідно можуть мати найменший термін служби (підшипник) та відносно простий їх ремонт.

5.3 Вимоги до технологічності розробки, виробництва і експлуатації – конструкція вібраційного змішувача з механічним генератором коливань повинна бути такою, щоб забезпечувати їх виготовлення без застосування спеціального обладнання і устаткування.

5.4 Вимоги до рівня уніфікації і стандартизації, вимоги до використання стандартних, уніфікованих і запозичених складальних одиниць і деталей при розробці, показники рівня уніфікації – по можливості під час розробки модернізації гідромеханічної розривної машини для дослідження механічних властивостей матеріалів використовувати уніфіковані деталі і стандартні вироби.

5.5 Вимоги безпеки життєдіяльності – забезпечується безпека під час монтажу, і ремонті. Допустимі рівні вібраційних і шумових навантажень, допустимі випаровування робочої рідини у відповідності з санітарними нормами. Повинні бути розроблені заходи, що забезпечують технічну безпеку під час монтажу, експлуатації і ремонті пристрою.

5.6 Конструкція повинна відповідати естетичним і ергономічним вимогам, повинна бути зручною в обслуговуванні та управлінні.

5.7 Матеріали, що використовуються для деталей слід вибирати відповідно до рекомендацій.

5.8 Умови експлуатації, вимоги до технічного обслуговування і ремонту:  
– умови експлуатації, при яких повинно забезпечуватися використання продукції з заданими технічними показниками – продукція призначена для використання у середньоширотних кліматичних умовах;

– час підготовки продукції до використання після транспортування і зберігання – 1 год;

– вид обслуговування періодичний;

– періодичність і орієнтовна трудомісткість технічного обслуговування і ремонту – 2 дні (один раз в три місяці).

5.9 Вимоги по транспортуванню і збереженню:

– можливість транспортування на будь – якому виді транспортних засобів;

– захист від ударів під час завантаження і розвантаження;

- зберігання на складі готової продукції;
- зберігання у законсервованому вигляді;
- складування на стелажах.

#### **6 Економічні показники:**

- орієнтований термін окупності витрат на розробку – 1,876 років;
- освоєння виробництва продукції;
- економічна перевага розробленої продукції у порівнянні з кращими зразками.

**7 Виконавці НДР:** студент спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» Олексій ПРИЙМАЧЕНКО

#### **8 Етапи НДР і терміни їх виконання:**

- огляд існуючих розривних машин для дослідження складнопросторових навантажень;
- огляд стандартних зразків для механічних випробувань;
- розробка модернізацій розривної машини для складнопросторових досліджень;
- проектні та перевірочні розрахунки елементів обладнання;
- техніко-економічне обґрунтування МКР;
- охорона праці;
- висновки.
- оформлення текстових документацій та ілюстративних матеріалів для захисту МКР.

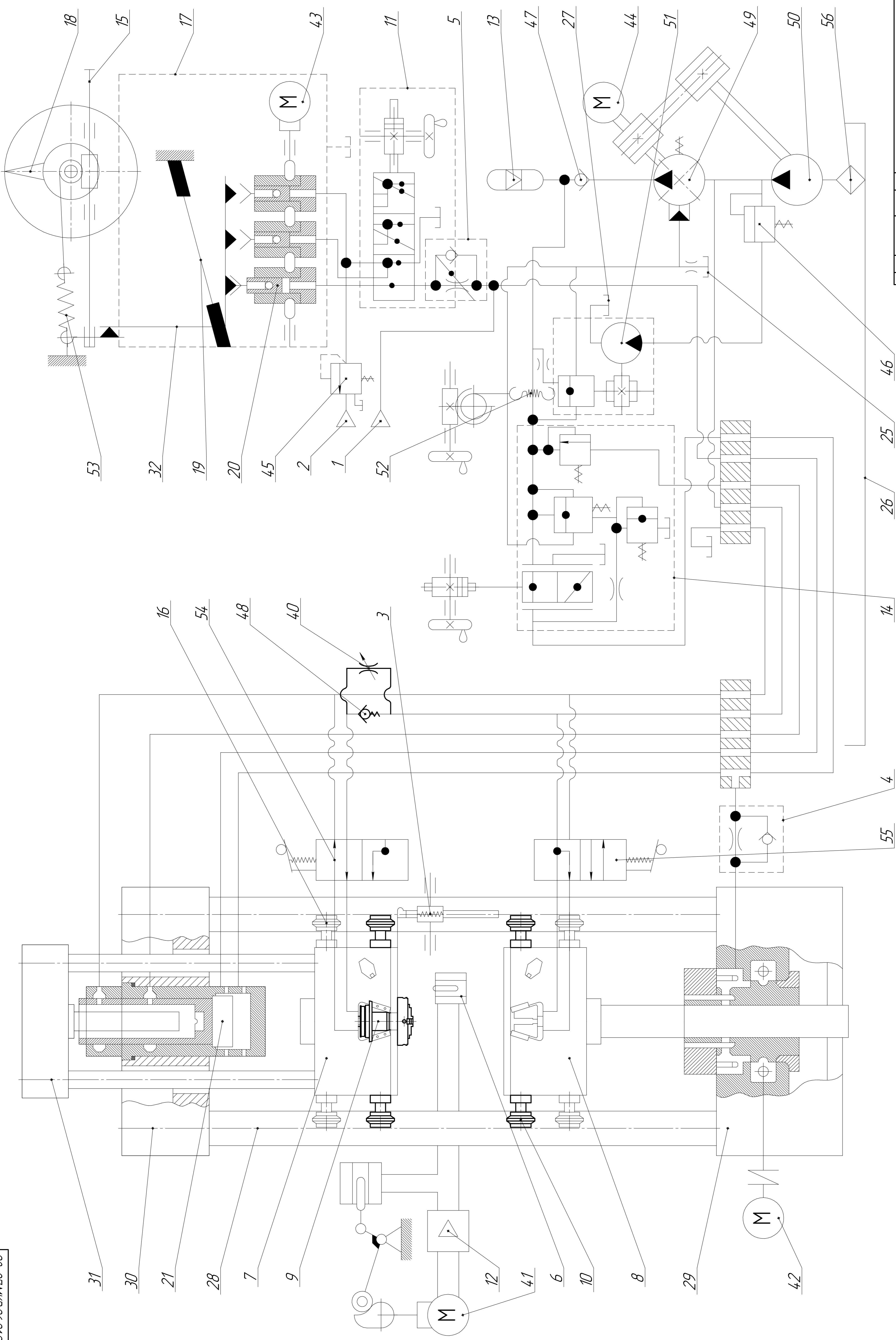
#### **9 Порядок контролю і прийомки**

- попередній захист проекту
- захист проекту перед МКР

Додаток Б (обов'язковий)

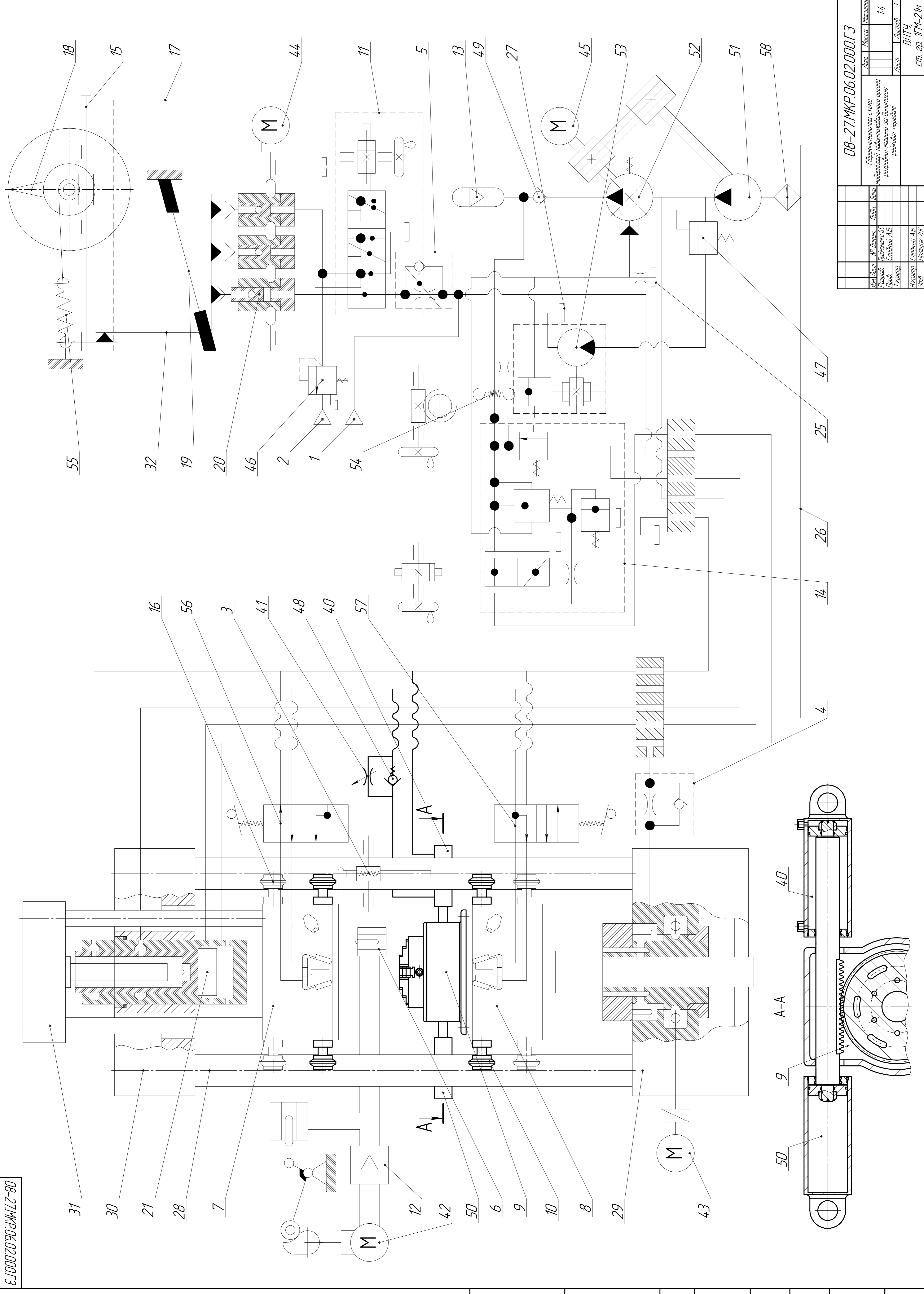
ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

МОДЕРНІЗАЦІЯ ГІДРОМЕХАНІЧНОЇ РОЗРИВНОЇ МАШИНИ ДЛЯ  
ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ МАТЕРІАЛІВ



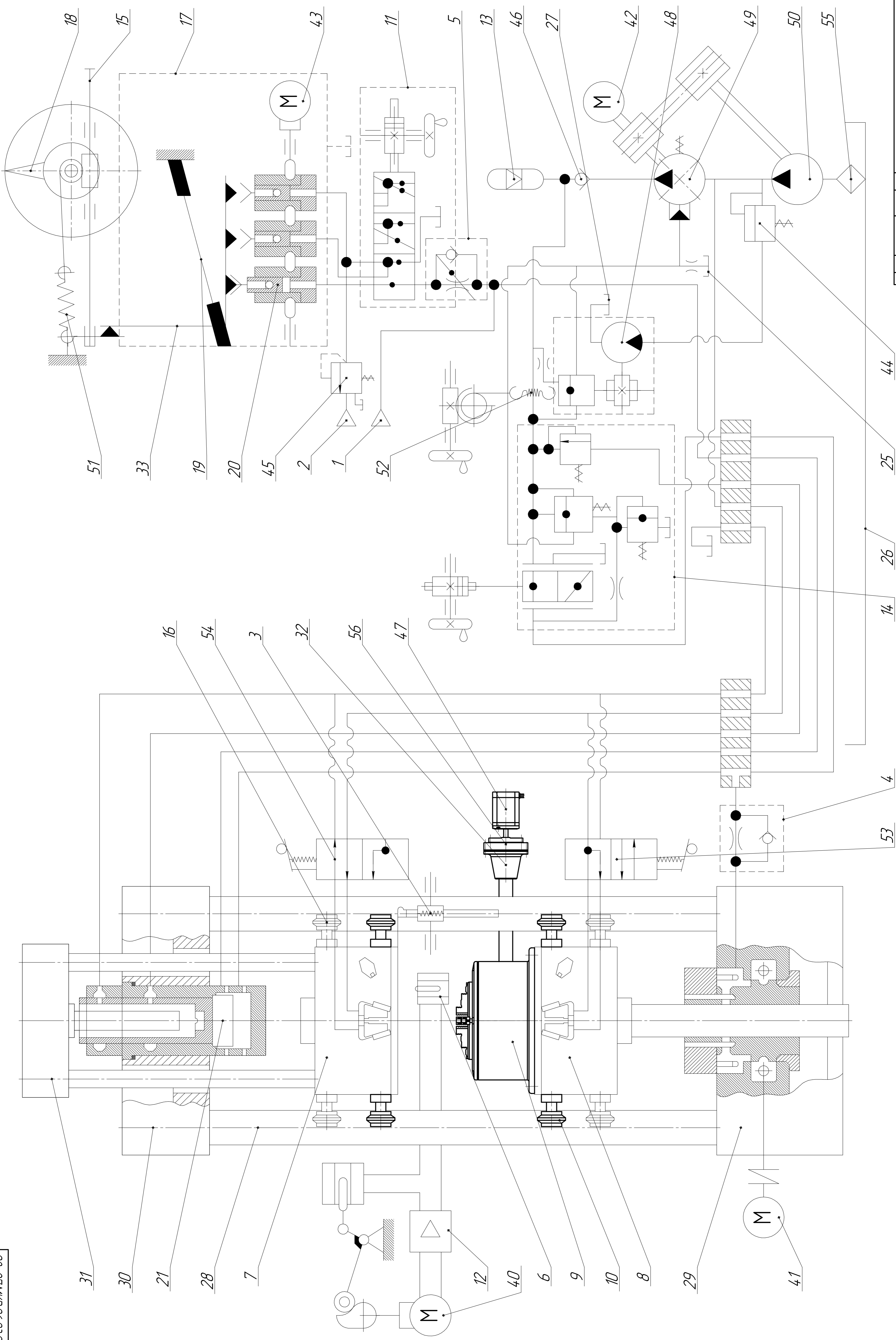
08-27.МКР.06.010001.3		Гидравлическая схема модернизации навесного органа разрыхлительной машины за доплатой		Масштаб 1:1	
Лист	№ докум.	Лист	Дата	Лист	Дата
1	06.010001.3	14		1	
Разработ.	Проверено	Составил	А.В.	ВНТУ	
Г.Кочур		С.И.А.В.		Ст. 20. ТПМ-2/М	
Исполн.	Составил	А.В.		Формат	A1
С.И.А.В.	Кочур	А.В.			

Лист	№ докум.	Лист	Дата	Лист	Дата
1	06.010001.3	14		1	
Разработ.	Проверено	Составил	А.В.	ВНТУ	
Г.Кочур		С.И.А.В.		Ст. 20. ТПМ-2/М	
Исполн.	Составил	А.В.		Формат	A1
С.И.А.В.	Кочур	А.В.			



08-27МКР.06.02.0001.3			
Лист	№ докум.	Лист	Масштаб
14		14	
Гидрометаллическая схема модернизированной системы разрядной машины за доплатой релеводной передачи			
Лист	№ докум.	Лист	Масштаб
1		1	
ВНТУ			
Стр. 20. ИТМ-2М			
Формат А1			

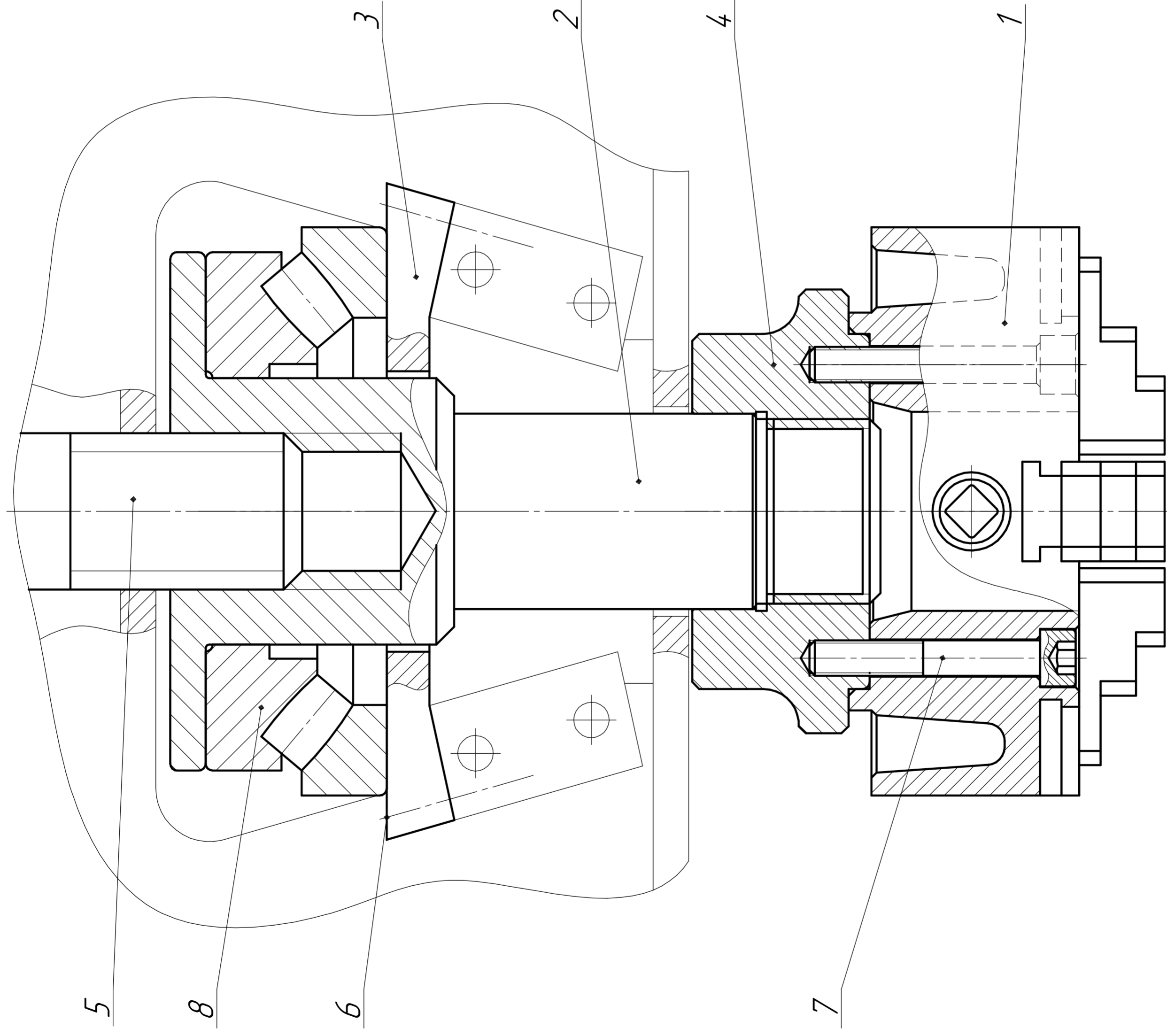




08-27МКР.06.03.0001.3		Гидравлическая схема		Лист	Масштаб
Разработчик	Проверено	Лист	Листов	14	1
Доработано	Согласовано	Лист	Листов		
Исполнитель	Слабкий А.В.	ВНТУ			
Страна	Украина	Ст. 20. ТМ-2М			
		Формат А1			

Имя	Лист	№ докум.	Лист	Листов	1
Разработчик	Проверено	Лист	Листов	14	1
Доработано	Согласовано	Лист	Листов		
Исполнитель	Слабкий А.В.	ВНТУ			
Страна	Украина	Ст. 20. ТМ-2М			
		Формат А1			

08-27МКР.06.01009СК



Позн.	Позначення	Найменування	Кіл.
1	08-27.МКР.06.01.300	Патрон 4-х кулачковий 7103-0040 ГОСТ 3890-92	1
2	08-27.МКР.06.01.301	Елемент гвинтної передачі	1
3	08-27.МКР.06.01.302	Пластина-упор	1
4	08-27.МКР.06.01.303	Фланець 7081-0671 ГОСТ 3890-92	1
5	08-27.МКР.06.01.304	Шток гідрациліндра	1
6	08-27.МКР.06.01.305	Болт М8х35 ГОСТ 15589-70	6
7	08-27.МКР.06.01.306	Гвинт М10х65 ISO 4762	4
8	08-27.МКР.06.01.307	Підшипник упорно-радіальний 9039415к ГОСТ 9942-90	1

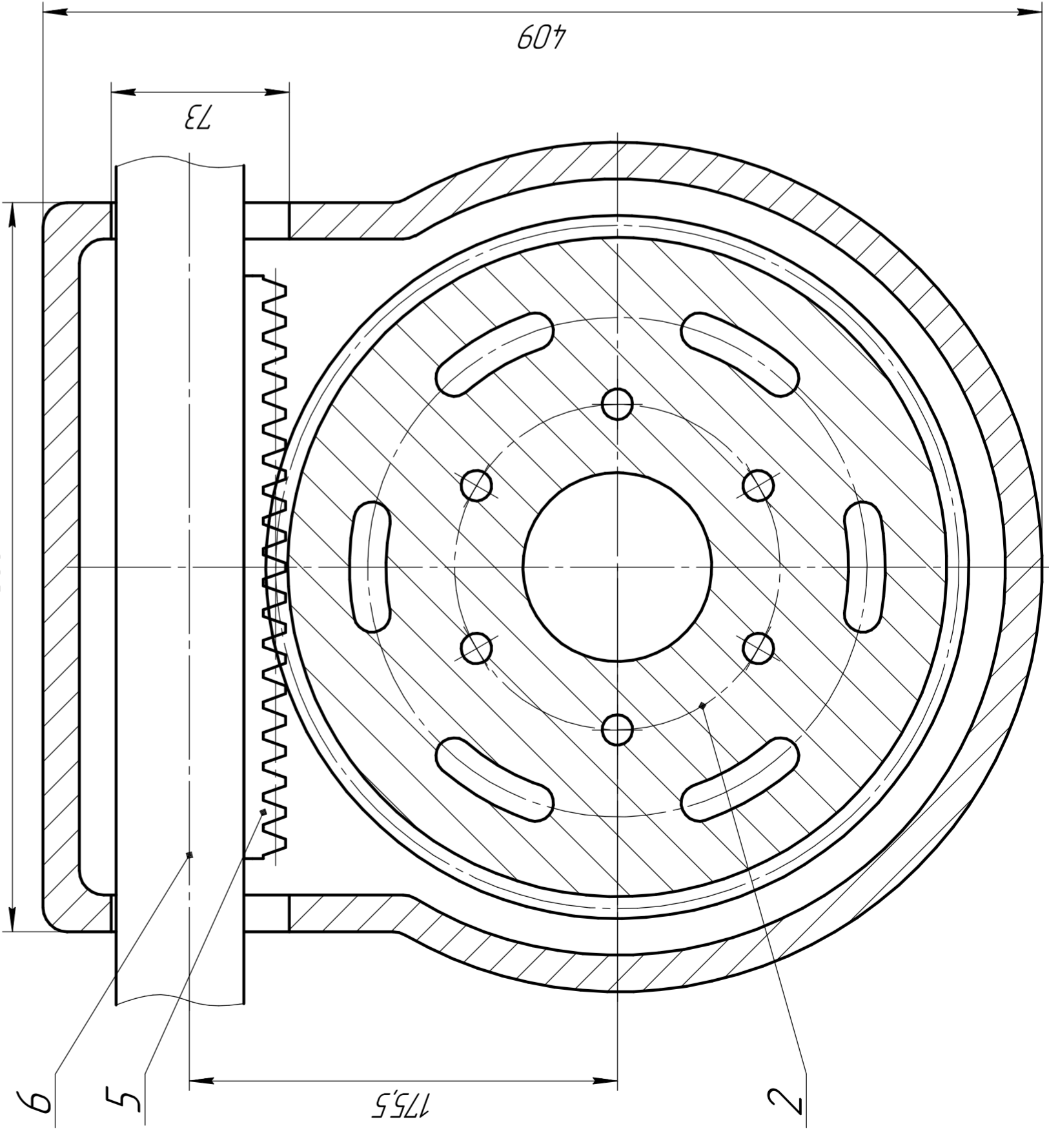
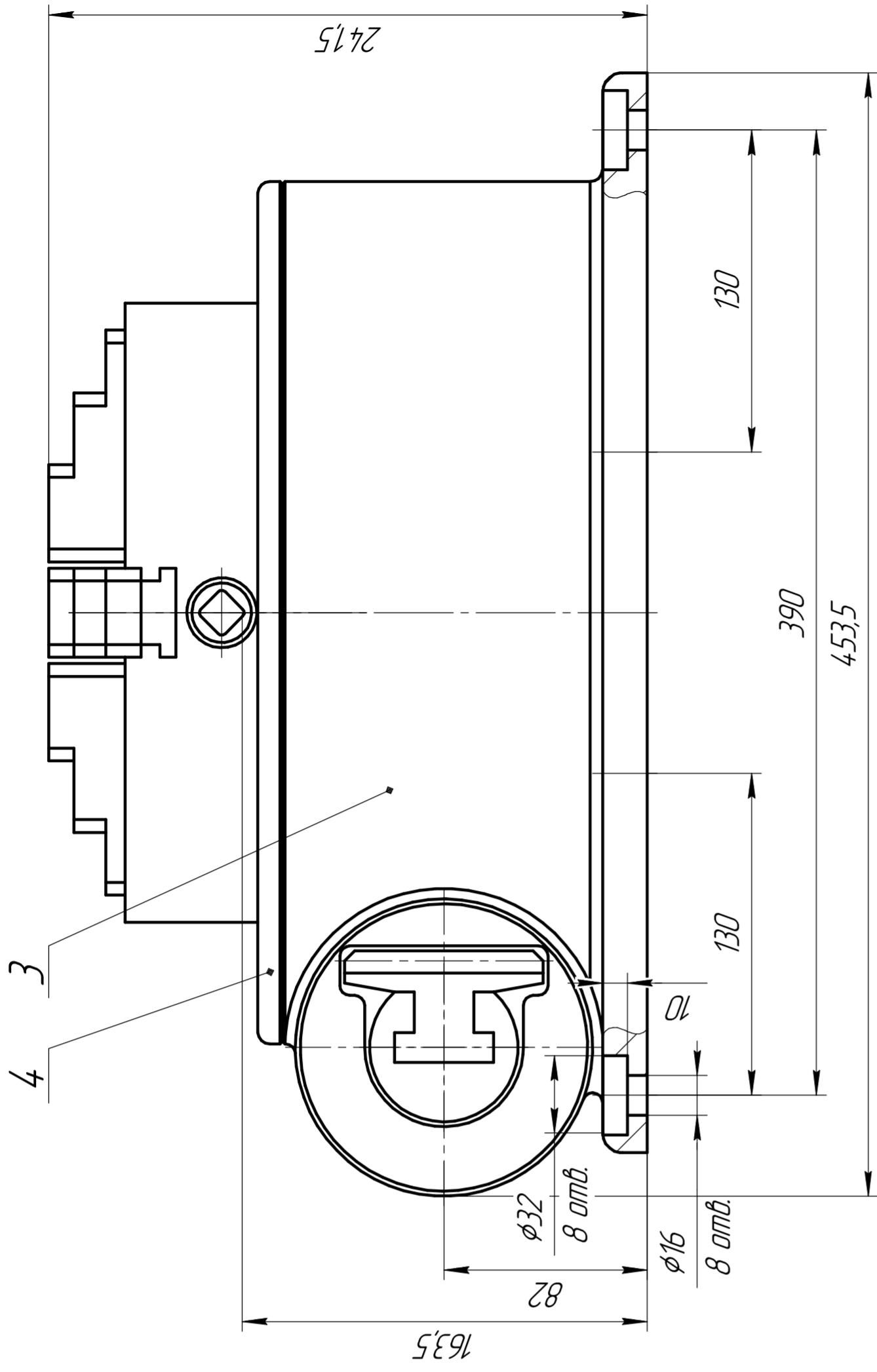
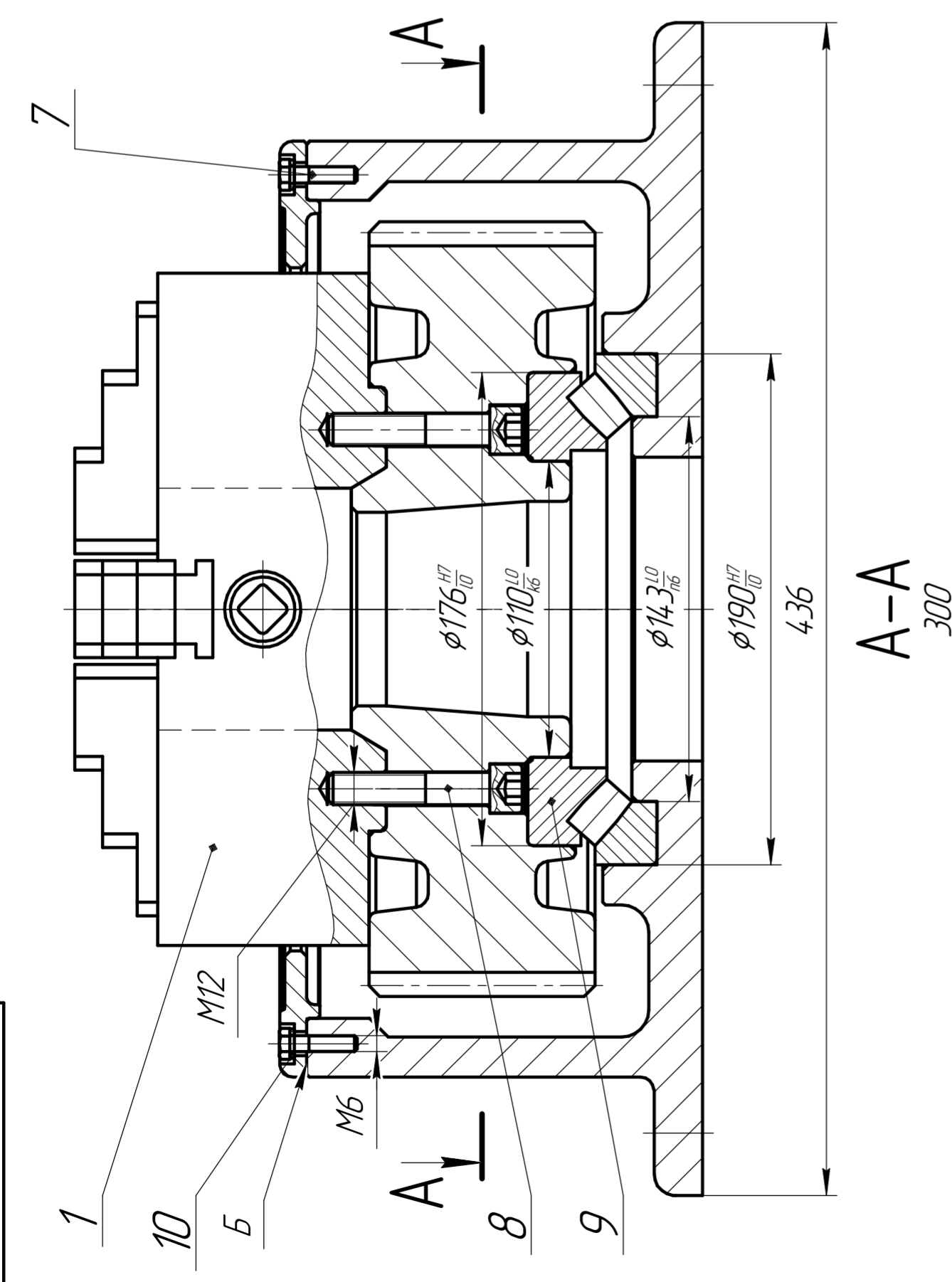
Технічна характеристика

1. Передаточне число  $U=1$ .
2. Коефіцієнт корисної дії гвинтної пари:
  - для упорної різі - 0,363;
  - для трапецеїдальної різі - 0,344.

1. Розміри для довідок
2. Поверхня зовнішніх поверхневих деталей поз. 3-4 - емаль сіра серія ХВ-124.

08-27.МКР.06.01009.СК		Лист	Масштаб
Навантажувальний механізм		Лист	Масштаб
модернізований гвинтвобов передачу		Лист	Масштаб
Взам. № подл.	ВНТУ	Лист	Масштаб
Лист у дати	ст. гр. 1ГМ-21м	Лист	Масштаб
Взам. № подл.	Формат А2	Лист	Масштаб

08-27.MKP.06.02.009.CK



Технічна характеристика

1. Передаточне число  $U=1$
2. Коефіцієнт корисної дії передачі 0,95.
3. Значення крутного моменту на виході  $T=2000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .
1. Розміри для довідок
2. Несліпвання контурів корпусу поз. 3 та кришки поз. 4 по фланцям роз'єму не більше 5...6 мм.
3. Поверхня необробленої поверхні зубчастого колеса поз. 2 - емаль червона НЦ-132.
4. Поверхня зовнішніх поверхневих деталей поз. 3-4 - емаль сіра серія ХВ-124.
5. На поверхні роз'єму 5 нанесити лак дакеїтовий ЛДС-1.

Ид. № подл.	Взам. инв. №	Ид. № д/дл.	Подп. и дата
Подп. и дата	Ид. № инв.	Ид. № д/дл.	Подп. и дата
Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Масса	Листов	Масштаб	

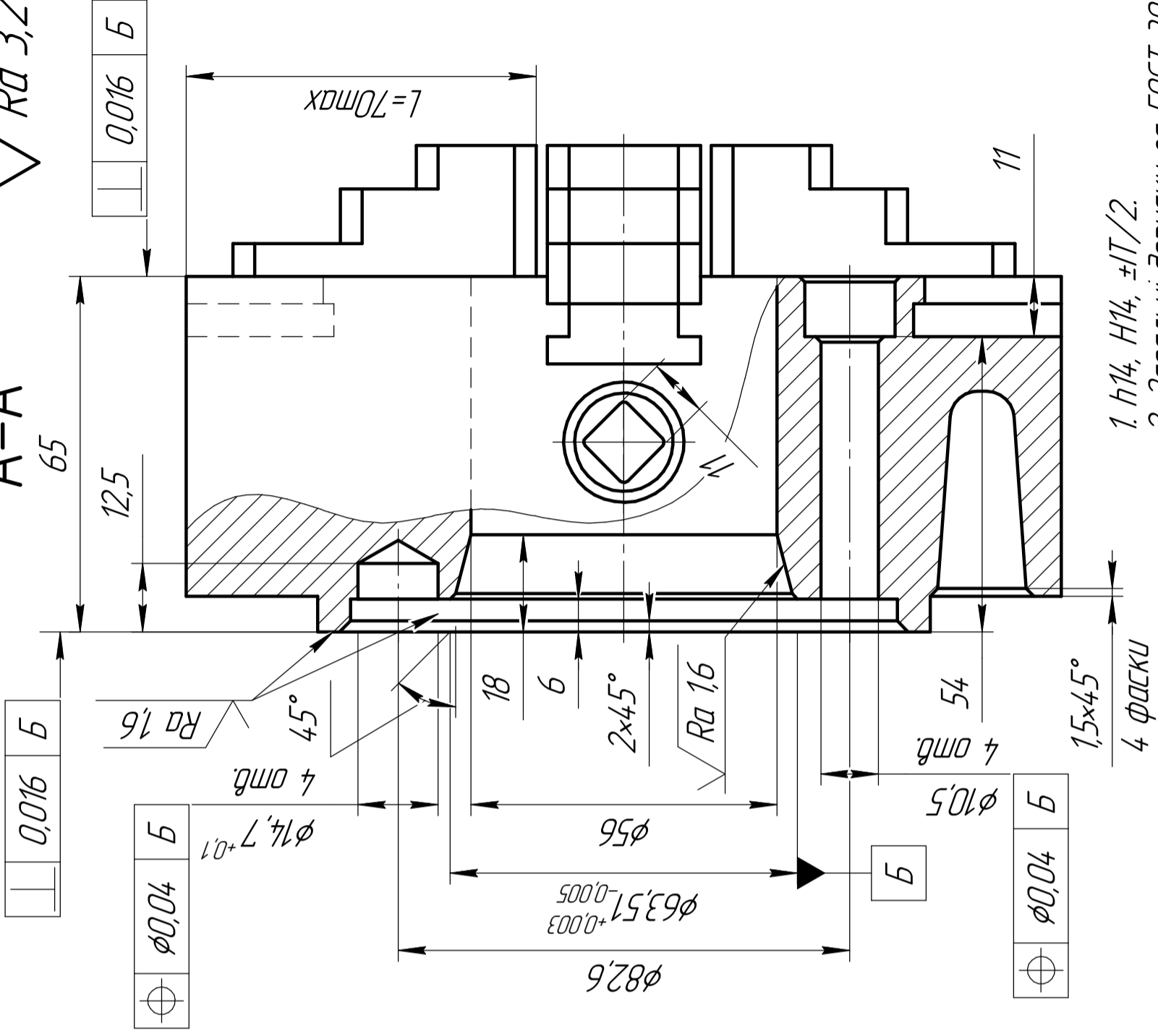
08-27.MKP.06.02.009.CK			
Навантажувальний механізм			
модернізований рейковий редуктор			
Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Лист	Листов	Листов	1
Маса	Листов	Листов	1
Масштаб	1:2		
ВНТУ,			
ст. гр. ІГМ-21м			
Формат	A2		



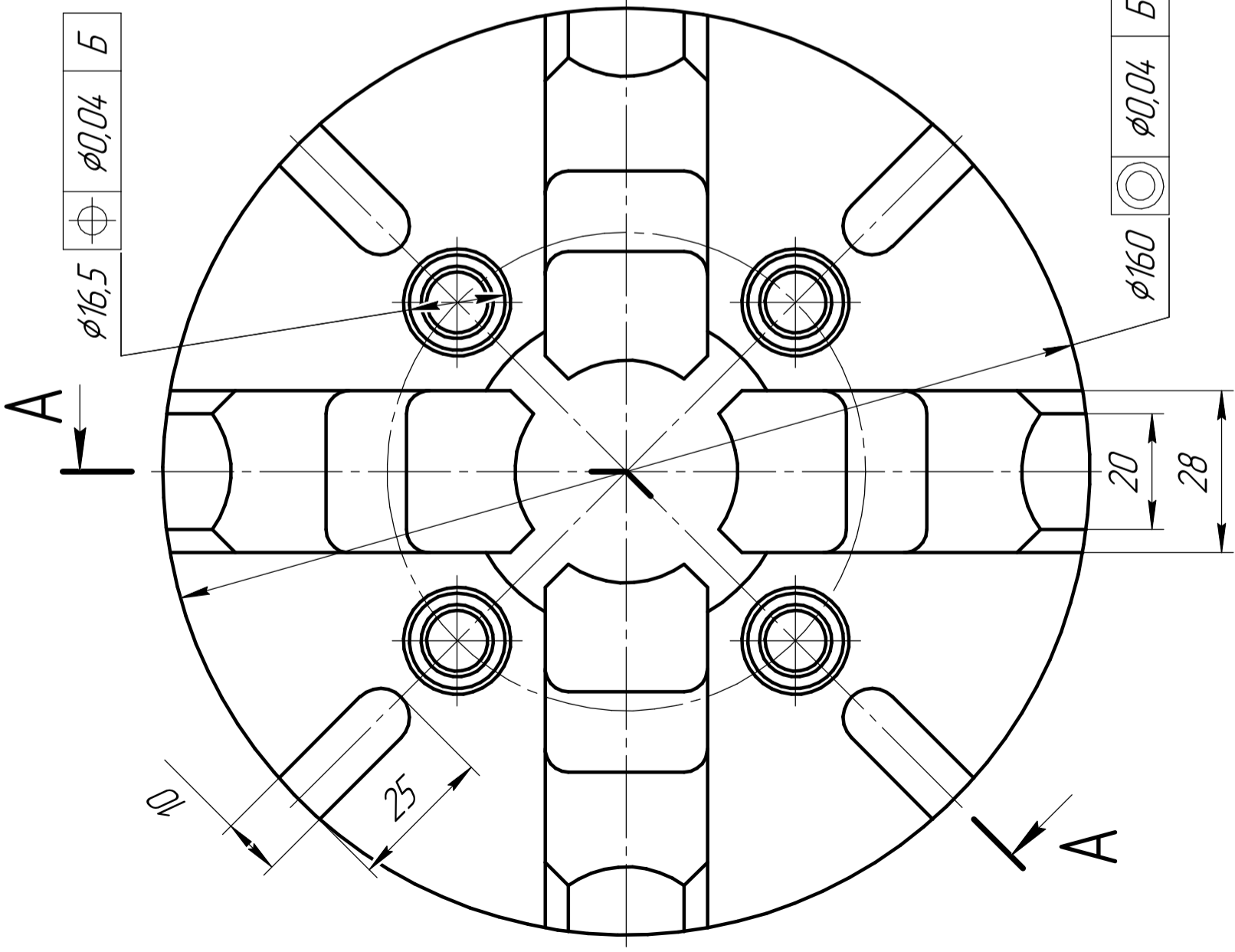
005'10'90'МКР.06.01.300

A-A  
65  
12,5  
0,016 Б

$\sqrt{Ra\ 3,2}$  (✓)



1. H14, H14, ±IT/2.  
2. Загальні допуски за ГОСТ 30893.2-МК



1	Максимальний вихід кулачків, мм	200
2	Максимальна частота обертання, об/хв	2500
3	Максимальний крутний момент на ключі, Н·м	180

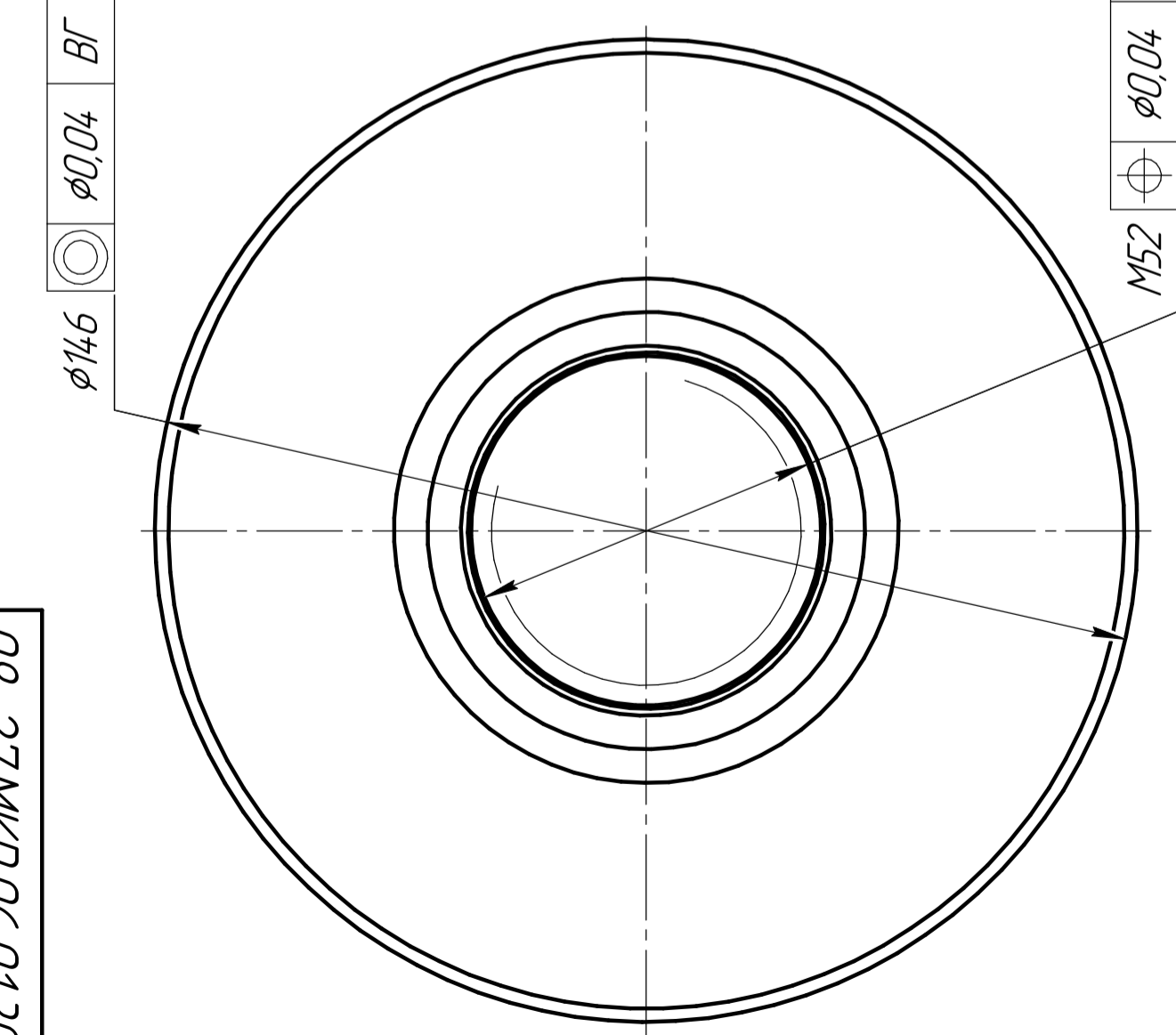
08-27МКР.06.01.300		Лист	Масса	Масштаб
Патрон 4-х кулачковий			15	1:1
7103-0040 ГОСТ 3890-92		Лист	Листов	1
		ВНТУ, ст. зр. 1ГМ-21М		

Лист № подл.	Лист	Масса	Масштаб
Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата	Инв. инв. №
Спроб. №	Лист	Масса	Масштаб
Лист	Масса	Масштаб	Инв. инв. №

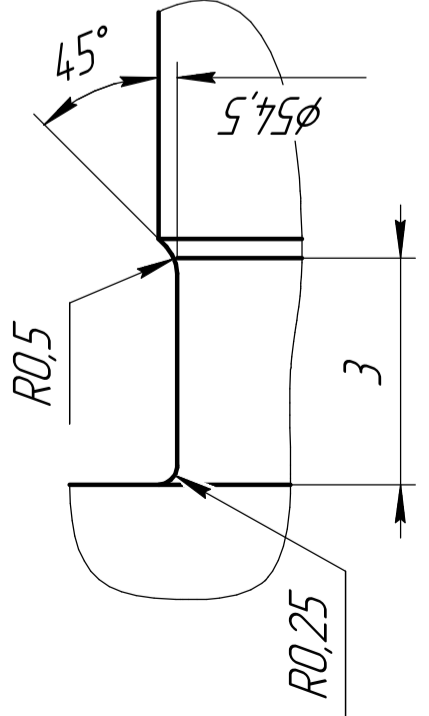
Копіював

Формат А3

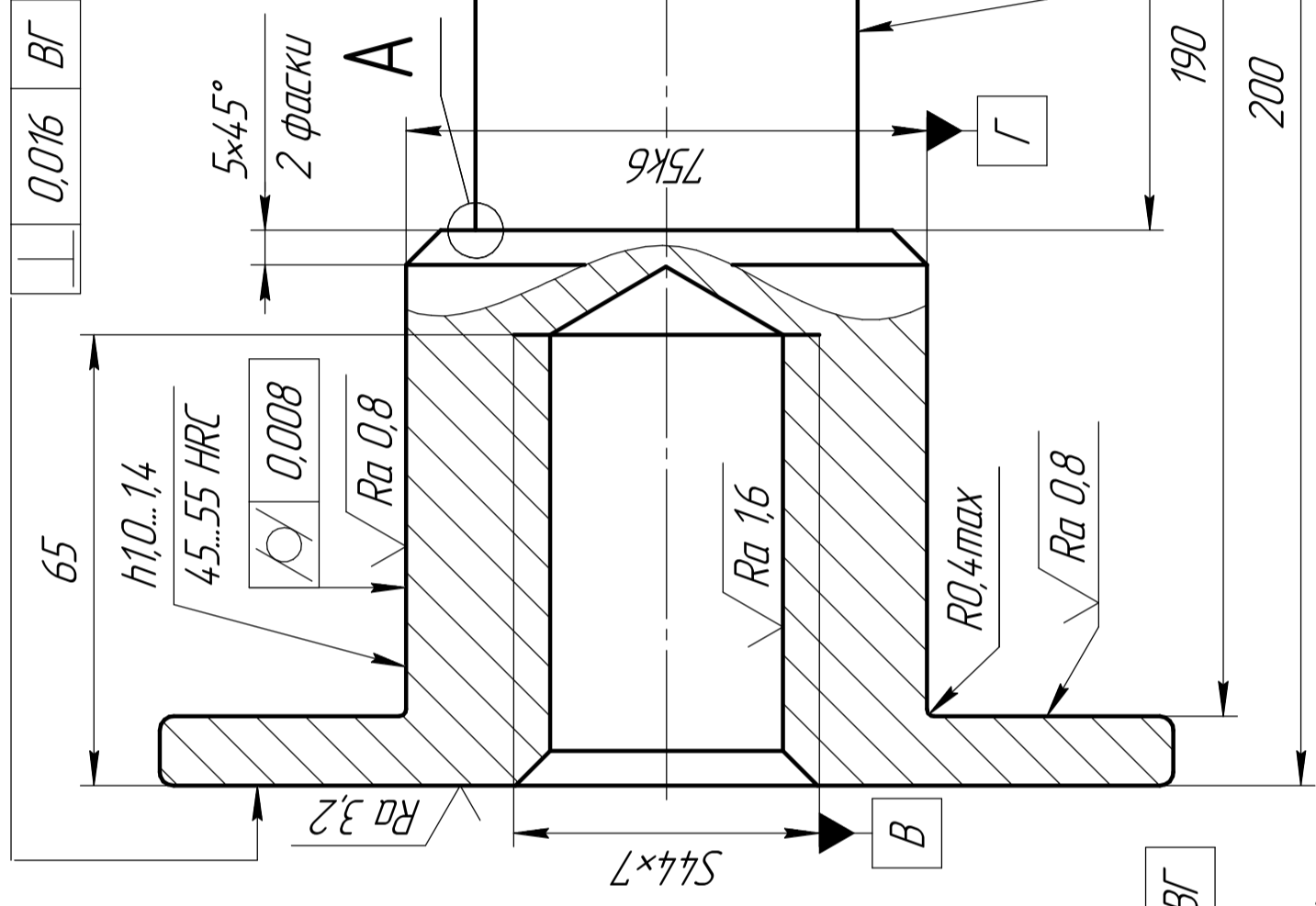
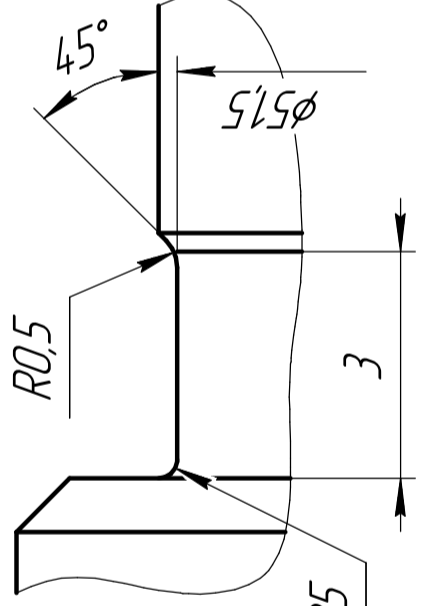
108-27.MKP.06.01.301



A(10:1)

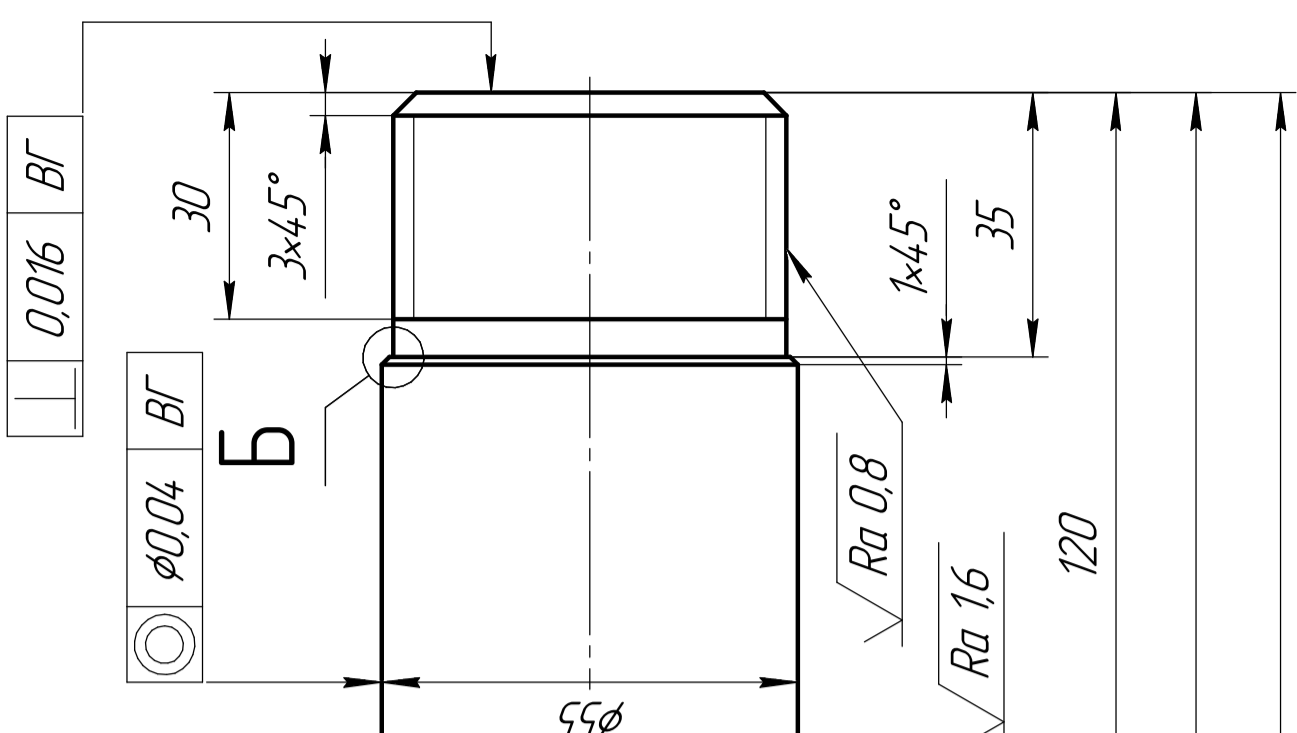


B(10:1)



1. 30...45 HRC, крім вказаних місць.
2. h14, H14, ±IT/2.
3. Гострі кромки затупити фасками 0,5x45° або радіусом R 0,5.
4. Загальні допуски за ГОСТ 30893.2-МК

$\sqrt{Ra\ 6,3}$  (✓)



№ в. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата
№ в. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата

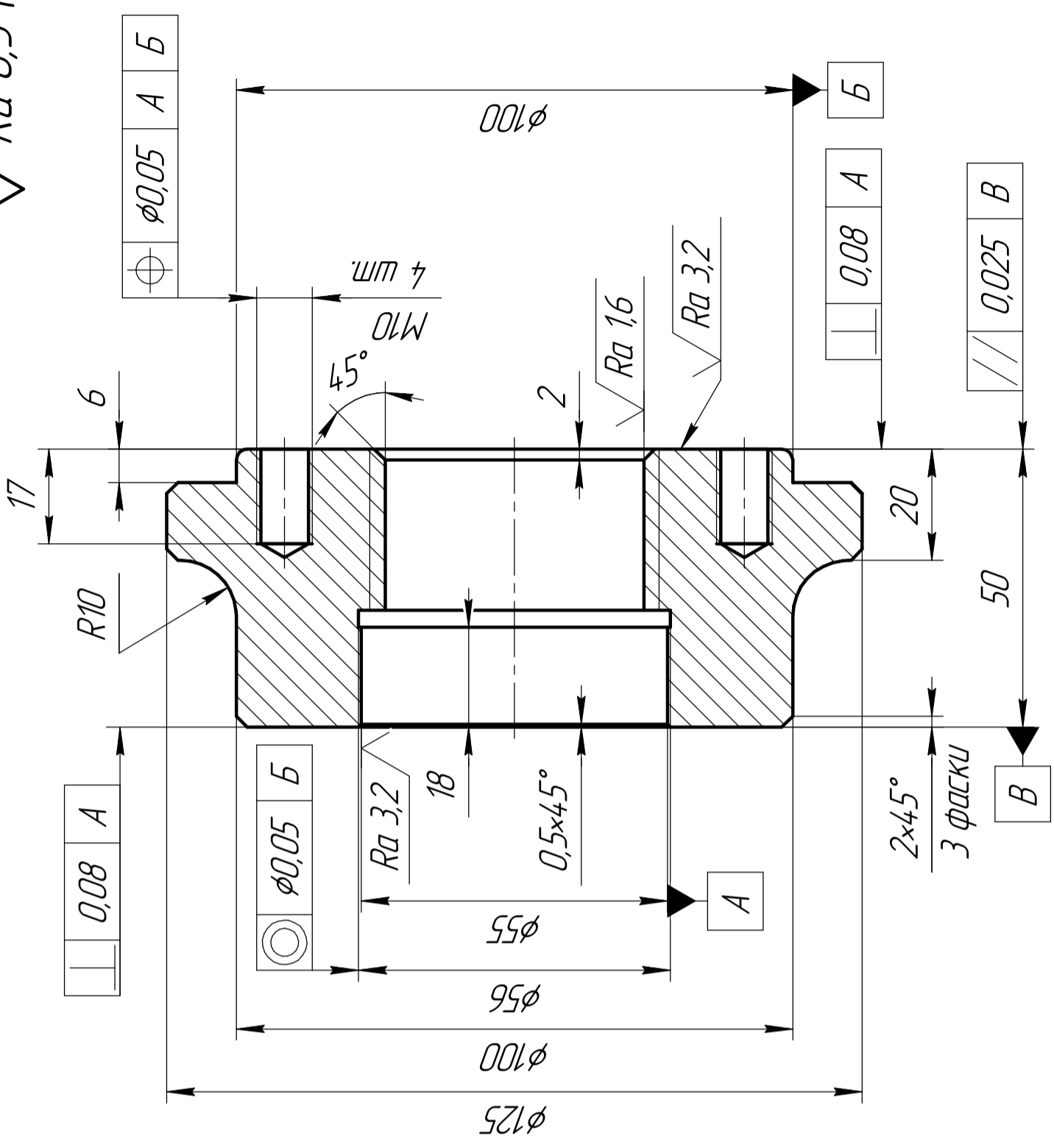
08-27.MKP.06.01.301		Элемент звинтової передачі		Сталь 45 ГОСТ 1050-2013	
Изм/Лист	№ док.им.	Подп.	Дата	Лист	Листов 1
Разраб.	Примаченко О.С.			Масса	0,63
Проб.	Сладкий А.В.			Масштаб	1:1
Т.контр.					
Н.контр.	Сладкий А.В.				
Утв.	Полещук Л.К.				
			ВНТУ, ст. зр. 1ГМ-21М		

Копіював

Формат А3

08-27МКР.06.01.303

$\sqrt{Ra\ 6,3}$  ( $\checkmark$ )



1. h14, H14, ±IT/2.

2. Гострі кромки затупити фасками 0,5x45° або радіусом R 0,5.

08-27МКР.06.01.303			
Фланець 7081-0671		Масса	2,4
ГОСТ 3890-82		Лист	1
Сталь 45 ГОСТ 1050-2013		Листов	1
		ВНТУ, ст. зр. 1ГМ-21М	

Копіював

Формат А3

Лист, дати

Взм. чиб. №

Лист, у дана

Лист, № дубл.

Лист, № подл.

Лист, у дана

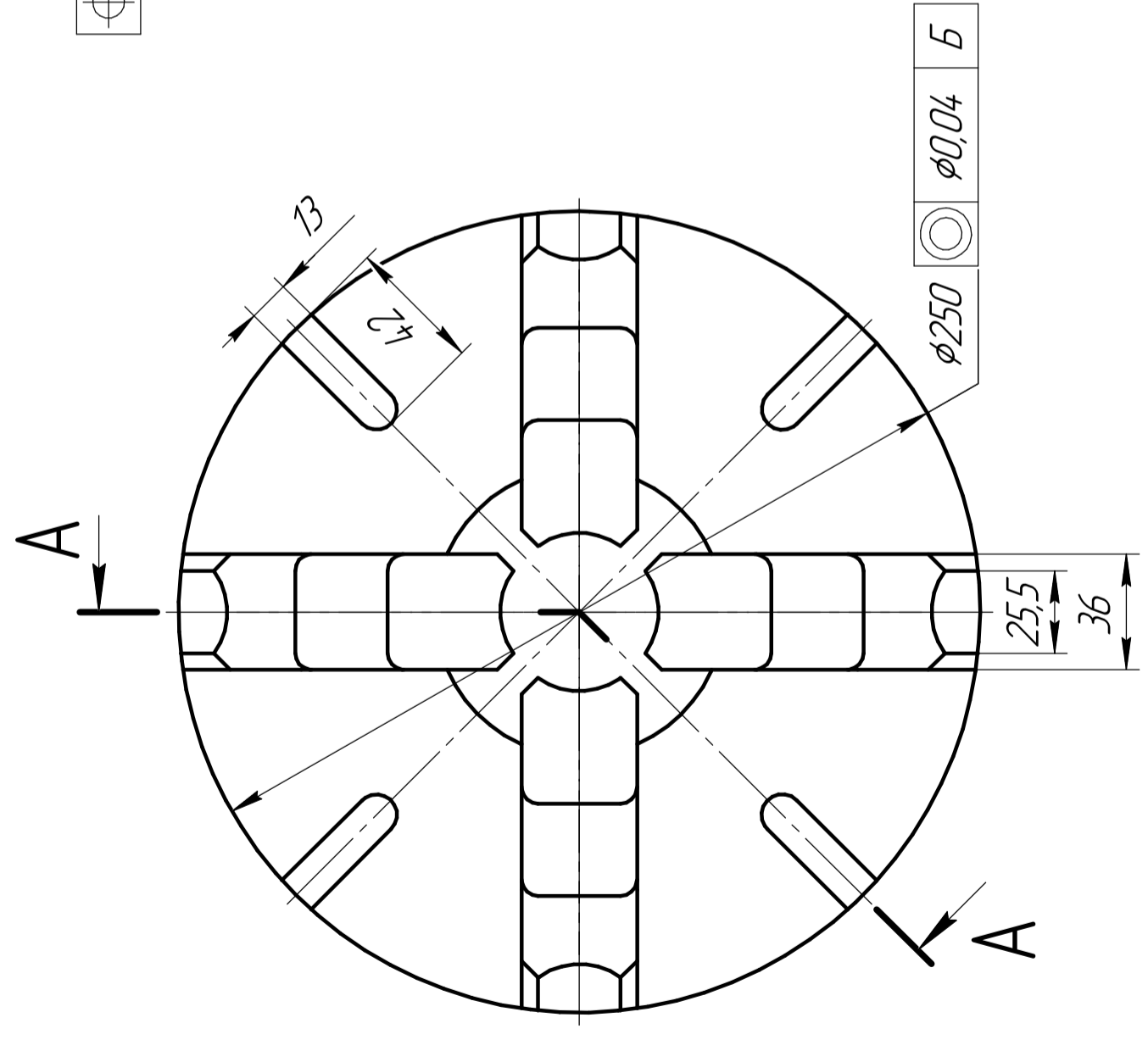
Лист, № подл.





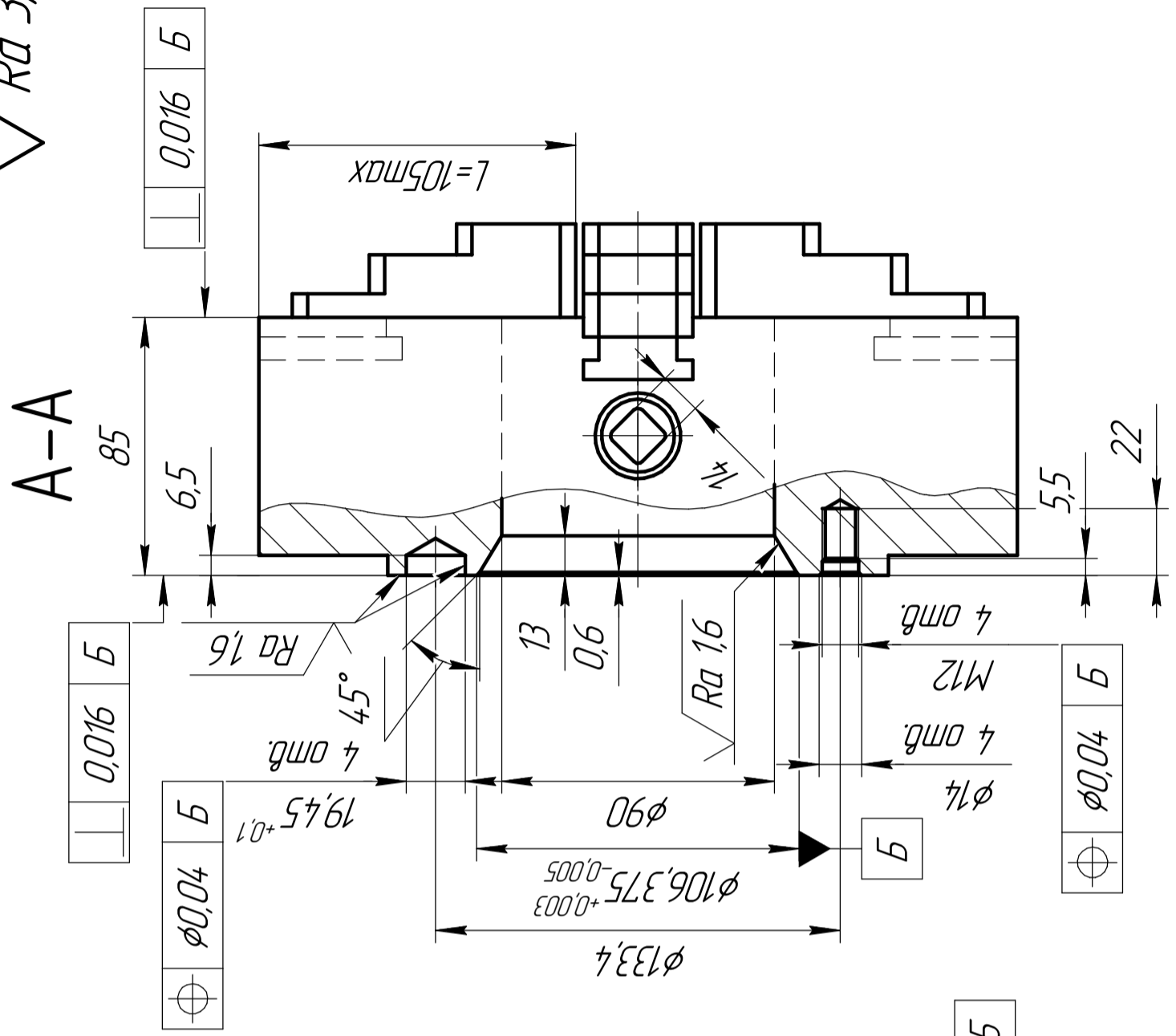
08-27.МКР.06.02.300

$\sqrt{Ra\ 3,2}$  (✓)



Лист № подл. Подп. и дата Взам. инв. № Инв. № дубл. Подп. и дата Серія № Листів. № Листів. пунен.

1	Максимальний вихід кулачків, мм	306
2	Максимальна частота обертання, об/хв	2500
3	Максимальний крутний момент на ключі, Н·м	180
4	Сумарна статична сила запускання кулачками патрону, Н	4600



1. Н14, Н14, ±IT/2.
2. Загальні допуски за ГОСТ 30893.2-МК

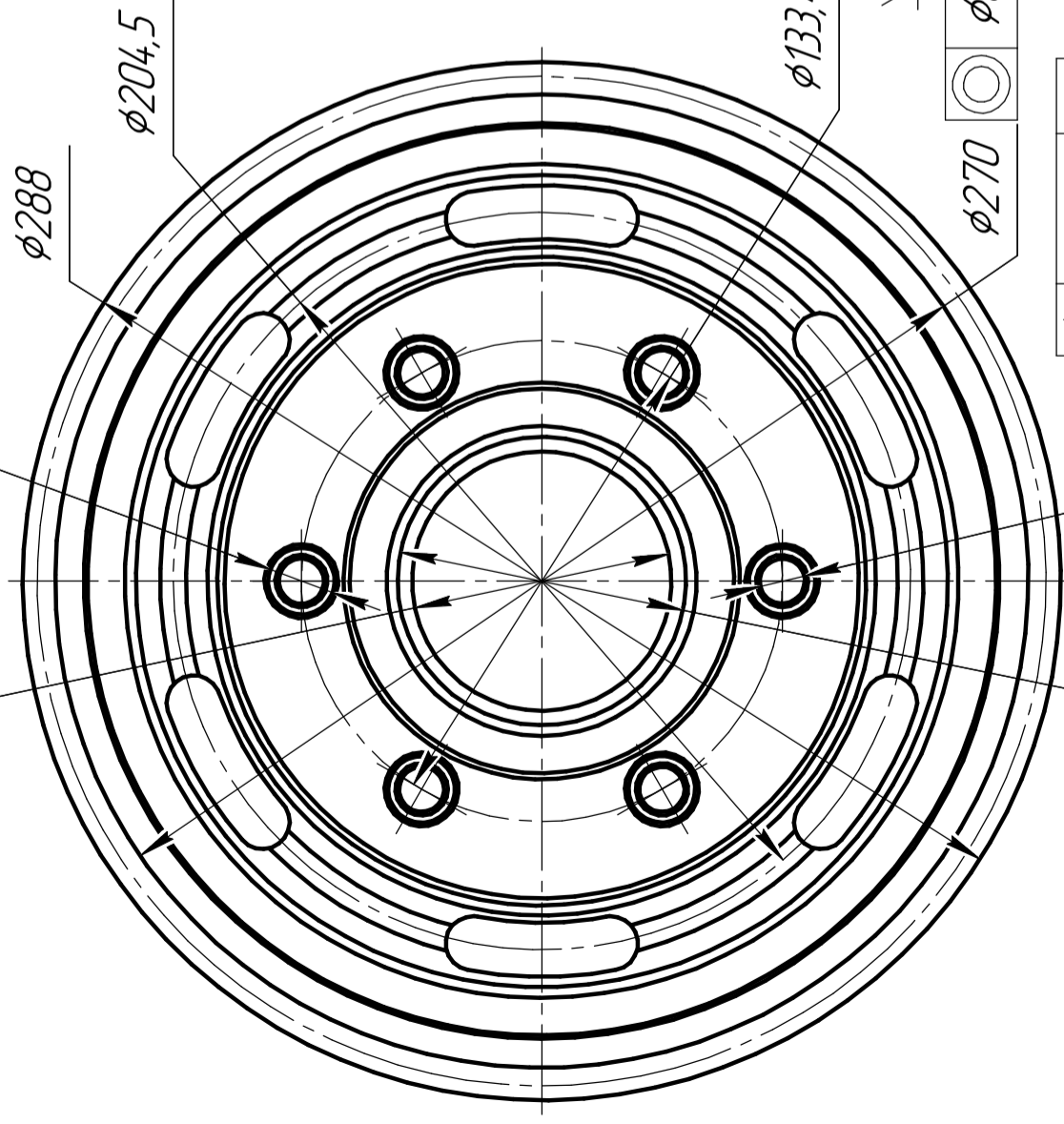
08-27.МКР.06.02.300		Лист		Лист	
Патрон 4-х кулачковий		Масса		Масштаб	
7103-0044 ГОСТ 3890-92		30		1:2	
		Лист		Листов	
				1	
				ВНТУ,	
				ст. зр. 1ГМ-21М	

Копіював

Формат А3

108-27.090.МКР.06.02.301

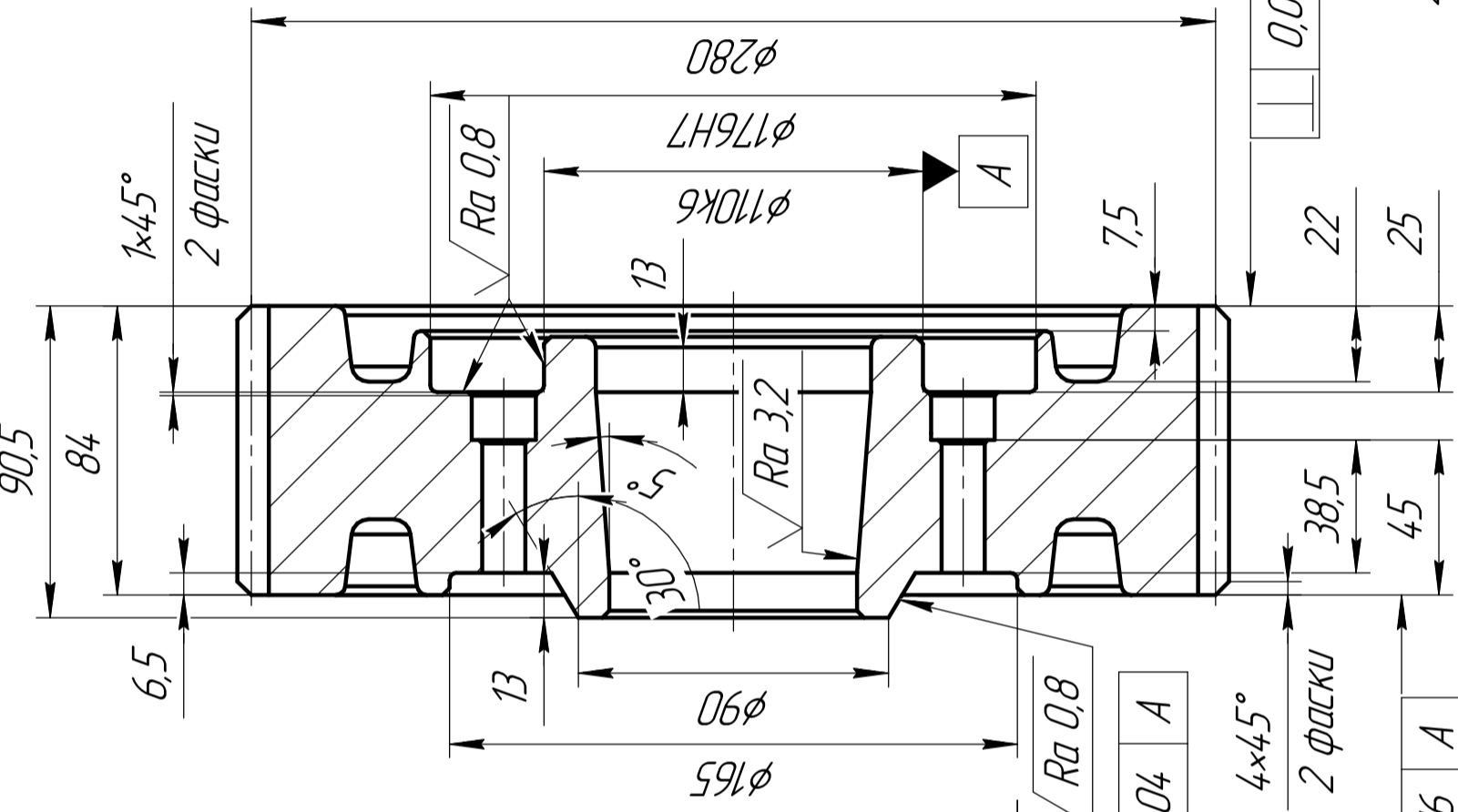
⊙  $\phi 0,04$  A  $\phi 72$



⊙  $\phi 0,04$  A  $\phi 80$

⊥  $0,016$  A

⊥  $0,016$  A



$\sqrt{Ra 6,3 (\checkmark)}$

Модуль	$m$	4	
Число зубців	$z$	70	
Початковий контур	-	ГОСТ 13755-2015	
Коефіцієнт зміщення	$x$	0	
Ступінь точності за ГОСТ 1643-81	-	7-С	
Довжина загальної нормалі	$W$	$92,485_{-0,02}^{-0,1}$	
Допуск на коливання довжини сіпльної нормалі	$F_{vw}$	0,04	
Допуск на коливання вимірюваної міжсовної відстані	За одерт колеса	$F_1''$	0,08
	На одному зубі	$f_1''$	0,028
Контролювати при відсутності одкату з вимірювальною шестернею	Допуск на радіальне дилття зубчастого венця	$F_r$	0,056
	Допуск на похилку профілю зуба	$f_f$	0,016
Відхилення основного кроку	$f_{pt}$	$\pm 0,02$	
Дільний діаметр	$d$	280	
Допуск на похилку напрямку зуба	$F_{\beta}$	0,016	
Допуск на торцьове дилття базової поверхні	$F_T$	0,034	

1.  $h_{14}, H_{14}, \pm IT/2$ .
2. Гострі кромки затупити фасками  $0,5 \times 45^\circ$  або радіусом  $R 0,5$ .
3. Загальні допуски за ГОСТ 30893.2-МК.

08-27.МКР.06.02.301		Лист	Масса	Масштаб
Зубчасте колесо		Лист		1:2
		Лист		1
Сталь 35Л ГОСТ 1050-88		ВНТУ, СТ. зр. 1ГМ-21М		

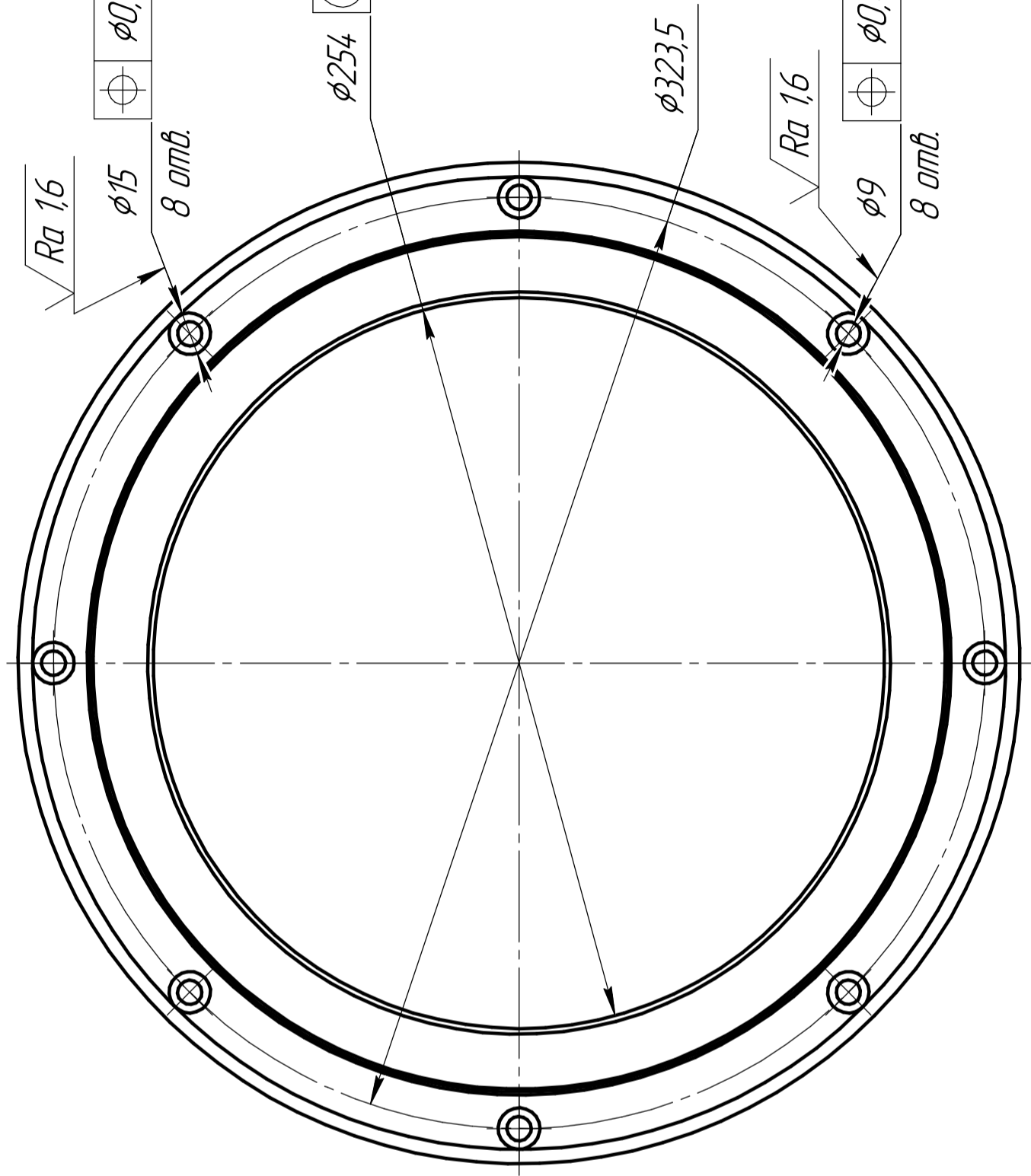
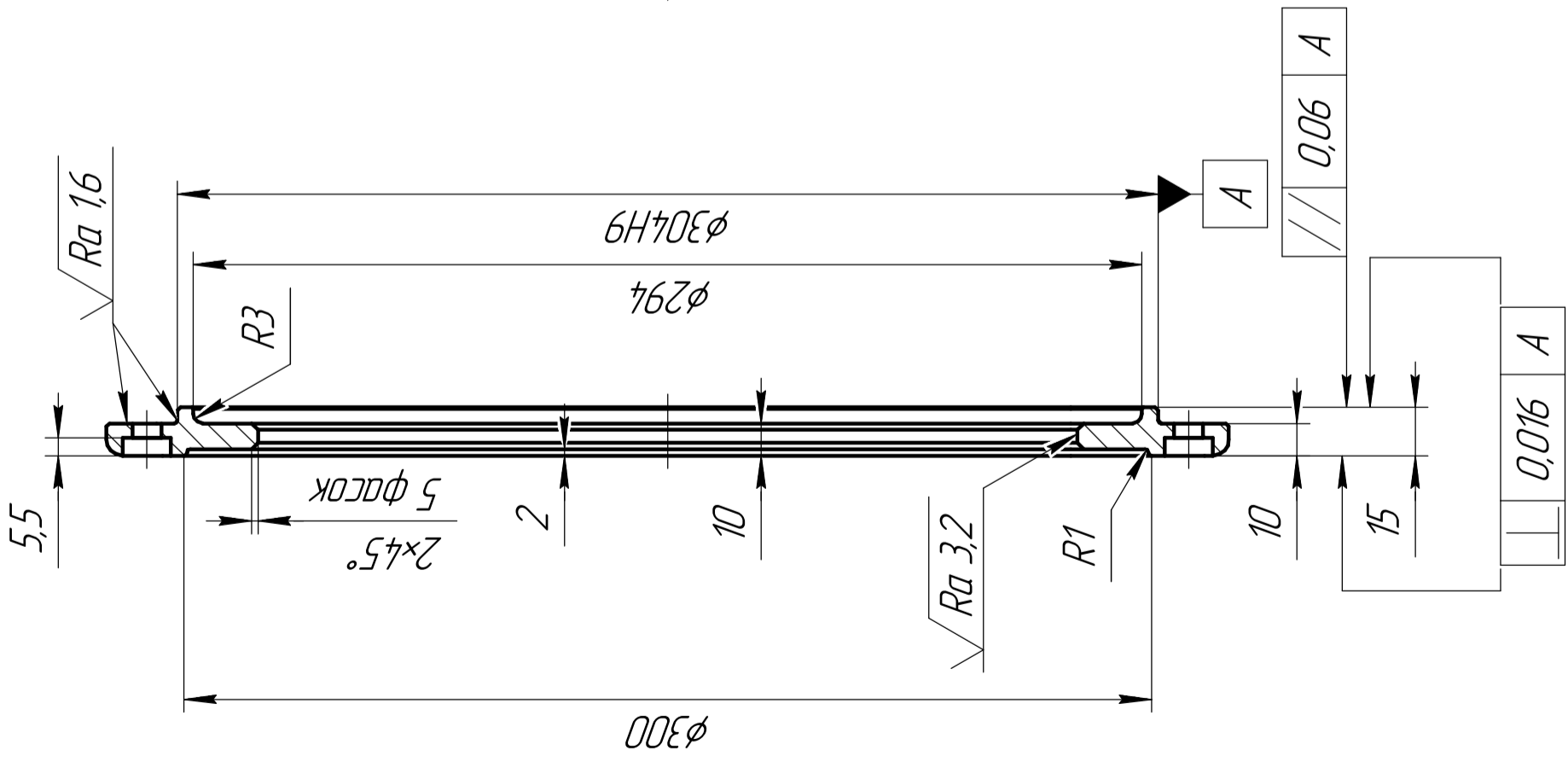
Изм. № подл.	Лист	№ док.им.	Подп.	Дата
Взам. инв. №	Разраб.	Примаченко О.С.		
Инд. инв. №	Проб.	Сладкий А.В.		
Взам. инв. №	Т.контр.			
Инд. инв. №	Н.контр.	Сладкий А.В.		
Инд. инв. №	Утв.	Полещук Л.К.		

Копировал

Формат А3

08-27.МКР.06.02.303

$\sqrt{Ra\ 6,3}$  (✓)



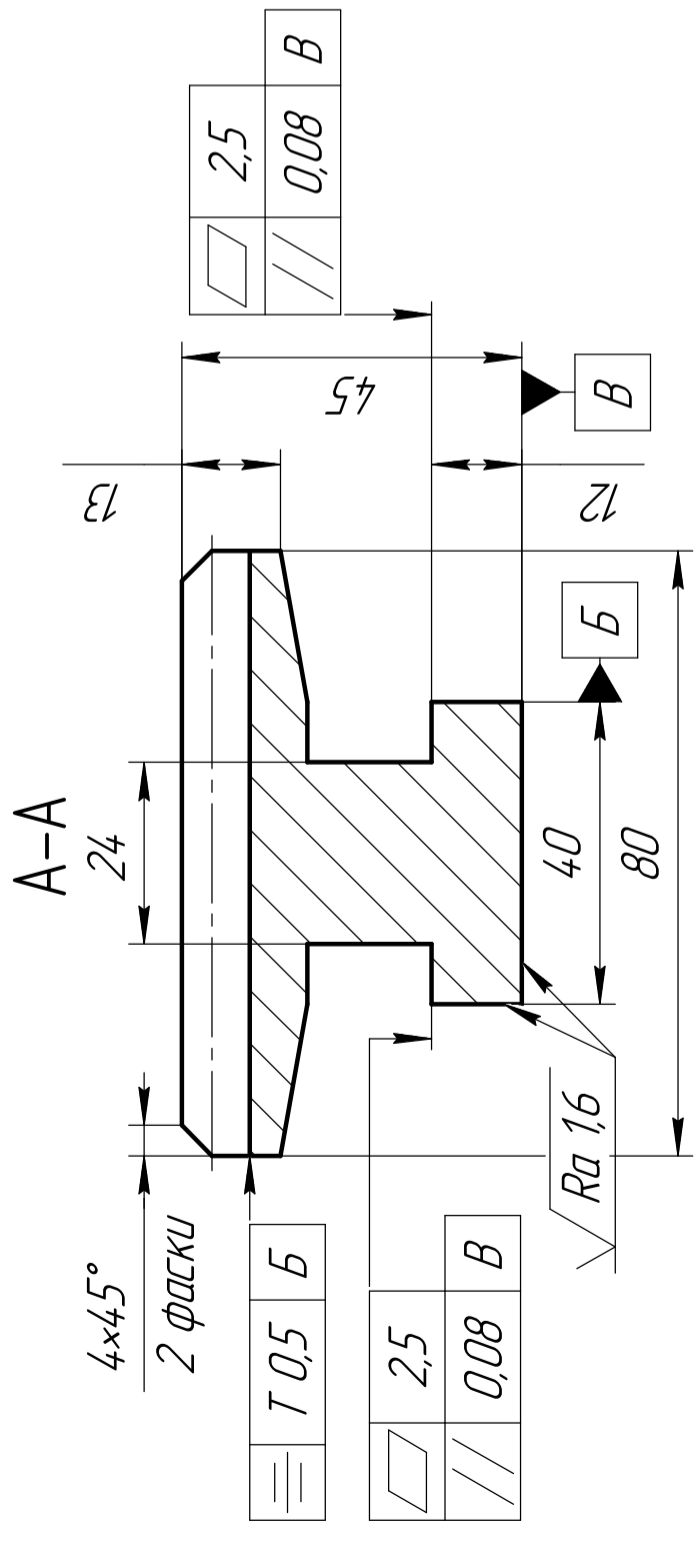
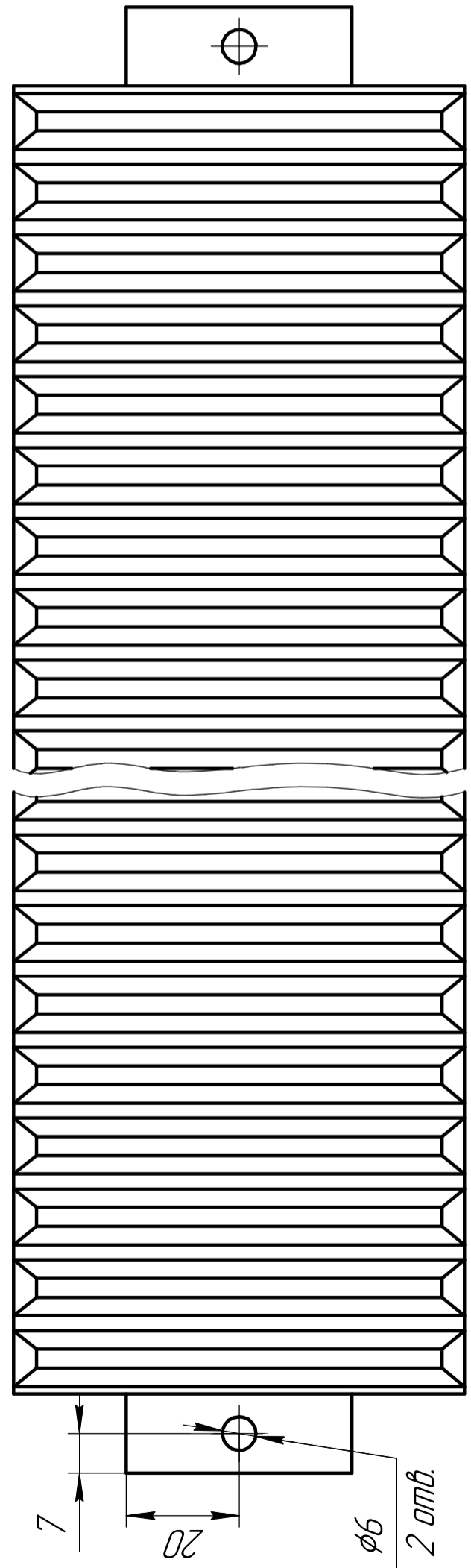
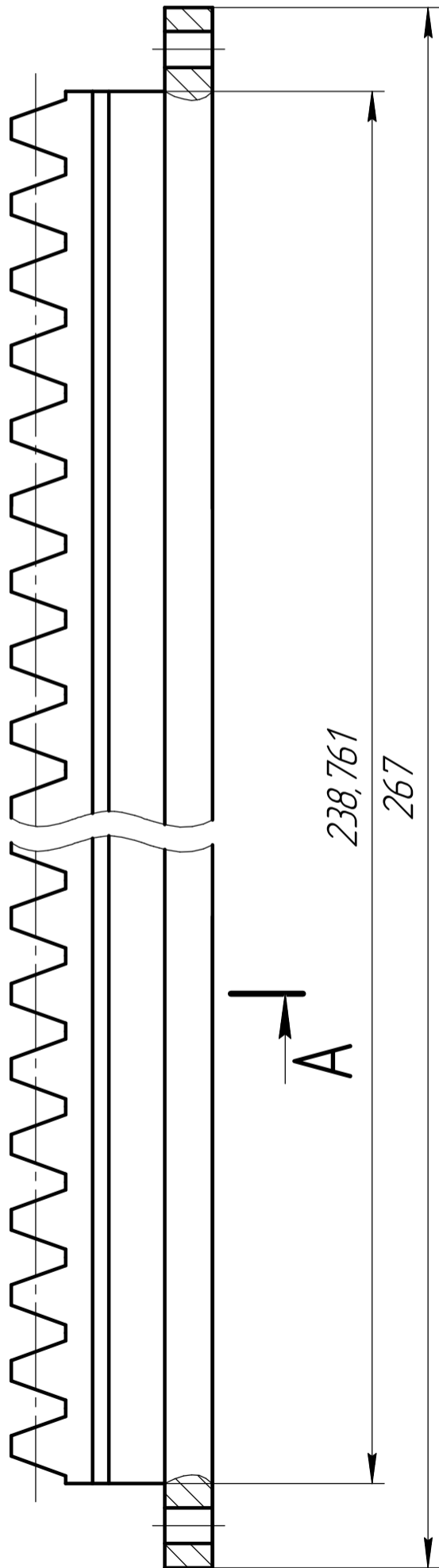
1.  $h14, H14, \pm IT/2$
2. Гострі кромки затупити фасками  $0,5 \times 45^\circ$  або радіусом  $R\ 0,5$

08-27.МКР.06.02.303		Кришка		Лист	Масса	Масштаб
					0,82	1:2
				Лист	Листов	1
				ВНТУ,		
				Ст. зр. 1ГМ-21М		
				СЧ 15 ГОСТ 1412-85		
				Копиробал		
				Формат А3		

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инд. №	Инд. № дубл.	Инд. № дубл.	Подп. и дата	Спроб. №	Лист. п/мен.

ГОСТ 20190.06.02.304

$\sqrt{Ra\ 3,2\ (\checkmark)}$



1. H14, H14, ±IT/2.
2. Гострі кромки затупити фасками 0,5x45° або радіусом R 0,5.
3. Загальні допуски за ГОСТ 30893.2-ТК.

Модуль	m	4	
Початковий контур	-	ГОСТ 13755-2015	
Степень точності за ГОСТ 10242-81	-	7-С	
Розмір по роликкам	M	14,602 <sup>+0,11</sup> <sub>-0,22</sub>	
Діаметр ролика	D	7	
Вимірювана висота зуба	h <sub>вы</sub>	9 <sub>-0,11</sub>	
Допуск на довшині рейки	F <sub>i</sub> <sup>''</sup>	0,045	
	f <sub>i</sub> <sup>''</sup>	0,026	
Допуск на коливання	F <sub>r</sub>	-	
	F <sub>r</sub>	-	
Допуск на відхилення при відсутності адкату з вимрювальною шестернею	f <sub>f</sub>	0,024	
	f <sub>рт</sub>	±0,02	
Допуск на напрямки зубу	F <sub>β</sub>	0,016	
Число зубів	z	19	
Нормальний крок	P <sub>n</sub>	12,566	
Монтажний розмір	a'	14,95±0,056	
Позначення	-	2537-0178 ГОСТ 9323-79	
	Число зубців	z <sub>0</sub>	10
Добдач	Коефіцієнт зміщення	x <sub>0</sub>	-0
	Діаметр верхніх зубців	d <sub>ов</sub>	50

08-27.МКР.06.02.304		Лист	Масса	Масштаб
Рейка				1:1
		Лист	Листов	1
Сталь 50 ГОСТ 1050-88		ВНТУ, см. зр. 1ГМ-21М		

Лист № подл.

Лист и дата

Взм. чиб. №

Лист, и дата

Лист, и дата

Лист, и дата

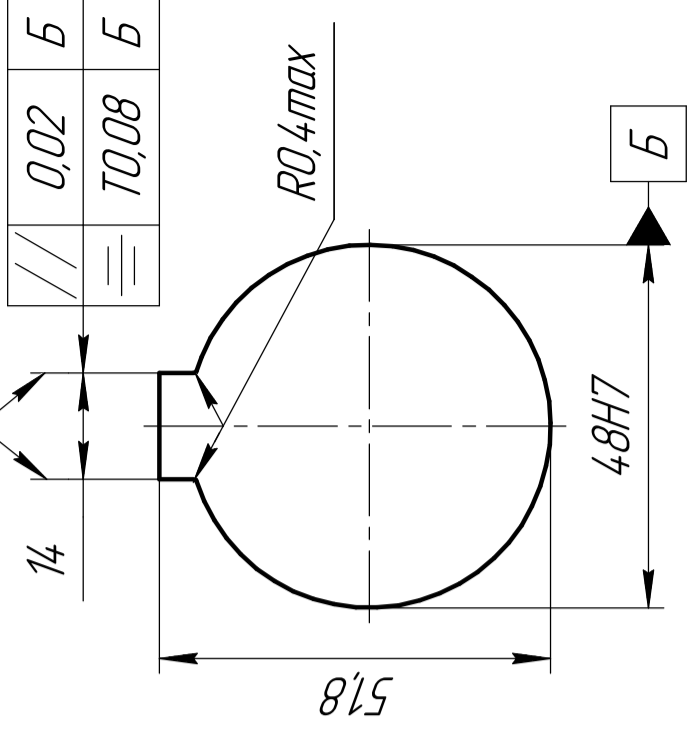
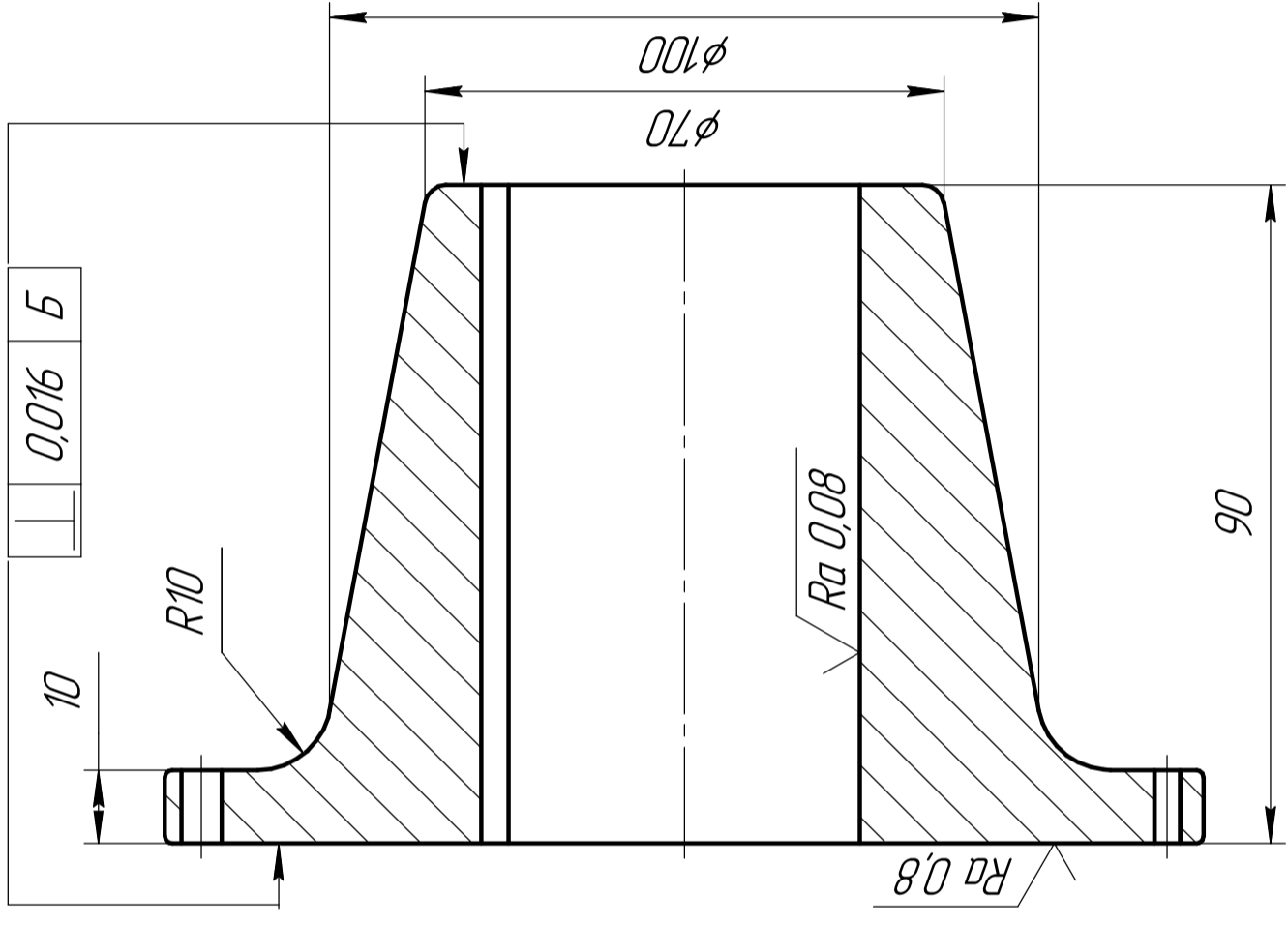
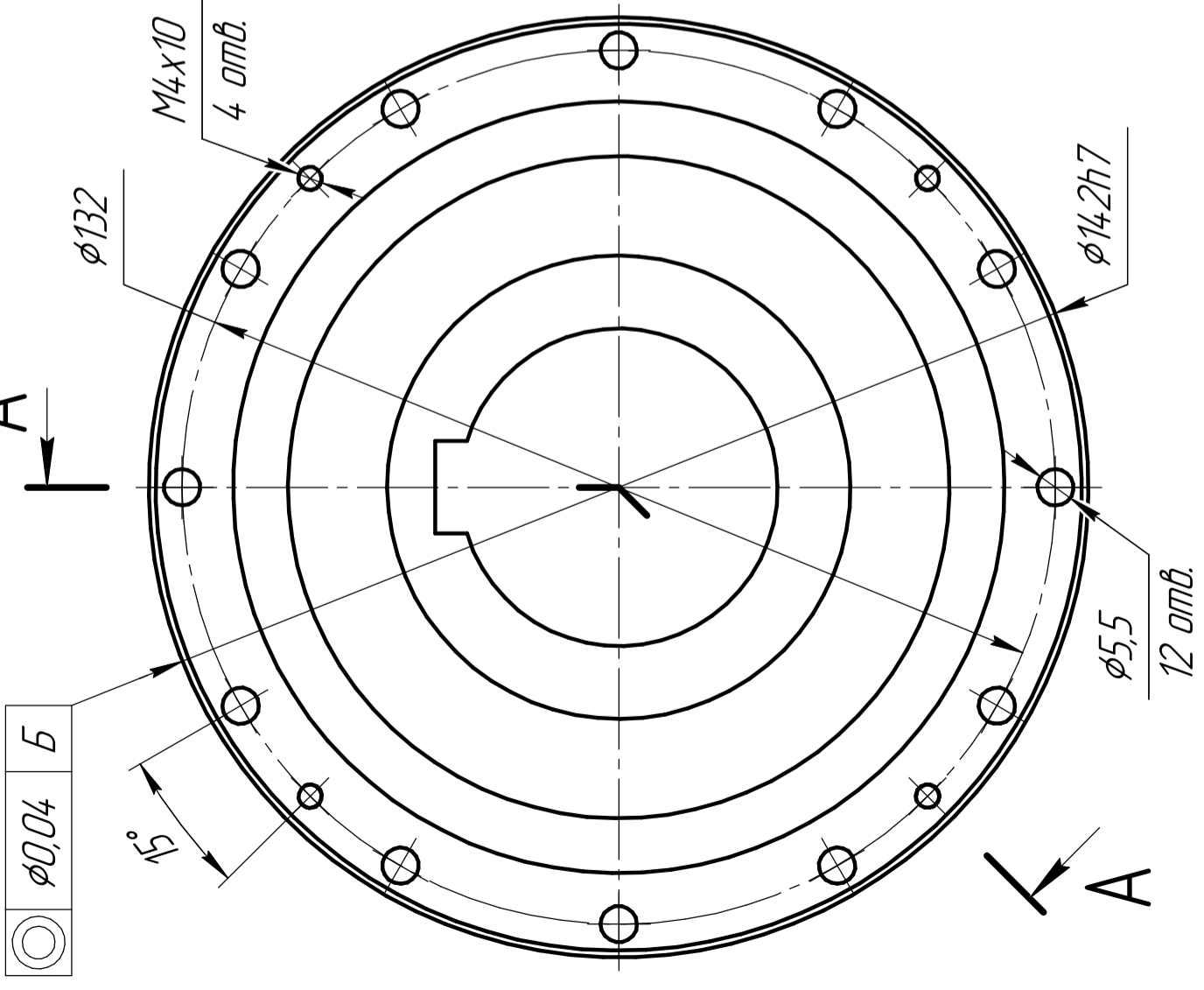
Лист, и дата

Лист, и дата

08-27МКР.06.03.107

A-A

$\sqrt{Ra\ 6,3}$



$\perp$  0,016 Б

$\odot$   $\phi$ 0,04 Б

M4x10  
4 отв.

$\phi$ 14.2h7

$\phi$ 5,5  
12 отв.

- h14, H14, ±IT/2.
- Гострі кромки затупити фасками 0,5x45° або радіусом R 0,5.

08-27МКР.06.03.107		Масса		3,5	Масштаб		1:1
Фланець		Лист		Листов		1	
Сталь 45 ГОСТ 1050-2013		№ док.им.		Подп.		ВНТУ,	
Разраб. Приймаченко О.С.		Проб. Сладкий А.В.		Т.контр.		ст. зр. 1ГМ-21М	
Н.контр. Сладкий А.В.		Утв. Поліщук Л.К.		Копиробал		Формат А3	

Лист № подл.

Лист у дана

Вам. уиб. №

Ииб. № дубл.

Подп. и дата

Ииб. № подл.

Лист № подл.

Лист у дана

Вам. уиб. №

Ииб. № дубл.

Подп. и дата

Лист № подл.

Лист у дана

Вам. уиб. №

Ииб. № дубл.

Подп. и дата

08-27.МКР.06.03.207

Лист № пунен.

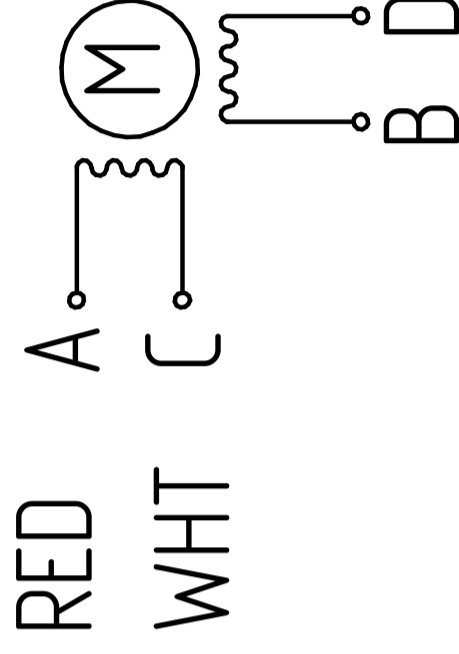
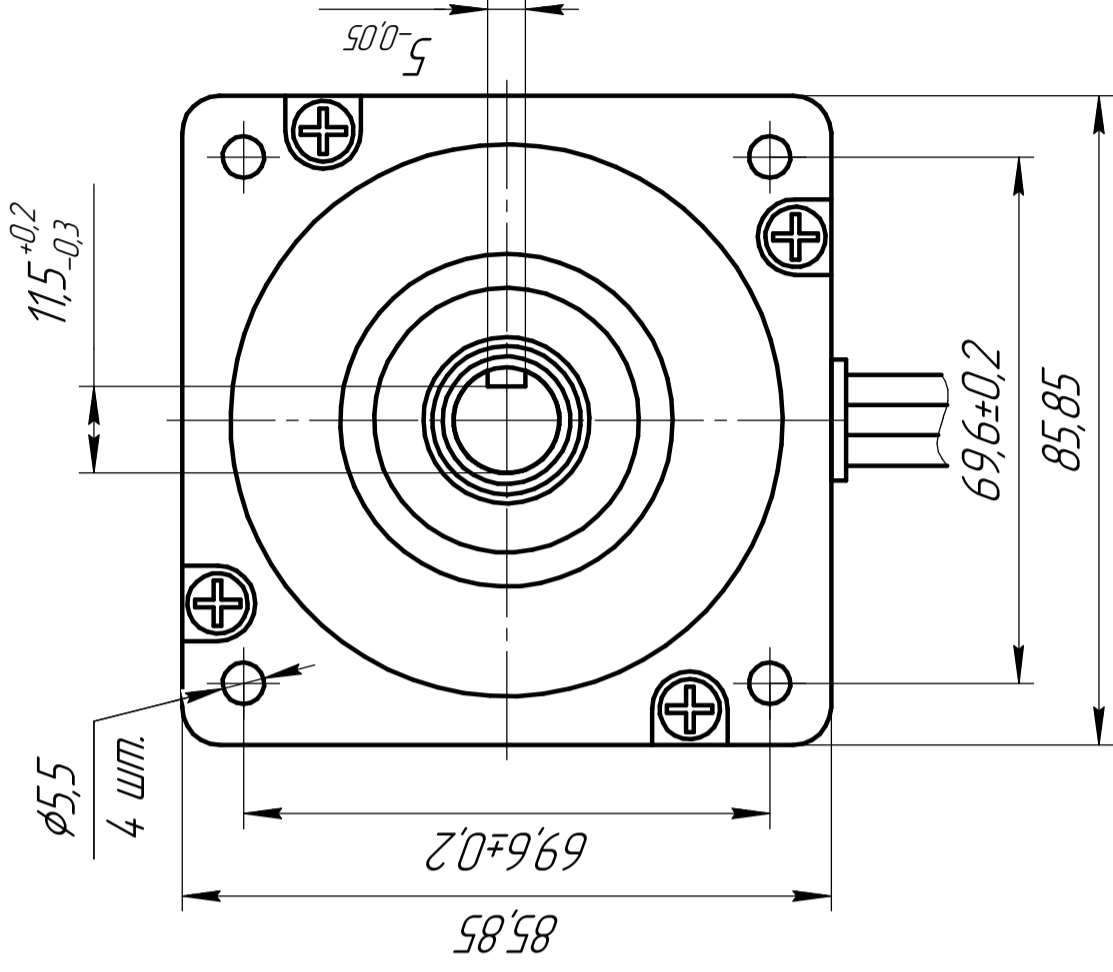
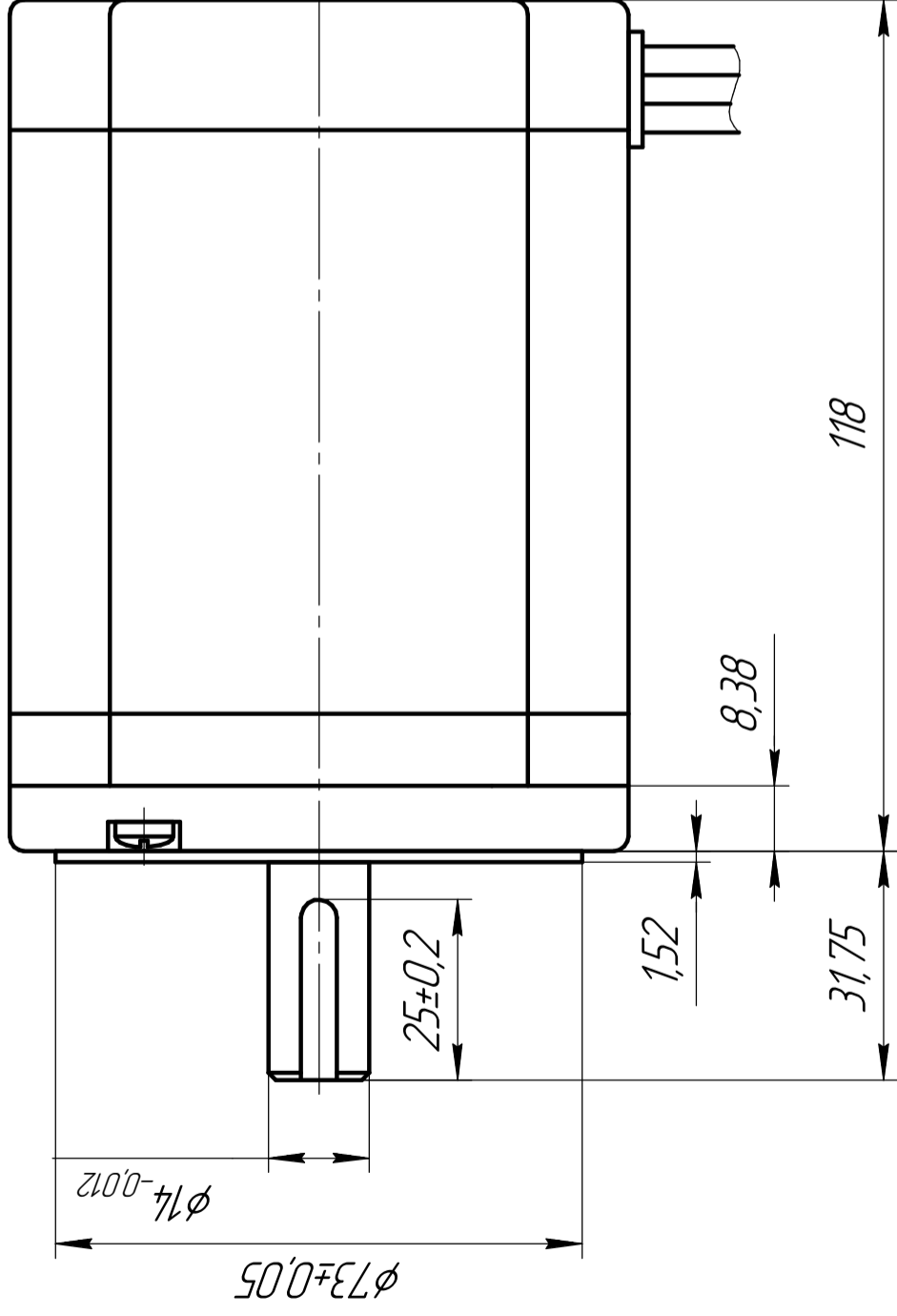
Спроб. №

Лист. и дата

Инв. № дил.

Лист. и дата

Инв. № подл.



1	Тип включения обмоток	двиполярна
2	Момент утримання, Нм	8,5
3	Струм, А	6
4	Опрі фази, Ом	0,5
5	Індуктивність фази, мГн	6
6	Кут кроку, град.	18
7	Момент інерції ротора, гсм <sup>2</sup>	2700
8	Радіальне навантаження, Н	220
9	Аксіальне навантаження, Н	60
10	Вага, кг	3,8

08-27.МКР.06.03.207

Кроковий двигун  
FL86STH18-6004A-14

Изм/Лист	№ док.им.	Подп.	Дата
Разр.об.	Прим.аченко О.С.		
Проб.	Сладкий А.В.		
Т.контр.			
Н.контр.	Сладкий А.В.		
Утв.	Поліщук Л.К.		
Лист	Масса	Масштаб	
	3,8	1:1	
Лист	Листов	Листов	1
	ВНТУ, ст. гр. ІГМ-21М		

Копировал

Формат А3

08-27МКР.06.03.216

$\sqrt{Ra\ 3,2}$  (✓)

Лист № подл.

Взам. инв. №

Инд. № д/дн.

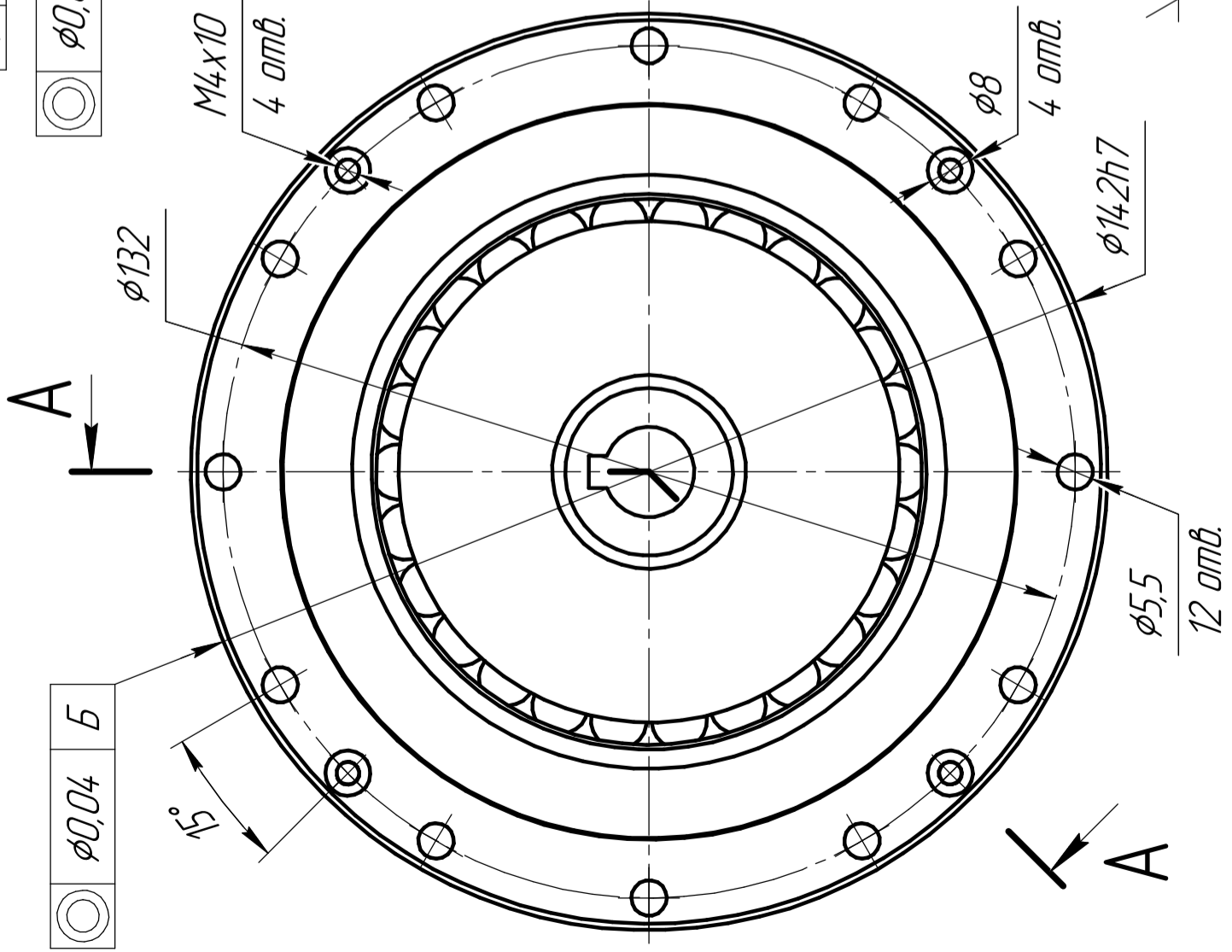
Лист и дата

Инд. № подл.

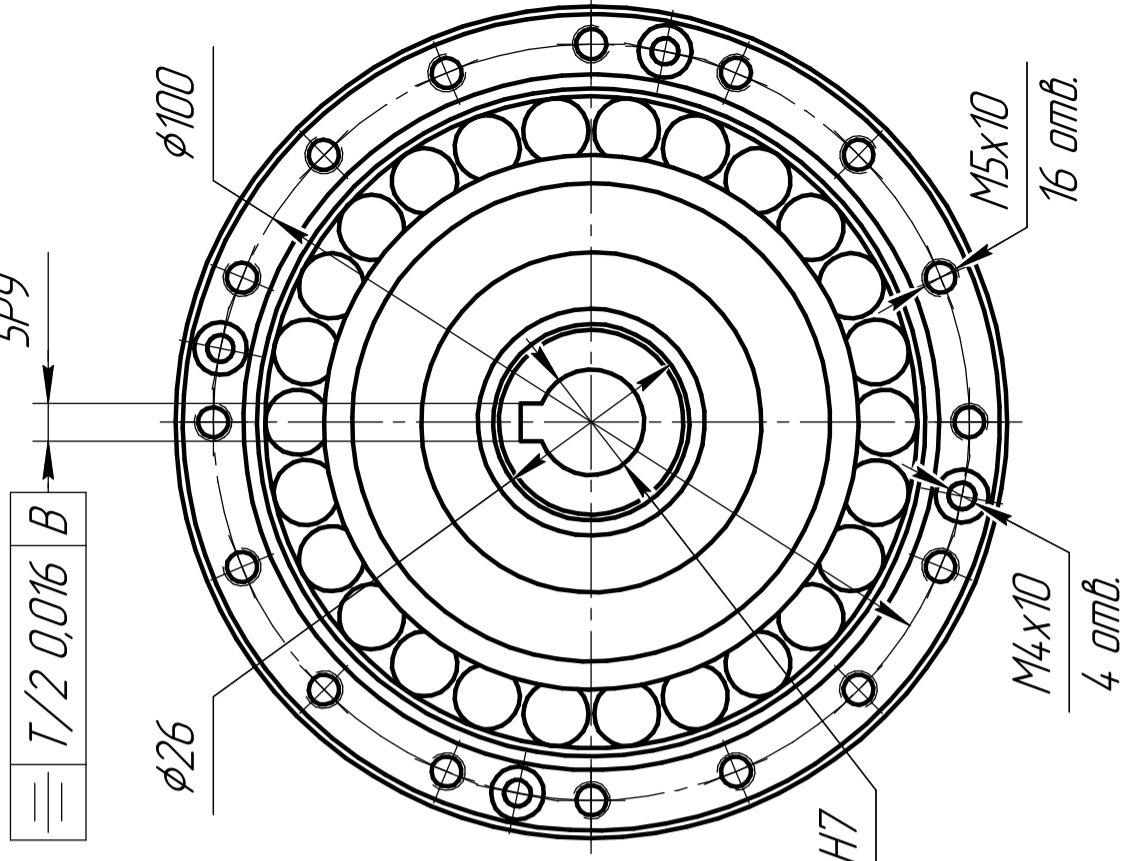
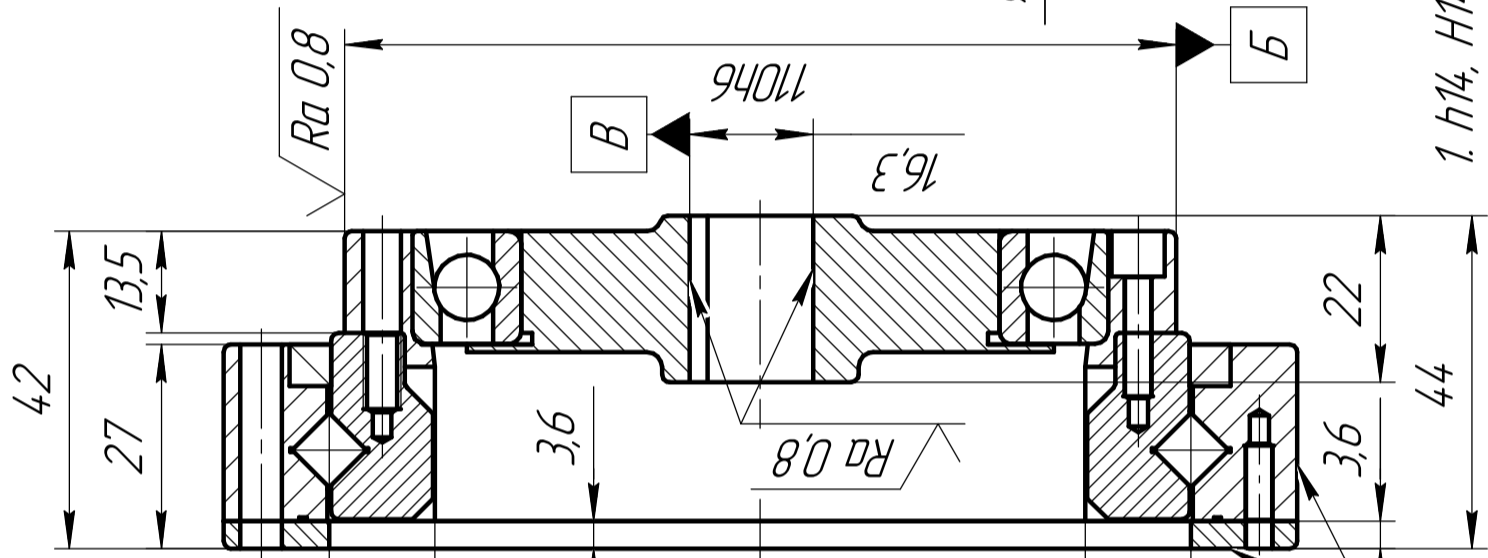
φ0,04	Б
-------	---

φ0,04	Б
-------	---

φ0,04	Б
-------	---



A-A



1	Номинальный крутящий момент на входе, Нм	87,4
2	Допустимый пиковый крутящий момент под час запуска, Нм	248
3	Допустимый максимальное значения среднего момента, Нм	124
4	Допустимый максимальный выходной момент, Нм	439
5	Допустима максимальна частота обертання, об/хв	4000
6	Коефіцієнт редукції	50

1. h14, H14, ±IT/2.  
2. Загальні допуски за ГОСТ 30893.2-тк

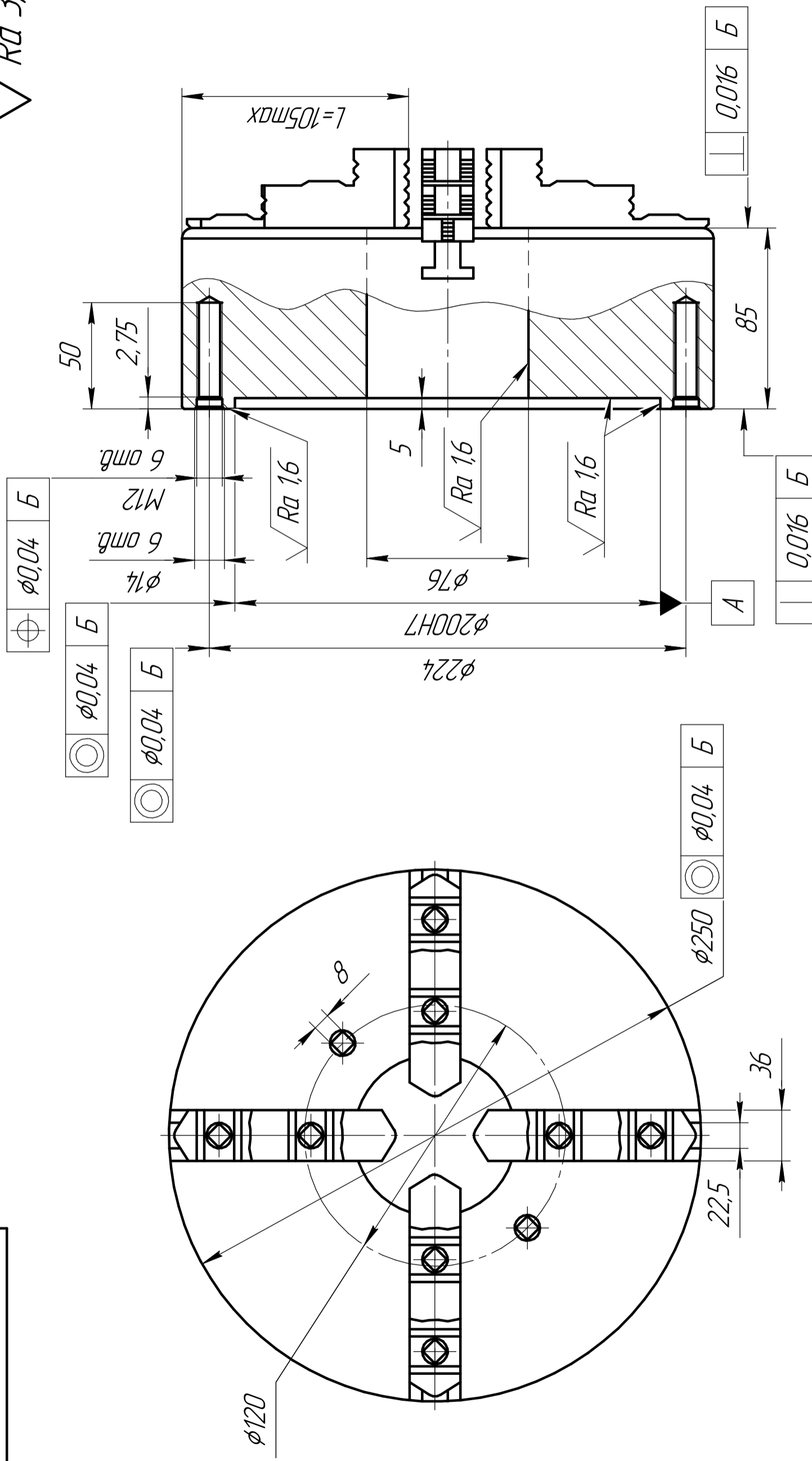
08-27МКР.06.03.216		Лист	Масса	Масштаб
Хвильовий редуктор		Лист		1:1
LHT-50-32-1		Лист		1
		ВНТУ, ст. зр. 1ГМ-21М		

Копіював

Формат А3

08-27.МКР.06.03.300

√ Ra 3,2 (√)



1. Н14, Н14, ±IT/2.
2. Загальні допуски за ГОСТ 30893.2-МК

1	Максимальний вихід кулачків, мм	306
2	Максимальна частота обертання, об/хв	2500
3	Максимальний крутний момент на ключі, Н·м	180
4	Сумарна статична сила затискання кулачками патрону, Н	4600

08-27.МКР.06.03.300		Лист	Масса	Масштаб
Патрон 4-х кулачковий			29	1:2
Bison 3605-250 DIN 6350		Лист	Листов	1
		ВНТУ, ст. зр. 1ГМ-21М		
		Формат А3		

Лист № подл. Подп. и дата. Взам. инв. №. Инв. № дубл. Подп. и дата. Спраб. №. Лист. п.н.м.н.



08-27.MKP.06.03.301

$\sqrt{Ra\ 6,3}$

Модуль	m	10
Число зубків	z <sub>1</sub>	4
Вид черв'яка	-	ZA
Дільний кут підіому	γ	21°48'05"
Напрямок лінії вилтка	-	правде
Початковий черв'як	-	ГОСТ 19036-94
Степень точності за ГОСТ 3675-81	-	7-С
Ділення на таблицю по хорді вилтка	s <sub>01</sub>	14,584 <sup>+0,21</sup> <sub>-0,32</sub>
Висота до хорди вилтка	h <sub>р1</sub>	10,073
Допуск на радіальне ділення вилтка	f <sub>r</sub>	0,022
Допуск на похилку профілю вилтка	f <sub>f</sub>	0,03
Сумарна по висоті зуба контакти	-	65-10 %
по довжині зуба	-	60-10 %
Дільний діаметр	d <sub>1</sub>	100
Хід вилтка	P <sub>z1</sub>	125,664
Коефіцієнт діаметру	q	10
Висота вилтка	h <sub>1</sub>	22
Міжосьова відстань	a <sub>ш</sub>	200±0,067
Число зубців спряженого черв'ячного колеса	z <sub>2</sub>	32

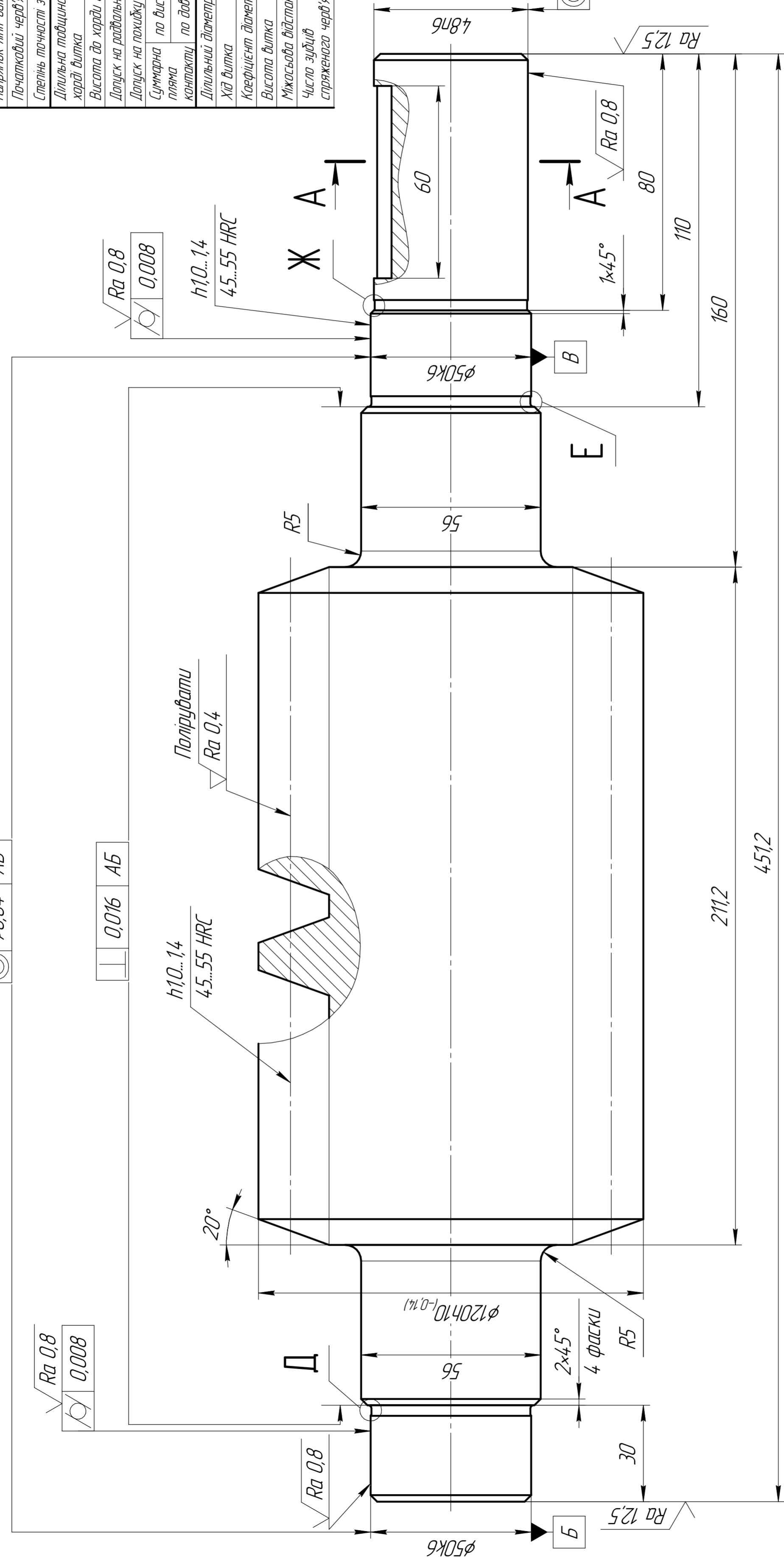
☉ φ0,04 АБ

$\sqrt{Ra\ 0,8}$   
0,008

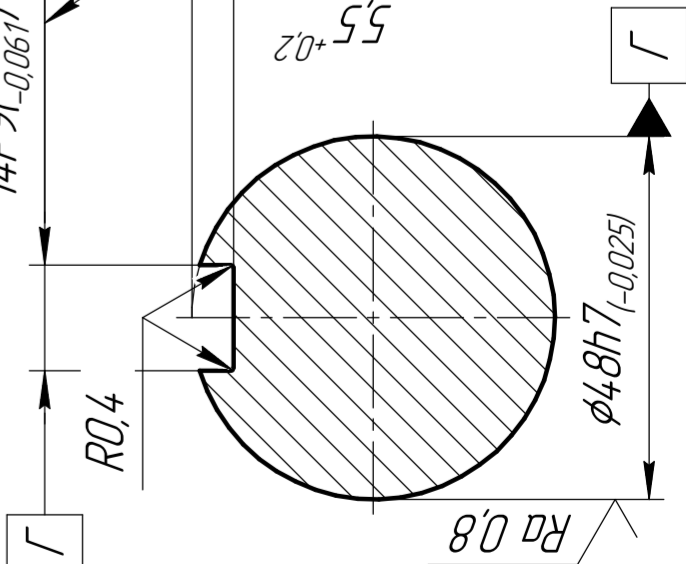
0,016 АБ

h10...14  
4,5...5,5 HRC

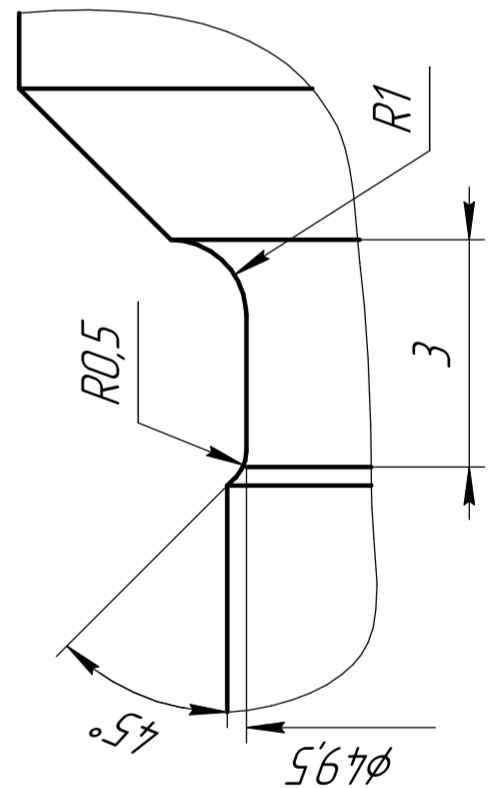
Полірувати  
Ra 0,4



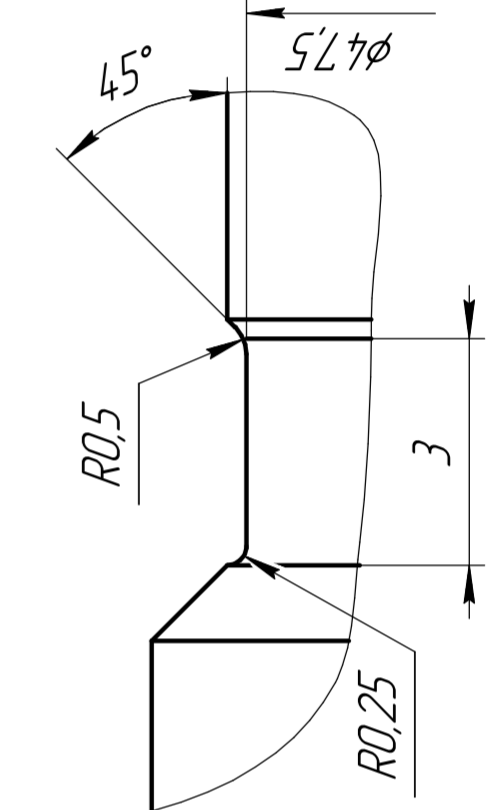
A-A 14P9[<sup>-0,018</sup><sub>-0,061</sub>]  
R0,4



Д, Е ⌀(10:1)



Ж(10:1)

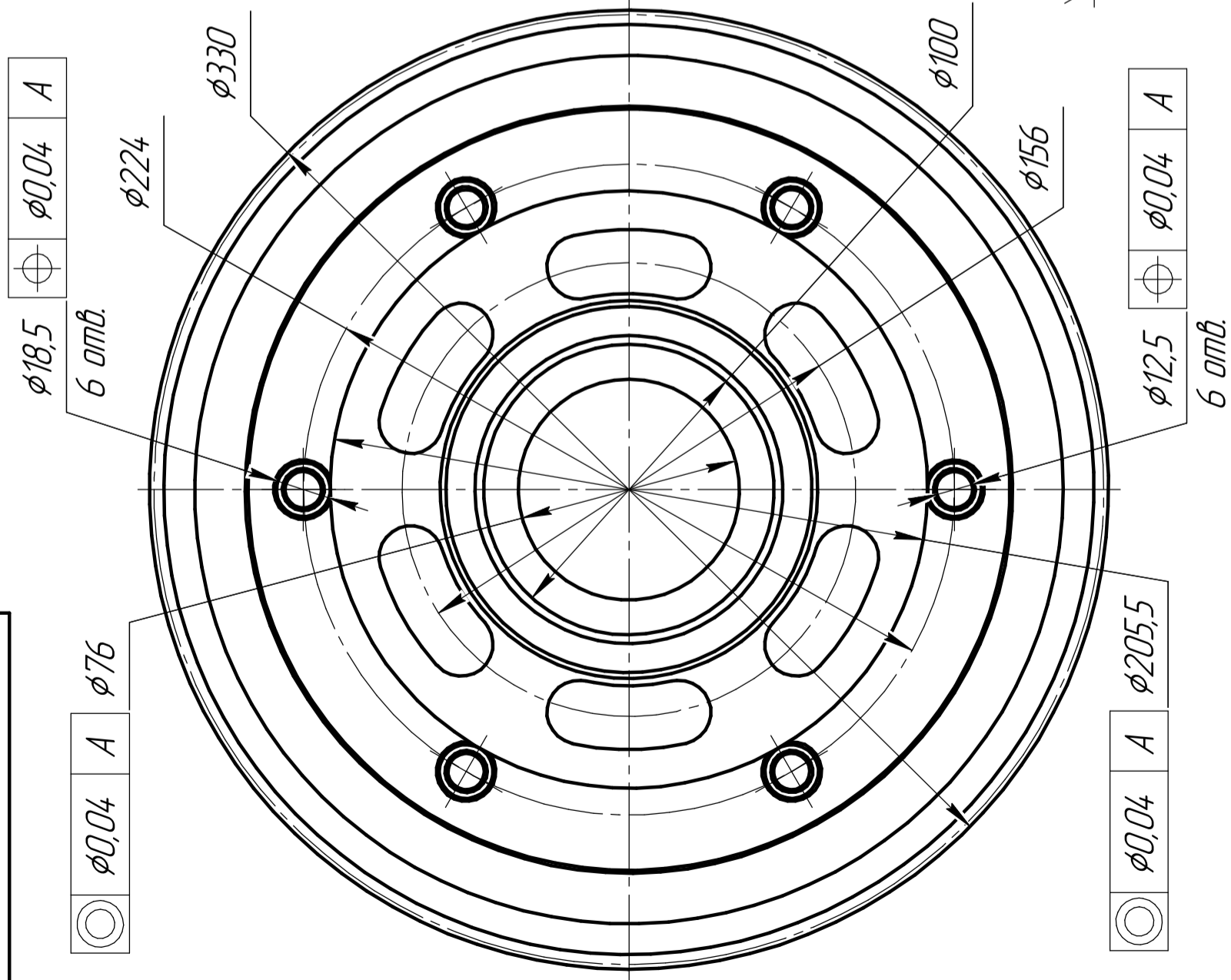


- 30...45 HRC, крім вказаних місць.
- H14, H14, ±IT/2.
- Гострі кромки затупити фасками 0,5x45° або радіусом R 0,5.
- Загальні допуски за ГОСТ 30893,2-МК

08-27.MKP.06.03.301			
Мат. №	Лист	№ докум.	Лист
Резаб.	Проекція С.С.	Складки А.В.	Лист
Т.контр.	Складки А.В.	Лист	Лист
Н.контр.	Складки А.В.	Лист	Лист
Умб.	Політик Л.К.	Лист	Лист
Вал-черв'як		Масса	16,97
		Масштаб	1:1
Сталь 45 ГОСТ 1050-2013		Лист	1
ст. зр. 1ГМ-21М		ВНТУ, Формат А2	

08-27МКР.06.03.302

$\sqrt{Ra\ 6,3\ (\checkmark)}$



1.  $h_{14}, H_{14}, \pm IT/2$ .
2. Гострі кромки затупити фасками  $0,5 \times 45^\circ$  або радіусом  $R\ 0,5$ .
3. Загальні допуски за ГОСТ 30893.2-МК.

1. В якості матеріалу вінця використовується бронза Бр010Ф1.
2. В якості матеріалу сердцевини - сталь 45.

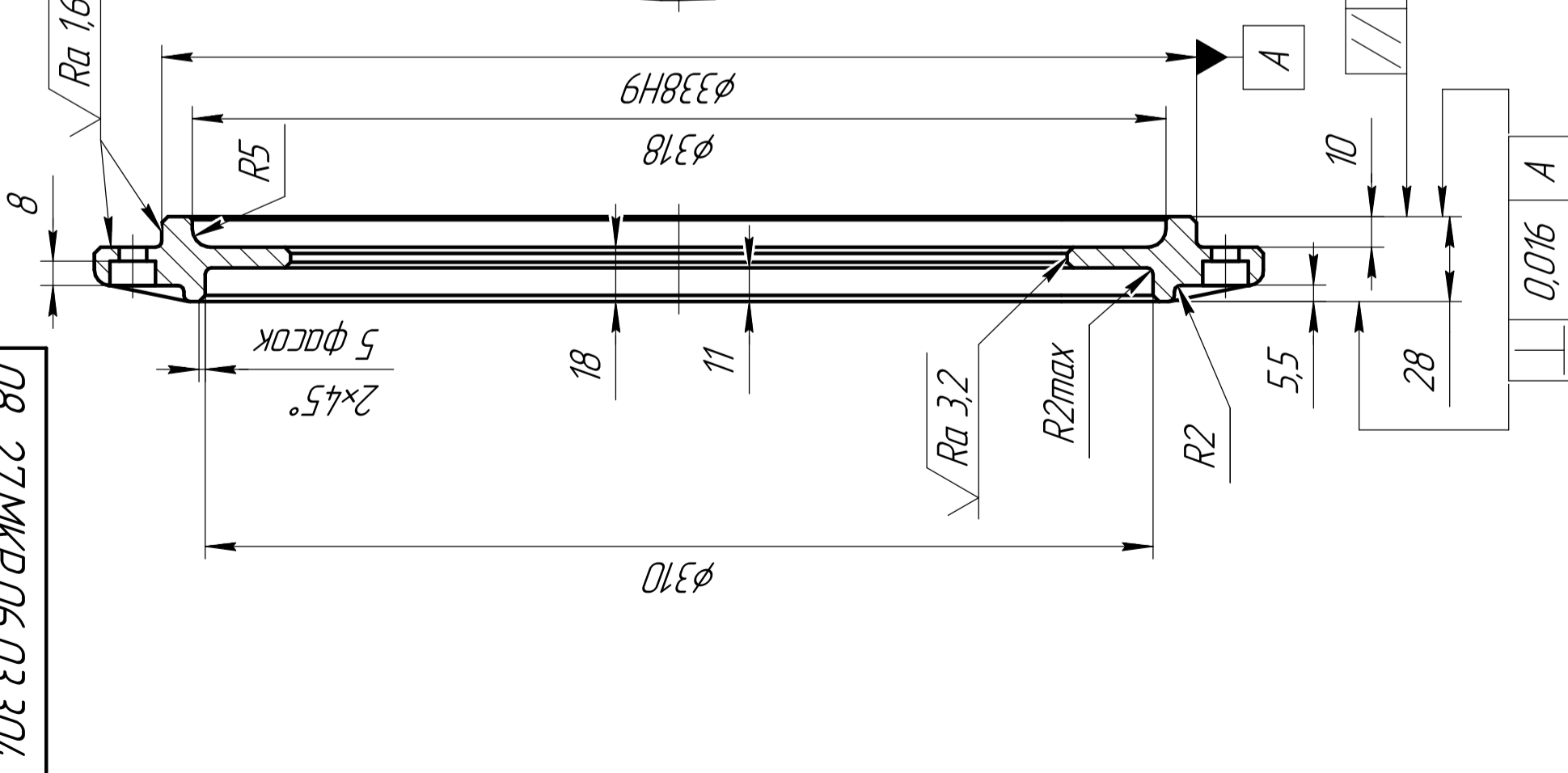
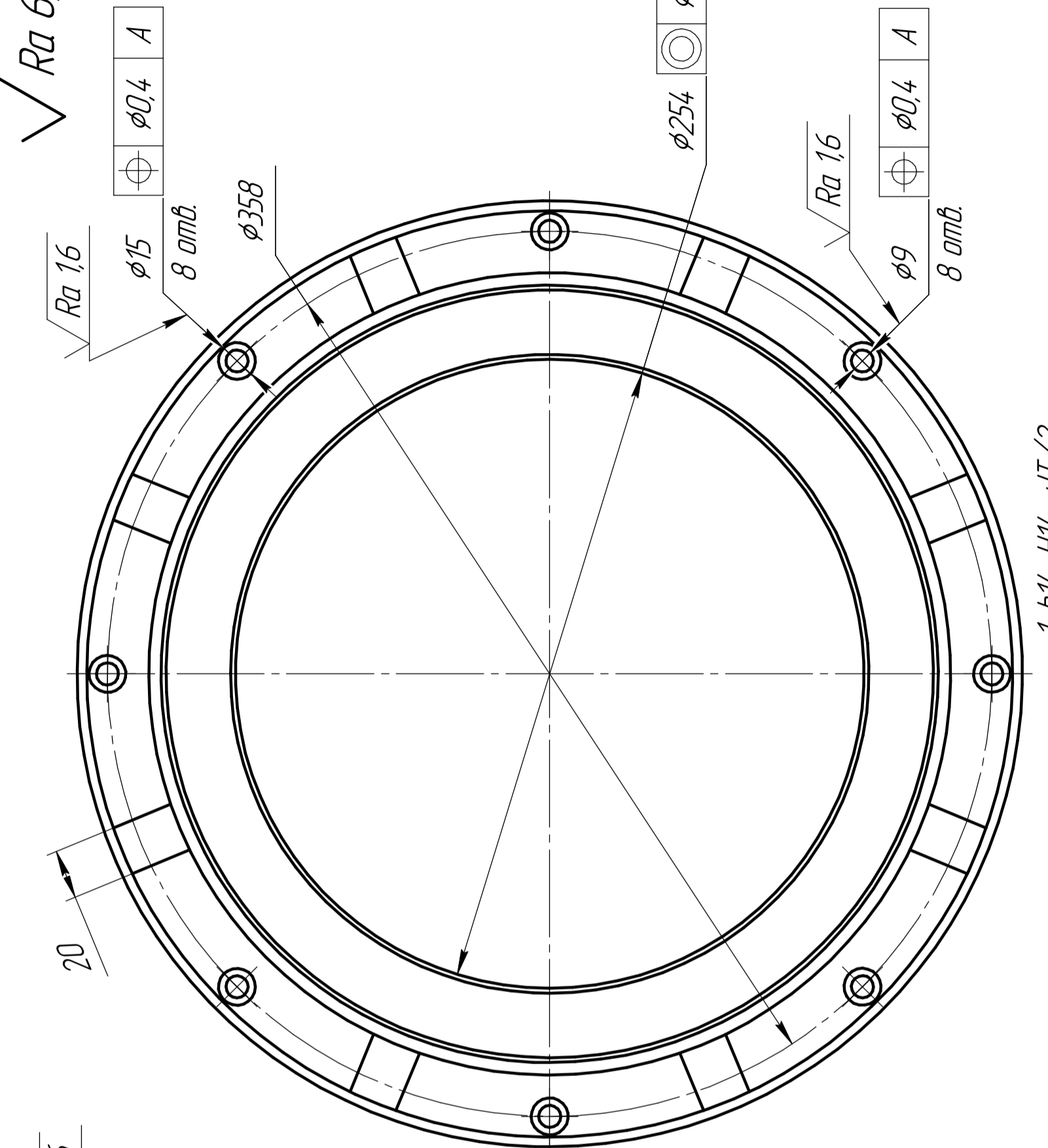
Модуль	m	10
Число зубців	$z_2$	32
Напрямок лінії зуба	-	праве
Коефіцієнт зміщення черв'яка	x	-1
Початковий черв'як	-	ГОСТ 19036-94
Степень точності за ГОСТ 3675-81	-	7-С
Допуск на накоплену похибку кроку колеса	$F_p$	0,09
Граничне відхилення кроку	$f_{pt}$	$\pm 0,022$
Допуск на діаметр зубчастого вінця	$f_{r2}$	0,019
Допуск на торцьове діаметра дазодвої поверхні	$F_T$	0,038
Сумарна по висоті зуба пляма	-	65-10%
по довжині зуба	-	60-10%
Міжосьова відстань	$a_w$	$200 \pm 0,067$
Дільний діаметр	$d_2$	320
Вид сумісного черв'яка	-	ЗА
Число втків сумісного черв'яка	$z_1$	4
Дільний кут підлому	$\gamma$	$21^\circ 48' 05''$

08-27МКР.06.03.302		Лист	Масса	Масштаб
Черв'ячне колесо		Лист		1:2
		Лист		Листов 1
		ВНТУ,		
		ст. зр. 1ГМ-21М		

Лист № подл. Підп. і дата. Взам. инв. №. Инв. № дубл. Подп. и дата. Спраб. №. Лист. п/мен.

08-27.MKP.06.03.304

$\sqrt{Ra\ 6,3\ (\checkmark)}$



1. H14, H14,  $\pm IT/2$

2. Гострі кромки затупити фасками  $0,5 \times 45^\circ$  або радіусом R 0.5

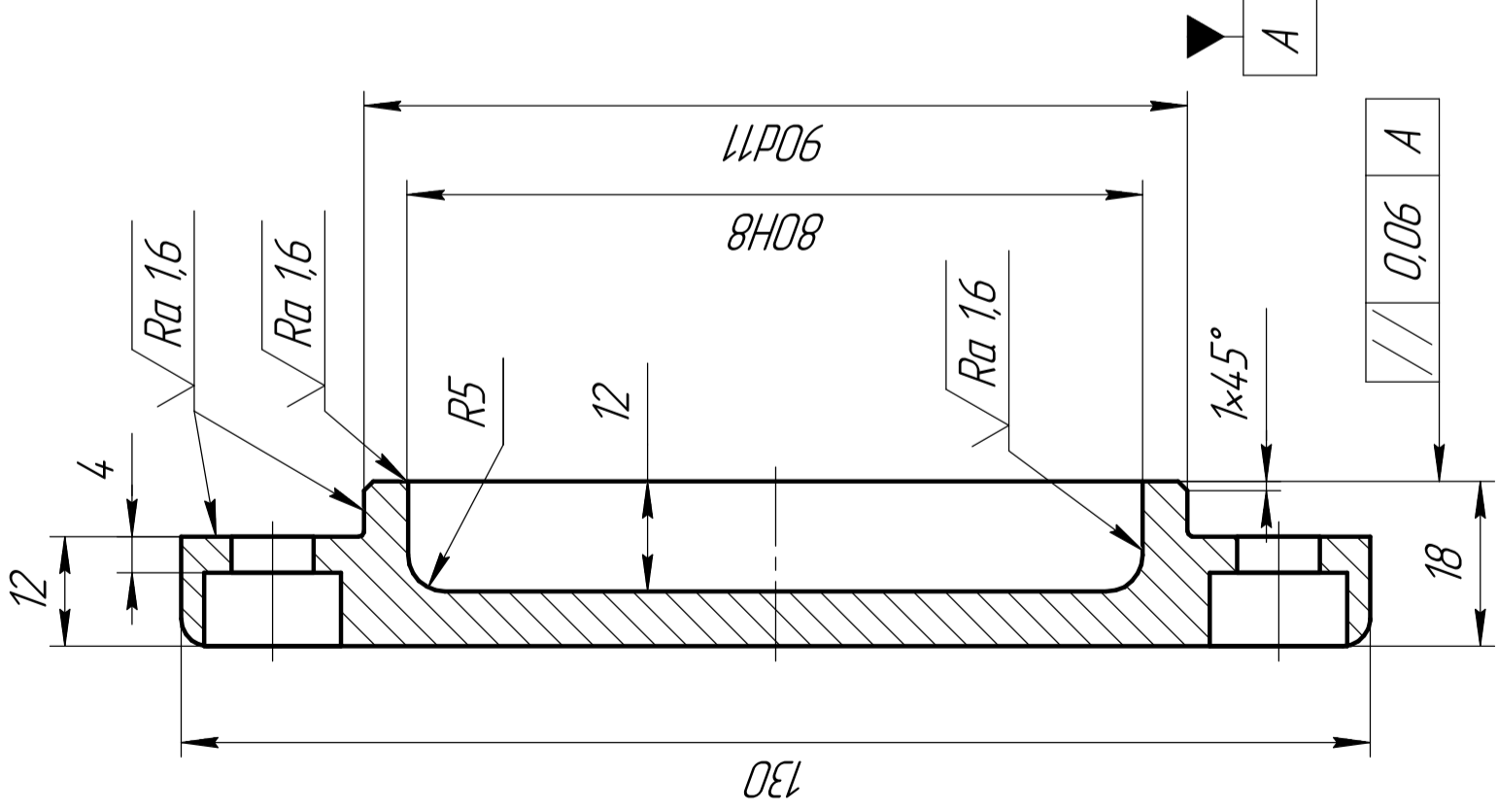
08-27.MKP.06.03.304		Кришка		Лист	Масса	Масштаб
				Лист	1,56	1:2
				Лист	Листов 1	
				ВНТУ,		
				ст. зр. 1ГМ-21М		
				СЧ 15 ГОСТ 1412-85		
Изм/Лист	№ док.им.	Подп.	Дата			
Разраб.	Примаченко О.С.					
Проб.	Сладкий А.В.					
Т.контр.						
Н.контр.	Сладкий А.В.					
Утв.	Полещук Л.К.					

Имб. № подл.	Подп. и дата	Взам. инб. №	Имб. № дубл.	Подп. и дата	Спраб. №	Лист. пунен.
--------------	--------------	--------------	--------------	--------------	----------	--------------

Копировал

Формат А3

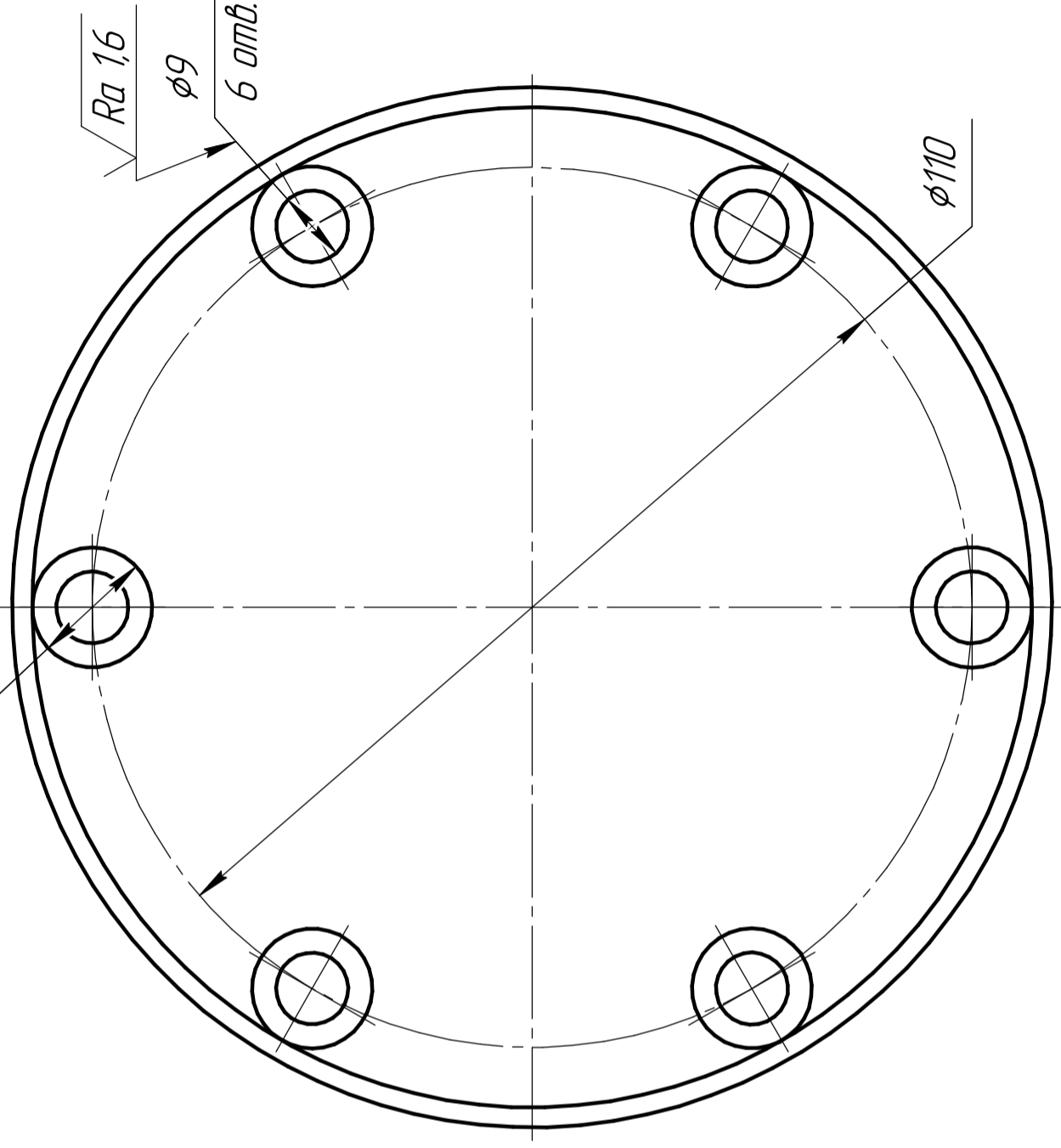
08-27.МКР.06.03.305



$\varnothing 0,4$  A  $\varnothing 15$

6 атб.

Ra 1,6



1. H14, H14, ±IT/2

2. Гастрі кромки затупити фасками 0,5x45° або радіусом R 0.5

Инд. № подл.

Подп. и дата

Взам. инв. №

Инд. № дубл.

Подп. и дата

Спраб. №

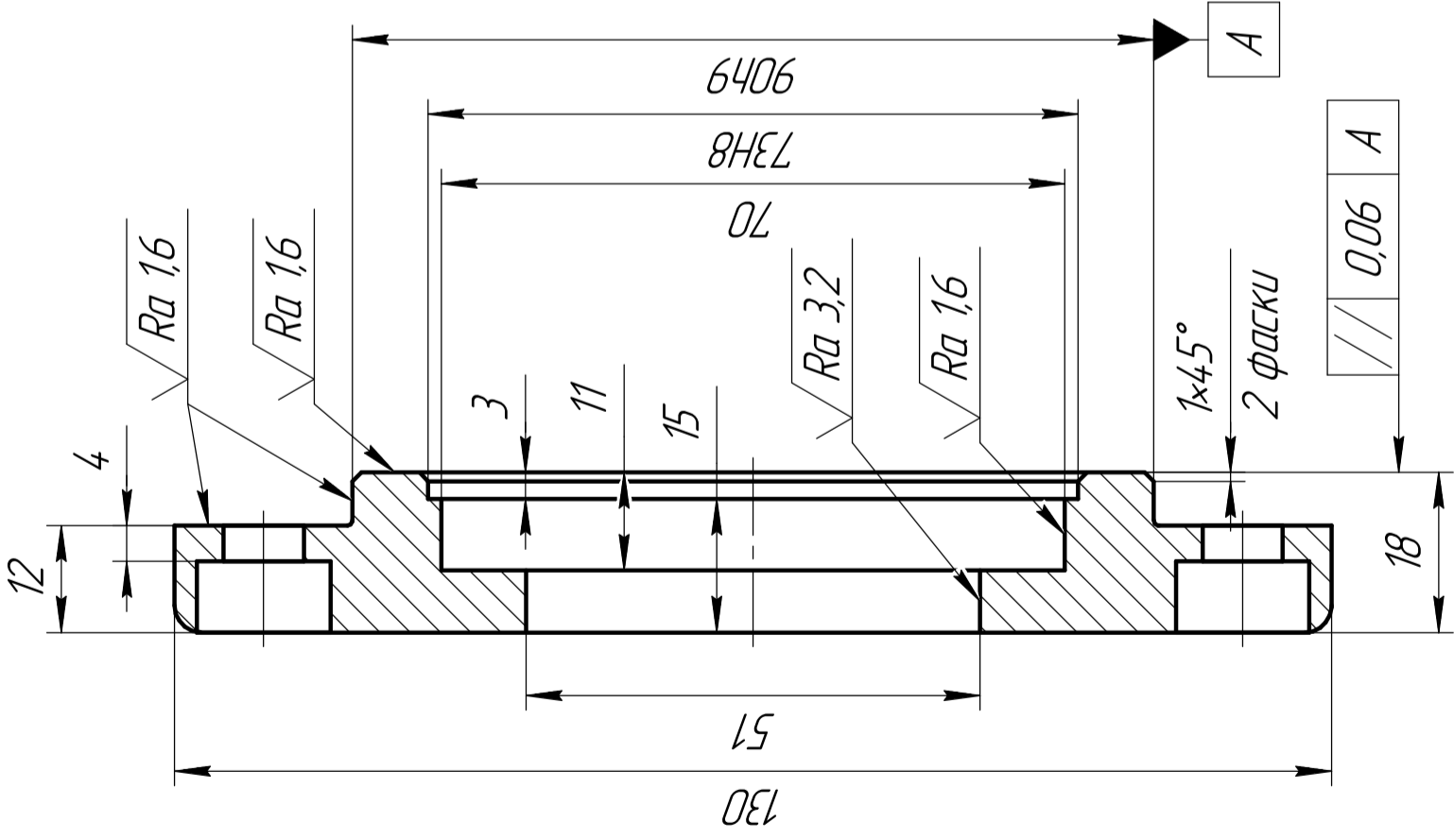
Лист. нумер.

Изм/Лист	№ док.им.	Подп.	Дата
Разраб.	Примаченко О.С.		
Проб.	Сладкий А.В.		
Т.контр.			
Н.контр.	Сладкий А.В.		
Утв.	Поліщук Л.К.		
<b>08-27.МКР.06.03.305</b>			
Кришка торцеба		Лист	Масса
злуца		Листов	0,92
СЧ 15 ГОСТ 1412-85		Листов	1:1
ВНТУ,		Листов 1	
ст. зр. 1ГМ-21М			

Копировал

Формат А3

08-27.МКР.06.03.306



⊕  $\phi 0,4$  A  $\phi 15$

6 отв.

Ra 1,6

Ra 1,6

$\phi 9$

6 отв.

$\phi 110$

1. H14, H14,  $\pm IT/2$

2. Гострі кромки затупити фасками  $0,5 \times 45^\circ$  або радіусом R 0,5

№ в. № подл.

Підп. у дата

Взам. унб. №

Унб. № дубл.

Підп. у дата

Спроб. №

Лист. пунен.

Изм/Лист	№ док.им.	Подп.	Дата
Разраб.	Примаченко О.С.		
Проб.	Сладкий А.В.		
Т.контр.			
Н.контр.	Сладкий А.В.		
Утв.	Поліщук Л.К.		
<b>08-27.МКР.06.03.306</b>			
<b>Кришка торцева</b>			
<b>3 отворами</b>			
<b>СЧ 15 ГОСТ 1412-85</b>			
Лист	Масса	Масштаб	
1	0,9	1:1	
Листов		Листов	
1		1	
ст. зр. 1ГМ-21М			
ВНТУ,			
Формат А3			

Копіював

Додаток В

СПЕЦИФІКАЦІЇ

МОДЕРНІЗАЦІЯ ГІДРОМЕХАНІЧНОЇ РОЗРИВНОЇ МАШИНИ ДЛЯ  
ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ МАТЕРІАЛІВ

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
<u>Документація</u>							
A1			08-27.МКР.06.01.000.ГЗ	Гідрокінематична схема модернізації навантажувального органу розривної машини за допомогою звинтової передачі			
<u>Складальні одиниці</u>							
		1	08-27.МКР.06.01.001.СК	Давач тиску	1		
		2	08-27.МКР.06.01.002.СК	Давач тиску	1		
		3	08-27.МКР.06.01.003.СК	Датчик переміщення	1		
		4	08-27.МКР.06.01.004.СК	Демпфер	1		
		5	08-27.МКР.06.01.005.СК	Демпфер	1		
		6	08-27.МКР.06.01.006.СК	Екстензометр	1		
		7	08-27.МКР.06.01.007.СК	Захват активний	1		
		8	08-27.МКР.06.01.008.СК	Захват пасивний	1		
A2		9	08-27.МКР.06.01.009.СК	Навантажувальний механізм модернізований звинтовою передачею	1		
		10	08-27.МКР.06.01.010.СК	Опори роликові додаткові	8		
		11	08-27.МКР.06.01.011.СК	Перемикач	1		
		12	08-27.МКР.06.01.012.СК	Підсилювач сигналу	1		
		13	08-27.МКР.06.01.013.СК	Пневмогідравлічний акумулятор	1		
		14	08-27.МКР.06.01.014.СК	Регулятор швидкості	1		
		15	08-27.МКР.06.01.015.СК	Рейка	1		
		16	08-27.МКР.06.01.016.СК	Ролик конічний	4		
		17	08-27.МКР.06.01.017.СК	Силівимірювач торсіонний	1		
<b>08-27.МКР.06.01.000</b>							
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
Разраб.		Примаченко О.С.			Лит.	Лист	Листов
Пров.		Сладкий А.В.				1	3
Н.контр.		Сладкий А.В.			ВНТУ, ст. гр. 1ГМ-21м		
Утв.		Поліщук Л.К.					

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		18	08-27.МКР.06.01.018.СК	Стрілка	2	
		19	08-27.МКР.06.01.019.СК	Торсіон	1	
		20	08-27.МКР.06.01.020.СК	Циліндр силовимірювальний	3	
		21	08-27.МКР.06.01.021.СК	Циліндр робочий	1	
				<u>Деталі</u>		
		25	08-27.МКР.06.01.100	Бак	1	
		26	08-27.МКР.06.01.101	Бак	1	
		27	08-27.МКР.06.01.102	Бак	1	
		28	08-27.МКР.06.01.103	Колона	2	
		29	08-27.МКР.06.01.104	Основа	1	
		30	08-27.МКР.06.01.105	Траверса нижня	1	
		31	08-27.МКР.06.01.106	Траверса верхня	1	
		32	08-27.МКР.06.01.107	Штовхач	1	
				<u>Стандартні вироби</u>		
		40	08-27.МКР.06.01.200	Дросель	1	
		41	08-27.МКР.06.01.201	Електродвиун	1	
		42	08-27.МКР.06.01.202	Електродвигун	1	
		43	08-27.МКР.06.01.203	Електродвигун	1	
		44	08-27.МКР.06.01.204	Електродвигун	1	
		45	08-27.МКР.06.01.205	Запобіжний клапан	1	
		46	08-27.МКР.06.01.206	Запобіжний клапан	1	
		47	08-27.МКР.06.01.207	Зворотній клапан	1	
		48	08-27.МКР.06.01.208	Зворотній клапан	1	
		49	08-27.МКР.06.01.209	Насос	1	
		50	08-27.МКР.06.01.210	Насос	1	
		51	08-27.МКР.06.01.211	Насос	1	

Инд. № подл.	Подп. и дата
	Инд. № дробл.
Изм. лист	Подп. и дата
	Взам. инв. №
Инд. № подл.	Подп. и дата
	Инд. № дробл.

08-27.МКР.06.01.000					Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	2





Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<u>Документація</u>						
A1			08-27.МКР.06.02.000.ГЗ	Гідрокінематична схема модернізації навантажувального органу розривної машини за допомогою рейкової передачі		
<u>Складальні одиниці</u>						
		1	08-27.МКР.06.02.001.СК	Давач тиску	1	
		2	08-27.МКР.06.02.002.СК	Давач тиску	1	
		3	08-27.МКР.06.02.003.СК	Датчик переміщення	1	
		4	08-27.МКР.06.02.004.СК	Демпфер	1	
		5	08-27.МКР.06.02.005.СК	Демпфер	1	
		6	08-27.МКР.06.02.006.СК	Екстензометр	1	
		7	08-27.МКР.06.02.007.СК	Захват активний	1	
		8	08-27.МКР.06.02.008.СК	Захват пасивний	1	
A2		9	08-27.МКР.06.02.009.СК	Навантажувальний механізм модернізований рейковою передачею	1	
		10	08-27.МКР.06.02.010.СК	Опори роликові додаткові	8	
		11	08-27.МКР.06.02.011.СК	Перемикач	1	
		12	08-27.МКР.06.02.012.СК	Підсилювач сигналу	1	
		13	08-27.МКР.06.02.013.СК	Пневмогідравлічний акумулятор	1	
		14	08-27.МКР.06.02.014.СК	Регулятор швидкості	1	
		15	08-27.МКР.06.02.015.СК	Рейка	1	
		16	08-27.МКР.06.02.016.СК	Ролик конічний	4	
		17	08-27.МКР.06.02.017.СК	Силувимірювач торсіонний	1	
<b>08-27.МКР.06.02.000</b>						
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
Разраб.		Примаченко О.С.			Лит.	Лист
Пров.		Сладкий А.В.				1
Н.контр.		Сладкий А.В.			ВНТУ, ст. гр. 1ГМ-21М	
Утв.		Поліщук Л.К.				
Копировав					Формат А4	

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		18	08-27.МКР.06.02.018.СК	Стрілка	2	
		19	08-27.МКР.06.02.019.СК	Торсіон	1	
		20	08-27.МКР.06.02.020.СК	Циліндр силовимірювальний	3	
		21	08-27.МКР.06.02.021.СК	Циліндр робочий	1	
				<u>Деталі</u>		
		25	08-27.МКР.06.02.100	Бак	1	
		26	08-27.МКР.06.02.101	Бак	1	
		27	08-27.МКР.06.02.102	Бак	1	
		28	08-27.МКР.06.02.103	Колона	2	
		29	08-27.МКР.06.02.104	Основа	1	
		30	08-27.МКР.06.02.105	Траверса нижня	1	
		31	08-27.МКР.06.02.106	Траверса верхня	1	
		32	08-27.МКР.06.02.107	Штовхач	1	
				<u>Стандартні вироби</u>		
A3		40	08-27.МКР.06.02.200	Гідроциліндр	1	
		41	08-27.МКР.06.02.201	Дросель	1	
		42	08-27.МКР.06.02.202	Електродвигун	1	
		43	08-27.МКР.06.02.203	Електродвигун	1	
		44	08-27.МКР.06.02.204	Електродвигун	1	
		45	08-27.МКР.06.02.205	Електродвигун	1	
		46	08-27.МКР.06.02.206	Запобіжний клапан	1	
		47	08-27.МКР.06.02.207	Запобіжний клапан	1	
		48	08-27.МКР.06.02.208	Зворотній клапан	1	
		49	08-27.МКР.06.02.209	Зворотній клапан	1	
		50	08-27.МКР.06.02.210	Направляюча	1	
		51	08-27.МКР.06.02.211	Насос	1	

Инд. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инд. № дробл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	08-27.МКР.06.02.000	Лист
						2



Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
						<u>Документация</u>		
	A1				08-27.МКР.06.03.000.ГЗ	Гідрокінематична схема модернізації навантажувального органу розривної машини за допомогою черв'ячної передачі		
						<u>Складальні одиниці</u>		
				1	08-27.МКР.06.03.001.СК	Давач тиску	1	
				2	08-27.МКР.06.03.002.СК	Давач тиску	1	
				3	08-27.МКР.06.03.003.СК	Датчик переміщення	1	
				4	08-27.МКР.06.03.004.СК	Демпфер	1	
				5	08-27.МКР.06.03.005.СК	Демпфер	1	
				6	08-27.МКР.06.03.006.СК	Екстензометр	1	
				7	08-27.МКР.06.03.007.СК	Захват активний	1	
				8	08-27.МКР.06.03.008.СК	Захват пасивний	1	
	A2			9	08-27.МКР.06.03.009.СК	Навантажувальний механізм модернізований рейковою передачею	1	
				10	08-27.МКР.06.03.010.СК	Опори роликові додаткові	8	
				11	08-27.МКР.06.03.011.СК	Перемикач	1	
				12	08-27.МКР.06.03.012.СК	Підсилювач сигналу	1	
				13	08-27.МКР.06.03.013.СК	Пневмогідравлічний акумулятор	1	
				14	08-27.МКР.06.03.014.СК	Регулятор швидкості	1	
				15	08-27.МКР.06.03.015.СК	Рейка	1	
				16	08-27.МКР.06.03.016.СК	Ролик конічний	4	
				17	08-27.МКР.06.03.017.СК	Силувимірювач торсіонний	1	
						<b>08-27.МКР.06.03.000</b>		
		Изм. Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
Инв. № подл.	Разраб.	Примаченко О.С.				Лит.	Лист	Листов
	Пров.	Сладкий А.В.					1	3
	Н.контр.	Сладкий А.В.				ВНТУ, ст. гр. 1ГМ-21М		
	Утв.	Поліщук Л.К.						

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		18	08-27.МКР.06.03.018.СК	Стрілка	2	
		19	08-27.МКР.06.03.019.СК	Торсіон	1	
		20	08-27.МКР.06.03.020.СК	Циліндр силовимірювальний	3	
		21	08-27.МКР.06.03.021.СК	Циліндр робочий	1	
				<u>Деталі</u>		
		25	08-27.МКР.06.03.100	Бак	1	
		26	08-27.МКР.06.03.101	Бак	1	
		27	08-27.МКР.06.03.102	Бак	1	
		28	08-27.МКР.06.03.103	Колона	2	
		29	08-27.МКР.06.03.104	Основа	1	
		30	08-27.МКР.06.03.105	Траверса нижня	1	
		31	08-27.МКР.06.03.106	Траверса верхня	1	
A3		32	08-27.МКР.06.03.107	Фланець	1	
		33	08-27.МКР.06.03.108	Штовхач	1	
				<u>Стандартні вироби</u>		
		40	08-27.МКР.06.02.200	Електродвицун	1	
		41	08-27.МКР.06.02.201	Електродвицун	1	
		42	08-27.МКР.06.02.202	Електродвицун	1	
		43	08-27.МКР.06.02.203	Електродвицун	1	
		44	08-27.МКР.06.02.204	Запобіжний клапан	1	
		45	08-27.МКР.06.02.205	Запобіжний клапан	1	
		46	08-27.МКР.06.02.206	Зворотній клапан	1	
A3		47	08-27.МКР.06.02.207	Кроковий двигун	1	
		48	08-27.МКР.06.02.208	Насос	1	
		49	08-27.МКР.06.02.209	Насос	1	
		50	08-27.МКР.06.02.210	Насос	1	

Инд. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инд. № дробл.
Подп. и дата	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	08-27.МКР.06.03.000	Лист
						2









Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
						<u>Документация</u>			
		A2			08-27.МКР.06.03.009.СК	Навантажувальний механізм модернізований черв'ячною передачею			
						<u>Складальні одиниці</u>			
Справ. №		A2	1		08-27.МКР.06.03.300	Патрон 4-х кулачковий Bison 3605-250 DIN 6350	1		
						<u>Деталі</u>			
		A1	2		08-27.МКР.06.03.301	Вал-черв'як	1		
		A2	3		08-27.МКР.06.03.302	Черв'ячне колесо	1		
			4		08-27.МКР.06.03.303	Корпус	1		
		A3	5		08-27.МКР.06.03.304	Кришка	1		
		A3	6		08-27.МКР.06.03.305	Кришка торцева глуха	1		
		A3	7		08-27.МКР.06.03.306	Кришка торцева з отвором	1		
						<u>Стандартні вироби</u>			
						Болт ГОСТ 7796-70			
			8			M6×1-6d×25	20		
						Гвинт ISO 4765			
			9			M12×1,75-6d×110	6		
					<b>08-27.МКР.06.03.009</b>				
		Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
		Разраб.	Примаченко О.С.						
		Пров.	Сладкий А.В.						
		Н.контр.	Сладкий А.В.						
		Утв.	Поліщук Л.К.						
Инв. № подл.		Навантажувальний механізм модернізований черв'ячною передачею					Лит.	Лист	Листов
								1	2
		ВНТУ, ст. гр. ІГМ-21м							
		Копировав					Формат А4		

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		10		Підшипник радіально-упорний 7210 ГОСТ 27365-87	2	
		11		Підшипник упорно-радіальний 9039326 ГОСТ 9942-90	1	
		12		Прокладка ГОСТ 15180-86 Б-100-160-А	2	
		13		Шайба ГОСТ 6402-70 8Л	20	
		14		Шпонка ГОСТ 23360-78 14x9x60	1	

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

08-27.МКР.06.03.009

Лист  
2

Додаток Г

**ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ НАВЧАЛЬНОЇ (КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ)  
РОБОТИ**

**МОДЕРНІЗАЦІЯ ГІДРОМЕХАНІЧНОЇ РОЗРИВНОЇ МАШИНИ ДЛЯ  
ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ МАТЕРІАЛІВ**

# ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ НАВЧАЛЬНОЇ (КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ) РОБОТИ

Назва роботи: «Модернізація гідромеханічної розривної машини для дослідження механічних властивостей матеріалів»

Тип роботи: магістерська кваліфікаційна робота  
(кваліфікаційна робота, курсовий проект (робота), реферат, аналітичний огляд, інше (вказати))

Підрозділ Кафедра «Галузевого машинобудування», ФМТ, ІГМ-21м  
(кафедра, факультет (інститут), навчальна група)

Науковий керівник Слабкий А. В., доцент кафедри ГМ  
(прізвище, ініціали, посада)

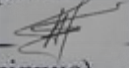
## Показники звіту подібності

Plagiat.pl (StrikePlagiarism)		Unicheck	
КП1		Оригінальність	91,5%
КП2			
Тривога/Білі знаки	/	Схожість	8,5%

## Аналіз звіту подібності (відмітити потрібне)

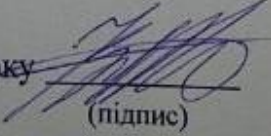
- ✓ Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак плагіату.
- Виявлені у роботі запозичення не мають ознак плагіату, але їх надмірна кількість викликає сумніви щодо цінності роботи і відсутності самостійності її автора. Роботу направити на доопрацювання.
- Виявлені у роботі запозичення є недобросовісними і мають ознаки плагіату та/або в ній містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень.

Заявляю, що ознайомлений (-на) з повним звітом подібності, який був згенерований Системою щодо роботи

Автор  Приймаченко О. С.  
(підпис) (прізвище, ініціали)

## Опис прийнятого рішення

Ознак академічного плагіату не виявлено

Особа, відповідальна за перевірку  Шенфельд В. Й.  
(підпис) (прізвище, ініціали)

Експерт \_\_\_\_\_  
(підпис) (прізвище, ініціали, посада)