НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ
ІНСТИТУТім. ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН

До захисту допущено
Завідувач кафедри
_____ Юрій Данильченко
(підпис) (ініціали, прізвище)
“____” _____2023р

Дипломний проект

на здобуття ступеня бакалавра
зі спеціальності 131 Прикладна механіка

на тему **Модернізація 6-ти шпиндельного токарного напівавтомата**

1Б265НП-6К

Виконав студент групи IV курсу, групи МВ-91

Жабровець Олег Анатолійович

(прізвищеім’я по батькові) (підпис)

Керівник проекту к.т.н. Новик М.А. _____
(вчена ступінь та звання, прізвище, ініціали) (підпис)

КОНСУЛЬТАНТИ:

_____ _____
_____ _____

РЕЦЕНЗЕНТ:

_____ _____
(посада, наукова ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали) (підпис)

Засвідчую, що у цьому дипломному проекті немає запозичень з праць інших авторів безвідповідних посилань.
Студент _____
(підпис)

Київ – 2023

Національний технічний університет України
“Київський політехнічний інститут
ім. Ігоря Сікорського”
Навчально-науковий Механіко-машинобудівний інститут
Кафедра конструювання машин

Рівень вищої освіти перший (бакалаврський)

Спеціальність **131 Прикладна механіка**
(код і назва)

Освітньо-професійна програма **«Технології комп’ютерного конструювання верстатів, роботів та машин»**

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
Юрій ДАНИЛЬЧЕНКО
(підпис) (ініціали, прізвище)
“____” _____ 202_ р.

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ СТУДЕНТУ

Жабровець Олег Анатолійович
(прізвище, ім’я, по батькові)

1. Тема проекту: «Модернізація 6-ти шпиндельного токарного напівавтомата 1Б265НП-6К»

керівник проекту к.т.н. Новик М.А.
(прізвище, ім’я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від **“25” травня 2023 року № 1951-с**

2. Термін подання студентом проекту 14 червня 2023р

3. Вихідні дані до проекту: Базові характеристики верстату та опис, схеми гідравлічні повороту і фіксаії базового шпиндельного барабана

4. Зміст пояснювальної записки: Патентний огляд аналогів приводу повороту ШБ(Українських та німецьких патенти).Модернізовані приводи верстату 1б265нп-6к. Розроблено привод повороту, фіксації, прижиму та підняття ШБ. Розроблена принципова схема і конструкція продольного супорта. Розрахункова частинна.

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо)

Механізм прижиму та фіксації ШБ(А1). Гідросхема продольного супорта та його конструкція(А1). Механізм підйому барабана. Коробка швидкостей(А1).Загальний вигляд верстату(А1). Гідросхема для одинарної індексації. Гідравлічна схема приводу повороту і фіксації шпиндельного барабана. Плакат (патентне дослідження) (А1) Шпиндельний барабан(А1)

6. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання_____17 квітня 2023 року_____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Строк виконання етапів проекту	Примітка
1	Ознайомлення із завданням	17.04.2023	
2	Проведення патентного дослідження	23.04.2023	
3	Висновок патентного дослідження	23.04.2023	
4	Розробка принципових схем приводу повороту і фіксації	1.04.2023	
5	Розробка принципов гідросхему і конструкцію повздовжнього супорта	7.05.2023	
6	Розрахунок приводу повороту шпиндельного барабана	14.05.2023	
7	Розрахунок опорів шпинделельного барабана	14.05.2023	
8	Розробка конструкцій повороту, фіксації, підйому	21.05.2023	
9	Розробка оригінальної конструкції приводу повороту і фіксації ШБ	28.05.2023	
10	Оформлення дипломного проекту	7.06.2023	
11	Здача дипломного проекту	14.06.2023	

Студент _____ _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник проекту _____ _____

АНОТАЦІЯ

Бакалаврський проект на тему: **«Модернізація 6-ти шпиндельного токарного напівавтомата 1Б265Нп-6К»** присвячений актуальній проблемі спрощення конструкції приводів повороту і фіксації шпиндельного барабанного і повздовжнього супорта. Спрощення конструкції приводів повороту і фіксації шпиндельного барабана обумовлює значне поліпшення динаміки повороту і фіксації ШБ загального мальтійського 6-ти пазового механізму на гідравлічний поворотний привод. Це надало можливість значно зменшити металоємність, забезпечити регулювання швидкості повороту і гальмування. При цьому поворот ШБ може повертатися на заданий кут у двох напрямках, що полегшує процес налагодження верстата.

Застосування гідравлічного приводу повздовжнього супорта забезпечує можливості як регулювання заданого зусилля різання, так і швидкість (подачу) руху супорта. Позитивний ефект обумовлюється ще й тим, що в запропонованому верстаті використовуються захищені патентами НТУУ ім. І.Сікорського оригінальні гідравлічні приводи нескладної конструкції зі спрощеною системою керування.

ABSTRACT

The bachelor's project on the topic: **"Modernization of the 6-spindle lathe automatic drinking machine 1B265Нп-6К"** is associated with actual problem structures of the turning drives and fixation of the spindle drum and longitudinal caliper. Simplification of the design of the rotation drive and fixation of the spindle drum is due to a significant improvement in the dynamics of rotation and fixation of the spindle drum. The common Maltese 6-groove mechanism on the hydraulic rotary drive, which provides the possibility of significant changes in metal capacity, to secure the regulation of fast turning and braking. With such a turn, it is possible to turn the SB to the specified angle in two directions, which facilitates the process of taxing the machine.

The use of the hydraulic drive of the longitudinal caliper provides the ability to adjust the specified cutting force, as well as the speed (feed) of the movement of the caliper. The positive effect is also due to the fact that the proposed machine uses patents protected by NTUU I. Sikorsky's original hydraulic drives with a simple design and a simplified control system.

Міністерство освіти та науки України

Національний технічний університет України

Київський політехнічний інститут ім. Ігоря

СікорськогоКафедра конструювання машин

Пояснювальна

записка до

дипломного проекту

Модернізація 6-ти шпиндельного токарного напівавтомата 1Б265нп-6к

Керівник к.т.н. Новік М,А,

Допущений до захисту

« » 2023

Захищений з оцінкою

_____

_____

Виконавець:

Жабровець О.А

гр. МВ-91

Зал. книжка №

_____

Зм	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	МВ-9104.ДПБ000.000 ПЗ		
					Пояснювальна записка		
						НТУУ «КПІ» ММІ МВ-91	

ЗМІСТ

Вступ……....8

1.1 Застосування токарного верстата і його призначення……..9

1.2 Основні елементи верстата…….9

1.3 Технічна характеристика. Основні параметри й розміри……10

1.4 Загальний вигляд верстата 1Б265нп-6к……..11

1.5 Принцип роботи верстата…….13

1.6 Головний привід……14

1.7 Привід подачи…….....……14

1.8 Компонування верстата……15

1.9 Конструктивні та експлутаційні особливості верстата…….15

1.10 Станина…….....16

1.11 Коробка передач……17

РОЗДІЛ II. Патентний огляд пристроїв повороту шпиндельного барабана

2.1.Патентний огляд…….....19

РОЗДІЛ III. Модернізовані приводи верстату 1б265нп-6к

3.1 Гідравлічна схема приводу повороту і фіксації шпиндельного барабана……29

3.2 Механізм фіксації та прижиму шпиндельного барабана……..32

3.3 Механізм притиску шпиндельного барабана……...33

3.4 Привід підйому шпиндельного барабана…….35

3.5 Шпиндельний барабан……...36

3.6 Гідросхема для одинарної індексації……39

3.7 Гідросхема та конструкція поздовжнього супорта……..41

РОЗДІЛ IV. Розрахункова частина…….48

4.1 Розрахунок приводу підняття шпиндельного барабана…….48

4.2 Розрахунок гідроприводу поздовжнього супорта……48

4.3 Розрахунок моментів опору шпиндельного барабана…….50

4.4 Розрахунок зубчастого зачеплення приводу повороту ШБ.....57

4.5 Розрахунок зубів прямозубого колеса на вигин……...57

4.6 Розрахунок зубів циліндричного прямозубого колеса на контактну міцність……..59

4.7 Розрахунок приводу повороту шпиндельного барабана…….61

Список використаних джерел та літератури……..65

ВСТУП

Стан машинобудування і, передусім, система управління та верстатобудування, визначають економічну силу країни, а також політичну стабільність та процеси у всіх галузях виробництва. Сучасні системи управління та потужні, надійні приводи у верстатобудуванні грають ключову роль у визначенні економічної сили країни, оскільки вся продукція народного споживання виробляється на верстатах. Тому важливо приділяти більше уваги розвитку цієї галузі виробництва і забезпечувати її постійний прогрес.

Особливо варто звернути увагу на високопродуктивні багатошпиндельні токарні автомати та напівавтомати. Вони використовуються для обробки численних деталей тіл обертання, а використання сучасних регуляторних приводів та систем програмного управління дозволяє значно розширити їх універсальність, технологічні можливості та область застосування.

Переваги напівавтоматичних токарних верстатів є такі:

1. Можливість точного і масового виробництва деталей у високій точності
2. Має високу продуктивність, тому що, обробка можливо відразу декількох деталей.

В бакалаврському проекті на тему «Модернізація 6-ти шпиндельного токарного напівавтомата 1Б265НП-6к» розглянута можливість оснащення верстата гідроприводами повороту шпиндельного барабана, фіксації барабана і повздовжнього супорта.

В процесі виконання дипломного проекту вирішувалися такі задачі:

1. Проведений літературний і патентний пошук по проблемі створення і дослідження гідроприводів багатошпиндельних верстатів.
2. Розробка принципових схем приводів повороту ШБ і повздовжнього супорта.
3. Розробка гідравлічних конструкцій повороту, фіксації, притискача та підйому ШБ і повздовжнього гідравлічного супорта.

4. Розробка алгоритмів і математичних моделей розрахунку новітніх і найбільш навантажених конструкцій.

РОЗДІЛ І. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ І ПРИВОДІВ БАЗОВОГО ВЕРСТАТА 1Б265НП-6К

1.1 Застосування токарного верстата і його призначення.

Верстат 1б265нп-6к, токарний напівавтоматичний верстата з числовим програмуванням, призначений для серійного та масового виробництва. Призначений для обробки деталей (прутків і тд.) з різних сплавів. На верстаті виконується токарні операції: точіння, відрізання, торцування поверхні, нарізання різьб і тд. Можлива обробка відразу декількох заготовок.

1.2 Основні елементи верстата

№	Найменування	Позначення
1	Станина	001-0397
2	Коробка передач	002-0397
3	Шпиндельний блок	003-0397
4	Розподільні вали	004-0397
5	Повздовжній супорт	005-0397
6	Верхній поперечний супорт	006-0397
7	Середній задній супорт	007-0397
8	Шпиндельний барабан	008-0397
10	Охолодження	010-0397
11	Змащення	004-000-0397
12	Електрообладнання	003-000-0397
14	Гідросистема	005-000-0397
15	Пристрій незалежної подачі	015-0397
16	Нормальне оснащення	025-000-0397
18	Гвинтовий транспортер	018-0397
20	Універсальний привод поздовжнього супорта	020-0397

1.3 Технічна характеристика. Основні параметри й розміри

Таблиця 1.1 Основні розміри верстата і його параметри 1Б265НП-6К

Верстат	1Б265НП-6К
Клас точності	П
Кількість шпиндельних вузлів	6
Найбільший діаметр патрона	195
Найбільший діаметр обробки	195
Кількість повздовжніх супортів	1
Відстань від осі шпиндель до грані поздовжнього супорта, мм	80
Хід поздовжнього супорта	200
Найбільша довжина обробки поздовжнього супорта в одній позиції (мм)	150
Кількість поперечних супортів	5
Хід поперечних супортів:	
Верх:	80
Низ:	80
Середина:	80
Межі частот обертання про/хв Нормальне виконання: Швидкохідне виконання:	 78-806 500-1160
Швидке свердління і розгортання з поздовжнього супорта в позиції	III, IV, V
Нарізання різьб в позиції	III, IV, V
Тривалість холостого ходу, с	2.4*2\2.8
Частота обертання розподільного вала на холостому ходу,	12.5

об\хв	

Найбільший діаметр, нарізаємо різьби мітчиком, мм Сталь Латунь	 М50(крок S=3) М50(крок S=3)
Потужність електродвигунів:	
Головний привод	30\22
Насос охолодження, 2 шт	0.6
Транспортер стружки	1.1
Налагоджувального привода	2.2
Гідросистеми	3
Габаритні розміри верстата:	
Довжина	3975
Висота	1910
Ширина	2170
Маса верстата, кг	13500

1.4 Загальний вигляд верстата 1Б265НП-6К

На рис. 1 показано загальний вигляд верстата 1Б265Нп-6к

На загальному вигляді вказані габаритні розміри верстата і перелік вузлів:

1. Станина.
2. Коробка подач.
3. Шпиндельний барабан.
4. Розподільчий вал.
5. Поздовжній супорт.
6. Сигнальна лампа

7. Шпинделі.

8. Поворотний шкаф з електрообладненням

9. Центральна вісь

10. Передня стойка

11. Безкулачковий механізм

12. Лічильник циклів

13. Верхній супорт

14. Нижній супорт

15. Мальтійський механізм

16. Кран охолоджувальної рідини

17. Пульт керування верстату

18. Піддон для сбору стружки

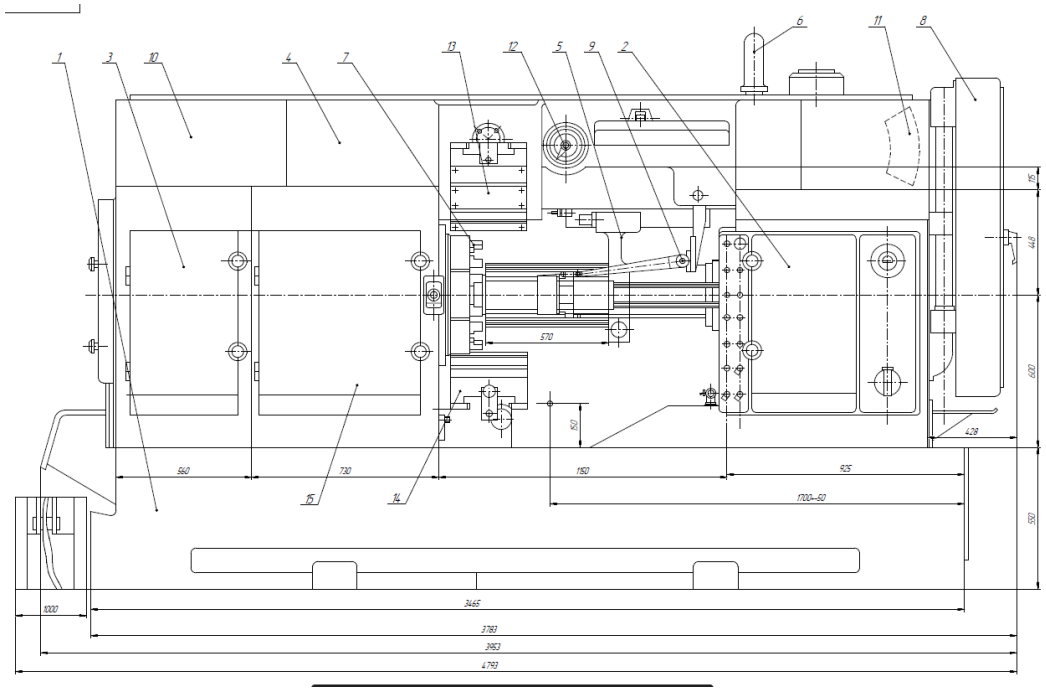


Рис. 1 Загальний вигляд верстата 1Б265НП-6к

Рис. 2 Загальний вигляд шести шпиндельного верстату

1.5 Принцип роботи верстата

У поворотному шпиндельному барабані обертаються затиснуті в патронах шпинделів. Шість шпинделів обслуговуються двома супортам центральним поздовжнім та поперечним, крім завантаження позиції.

Як закінчилися обробка деталей супорти відводяться на безпечне місце, Шпиндельний барабан робить поворот на певний градус і займають нове положення. Деталь яка обробляється попадає під дію інших інстурментів, встановлених на супортах, та гранях поздовжнього супорта. Закінчення обробки деталі (прутка), в кінцевій позиції знімається деталь і установлюється нова деталь(пруток).

Обробка здійсняється відразу в 6-тьох позиціях чи менше, які закріпленні в шпиндельному барабані.

В кожній позиції обробка втілюється за один час. Під час повороту ШБ, знімається зараз одна виготовлена деталь на верстаті.

В залежності від деталі якщо деталь в обробці не є складною, її обробка можна здійснити за один поворот шпиндельного барабана за допомогою. Подвійна індексація дає змогу, повернути шпиндельний барабан не на одну позицію, а відразу на дві позиції. Позиції установки заготовок перебувають поруч

У та У або УП та УШ.

Обробка деталі, реалізується паралельно в двох потоках, що збільшує корисну дію верстату.

.1.6 Головний привід

Від головного двигуна виконується обертання ШБ, використовуючи механізм коробки передач. Частоти обертання налаштовуються змінними шестернями a, в, c, d.

1.7 Привід подачі

Рух супортів та пересувних державок поздовжнього супорта, виконується від кулачків розподільного валу в черговій послідовності: швидке підведення до оброблюваної деталі, робоча подача, стоянка (зачистка), швидке відведення. Робоча подача та чистка відбуваються при повільному обертанні розподільного валу і при швдидкому, відвід та підвід супортів при швидкісному обертанні. Переміщення ковзаючих державок поздовжнього супорта може відбуватися за потребою як при повільному, так і при швидкісному обертанні розподільчого валу залежить від положення кулачка на розподільчому валу.

Швидкість швидкого ходу — незмінна, швидкість робочої подачі, наладжують шестернями які змінюються.

Поперечний супорт, величина робочого хода, міняється змінними кулачками, вони є однакові для всіх супортів.

Поздовжній супорт, його налаштування здійснюється зміною кулісного механізма, не використовуючи змінних кулачків

Загальний перебіг супортів завжди незмінний.

Величиною робочого ходу, ковзаючих державок, налаштовується за підпомогою переміщенням повзунка та важелю механізму від незваженої подачи або змінюючи кулачки на розподільчому валу. Теж загальний хід

може змінюватися.

1.8. Компонування верстата

Базові деталі верстата: станина, траверса, корпус коробки й корпус шпиндельного блоку утворюють жорстку раму (портал). Всередині порталу перебуває робочий простір напівавтомата. Там встановлені супорти та інакші пристрої, які потрібні для оброблення деталей. В нижній робочій зоні, знаходяться шнековий транспортер для видалення стружки.

Головний розподільний вал напівавтомата знаходиться у верхній частині верстата у траверсі. Його нижні зони, розташовуються безпосередньо поблизу супортів, складений в лівій частині верстата в базі шпиндельного блоку. Там же перебуває шпиндельний барабан і всі інші механізми які з ним зв'язані: підняттям та поворотом, і фіксації барабана, а ще деталі гідросистеми. Вісь шпиндельного барабану проходить через робочу частину і є напрямною головного поздовжнього супорта.

Усі приводні механізми: головного приводу, приводу розподільного валу, приводу інструментальних шпинделів зібрані в правій частині верстата — коробці передач.

Електродвигун (головний) знаходиться в задній частині верстату

1.9 Конструктивні та експлуатаційні особливості верстата:

1. Встановлення робочий хід позвожнього супорта і пристроїв незалежної подачи використовуються без зміни кулачків.
2. На верстатів де встановлюєтья нормальний робочий хід в поперечних супорта, це робиться за допомогою базового набору кулачків, спільного для всіх супортів. На напівавтоматичних верстатах примітивні зміни кута ходу виконуються шляхом зміни відповідних кулачків в командах верстата, що в деяких випадках можна зробити без зміни кулачків поздовжнього супортыв, так що можна обробляти різних однотипних деталей

3. Кожен з супортів поперечних має незалежний привід, який знаходиться біля супортів, що дає високу жорсткість приводів
4. Поперечні супорти настільного типу з прямокутними напрямними для більшої жорсткості й відповідно точності.
5. Є електромеханічний привід для процесу регулювання.
6. Точність верстату класу «П»

1.10. Станина

На верстаті встановлені корпусні деталі верстату. З правого боку верстата розташований головний електродвигун верстата, який за допомогою клинового ременя приводить в рух шківи редуктора.

Відсіки верстата предназначаются резервуарами для охолодження рідин та масел, що подаються в мастильну і гідравлічну систему.

Масляна камера розташований позаду станини, а простір, що залишився, заповнений охолоджувальною рідиною.

У центральному відсіку станини встановлений гвинтовий конвеєр для видалення стружки з станини. Дно станини необхідно регулярно очищати від дрібної стружки. Це робиться за допомоною скребка з ручною.

Передній відсік можна чистити з двох сторін, центральний —з задньої стійки. Для цього потрібно зняти лоток під задньою стійкою. Сітку лотка слід регулярно чистити. Зняти сітку лотка і видалити дрібні залишки стружки.

1.11 Коробка передач.

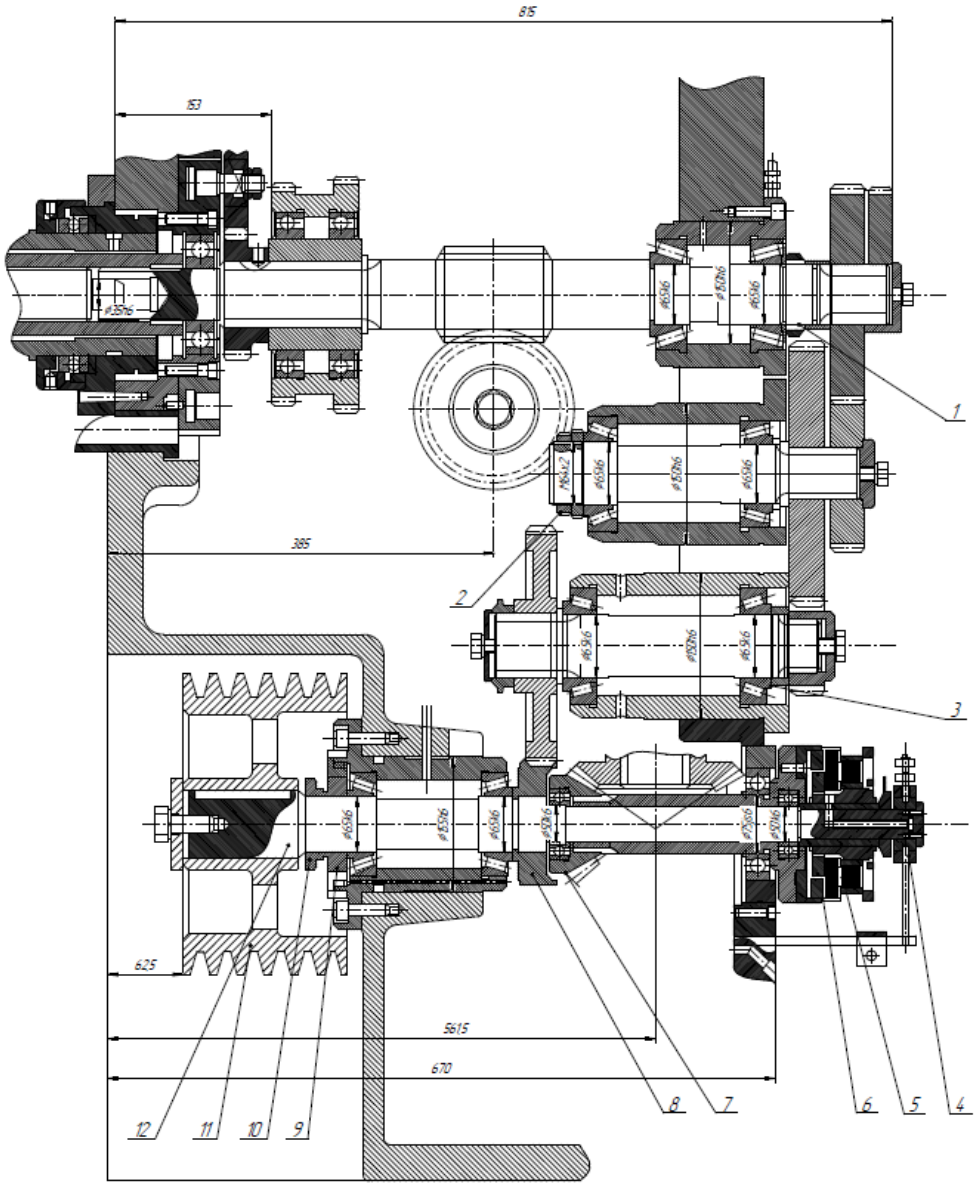


Рис 3. Коробка передач

Всі приводні механізми, такі як: головний привід (рис. 5), привід подач, привід холостого ходу, приводи налаштування,привід високошвидкісного свердлувального обладнення, привід різьбонарізного пристрою.

Головний приводний вал (рис. 2) крутятся на конічних роликових підшипниках, зазор у яких налаштовується круглими гайками 1, 2, 3, 10. Коли гайки відкручені, вони захищенні стопорними шайбамии, які при

регулюванні необіхідно вевернути і знову встановити в пази гайки. Через отвори у верстаті подається мастило у підшипники. Під час роботи верстата слід стежити за подачею мастила. Для запобігання витікання мастила і забруднення клинового ремня 11, на стакані приводного валу 12 встановлений сальник 9. Його робочу справність треба періодично перевіряти під час обслуговування та огляду верстату. На валу 12 розміщуються основні компоненти приводу, а також компоненти для обертання розподільного валу з високою швидкістю.

При вмиканні електромагнітна муфта 5, передає обертання від валу 12 на конічні шестерні 7, і від неї через вертикальне колесо 6 на вал 9 і через черв'ячну передачу 1 на розподільний вал.

Під час роботи слідкуйте за тим, щоб у пазах чашки 6(рис.2) не було вм'ятин або інших поверхневих дефектів, які б перешкоджали обертанню диску.

Пошкодженні стакана слід відремонтувати або замінити. Стакан зміний кріпиться до зубчастої втулки 7 за допомогою шпонки і гвинта.

Також важливо подавати масло через лінію подачі 4 до охолодження електромагнітної муфти 5.

Під час ремонту слід вернути увагу на стан шліців на валу 12, на який насаджується шестерня 8. Деформація шліців свідчить про те, що електромагнітні муфти виконавчого зчеплення і швидкісного зчеплення включаються одночасно, тобто одне зчеплення включається раніше іншого. Це необхідно усунути зміщенням кулачка муфти зчеплення блоку управління, тобто збільшити зазори між вимиканням швидкісної муфти(довгий кулачок) і вмиканням зчеплення(короткий кулачок)

РОЗДІЛ ІІ. ПАТЕНТНИЙ ОГЛЯД ПРИВОДІВ ПОВОРОТУ ШПИНДЕЛЬНОГО БАРАБАНА

2.1. Патентний огляд.

Досі для забезпечення обертання барабана на багатошпиндельних токарних напівавтоматичних верстатах використовується механізм з 4,6 і 8 пазові механізми. Використання таких механізмів для обертання шпиндельного барабана зменшує діапазани використання верстата і знижує його функціональність та надійність. Багатошпиндельні напівавтоматичні верстати з таким механізмами не можуть використовуватися, коли необхідно одинарна або подвійна індексація шпиндельного барабана(наприклад коли барабан повинен повернутися на різні кути 60 градусів та 120 градусів). При обертанні шпиндельного барабана в мальтійському механізмі створюється змінне навантаження, яке стає динамічним ударом і призводить до руйнування приводу. У таких приводах важко відрегулювати закон обертання шпиндельного барабана. Специфікація закону обертання барабана шпинделя передбачена під час проектування мальтійського механізму. Однак, оскільки в процесі роботи верстата змінюються сили, навантаженні маси(вага деталей або прутків) і сила тертя, то в процесі експлуатації змінюється і закон обертання шпиндельного барабана.

В останні роки для поліпшення динамічних характеристик приводів обертання на багатокоординатних токарних верстатах і напівавтоматах застосовуються електричні і гідро керовані приводи завдяки їх високій потужності, компактності, жорсткості і можливості налаштування і зміни закономірностей руху під час роботи верстата

Привод повороту шпиндельного барабана патент фрг №3409345

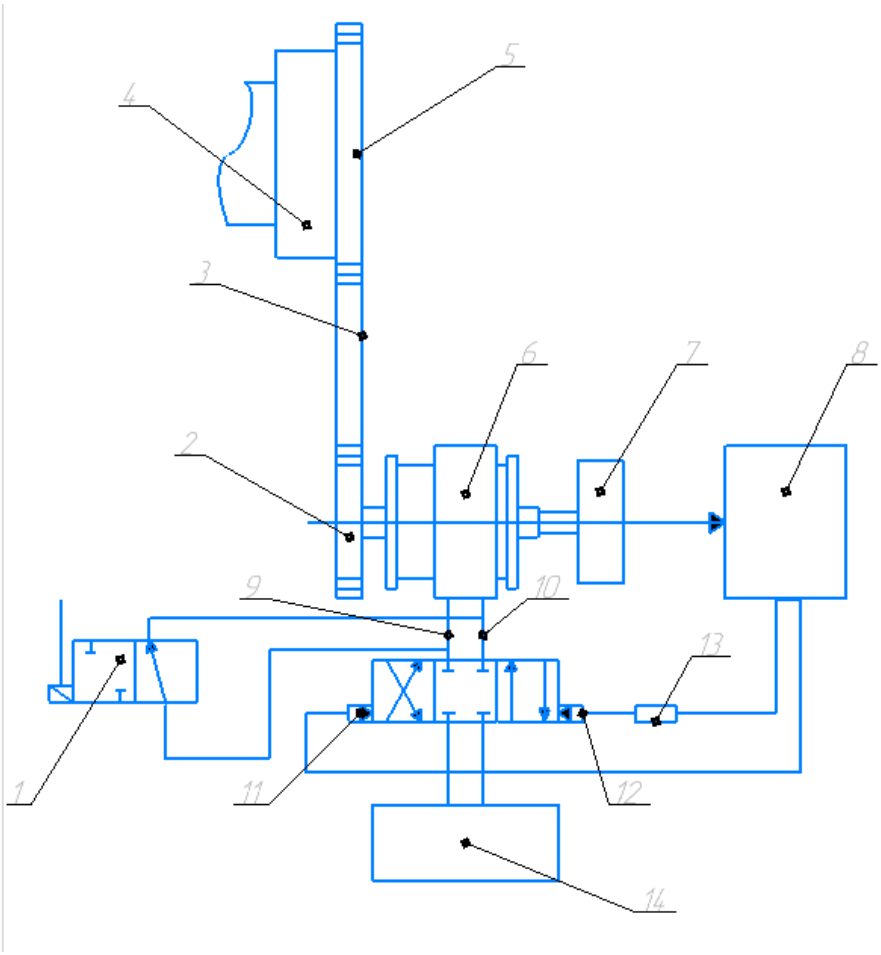


Рис 4. Патент ФРН N°3409345,

На рис.3 наведено схему повороту шпиндельного барабана МТА за патентом ФРГ Ne 3409345, B23B 13/08.

До складу таких приводі входить насосний агрегат 14, через який робоча рідина поступає до розподільника 15, який керується гідроматорами 6 і 7, а вихідний канал з'днаний з блоком управління 5, що керується розподільником 15.

Програма дозволяє, зупиняти і стабілізувати шпиндельний барабан під заданим кутом в широкому діапазоні змін заданих параметрів системи (навантаження, тиск, швидкість і прискорення).

Ця система обертання шпиндельного барабана є складною. Обертання шпинделя зазвичай вимагає не складних законів обертання, лише інтенсивного

прискорення і гальмування в кінці обертання, щоб усунути поштовхи під час обертання і забезпечити максимальну продуктивність.

Ідея полягає в тому, щоб поворот ШБ за схемою із зайвими функціональними можливостями, які не могли бути застосованні в приводах, що повертають ШБ на багатокоординатних токарних верстатах або напівавтоматах. Він також був досить дорогим, і не міг бути використаний тому що був дорогий для приводів повороту ШБ на багатокоординатних верстатах.

Привод повороту шпиндельного барабана патент фрг №2128221

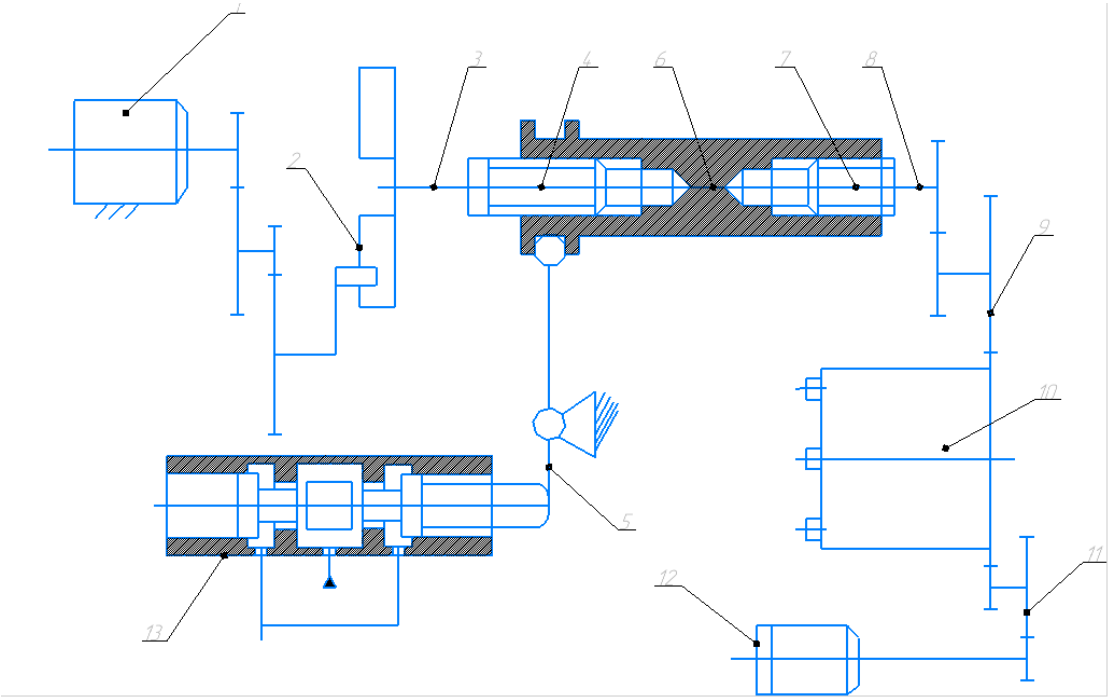


Рис 4. Патент ФРГ №2128221

На рис. 4 показаний пристрій повороту шпиндельного барабана багатошпиндельного токарного автомата за патентом ФРГ N62128221, B23Б 9/00.

Привід складається з мікроелектродвигуна вихідний вал якого через зубчасту передачу з'єднаний з роликами мальтійського механізму 2. Вихідний вал мальтійського механізму 2 приєднанний з гвинтом 4 за домогою механізму зворотнього зв'язку 6. Гвинт 7 механізму зворотнього зв'язку 6 через зубачасту передачу 9 з'єднаний з вінцем шестерні шпиндельного механізму 10.

Механізм зворотнього зв'язку 8 через важіль 5 приєднанний з контрольним розподільником 13, вихідний канал якого з'єднаний з робочою камерою гідроматора 12. Вихідний вал гідроматора 12 який приєднанний редуктор з шестернею шпиндельного мехазіму 10.

Принцип дії такого пристрою для обертання ШБ в багатошпиндельному верстаті використовується на наступному. У першому положенні слідкуючих розподільник 13 з'єднує резурвуар гідроматора 12 зі зливом. У цьому положенні шпиндельний барабан 10 може бути зафіксований. Ролики мальтійського механізму 2 виводяться з пазу мальтійського хреста. Мікроелектродвигун 1 вимикається. В кінці закінчення обробки деталі розжимається ШБ, за допомогою команди. Після розжиму ШБ напругу подають на мікроелектродвигни 1, завдяки цьому, здійснює поворот мальтійського механізму 2, з роликам робить поворот мальтійський хрест на кут 4. Відбувається зміщення в осьовому напрямі 6 та зворотньому зв'язку, через важіль 5, який здвигає розподільник 13. Тиск живлення який подається в одну з робочих камеру гідродвигуна 12, і з'єднується зі зливом.

Здійснює поворот вихідний вал електродвигуна за даний кут ШБ 10. За допомогою шестерні 9, вал 8, гвинт 7, втулка 6 здійснює переміщення у вихідне положення, і за допомогою важеля 5 виводить.

Механізм повороту шпиндельного барабана

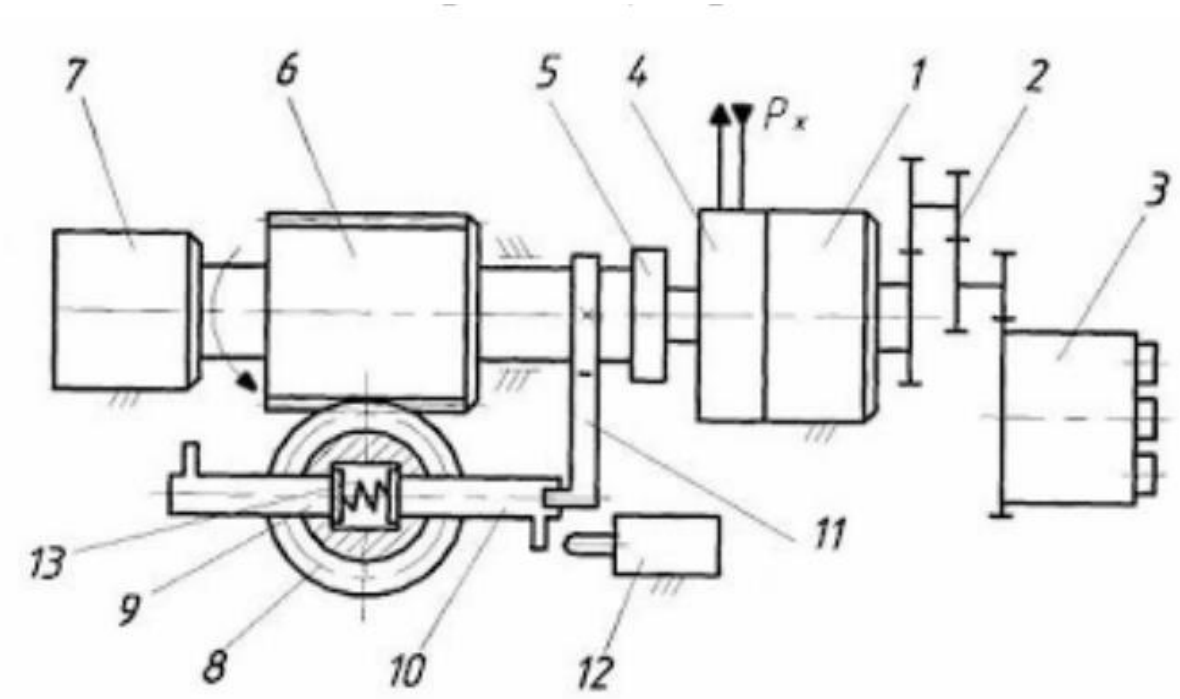


Рис. 5 Привод повороту ШБ

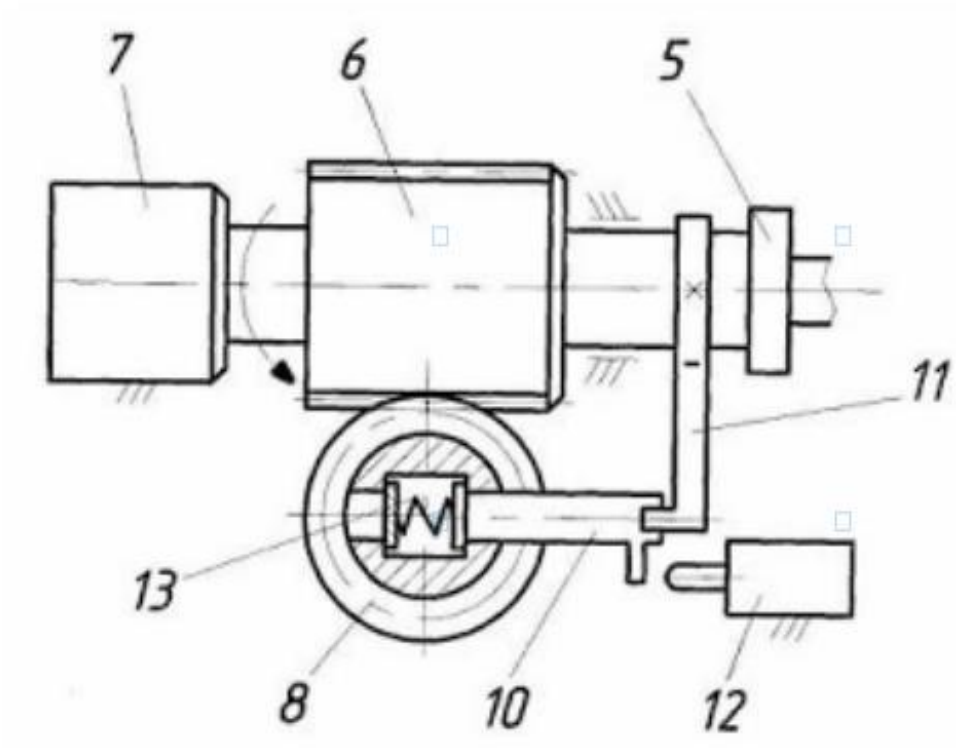


Рис 6 Привод повороту ШБ

Модель яка належить до використання в приводах з дискретним позиціюванням робочих органів.

Механізм повороту ШБ, включаючи шпиндельний барабан, з'єднаний з гідроматором через зубчастий редуктор,а робочі камери з'єднанні з вихідними каналами на пропорційного золотника, який управляється за допомогою з'єднання з програмним блоком управління 13 зв'язком і перепускним золотником. [1]

Проблемою даного пристрою є те, що вони включають свій пропорційний золотник, датчики швидкості та електронний блок керування. Наявність такого пристрою збільшує функціональний потенціал приводу, але водночас робить структуру системи керування дуже складною. Наявність в послідовного керування зворотного зв'язку, який включає послідовно увімкненні датчики швидкості, блок порівняння і привод пропорцій 2-го золотника дає пониження надійності та збільшення часу налаштування швидкодії привод.

Як аналог даний механізм повороту ШБ, який складає шпиндельний барабан, що приводиться в рух через редуктор до аксіально-поршневого гідромотора, робочі камери яких з'єднанні каналами слідкуючого золотника зв'язком виконаним який мають вигляд і гвинтової пари зі шліцьовим з'єднанням та заламуючим механізмом виконаним у вигляді малапотужнного електродвигуна з редуктором і малою, не силовою мальтійської передачі.

Проблемою даного механізму є те, що він як механізм крокового повороту застосовують мальтійський механізм, який має погану точність позиціювання через зазори між пазом та роликом і можливістю інерційного перебігу у виході ролика з паза. А ще, при повороті гайки зворотного зв'язку можуть провернутися і гвинт, що приведе до меншою точності позиціювання. Наявність в послідовності зворотного зв'язку гвинтової пари, шліцьового з'єднання в редуктора, завдяки люфтів, виникає більш не точніст приводу. При цьому мальтійська передача та зворотний зв'язок, який виконаний у

загальному вигляді гвинтової пари з шліцьовим з'єднанням редуктором спричиняють складність конструкції приводу.

За основу корисної моделі була така задача поліпшення точності позиціювання ШБ та спрощення приводу її конструкції.

Задача яка була задана досягається тим, що у механізмі повороту шпиндельного барабана, який містить гідравлічний підсилювач крутного моменту, вихідний вал якого через зубчатий редуктор сполучений із зубчатим колесом шпиндельного барабана, малопотужний електродвигун і керуючий пристрій. Модернізованим(новим) є керуючий установка, виконанна у вигляді черв'ячної передачі, який входить черв'як, вал яких з одного боку з'єднанний З валом низькопотужний електродвигуна, і з іншого боку з золотником підсилювача крутного моменту, що забезпечує, тримання на валу черв'яка, радіальним важелем 3 що дає можливість його кутової фіксації запружинанним одностороннім і двостороннім опорами, які знаходяться в радіальному пазу вала черв'ячної шестерні створюється приводами радіального зміщення.

У запропонованому пристрої рух від якого малопотужного електродвигуна подається на вал черв'яка на наступний слідкуючий золотник. Загалом вал електродвигуна та вал черв'яка, і вихідний вал черв'яка на золотник з'єднуються безлюфтовими муфтами, який виключає розузгодження в їх рухах й отже, точність позиціювання приводу стає більшою. В останьому положенні золотник робить зупинку на жорсткому упорі, який виключає можливість його перебігу та забезпечується таким чином забезпечує високу точність позиціювання приводу. Безлюфтової передачі слідкуючому золотнику та його зупинка по жорсткому упору дозволяється якщо підвищити точність приводу.

А виключення з ланцюгів керування на мальтійської передачі й зубчатих редукторів зумовлюється спрощення конструкції. Крім цього, виключення люфтів дозволяє збільшити динамічні характеристики приводу. Це дає змогу стверджувати, що відмінність запропонованого пристрою від якого є

істотною і дозволяє досягти поставленої задачи – спрощення конструкції та підвищення точності позиціювання.

Мета корисної моделі пітверджується кресленнями, де на Рис.5 зображена схема механізму повороту ШБ з двома опорами по бокам, а на Рис.6 показана схема приводу з одним опорами.

Механізм повороту ШБ рис. 1.5 який містить підсилювач крутного моменту (932Г18-2) 1. вихідний вал через зубчатий редуктор 2, який з'єднанний з зубчатим колесом ШБ 3. Слідкуючий золотник 4, якого підсилювача крутного моменту 1 через безлюфтову муфту 5 з'єднанний з валом черв'яка 6, з вхідним валом яких з'єднанний вал малопотужного електродвигуна 7. 3 черв'яком 6 входить у зчеплення черв'ячне колесо 8, вал який має радіальний паз, в яких розміщені упори 9 і 10 з пружиною 13.Упор 10 на вихідному положенні взаємодіє з важелем 11, як закріплений радіально на валу черв'яка. Упор 10 і 13 призводить в рух електромагнітним приводом 12

Привод який працює наступним чином. На вихідному положенні малопотужний електродвигун 7 в електромагніт 12 відключені. Важіль 11 є на упорі 10. Загалом слідкуючий золотник має 0 розузгодження. А при одночасному вмиканні електродвигуна 7 і електромагніта 12 черв'як 6 навантажує моментом — в напрямку стрілки (див. рис 5), а якір електромагніта 12 переміщується вліво також, зміщується вліво упор 10 і розфіксовує важіль 11. Черв'як 6 обертається та який одержує розузгодження слідкуючого золотника 4, що приводить до перепаду тиску у підсилювачі крутного моменту. Вихідний вал обертається який повертає ШБ 3.

На повороті черв'ячного колеса 8 упор 10 виходить із дії з якорем електромагніта 12. Під дією сили пружини 13 упор 10 повертається на вихідне положення і подає команда про відключення електромагніта 12. Обертання черв'яка 6 і, загалом, розузгодження слідкуючого золотника відбувається до того моменту, поки черв'ячна шестерня 8 не зробить хоча би половину оберту. При повороті черв'ячної шестерні 8 на 180 градусів важіль 11 впирається в

упор 9. Що зупиняє черв'як 6 та подається команда на вимкнення малопотужного електродвигуна 7. Після повної зупинки електродвигуна 7 внаслідок якого зворотного зв'язку всуває розузгодження наступного золотника підсилювача крутного моменту. Загалом відбувається гальмування та зупинки вихідного валу підсилювача крутного моменту та, підсумовуючи скажем що, гальмування і зупинка шпиндельного барабана 3.

Також як і попередні привод працює при повороті барабана на наступний крок. Під час подвійній індексації (повороту на подвійний 120 градусів кут) ШБ (Рис 6) необхідно вилучити упор 9, тоді буде повертатися на заданий кут у два рази більший, на два кроки. При здійснення реверсу необхідно поміняти напрямок обертання електродвигуна 7.

Таким чином, завдяки позиціюванню золотника на жорсткому упору досягають високу точність повороту ШБ на заданий кут. Визначається величина кута повороту кількістю упорів розміщених на валу черв'ячної шестерні, а реверс електродвигуна обумовлює і реверс ШБ.

Висновки:

Підсумовуючи результати патентного пошуку, огляд патентних матеріалів, оцінка їх, та ідей для покращення приводу повороту ШБ багатошпиндельного токарного верстата з врахуванням стану в частині наявності та якості деталей контролю та керування.

Можна зробити наступні висновки по огляду:

1. Використання гідроприводу для ділильного повороту ШБ багатошпиндельного верстата дає змогу покращити динаміку процесу повороту, зменшити навантаження та удар, підвищити точність зупинення барабана, підвищити точність та позиціювання .

2. Характерно, що і використання гідроприводу для повороту шпиндельного барабана розробляється тими фірмами та організаціями, які

інтенсивно вели пошук можливостей вдосконалення приводу повороту з мальтійським механізмом в силовому використані.

3. На сучасному етапі доцільно покращити пошуки оптимального розв'язання проблеми з використанням гідропривода повороту, та позиціювання здійснюється з елементами програмування закону руху при повороті.

РОЗДІЛ ІІІ. МОДЕРНІЗОВАНІ ПРИВОДИ ВЕРСТАТА 1Б265НП-6К

3.1 Гідравлічна схема приводу повороту і фіксації шпиндельного барабана

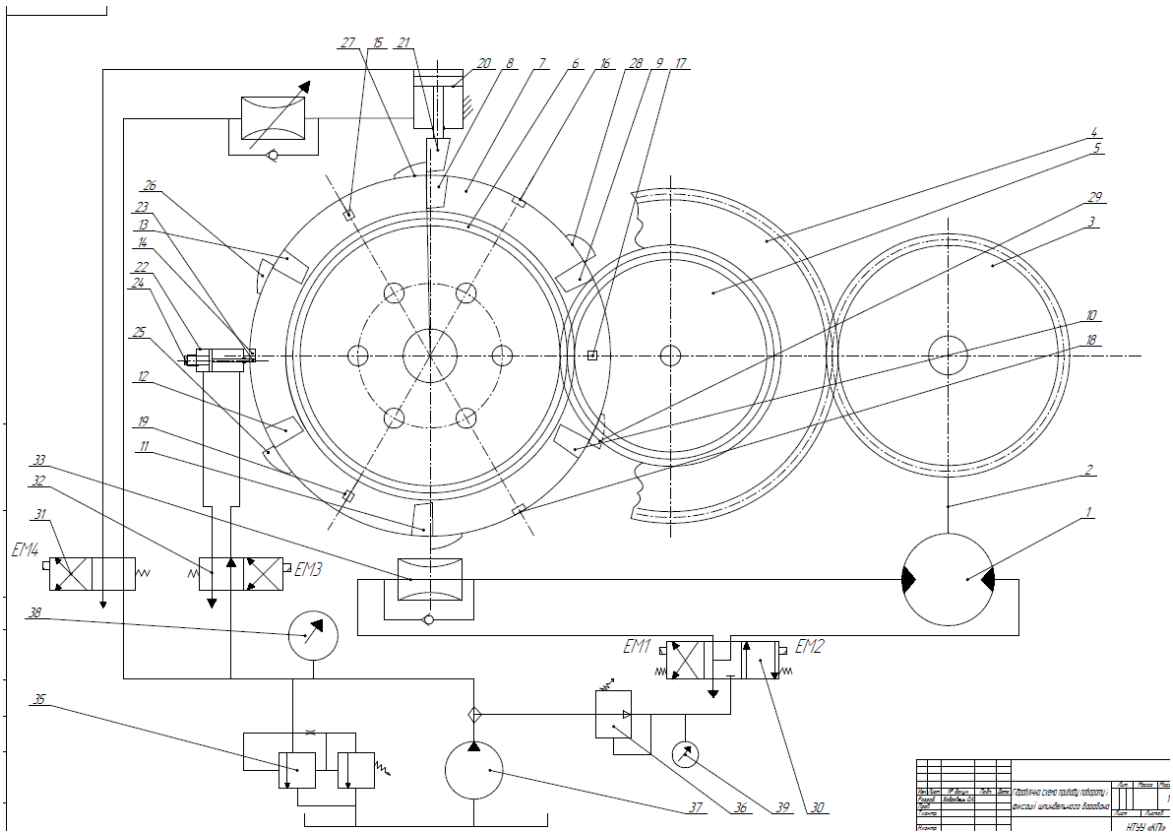


Рис. 7. Гідравлічна схема приводу повороту і фіксації шпиндельного барабана

Гідравлічна схема привода повороту і фіксації ШБ складається з таких частин гідромотора і на вхідному валу 2, на якого закріплена шестерня 3, яка в свою чергу через шестерні 4 та 5 заходить в зачеплення з вінцевою шестернею 6, яка знаходиться на ШБ 7. На шпиндельному барабані знаходяться фіксувальні замки 8-13, які розміщуються рівномірно і на циліндричній поверхні з кроком μ. Також торцевій поверхні шпильного барабана розміщені на будь-які радіусах рівномірно з кроком μ опормами 14-19. Гідроциліндр 20 фіксації ШБ має закріплений на його штоці фіксатор 21. Гідроциліндр 22 привода упора 23 має регульований гвинт 24. На шпиндельному барабані також закріплені кулачки 25-29. Гідромотором та гідроциліндрами керують гідравлічні розподільники 30-32.

Швидкості руху налаштовується дроселями зі зворотними клапанами 33 і 34. Тиск в системі налаштовується за допомогою запобіжного клапана тиску непрямої дії 35, тиск живлення гідромотора 1 налаштовується редукційним клапаном 36. Джерелом живлення гідросистеми є насос 37. Такоє тиск живлення вимірюємо манометрами 38 та 39. Фільтрація робочої рідини здійснюється фільтром 40 та фільтром тонкого очищення 41.

Принцип дії гідросхеми повороту ШБ залежить в наступному: у вихідному положенні електромагніти розподільників 30, 31 і 32 знеструмлені, шпиндельний барабан розфіксований, упор 14 находиться на упорі 23. При подачі напруги на електромагніт ЕМ4 розподільника 31 він включається і подає тиск живлення в поршневу камеру циліндра 20. При цьому фіксатор 21 перемішується вниз, входить в замок 8, повертає барабан за годинниковою стрілкою (по кресленню) на незначний кут де і фіксує його. Після фіксації ШБ проводяться технологічні операції обробки деталей. При повороті ШБ на кут φ упор 14 відходить від упора 23 циліндра 22. Після цьог о подається команда на включення розподільника 32, від якого тиск живлення подається в поршневу камеру циліндра 22. При цьому упор 23 переміщається вправо і звільняється від упора 14. Після обробки деталей подається команда на відключення розподільника 31. Після відключення тиск живлення подається в штокову камеру циліндра 20. Під дією цього тиску поршень циліндра 20 переміщується вверх виводить фіксатор 21 із замка 8.

Після розфіксації барабана подається напруга на електромагніт ЕМ2 розподільника 30. Розподільник 30 перемикається вліво і подає тиск живлення в робочу камеру гідромотора 1. Вал 2 гідромотора 1 обертається і через шестерні 3, 4, 5 і 6 повертає шпиндельний барабан 7. У процесі повороту ЩЕБ кулачок 25 взаємодіє з дроселем 33 і зменшує площу його перерізу, що приводить до гальмування швидкості повороту ШБ. При цьому упор 15 підходить до упора 23 на малій швидкості, що зменшує значно удар при їх зіткненні. Після постановки упора 15 на упор 14 подається спочатку команда на відключення електромагніта

ЕМ2 (при цьому камери гідромотора з'єднуються зі зливом, а потім на включення електромагніта ЕМ4 розподільника 31. Розподільник 31 вмикається і подає тиск живлення в поршневу камеру циліндра 20. Поршень циліндра 20 переміщується вниз і Його фіксатор 21 входить в замок 9 повертає ШБ за годинниковою стрілкою на кут Дф і фіксує його. В процесі фіксації ШБ упор 15 відходить від упора 23 на кут Дф і подається команда на відключення електромагніта ЕМ3 розподільника 32. При цьому тиск живлення подається в штокову камеру циліндра 32 й упор 23 повертається в вихідне (ліве) положення звільняючись від упора 15. При подальшій розфіксації ШБ і його повороту з упором 23 буде взаємодіяти упор 16 і т.д. Таким чином, запропонований привод повороту і фіксації ШБ дозволяє покроково повертати його на заданий кут 3 наступною його фіксацією. При цьому швидкість повороту ШБ регулюється дроселем 33, а гальмування вкінці повороту здійснюється за допомогою кулачків 25-29.

Якщо в процесі налагодження верстата виникає необхідність повороту ШБ на кут більший за ф (який визначається відносним розміщенням упорів 14,16,18 і 15,17,19) треба відкрутити гвинт 24. При цьому поршень циліндра 22 з упором 23 переміщується вліво і звільняє його від взаємодії з упорами, закріпленими на ШБ.

Тиск фіксації налагоджується запобіжним клапаном тиску 35, а крутний момент гідромотора 1 визначається тиском редукційного клапана 36.

3.2.Механізм фіксації та прижиму шпиндельного барабана.

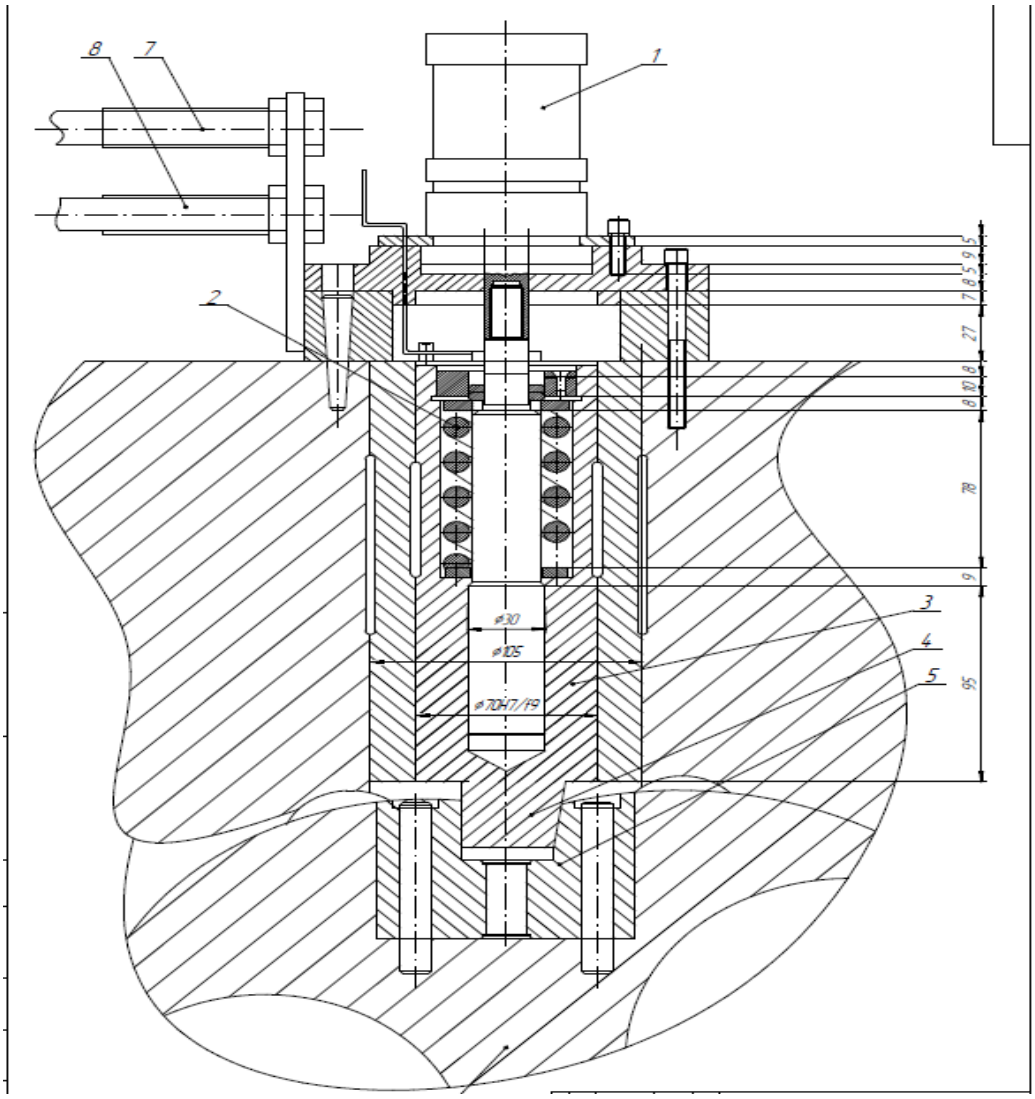


Рис. 8. Механізм фіксації ШБ

Механізм фіксації шпиндельного барабана (див. лист рис.8.), призначений для жорсткого закріплення барабана від кутового повороту при обробці деталей.

Механізм фіксації складається з гідроциліндра 1, шток якого з'єднаний через пружину 2 з повзуном 3, який забезпечений фіксуючим клином 4

Фіксуючий клин, у процесі фіксації, заходить у гнізда замків 5, розташованих з кроком 60° по зовнішній поверхні барабана шпиндельного б.

Механізм фіксації шпиндельного барабана (ШБ) працює в такий спосіб: у вихідному положенні тиск подається в поршневу порожнину 1 циліндра, при цьому клин 4 знаходиться в гнізді замку 5, тобто. ШБ зафіксовано. Сила, з якою

фіксатор тисне на ШБ, налаштовується пружиною 2. При розфіксації ШБ тиск живлення прямує в штокову порожнину циліндра 1, а поршнева порожнина сполучається зі зливом. Під впливом тиску живлення поршень переміщається наверх та виводить клин 4 з гнізда замка 5. Фіксація та розфіксація ШБ контролюється безконтактними датчиками положення 7 та 8.

3.3 Механізм притиску шпиндельного барабана.

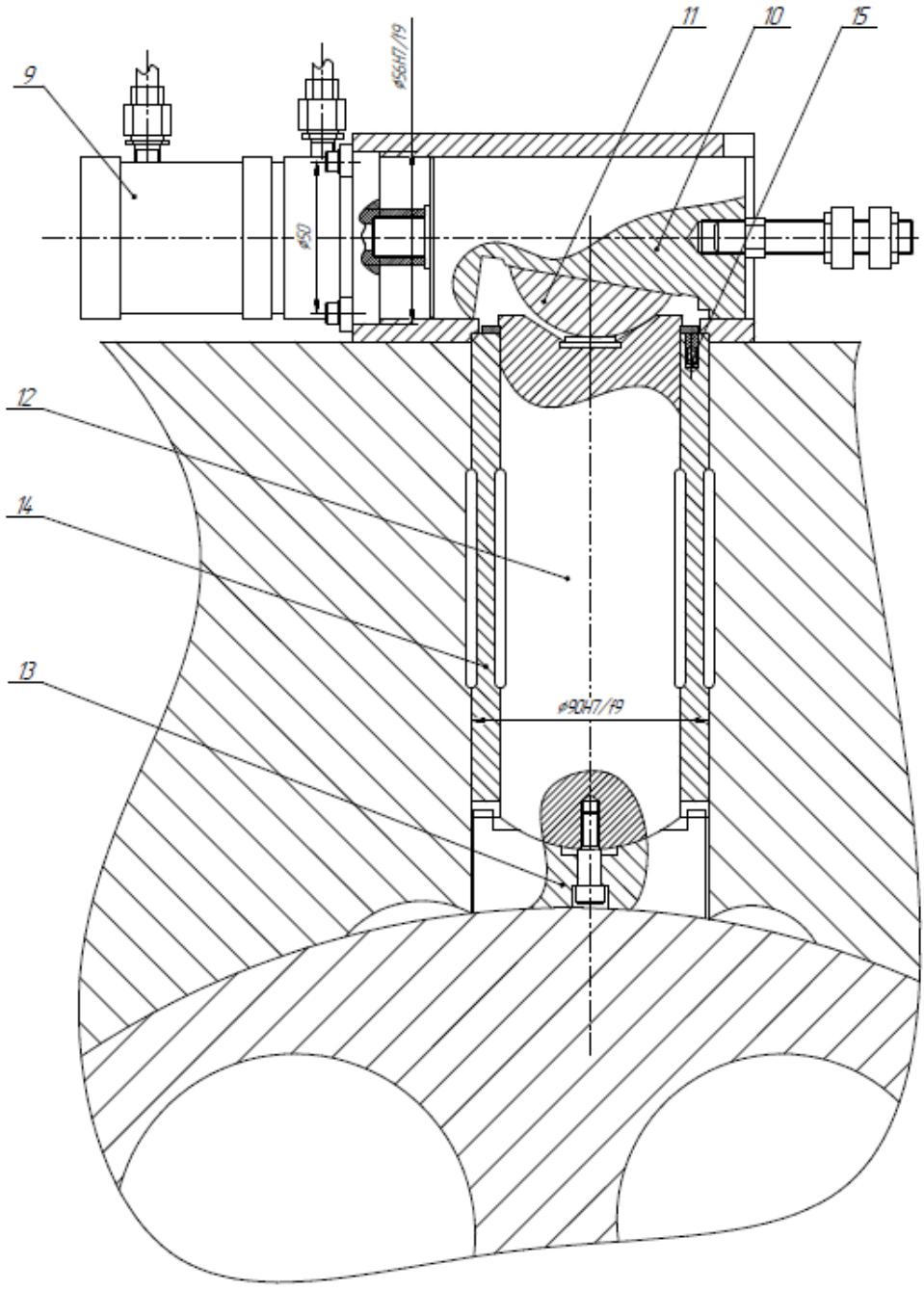


Рис. 9.Механізм прижиму ШБ

Механізм притиску ШБ (див. рис 9), призначений для жорсткого закріплення барабана у вертикальній площині при обробці деталей.

Механізм притиску складається з циліндра 9, шток якого пов'язаний з клином 10. Клин 10, через сферу 11, впливає на штовхач 12, якому прикріплений черевик 13.

Тягач знаходиться у розточуванні напрямної 14. У вихідному положенні під дією пружин 15 штовхач 12 з черевиком 13 відведений від ШБ, після повороту ШБ в наступну позицію подається тиск живлення в керуючу порожнину циліндра 9. Під дією тиску живлення черевик 13 прижимається до шпиндельного барабана і фіксує його у вертикальній площині.

3.4 Привід підйому шпиндельного барабана

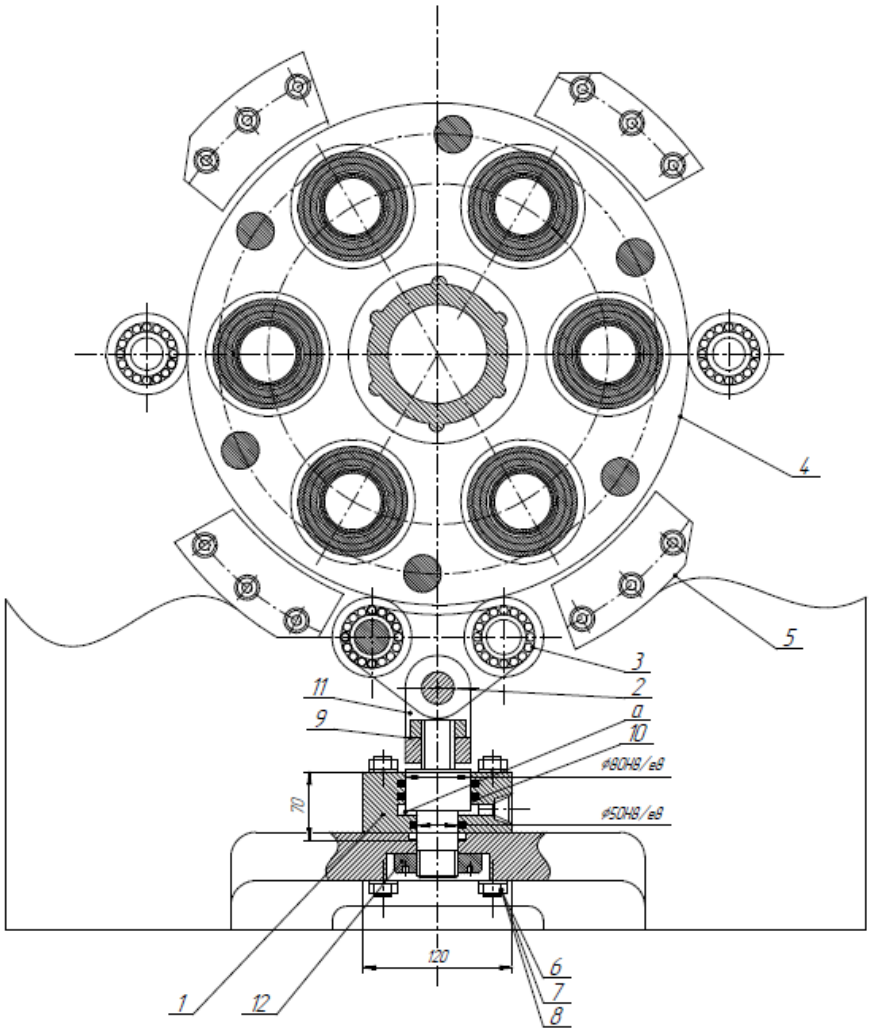


Рис 10. Привід підйому ШБ

Привід підйому шпиндельного барабана (рис. 10) поставлений для періодичного «підйому» його в ході повороту.

Привід підйому шпиндельного барабана (ШБ) має такі частини плунжерного гідроциліндра і. плунжер зв'язаний з віссю каретки 2 з підшипниками кочення 3.

Правило дії приводу підйому ШБ полягає у наступному. Після розфіксації ШБ подаємо команду на «підйом», тобто подаємо тиск живлення у порожнину циліндра 1. Під дією тиску каретка 2 з підшипниками 3 піднімається вгору і впливає на барабан. Попри цьому тиск 1 на ложі меншає до нуля. Після

«підйома» ШБ подаємо команду на поворотний привід. Під час поворота ШБ не треться ложе, що знижає силу тертя і, отже, знос та ложе.

Після закінчення повороту ШБ виключаємл тиск живлення ОТ циліндра та барабан під дією власною вагою сідає на ложі й відбувається його фіксація та притиск.

Запропонований привід підйому ШБ допускає внаслідок налаштування тиску точно установлювати силу підйому і, таким чином, виключає можливість прижиму ШБ на ложе, та зменшує тертя при повороті.

3.5. Шпиндельний барабан

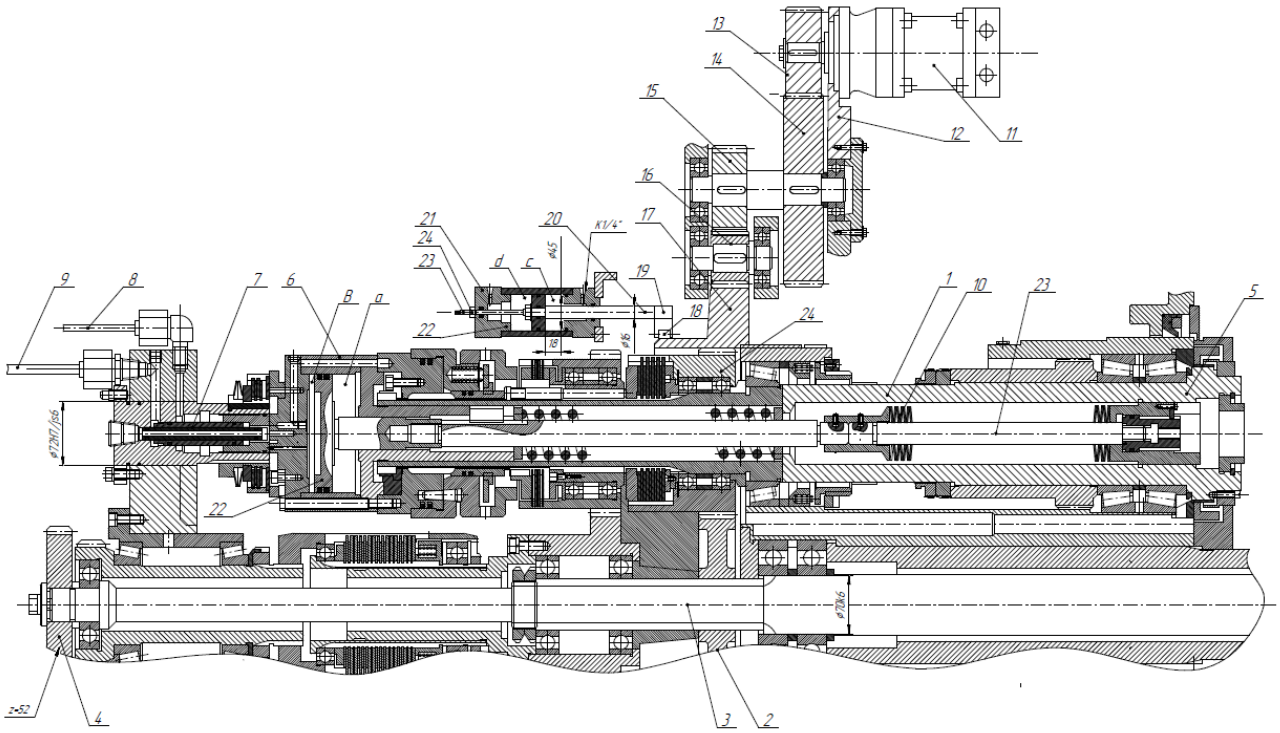


Рис 11. Шпиндельний барабан

Шпиндельний барабан призначений для розміщення в ньому рівномірно по колу 6-ти шпинделів. В шпинделях розміщуються заготовки, затиск яких здійснюється гідроциліндрами.

Шпиндельний барабан (рис 11. Шпиндельний барабан) вкладається ложе в циліндричній розточці якого розміщений циліндричний барабан (див. аркуш

«Механізм фіксації й прижиму»). В барабані по колу рівномірно розміщені шість шпинделів 1. Всі шпинделі 1 приводять в рух від центральної шестерні 2, яка закріплена на центральному валу 3. Центральний вал 3 приводиться в рух від електродвигуна (на рис. електродвигун не показаний) через шестерню 4. Заготовка розміщується в патроні 5, при цьому затиск — розтиск її здійснюється гідроциліндром в, тиск живлення до якого підводиться через центральний золотник 7, до якого тиск живлення підводиться по трубопроводах 8 і 9. Попередній затиск заготовки здійснюється тарілчастою пружиною 10. Затиск заготовки здійснюється при подачі тиску живлення до камери а, циліндра 6. Розтиск заготовки здійснюється при подачі тиску живлення в поршневу камеру. Періодичний поворот ШБ здійснюється від гідромотора 11, який закріплений на кронштейні 12. Шестерня 13, яка закріплена на вихідному валу гідромотора зчіплюється з шестернею 14, на валу якої установлена шестерня 15, яка через паразитну шестерню 16 передає крутний момент на вінцеву шестерню 17, яка закріплена на ШБ. На циліндричні поверхні шестерні 17, рівномірно у два ряди по колу розміщені опори 18, які обмежують кут повороту ШБ.

Поворот ШБ на заданий кут здійснюється внаслідок зчеплення опора 19, який закріплений на штоці 20 гідроциліндр 21. В гідроциліндрі 21, утворюється робочий камер розміщений поршень 22 з хвостовиком 23, на який нагвинчена гайка 24.

Поворот ШБ на заданий кут, наприклад, на 60 градусів здійснюється таким чином. Спочатку здійснюється розфіксація ШБ (дивитися гідросхему) після цього подається тиск живлення на гідромотор 11, вал якого обертається і через шестерні 15, 16 і 17 повертає ШБ до упора, упора 18 в упор 19, Після повороту ШБ на кут 60 градусів подається команда на його фіксацію (див. гідросхему). Після фіксації ШБ тиск живлення підводиться до камери а, циліндра в. При цьому корпус циліндра 6 рухається праворуч і стискаються диски фрикційної муфти М1. В цей час поршень рухається ліворуч зі штоком 23 і здійснюється затиск заготовки. При стисненні дисків муфти М1 оберти від шестерні 4

передається на центральну шестерню 2 і від неї на шестерню 24, яка закріплена на шпинделі 1. Після вмикання шпинделів подається команда на рух супортів, тобто починається розробка заготовки 5-ти шпинделях. Після закінчення обробки шпинделі зупиняються, супорти відводяться у вихідне положення і подається команда на черговий поворот ШБ на крок 60 градусів. Для повороту ШБ на 120 градусів необхідно відкрутити гайку 24, при цьому упор 19 буде переміщуватися праворуч на більшу величину і буде взаємодіяти кут повороту ШБ на 120 градусів. Барабан може повертатися як в одну, так і в іншу сторону для цього необхідно подати тиск живлення в камеру циліндра 21, а камеру з'єднати зі зливом при цьому упор 19 вийде із зони взаємодії з упорами 18, що закріпленні на шестерні 17. При цьому подається тиск живлення на гідромотор 11, і він забезпечує поворот ШБ в ту чи іншу сторону заданого кута.

Висновок:

Запропонований привод повороту і фіксації ШБ забезпечує швидкий поворот інтенсивне гальмування. При цьому забезпечується поворот як на 60 градусів, так і на 120 градусів. А можливість повороту ШБ відрізняється на заданий кут спрощує процес підкладки при постановці ШБ в ложе.

3.6 Гідросхема для одинарної індексації

На рис. 11 показана гідросхема для одинарної індексації ШБ

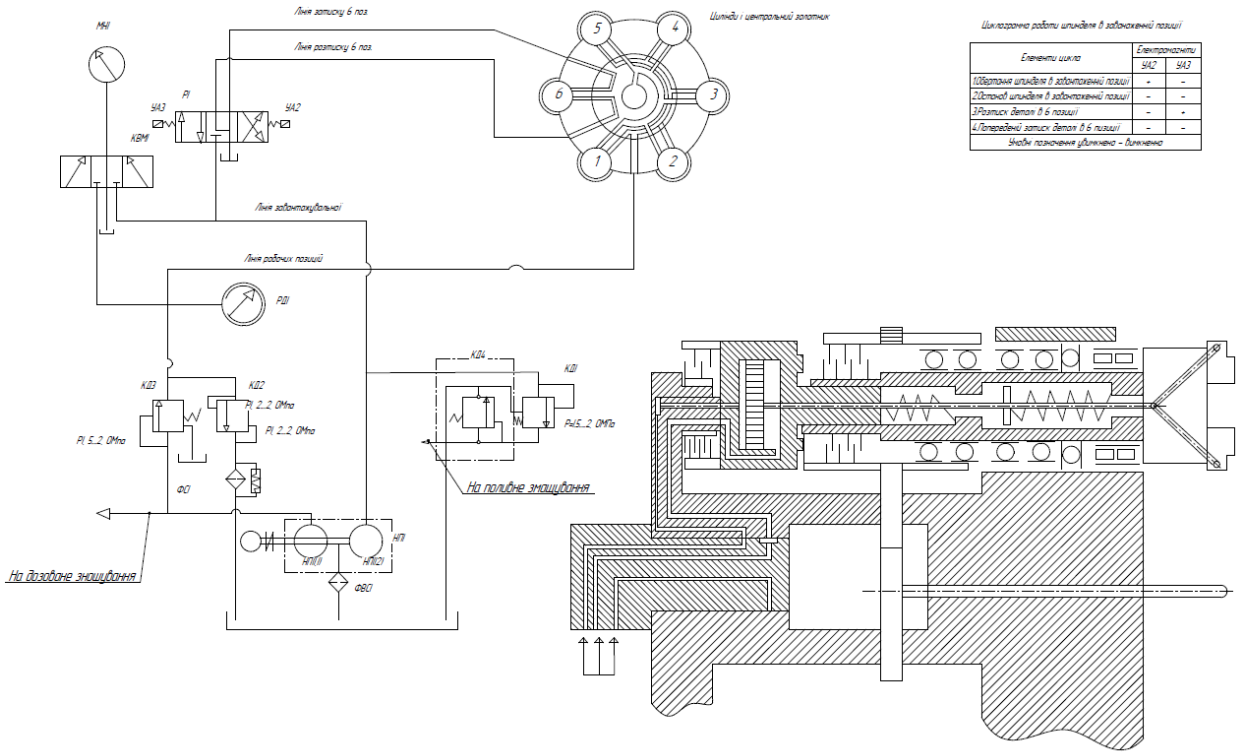


Рис. 12. Гідросхема для одинарної індексації

Гідросхема для одинарної індексації ШБ містить центральний золотник (його схему) 10, до якого підводиться тиск живлення від гідро розподільника R1 по каналах 8 і 9 до циліндра 6-ої позиції. До циліндрів 1, 2, 3, 4 і 5 золотника тиск живлення постійно підводиться по каналу 7. Тиск живлення в каналах 7, 8 і 9 вимірюється манометрами МН1, до якого тиск підводиться від розподільника. КВМ1, тиск в циліндрах 1-6 контролює реле тиску РД1. Величиною тиску в циліндрах 1-6 налаштовується клапанами тиску КД2 І КД3. Живлення гідросистеми забезпечується спареними насосами НП-11 і НП-12. Тиск насоса НП-12 налаштовується клапанами тиску КД1 і КД4.

Принцип дії центрального золотника до циліндрів 1-5 підводиться постійно тиск живлення по каналу 7 при цьому всі заготовки в цих шпинделях затиснуті, а

в циліндрі в заготовка розтиснена. Для затиску заготовки в шпинделі 6 (циліндр 6) необхідно подати напругу на електромагніт УА2, при цьому розподільник Р1 перемикається ліворуч і рідина по каналу 8 поступає в 6-ту позицію золотника на затиск заготовки. Після затиску заготовки в позицію 6 подається команда на поворот ШБ, при цьому шпиндель 1 становиться на місце шпинделя 6, обертання його автоматично зупиняється, а перемикач розподільник Р1 може вилучати оброблену деталь і ставити на обробку заготовку. Тобто в позиції 6 відбувається розтиск обробленої деталі й затиск заготовки.

На рис 11 показано принципову схему затиску — розтиску деталі в затискному патроні.

Схема затиску — розтиску складається з затиску патрона 1, кулачки 2, якого приводяться в радіальний рух поршнем 31, через шток 3. Поршень 31 розміщений в циліндрі 32 з утворенням камери затиску А і розтиску Б. При русі циліндра 32 ліворуч замикаються диски фрикційної муфти 30, чим гальмуються оберти шпинделя. При русі циліндра 32 праворуч замикаються фрикційні диски муфти 35. Таким чином, при подачі тиску живлення в камеру А відбувається гальмування обертів в шпинделі, його затиск і розтиск деталі При подачі тиску живлення, в камеру А відбувається затиск заготовки й автоматичне увімкнення обертів шпинделя муфтою 35.

Рух від центрального вала 4 на обертання шпинделя 8 (патрона 1) передається через шестерні 6,5 і муфту 33.

3.7 Гідросхема повздовжнього супорта.

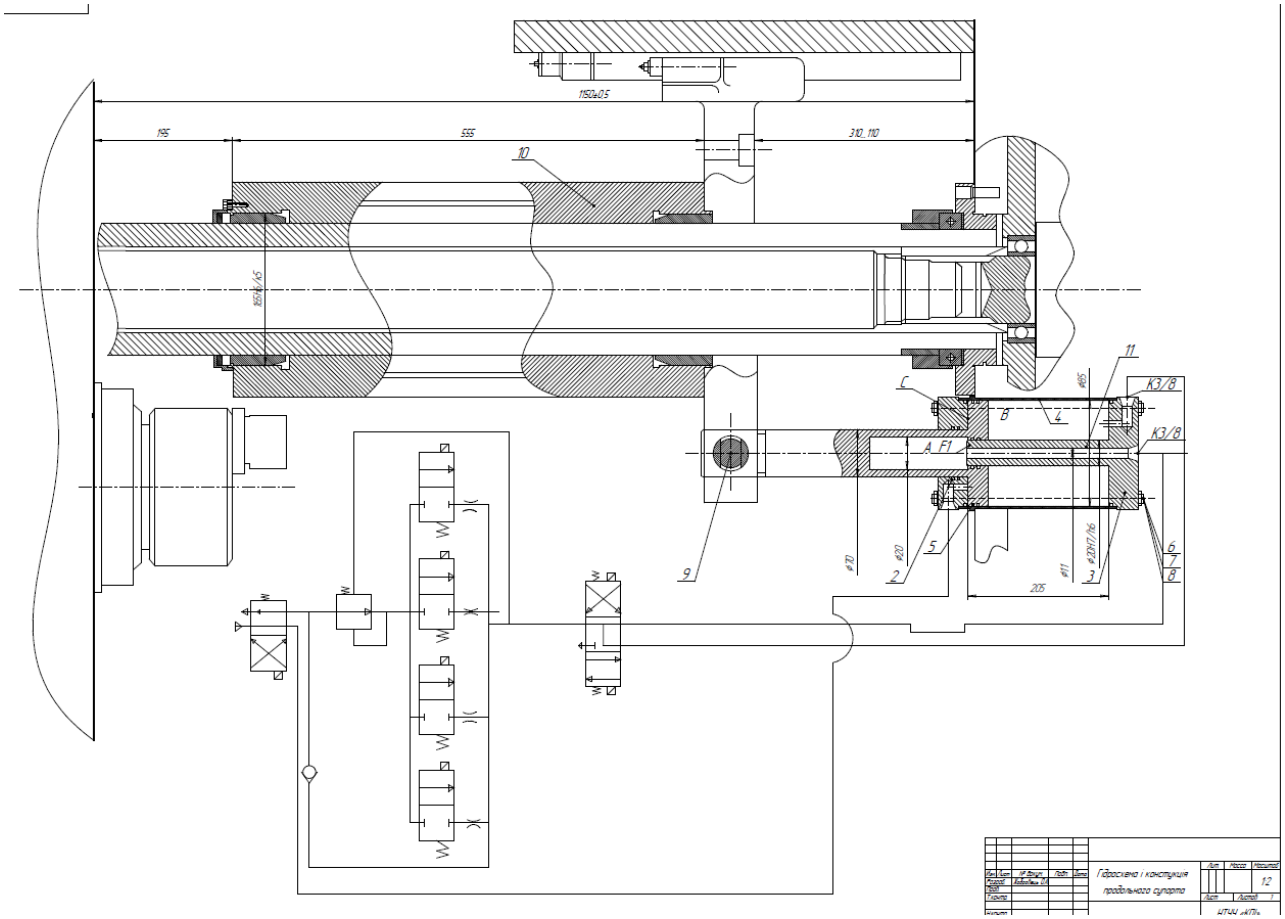


Рис. 13.Гідросхема повздовжнього супорта.

Гідравлічна схема повздовжнього супорта складається із гідроциліндра 4 в розмішується поршень 5 зі штоком 1, шток 1 об'єднується з важелем 9, який закріплено до каретки 10. На каретці 10 закріплюються державки з різальним інструментом. На штоці 1 виконане проточка (камера А), в яку розміщено плунжер 11, і кришка 3. Циліндр 4, плунжер 11, шток 1 та кришки формують робочі камери А і Б циліндра 4 при'єднанні з трубопроводами з вихідними каналами 3-ох позиційного розподільника Р6. Вхідний канал розподільника Р6 підключений до вихідних каналів дроселів в Д1….Д4. Вхідні канали розподільників Р1 … Р4 з'єднанні з вихідним каналом регулятора Рв, вхідний канал якого при'єднанний з вихідним каналом реверсивного розподільника Р5, до його підведовиться тиск живлення Рх.

Правало дії гідросупорта з цифровим керуванням швидкості руху виконує в поадльшому. У вихідному положенні всі розподільники вимкненні (тобто знеструмленні електромагніти ЕМ1…ЕМ7) при всьому тиск живлення прямує від розподільника Р5 в камеру С циліндра 4, а камера у розподільник Р6, та зворотний клапан ЗК і розподільник Р5 по'єднанний з зливом. Під час подачі напруги на електромагніт ЕМ5 і електромагніт ЕМ1 (що відповідає комбінації керуючих сигналів 0001) рідина під тиском Рх через регулятор Р6 прямує в робочі камери А і В циліндра 4. При чому швидкість руку поршня 5(супорта 10) визначають перерізом f1 дроселя Д1. При вмиканні, наприклад, кодової комбінації 0010 (подаємо напругу на електромагніт ЕМ2) вмикається розподільник Р2 і рідина в камери А і В прямує через дросель Д2 з перерізом 2f1. При вмиканні кодової комбінації керуючих сигналів 0011 (одночасно прямує напруга на електромагніти ЕМ1 і ЕМ2) розподільники Р1 і Р2 вмикається разом і рідина від джерела живлення прямує в робочі камери А і Б циліндра 4 в дроселі Д1 і Д2, отже, через сумарну площу$f_1 + 2f = 3f_1$.

Отже таким методом кожній комбінації керуючих сигналів відповідає вмикання розрядних розподільників, від яких рідина через дроселі прямує одночасно в камери А і Б циліндра 4.

Швидкість руху поршня 5 залежить від кодової комбінації керуючих які сигналів визначається за формулою:

$$U_{3,1} = \mu * \sum_{i=1}^{i=n} fi * \sqrt{\frac{2 \triangle \mathrm{P}}{\rho}} | F1 + F2$$

Де fi – ефективна площа перерізу 1-го дроблення, μ – коефіцієнт витрат, ρ – густина рідини:

$\triangle \mathrm{P} = \mathrm{P1} - \mathrm{P2}$; P1 – тиск перед дроселем; P1 – тиск за дроселем;

$F1 + F2$ – відповідно площа плунжера 11 і поршня 5

Переріз ефективних площ розрядних дроселів вибирається по геометричній прогресії:

$$fi = f_1 + 2^{i-1}$$

Загальна кількість швидкостей в цьому об'ємі (коли тиск живлення разом подається в камери А і Б визначається за формулою:

$$N_3 = 2^n - 1$$

Де n – кількість дроселів (розрядних розподільників)

Для цього випадку:

$$N_1 = 2^4 - 1 = 15$$

Отже, маємо 15 швидкостей. При всьому мінімальна швидкість визначається за формулою:

$$U_{3,min} = \mu * \sum_{i=1}^{i=n} fi * \sqrt{\frac{2 \triangle \mathrm{P}}{\rho}} | F1 + F2$$

А максимальна швидкість визначаємл за формулою:

$$U_{3,min} = \mu * f_1 * 2^{i-1} \sqrt{\frac{2 \triangle \mathrm{P}}{\rho}} | F1 + F2 = \mu * f_1 * 15 \sqrt{\frac{2 \triangle \mathrm{P}}{\rho}} | F1 + F2$$

Отже, при вимкненні електромагнітних ЕМ6 і ЕМ7 розподільника забезпечується 15 швидкостей з дискретністю.$U_{3,min}$

Подивимся випадок коли увімкненний розподільник Р5 (подача напруги на електромагніт ЕМ6). При такому вмиканні розподільника Р6 рідина під тиском подається від розрядних розподільників тільки в камеру В. При цьому привод працює аналогічно. Отже, всім комбінація керуючих сигналів, які подаються на електромагніти розрядних розподільників Р1….Р4 належить своя швидкість руху поршня 5 і зв'язаного з ним супорта

Отже, при опрацюванні, наприклад, кодової комбінації 0001 (вмикається тільки розподільник Р1) швидкість руху поршня 5 знайдемо за формулою:

$$U_{2,min} = \mu * fi * \sqrt{\frac{2 \triangle \mathrm{P}}{\rho}} | F2$$

Кодовій комбінації керівних сигналів, наприклад, 0010 належить така швидкість:

$$U_2 = \mu * 2fi * \sqrt{\frac{2 \triangle \mathrm{P}}{\rho}} | F2$$

Кодовій комбінації 1111 належить швидкість поршня 5.

$$U_{2,max} = \mu * f1 * 15 \sqrt{\frac{2 \triangle \mathrm{P}}{\rho}} | F2$$

Таким чином у такому випадку маємо теж 15 різних швидкостей з дискретність

$U_{2,min}$.

При вмиканні електромагніта ЕМ7 розподільника Р6 рідина під тиском прямує тільки в камеру А циліндра 4. В цьому діапазоні теж отримуємо 15 різноманітних швидкостей з дискретністю.

$$U_{1,min} = \mu * f1 * \sqrt{\frac{2 \triangle \mathrm{P}}{\rho}} | F1$$

$$U_{1,max} = \mu * f1 * 15 \sqrt{\frac{2 \triangle \mathrm{P}}{\rho}} | F1$$

Отже маємо, даний гідросупорт який забезпечує 3 діапазони швидкостей руху поршня 5.

Максимальна кількість швидкостей руху поршня 5 (супорта 10) визначимо за формулою:

$$N_{max} = (2^n - 1) * m = (2^4 - 1) * 3 = 45$$

Де m – це кількість діапазонів руху поршня 5.

Запропонований гідросупорт з цифровим керуванням забезпечує швидкий рух супорта та холостий хід, також малу робочу подачу з великим зусиллям.

Розрахунок основних параметрів гідросупорта з цифровим керуванням.

Вихідні дані:

- Діаметр плунжера – d_m= 0.02 м;

- Діаметр поршня – D_n = 85 мм;
- Тиск живлення – Рж = 4 МПа;
- Витрати насоса – Q = 25 л/хв, $\triangle p = 0{,}2$ Мпа;
- Питома вага рідини – γ= 0.8 т/м^3, $f_1 = 0.785 * 10^{-6}$м^2, $\mu = 0.72$;

1. Мінімальне зусилля

$$P_{min} = P_ж * \frac{п * {d_m}^2}{4} = 4 * 10^6 * 0.785 * 0.02^2 = 1256\ (Н)$$

2. Максимальне зусилля

$$P_{max} = P_ж * \frac{п * {D_m}^2}{4} = 4 * 10^6 * 0.785 * 0.085^2 = 22686.5\ (Н)$$

3. Мінімальна швидкість руху супорта

$$U_{3,min} = \mu * f1 * \sqrt{\frac{2 \triangle P}{\rho}} | \frac{п * {D_m}^2}{4}$$

$$= 0.72 * 0.785 * 10^{-6} \sqrt{\frac{2 * 0.2 * 10^6 * 9.81}{0.8 * 10^4}} : 0.785 * 0.085^2$$

$$= 22 * 10^{-5} \left(\frac{м}{с}\right) = 8.22 \frac{мм}{с}$$

4. Максимальна швидкість руху супорта

$$U_{1,max} = \mu * f1 * 15 \sqrt{\frac{2 \triangle P}{\rho}} | \frac{п * {d_m}^2}{4}$$

$$= 0.72 * 0.785 * 10^{-6} * 15 * \sqrt{\frac{2 * 0.2 * 10^6 * 9.81}{0.8 * 10^4}} = 0.58 \left(\frac{м}{с}\right)$$

Таблиця 3.1 Відповідності швидкості руху і величини зусилля комбінаціям керуючих сигналів

№ n\n	E I 4	E M3	E I2	E I1	E M6	E I7	$U_i = \frac{Q_i}{F_k} = \frac{\mu * f_i \sqrt{\frac{2 \triangle P}{\rho}}}{F_k}$	R_k=$P_ж$* F_k
0	0	0	0	0	0	0	0	0

1	0	0	0	1	0	0	U_1	$3R_k$
2	0	0	1	0	0	0	$2U_1$	$3R_k$
3	0	0	1	1	0	0	$3U_1$	$3R_k$
4	0	1	0	0	0	0	$4U_1$	$3R_k$
5	0	1	0	1	0	0		$3R_k$
6	0	1	1	0	0	0	$6U_1$	$3R_k$
7	0	1	1	1	0	0	$7U_1$	$3R_k$
8	1	0	0	0	0	0	$8U_1$	$3R_k$
…	…	…	…	…	…	…	…	…
15	1	1	1	1	0	0	$15U_1$	$3R_k$
16	0	0	0	1	1	0	U_2	$2R_k$
17	0	0	1	0	1	0	$2U_2$	$2R_k$
18	0	0	1	1	1	0	$3U_2$	$2R_k$
19	0	1	0	0	1	0	$4U_2$	$2R_k$
20	0	1	0	1	1	0	$5U_2$	$2R_k$
21	0	1	1	0	1	0	$6U_2$	$2R_k$
22	0	1	1	1	1	0	$7U_2$	$2R_k$
23	1	0	0	0	1	0	$8U_2$	$2R_k$
…	…	…	…	…	…	…	…	…
30	1	1	1	1	1	0	$15U_2$	R_k
31	0	0	0	1	0	1	$2U_3$	R_k
32	0	0	1	0	0	1	$3U_3$	R_k
33	0	0	1	1	0	1	$4U_3$	R_k
34	0	4	0	0	0	1	$5U_3$	R_k
…	…	…	…	…	…	…	…	…
44	1	1	1	0	0	1	$14U_3$	R_k
45	1	1	1	1	0	1	$15U_3$	R_k

З таблиці відповідності параметрів руху вихідного штока опрацьованій кодової комбінації керівних сигналів впливає, що запропонований цифровий привод повздовжнього переміщення каретки забезпечує три діапазони швидкостей з дискретами: U_1,U_2, U_3і кількістю швидкостей в кожному діапазоні по 15. При цьому зусилля подачі каретки зворотно пропорціональній швидкості, тобто чим більша швидкість, тим менше зусилля. Таким приводом забезпечується як велике зусилля, таке швидке переміщення каретки (вихідного штока). Все це дає можливість оптимізувати процес різання (подачі).

РОЗДІЛ IV. РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

4.1 Розрахунок приводу підняття шпиндельного барабана.

Вихідні дані приводу підйому шпиндельного барабана:

- вага шпиндельного барабана $G_б$ = 960 кг = 9600 Н;
- діаметр плунжерного гідроциліндра $D_п$ = 100 мм;
- ККД гідроциліндра $\eta_м$= 0,9.

Визначимо тиск харчування, який необхідний подавати у керуючу порожнину гідроциліндра

$$\frac{\pi D^2}{4 * p_n \eta_м} = Gб$$

Звідси знаходимо:

$$P_n = \frac{4G_б}{\pi D^2 * \eta_м} = \frac{4 * 960}{3.14 * 100^2 * 10^{-2} * 0.9} = \frac{3840}{3.14 * 90} = 13.58 \frac{кг}{см^2}$$

Приймаємо $p_п$ = 14 кг/см^2 і налаштовуємо редукційний клапан, від якого підводиться тиск до циліндра підйому, для цього тиск.

4.2 Розрахунок гідроприводу повздовжнього супорта.

Вихідні дані розрахунку:

- Максимальне навантаження під час різання $P_м$=20000Н;
- Максимальна швидкість каретки при бистрому підведенні $V_м$=0,67 м/с;
- Номінальний тиск живлення Р, =4 Мпа;
- Мінімальна подача Smin=6.3 мм/хв.

1.За заданою максимальною силою різання та по номінальному тиску знаходимо діаметр циліндра:

$$D_ц = \sqrt{\frac{4 * P_м}{\pi * P_н * \eta_м}} = \sqrt{\frac{4 * 20000}{3.14 * 4 * 10^6 * 0.8}}$$

Приймаємо $D_ц$ = 80 мм

2. По заданій максимальній швидкості руху визначимо витрати насосної установки:

$$Q_н = \frac{\pi * d^2 * V_м}{4} = \frac{3.14 * 0.025^2 * 0.67}{0.0003287 \frac{м^3}{с}} = 19.72 \frac{л}{мин}$$

Приймаємо з урахуванням об'ємного ККД:

$Q_н$=21,1л/хв,

Основні параметри насоса типу Г12-32М:

- робочий об'єм – $q_о$ -25 см;
- номінальна подача – $q_н$=21,2 л/хв;
- номінальний тиск – $P_н$-6,3 МПа;
- граничний тиск - Pmax = 7 МПа;
- нормальна частота обертання – п=960 об/хв;
- номінальна потужність – $N_{ном}$ =2,8 кВт;
- ККД об'ємний — η -0,88;
- повний ККД - η = 0,78;
- ресурс роботи - 10000 годин;
- маса – $P_{нас}$=8,2 кг.

3.Для регулювання робочих подач раніше вибираємо регулятор потоку типу МПГ55-22.

Основні параметри регулятора витрати МПГ55-22:

$D_у$=10 мм;

- Максимальна витрата – $Q_{дм}$=25 л/хв;
- Мінімальна витрата - Qmin=0,04 л/хв;
- Номінальний тиск – $P_н$ = 20 МПа;
- Перепад тиску на дроселі – $\triangle p_д$-0,2 МПа;
- Витрата олії через закритий дросель ≤ 30 $см^3$/хв;
- Маса - 4,6 кг.

4.Визначимо мінімальну робочу подачу супорта:

$$S_{min} = \frac{4Q_{min}}{\pi * D_{ц}^2} = \frac{4 * 0.04 * 1000}{3.14 * 9^2} = 0.629 \frac{см}{мин} = 6.29 \frac{мм}{мин}$$

5. Визначимо максимальну робочу подачу супорта:

$$S_{max} = \frac{4Q_{max}}{\pi * D_{ц}^2} = \frac{4 * 21.2 * 1000}{3.14 * 9^2} = 331.839 \frac{см}{мин} = 3318.39 \frac{мм}{мин}$$

6. Визначимо діапазон регулювання гідросупорта:

$$D_р = \frac{S_{max}}{S_{min}} = \frac{3318.39}{6.29} = 527.56$$

7. Визначимо швидкість повернення гідросупорта:

$$V_{обр} = \frac{4Q_н}{\pi * (D_{ц}^2 - D_{п}^2)} = \frac{4 * 21.2 * 1000}{3.14 * (8^2 - 7^2)} = 1791.9 \frac{см}{мин} = 298.65 \frac{мм}{с}$$

8. Збільшимо швидкість повернення, необхідно зменшити діаметр $D_п$:

Приймемо $D_п$ = 75 мм, тоді

$$V_{обр} = \frac{4Q_н}{\pi * (D_{ц}^2 - D_{п}^2)} = \frac{4 * 21.2 * 1000}{3.14 * (8^2 - 7.5^2)} = 3468.25 \frac{см}{мин} = 578 \frac{мм}{с}$$

$$V_{обр} = 578 \frac{мм}{с}$$

4.3 Розрахунок моментів опору шпиндельного барабана.

По заданому часу повороту шпиндельного барабана визначимо кут прискорення:

$$\varepsilon_б = \frac{\pi * 60°}{180 * t^2}$$

Де t = 2.5 с – час повороту шпиндельного барабана на 60°

$$\varepsilon'_б = \frac{3.14 * 60}{180 * 2.5^2} = 0.16745 \ (с^{-2})$$

Визначимо кутову швидкість повороту шпиндельного барабана:

$$\omega_б = \frac{\pi * 60°}{180 * t} = \frac{3.14 * 60}{180 * 2.5} = 0.4186 \ (с^{-1})$$

Визначимо момент необхідний для повороту шпиндельного барабана:

1. При одинарній індексації (поворот шпиндельного барабана на)60°

$$M'_б = M_{тр} + I\varepsilon'_б$$

2. При подвійній індексації (поворот на - 120°)

$$M''_б = M_{тр} + I\varepsilon''_б$$

Визначимо моменти тертя та інерції ШБ

$$M_{тр} = (A * R_б + B)\mu_m = (9633 * 0.3 + 1920 * 0.065) * 0.1 = 301(H * м)$$

$$\approx 31(кг * м)$$

A = 9633 Н

B = 1920.4 Н

$\mu_m = 0.1$- коефіцієнт тертя скольжіння ШБ

$R_б$ = 0.3 м – радіус барабана в місце підйому (під башмаком)

r = 0.065 м – радіус передньої опори ШБ

Реакції в опорах визначаються по залежностях:

$$A = G_{me} * \left(1 - \frac{l_e}{L}\right) + G_{mo} * \left(1 - \frac{l_0}{L}\right) + G_{mб} * \left(1 - \frac{l_б}{L}\right) + G_{mmш} *$$

$$\left(1 - \frac{l_{mш}}{L}\right) + G_{mш} * \left(1 - \frac{l_ш}{L}\right) + G_д + G_{mпр} * \left(1 - \frac{l_{пр}}{L}\right) + G_{mn} * \left(1 - \frac{l_n}{L}\right) +$$

$$G_{mф} * \left(1 - \frac{l_ф}{L}\right) + G_{mp} * \left(1 - \frac{l_s}{L}\right) + G_{mmp} * \left(1 - \frac{l_{mp}}{L}\right) + G_{mд} * \left(1 - \frac{l_д}{L}\right) + G_{my}$$

$$* \left(1 - \frac{l_y}{L}\right) = 1795\left(1 - \frac{1.161}{1.757}\right) + 1204\left(1 - \frac{0.95}{1.757}\right) + 3496\ \left(1 - \frac{0.335}{1.757}\right)$$

$$+1797\left(1 - \frac{0.008}{1.757}\right) + 501\left(1 - \frac{0.048}{1.757}\right) + 978 + 761\left(1 - \frac{0.9}{1.757}\right)$$

$$+59\left(1 - \frac{0.154}{1.757}\right) + 288\left(1 - \frac{0.17}{1.757}\right) + 33\left(1 - \frac{0.228}{1.757}\right) + 116\left(1 - \frac{0.442}{1.757}\right)$$

$$+ 399\left(1 - \frac{0.369}{1.757}\right) + 166\left(1 - \frac{0.694}{1.757}\right) = 9633\ (H)$$

$$B = G_{mc} * \frac{l_c}{L} + G_{mo} * \frac{l_o}{L} + G_б * \frac{l_б}{L} + G_{mшп} * \frac{l_{шп}}{L} + G_{mш} * \frac{l_ш}{L} - G_{mпр} * \frac{l_{пр}}{L} - G_{mn} * \frac{l_n}{L}$$

$$-G_{mф} * \frac{l_ф}{L} - G_{mв} * \frac{l_в}{L} - G_{mmp} * \frac{l_{mp}}{L} - G_{mдm} * \frac{l_{дm}}{L} - G_{my} * \frac{l_y}{L} = 1795\frac{1.161}{1.757} +$$

$$+1204\frac{0.95}{1.757}+3496\ \frac{0.335}{1.757}+1797\frac{0.008}{1.757}+501\frac{0.048}{1.757}-761\frac{0.9}{1.757}$$

$$59\frac{0.154}{1.757}-288\frac{0.17}{1.757}-33\frac{0.228}{1.757}-116\frac{0.442}{1.757}-399\frac{0.369}{1.757}-166\frac{0.694}{1.757}$$

$$=1920(H)$$

a) Вага поздовжнього супорта оснастки:

$$G_{mc}=9.8(95+42+46)=1795(H)$$

b) Вага центральної осі:

$$G_{mo}=\frac{\pi*\gamma(D_0^2-d_0^2)}{4}L_0=3.14*7.6492*10^3\left(\frac{0.14^2-0.088^2}{4}\right)*1.651$$

$$=1204(H)$$

γ – питома вага стальних деталей;

D_0 = 0.141м – зовнішній діаметр;

d_0 = внутрішній діаметр;

L_0 = 1.651м – довжина;

c) Вага шпиндельного барабана

$$G_{\text{тб}}=\frac{\pi}{4}*\gamma\left[\left(D_{\text{б}}^2-D_0^2-\gamma'^{D_{\text{шт}}^2}\right)L_{\text{б}}-\left(D_{\text{б}}^2-D_{\text{вт}}^2\right)L_{\text{в}}\right]=\frac{3.14}{4}*7.25269*10^4$$

$$*\left[(0.62^2-0.141^2-6*0.17^2)0.53-(0.62^2-0.39^2)0.72\right]=3496\ (\text{Н})$$

$D_{\text{б}}$ = 0.62м – зовнішній діаметр шпиндельного барабана;

$D_{\text{шт}}$ = 0.17м – зовнішній діаметр шпинделя;

γ = 6 – кількість шпинделів;

$L_{\text{б}}$ = 0.530м – довжина барабана;

$D_{\text{вт}}$ = 0.39м – внутрішній діаметр виточки;

$L_{\text{вт}}$ = 0.172м – ширина виточки;

d) Вага шпинделя

$$G_{m\text{шп}}=\frac{\pi}{4}*\gamma(D_{\text{шт}}^2-d_3^2)L_{\text{шп}}=\frac{3.14}{4}*7.6492*10^4-\left(0.17^2\ -0.065^2\ \right)1.185$$

$$=1757(H)$$

$d_{\text{з}}$= 0.065м – діаметр заготовки

$L_{шп}$ =1.185 – довжина шпинделя

e) Вага складових частин зажиму заготовки, для пів автомата (пруток для автомата)

$$G = \pi\frac{\gamma}{4} * d_{пр}^2 * L_{пр} = 3.14\frac{7.6492}{4}10^4 * 0.065^2 * 3 = 761(Н)$$

$L_{пр}$=3 м = довжина складових частин зажима заготовки

f) Вага шестерні барабана

$$G = \pi\frac{\gamma}{4}(D_ш^2 - d_ш^2)L_ш = 3.14\frac{7.6492}{4} * 10^4(0.065^2 - 0.521^2)0.045 = 501(Н)$$

g) Вага вилки муфти зажиму

$$G_{mn} = \gamma_r\left[\frac{d+b}{2}h * L_k + \frac{\pi}{4}(D_n^2 - d_n^2 * L_n) + \frac{\pi(D_в^2 - d_в^2)}{16} * L_в + \frac{\pi(d_в^2 - d_в^2)}{16} * L_в - \frac{\pi d^2 h}{4}L * k\right]$$

$$= 7.2569 * 10^4\left[\frac{0.075+0.14}{2}0.045 * 0.065 + 3.14(\frac{0.06^2 - 0.035^2}{4} * 0.105 + 3.14 * \left(\frac{(0.107^2 - 0.097^2)}{16}\right)0.032 + {}^{3.14(0.097^2 - 0.081^2)}/_{16} * 0.016 - \frac{3.14 * 0.035^2 * 0.065}{4}\right] = 59(H)$$

$y_г$ = 7.2569*10^4 (Н/м^3) — питомавага чавуна;

а=0.075м, в=0,140 м, h=0.045м;

L_k = 0.065м – довжина корпуса вилки;

$D_п$= 0.06м – зовнішній діаметр повзуна;

$d_п$ =0.035м – внутрішній діаметр повзуна;

$L_п$ =0.105 – довжина повзуна;

$D_в$ =0.107 – зовнішній діаметр вилки;

$d_в$=0.081м – внутрішній діаметр вилки;

$d_{во}$ =0.097м – проміжний діаметр вилки;

$L_в$ =0.032м – товщина вилки.

h) Вага валика вилки

$$G = \frac{\pi}{4} * \gamma * d_u^2 * L_в = \frac{3.14}{4} 7.2569 * 10^4 * 0.035^2 * 0.455 = 33 \text{ Н}$$

$L_в$ =0.455м – довжина вилки

i) Вага диска підйома барабана

$$G_{тд} = \frac{\pi}{4} * \gamma \left(D_д^2 - d_д^2\right) L_д = \frac{3.14}{4} 7.2569 * 10^4 (0.6^2 - 0.15^2) * 0.05 = 978 \text{ Н}$$

$D_д$ =0.6м – зовнішній діаметр диска;

$d_в$ =0.13 – внутрішній діаметр диска;

$L_д$ =0.05м – товщина диска;

j) Вага фланця диска підйома барабана

$$G_{тф} = \frac{\pi}{4} * \gamma \left(D_ф^2 - d_ф^2\right) L_ф = \frac{3.14}{4} 7.2569 * 10^4 (0.09^2 - 0.16^2) * 0.289 = 288 \text{ Н}$$

$D_ф$ =0.9м – зовнішній діаметр фланця;

$d_ф$ =0.16 – внутрішній діаметр фланця;

$L_ф$ =0.289м – товщина фланця;

k) Вага центральної труби

$$G = \frac{\pi}{4} * \gamma \left(D_{тр}^2 - d_{тр}^2\right) L_{тр} = \frac{3.14}{4} 7.2569 * 10^4 (0.09^2 - 0.071^2) * 0.63 = 116 \text{ Н}$$

$D_{тр}$ =0.9м – зовнішній діаметр фланця;

$d_{тр}$ =0.071 – внутрішній діаметр фланця;

$L_{тр}$ =0.63м – товщина фланця;

l) Вага диску падаючої труби

$$G = \frac{\pi}{4} * \gamma^2 \left[(D_{cm}^2 - d_{cm}^2) L_{cm} + \left(D_{дп}^2 - d_{cm}^2\right) L_{дп} + j\left(D_{бшп}^2 - d_б^2\right) L_{cm} - j * D_{шп} * L_{дп}\right]$$

$$= \frac{3.14}{4} 7.2569 \quad * 10^4 [(0.145^2 - 0.09^2) * 0.11 + (0.59^2 - 0.145^2) 0.024 +]$$

$$+6(0.064^2 - 0.035^2) * 0.11 - 6 * 0.17^2 * 0.024] = 399(H)$$

Де D_{cm}= 0.445м – зовнішній діаметр ступиці

d_{cm}= 0.09м – внутрішній діаметр ступиці;

$L_{ст}$= 0.11м – довжина ступиці;

$D_{дл}$= 0.59м – зовнішній діаметр диска;

$L_{дп}$= 0.024м – товщина диска;

$d_{бш}$= 0.035м – внутрішній діаметр бобишок;

m) Вага упору й фланця

$$G_{my} = \frac{\pi}{4}\gamma \left[\left(D_{фу}^2 - d_{фу}^2\right)L_{фу} + \left(D_y^2 - d_{фу}^2\right)L_y\right]$$

$$= \frac{3.14}{4} * 7.2569 * 10^4[(0.155^2 - 0.09^2) *$$

$$* 0.127 + (0.218^2 - 0.155^2)0.038] = 166(H)$$

$L_у$= 0.038м – довжина упора;

$D_{фу}$=0.155м – зовнішній діаметр фланця упора;

$D_{фу}$= 0.09м – внутрішній діаметр фланця упора;

$L_{фу}$= 0.127м – загальна довжина фланця;

$D_у$= 0.218м – зовнішній діаметр упора;

L = a+L_0-b = 0.124+1.651-0.018=1.757м – довжина між опорами

n) Довжина від опори А до центра тяжості:

1) Подовжній супорт

$$l_c = \frac{L_д}{2} + L_ш + L_б + \frac{L_0 - L_б}{2} = \frac{0.05}{2} + 0.045 - 0.53 + \frac{1.651 - 0.53}{2} = 1.161(м)$$

2) Головної осі

$$l_o = a + \frac{L_o}{2} = 0.124 + \frac{1.651}{2} = 0.95(м)$$

3) Барабана

$$l_б = \frac{4{L_д}^2 - L_б}{2} + l_ш = \frac{0.05 + 0.53}{2} + 0.045 = 0.335(м)$$

4) Шпинделя

$$l_{шп} = \frac{L_б}{2} + l_ш + l_б - \frac{L_{шт}}{2} = \frac{0.05}{2} + 0.045 + 0.53 - \frac{1.181}{2} = 0.08(м)$$

5) Шестерня барабана

$$L_ш = \frac{L_д - l_ш}{2} = \frac{0.05 + 0.045}{2} = 0.048(м)$$

6) Прутка

$$l_{пр} = \frac{L_{пр}}{2} - \frac{L_д}{2} - L_ш - L_8 = \frac{3}{2} - \frac{0.05}{2} - 0.045 - 0.53 = 0.9(м)$$

7) Вилка муфти зажима

$$l_п = 0.154(м)$$

8) Валика вилки зажима

$$l_в = \frac{L_в}{2} = \frac{0.455}{2} = 0.228(м)$$

9) Диск підйому барабана

$$l_в = 0$$

10) Фланець диска підйома барабана

$$L_ф = \frac{L_{ср} + L_д}{2} = \frac{0.289 + 0.05}{2} = 0.17(м)$$

11) Центральна труба

$$l_{тр} = c + \frac{L_{тр}}{2} = 0.127 + \frac{0.63}{2} = 0.442(м)$$

12) Диск падаючої труби

$$l_{дт} = \frac{l_д}{2} + L_{ср} + \frac{L_{ср}}{2} = \frac{0.05}{2} + 0.28 + \frac{0.11}{2} = 0.369(м)$$

13) Упору і фланця

$$l_у = l + L_{тр} - \frac{l_{фр}}{2} = 0.127 + 0.63 - \frac{0.127}{2} = 0.694(м)$$

Визначення крутних моментів, необхідних для повороту шпиндельного барабана, з одинарною (поворот на 60 градусів) індексація та подвійною індексацією (поворот на 120 градусів).

- Для одинарної індексації

$$M'_б = M_{тр} + Iε'_б = 301 + 147.874 * 0.16746 = 325.263(Н * m)$$

- Для подвійної індексації

$$ε''_б = ε'_б * r = 0.16746 * 1.594 = 0.267(с^{-1})$$

$$M''_б = M_{тр} + Iε''_б = 301 + 147.874 * 0.267 = 340.482(Н * м)$$

4.4 Розрахунок зубчастого зачеплення приводу повороту ШБ

- Вибираємо матеріал шестерні – 40Х
- Термічна обробка — контурне загартування при нагріванні ТВ4.
- Твердість зубів та поверхні шестерні HRC 50-53, серцевини HRC - 24.
- Твердість поверхні при такій термообробці відповідає в'язка серцевина зубів, що забезпечує високу витривалість при згинанні зубчастого колеса.
- Зубчасте колесо (вінцева шестерня) ШБ виготовлена зі сталі 45 НВ 180...229.
- Термообробка – нормалізація [8,]. = 183 Ступінь точності зачеплення - 6.
- Вид поєднання А ГОСТ 1643-72.

4.5 Розрахунок зубів прямозубого колеса на вигин

При роботі передач через деформацію зубчастих колій і валів, опор і корпусів і через неминучі похибки й виготовлення і монтажу в зачепленні виникають додаткові динамічні навантаження. Тому до розрахунку вводять не номінальне, а розрахункове навантаження $P_р$=РК, де

Р — номінальне навантаження,

К – коефіцієнт навантаження

$$P_р = 948.8 * 1.5 = 1424.7 \text{ Н}$$

Приймаємо навантаження знаходимо виходячи з крутного моменту:

Р = 949.8 Н

У процесі зачеплення точка застосування сил взаємодії між зубами переміщається по робочій частині профілю. Приймаємо, що сили тертя на зубах малі. Тоді силу взаємодії (див. рис.) спрямованої нормально до профілів, тобто по лінії зачеплення, що стосується основного кола $d_в$. З рівняння моментів сил визначаємо нормальну питому силу:

$g_n d_в = g d_\omega \rightarrow$

$\rightarrow d_в = d_\omega cosa * w$ то

$$g_n = \frac{g}{cosa * w}$$

Де g - розрахункова окружна сила, віднесена до одиниці ширини вінця g = KP/B

P — повна окружна сили на початковому циліндрі;

B - ширина вінця шестерні B = 40 мм;

K — коефіцієнт нагріву, що враховує шкідливі додаткові навантаження, що відповідають роботі передач

$$g = \frac{1.5 * 94.98}{4} = 35.6(\frac{кгс}{см})$$

$$g_n = \frac{35.6 * 330}{316} = 37.18(\frac{кгс}{см})$$

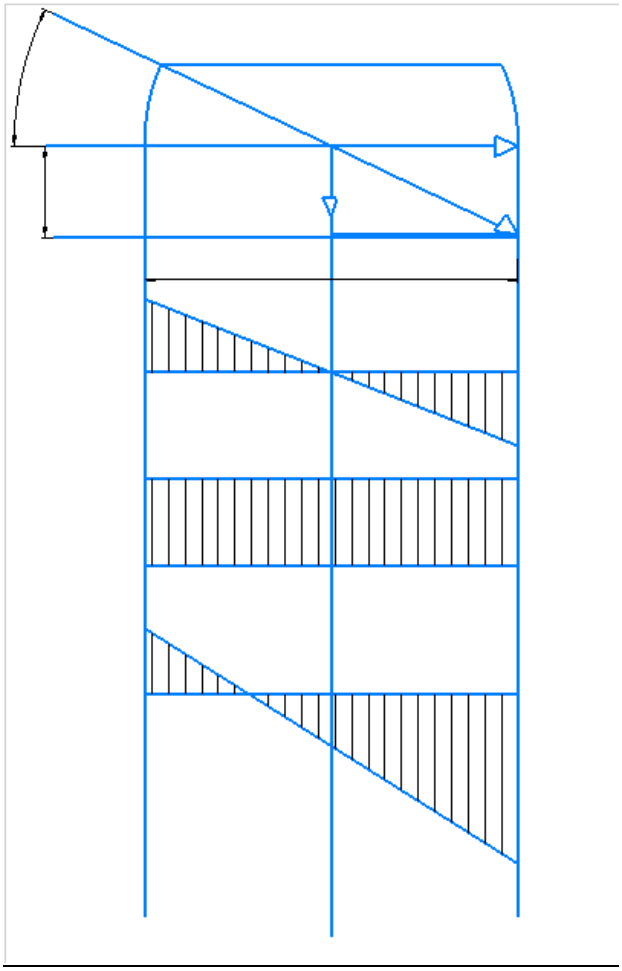


Рис 14

Довжина сили взаємодії зубів у передачах парного зачеплення при передачі постійного крутного моменту залишається постійною. Розберемо спочатку розрахунковий випадок, коли сила прикладена до вершини зуба та плече при цьому найбільше. Для зручності розрахунку силу перенесемо вздовж лінії дії до осі зуба та поділимо на дві складові: згинає зуб (g_n, * cosa') і знімає (g_n * sina'), де a' — кут у вершини зуба.

За розрахункову схему приймаємо консольну балку. Небезпека перетин розташовано біля кореня зуба в зоні найбільшої концентрації напруги, т.к. втомні тріщини та руйнування починаються на розтягнутому боці зубів, тому там же перевіряють і міцність. Номінальну напругу в небезпечному перерізі знаходимо за формулою:

$$\delta_{\text{ном}} = \frac{g_n * cosa' * h_p}{W} - \frac{g_n * sina'}{F}$$

$W = \frac{S_1^2}{6}$ – момент спротиву на вигин небезпечного перетину

S_1 – товщина зуба в небезпечного перетину

F – площа небезпечного перетину

h_p – розрахункове плече доклади сили

F = 1.1 * 4 = 4.4

W = 11^2\6 = 20.17

Діаметр початкового кола d_w = 305 мм

Число зубів Z = 61;

Модуль m_n = 5 мм.

4.6 Розрахунок зубів циліндричного прямозубого колеса на контактну міцність

Розрахунок сходиться з умовами, по якому контактні зусилля зубів не повинні перевищувати допустимі. В якості вихідний приймають формулу Герца для найбільших контактних напруг $\delta_{\text{н}} = (\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2})$

$$\delta_{\text{н}} = \sqrt{\frac{\text{E}}{2\pi(1-\gamma^2)} * \frac{g_{\text{пр}}}{S_{\text{пр}}}} \leq [\delta_{\text{н}}]\text{H}$$

$g_{\text{п}}$= номінальна поверхня навантаження на 1 см (кгс/см);

$\text{E} = \frac{2\text{E}_1 * \text{E}_2}{\text{E}_1 + \text{E}_2}$ – приведений модуль пружності

$\text{E} = 2.15 * 10^6(\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2})$

γ – коефіцієнт поперечного стиснення

$g_{\text{пр}}$ – наведений радіус кривизни

$\frac{1}{g_{\text{пр}}} = \frac{1}{g_1} + \frac{1}{g_2}$; $g_1 = \frac{d_{\omega 1} * sina'}{g_1}$ – радіус кривизни профіля зубів колеса

$$g_2 = \frac{d_{\omega 2} * sina'}{2} - \text{великого колеса}$$

Підставляючи формулу для $\delta_{\text{н}}$ значення$g_{\text{пр}}$

$g_{\text{пр}}$E після перетворення отримуємо розрахунок залежностей:

$$\delta_{\text{н}} = Z_H * Z_M * Z_\varepsilon * \sqrt{\frac{g}{d_1}}$$

де $Z_H = \sqrt{\frac{2}{sin2a'}}$ – коефіцієнт, враховуючи форму дотичних поворхні. при a'=20°, Z_H = 1.77

$Z_M = \sqrt{\frac{E}{\pi(1-\gamma)}}$ – коефіцієнт, враховуючи механічні властивості матеріалів колес.

Для металевих колес Z_m= 866(кгс/см^2)

$\text{Z}_\text{п}$* Z_M для металевих колес при a'=20°

$\text{Z}_\text{п}$* Z_M= 1.77*866 = 1532.82 (кгс/см^2)

4.7 Розрахунок приводу повороту шпиндельного барабана

Розрахункова схема

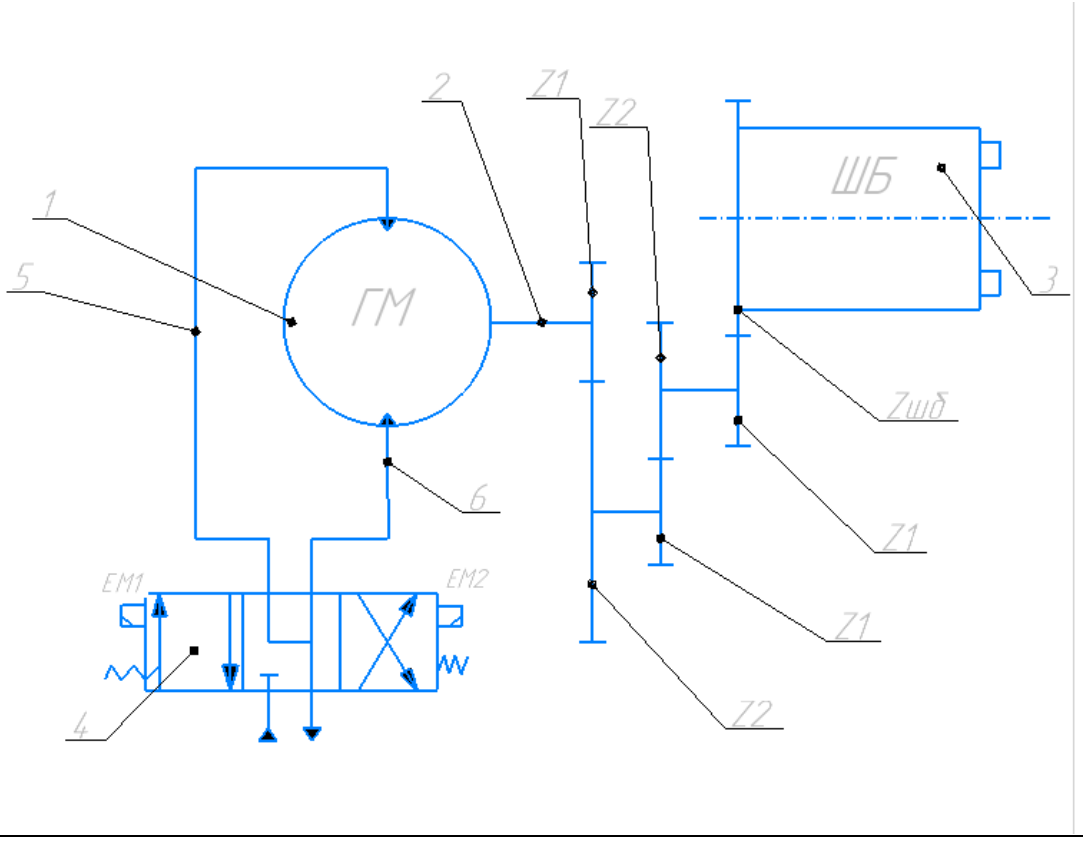


Рис 15. Розрахункова схема повороту шпиндельного барабана.

Схема складається з гідромотора (ГМ) 1, вихідний вал 2 якого сполучений з шестернею Z1, яка через ланцюг Z1→ Z2 → Z1→Z2→Z1, зчеплена з вінцевою шестернею Zшб, яка закріплена на шпиндельному барабані 3. Тиск живлення до гідромотора 1 підводиться до трипозиційного, чотирилінійного розподільника 4 з двостороннім електричним керуванням.

Правило дії приводу повороту ШБ полягає в наступному. У вихідному положенні електромагніти ЕМ1 і ЕМ2 знеструмлені, при цьому шпиндельний барабан зафіксований (фіксуючий механізм на схемі не показаний), а робочі камери гідромотора 1 з'єднанні через розподільник 4 зі зливним каналом Р3. Для повороту шпиндельного барабана 3 на заданий кут спочатку подається команда на розфіксування ШБ 3. Після цього подається напруга на електромагніт ЕМ1

розподільника 4, який перемикається праворуч і тиск живлення поступає в канал 5, а канал з'єднується зі зливом Р3. При цьому ШБ повертається на заданий кут. Кут повороту ЩБ при подвійній індексації = 120 градусів, а при одинарній = 60 градусів.

Для визначення кількості обертів вихідного вала 2 гідромотора 1 при повороті ШБ на 120 градусів.

1. Складаємо розрахункові переміщення

$n_{об,гм} \rightarrow n_{об,шб}$

2. Складаємо рівняння кінематичного балансу

$$n_{об.гм} * \frac{Z1}{Z2} * \frac{Z3}{Z2} * \frac{Z1}{Z_{шб}} = n_{об.шб}$$

Звідси отримуємо

$$n_{об.гм} = \frac{Z^2{}_2 * Z_{шб}}{Z_1^3} * n_{об.шб}$$

При $n_{об.шб} = \frac{1}{3} об. \left(\frac{120°}{360°}\right); Z2 = 3 * Z1 = 54; Z_{шб} = 108$

Підставляючи отримані значення, отримуємо:

$$n_{об.гм} = \frac{Z^2{}_2 * Z_{шб}}{Z_1^3} * n_{об.шб} = \frac{(3 * Z1)^2 * 108}{18^3} * \frac{1}{3} = \frac{9 * 18^2}{18^3} * 108 * \frac{1}{3} = 18(об)$$

При одинарній індексації гідромотор мусить зробити 18:2=9 обертів, при цьому ШБ повертається на 60 градусів. Після повороту ШБ на заданий кут знеструмлюється ЕМ1, при цьому розподільник 4 перемикається ліворуч і робочі камери гідромотора 1 з'єднуються через розподільник 4 зі зливом Р3, після цього подається команда на фіксацію ШБ і подається команда на обробку деталі.

Для забезпечення оптимального закону щодо швидко дії необхідно, щоб час розгону = часу гальмування, а весь період повороту ШБ дорівнював сумарному часу повороту і гальмування, тобто щоб не було сталої швидкості повороту. При цьому графік повороту ШБ має вигляд.

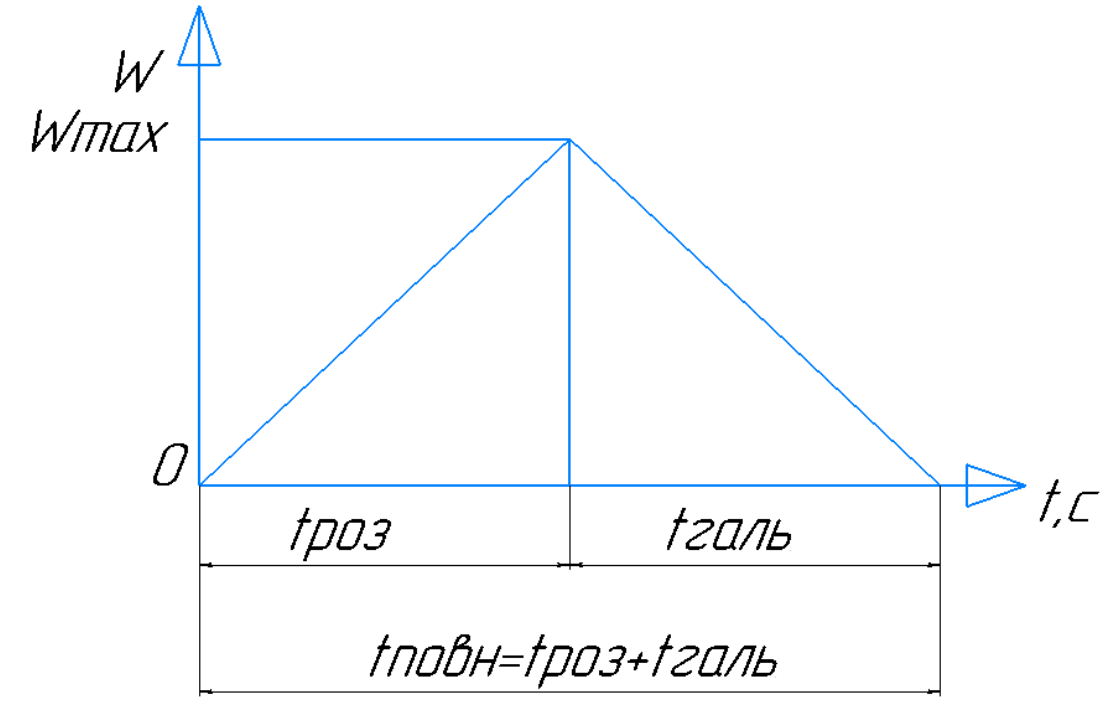


Рис 15. Графік гальмування ШБ

З приведеного графіка випливає, що середня швидкість повороту рівна: $w_{\text{сер}} = \frac{wmax}{2}$

1. Визначаємо частоту обертання вихідного валу 2 ГМ

$$n_{\text{сер}} = \frac{n_{\text{об.гм}} * 60}{t} = \frac{18 * 60}{2.8} = 385.714 \text{ об/хв}$$

2. Визначаємо максимальну частоту обертання, вихідного вала ГМ2

$$n_{max} = 2 * n_{\text{сер}} = 2 * 385.714 = 771.42(\frac{\text{об}}{\text{хв}})$$

3. Визначаємо крутний момент на валу ГМ

$$\text{М}_{\text{гм}} = \frac{\text{М}_{\text{Б}} * Z_1^3}{Z_2^2 * Z_{\text{шб}}} = \frac{\text{М}_{\text{Б}} * Z_1^3}{(3Z_1)^2 * Z_{\text{шб}}} = \frac{695.82 * 18}{9 * 108} = 12.88 \text{ (Н} * \text{м)}$$

Мгм= 12.88 (Н*м)

4. Визначаємо потужність ГМ

$$N_{\text{гм}} = \frac{\text{М}_{\text{гм}} * \omega}{\eta_{\text{м}}} = \frac{\text{М}_{\text{гм}} * 2\pi * n_{max}}{\eta_{\text{м}} * 60} = \frac{12.88 * 2 * 3.14 * 771.42}{60 * 0.85} = 1223.49(\text{вт})$$

Nгм = 1.23 Квт

5. По отриманих значеннях потужності крутному моменту і частоті вибираємо гідромотор:

Г18-22 з параметрами

- Максимальна частота – 2000 об/хв;
- Максимальна витрата рідини 40 л/хв;
- Крутний момент – 10.8 Н*м;
- Максимальна потужність 2.2 кВт;
- Маса – 16 кг.

Висновок:

1. Розроблена принципова схема приводу повороту і фіксації шпиндельного барабана
2. Розроблена оригінальна конструкція приводу повороту і фіксації ШБ
3. Розроблена принципова гідросхема і конструкція повздовжного супорта
4. Розроблений алгоритм і математична модель розрахунку приводу поворота ШБ і гідравлічного продольного супорта

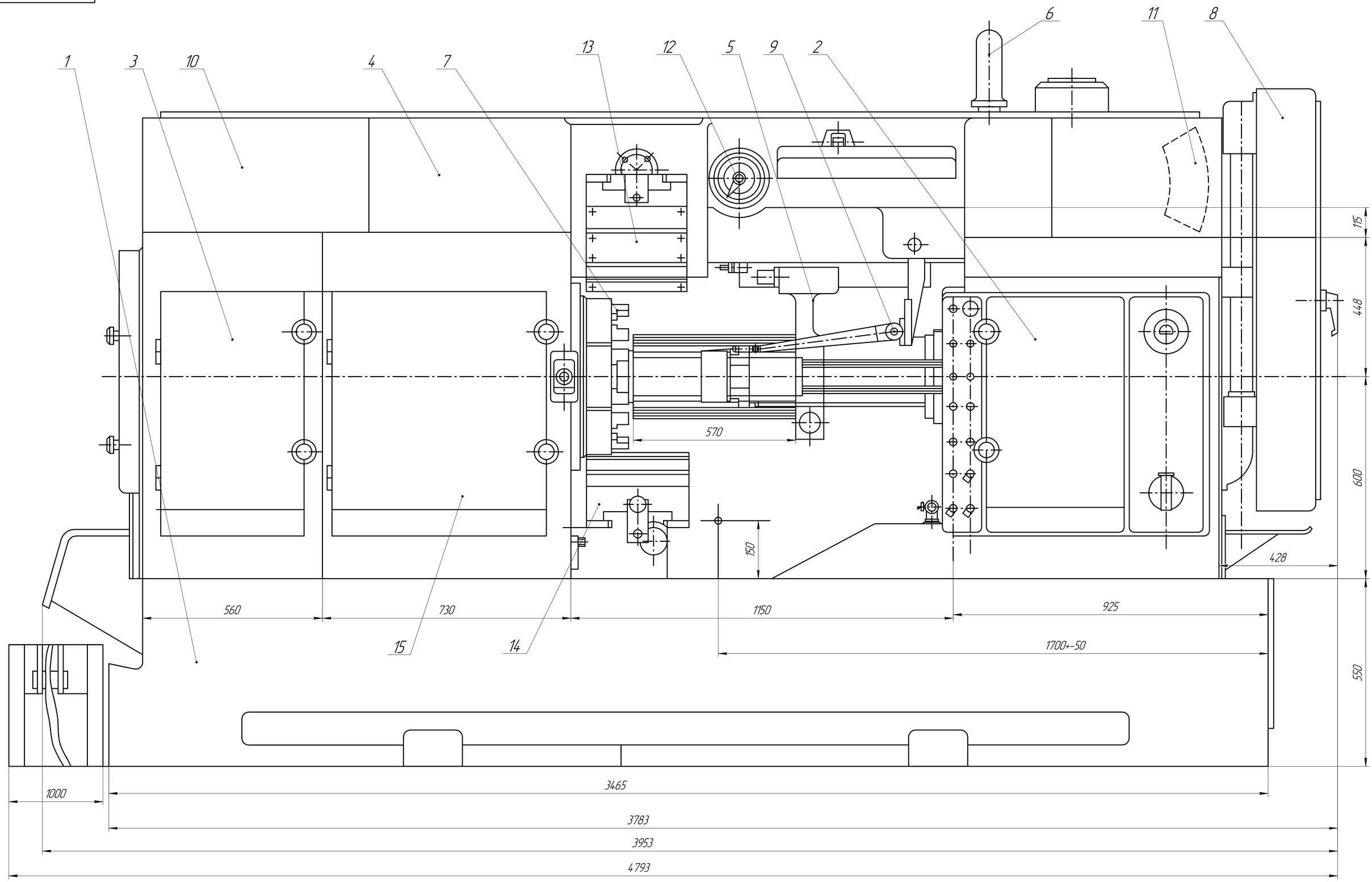
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ ТА ЛІТЕРАТУРИ

1. Федорец В.А і ін. Гідроприводи і гідропневматика верстатів К. Вища школа. 1987р – 375с.
2. Федорец В.А і ін. Розрахунок гідравлічних і пневматичних приводів. ГПС.К.: Вища школа. 1988р-179с.
3. Анурьев В.Н. Справочник конструктора машиностроителя. В 3 томах. изд. 1979р.
4. Детали и мезанизмы металлооробатывающих станков. В 2-ох томах. Под ред. Решетова Д.К, М. Машиностоение, 1972г.
5. Конструкция, расчет и методи проверки шпиндельних узлов опорамы качение. Фиготнер А.М. Фискин Е.А. Бондарь С.Г, М. Энимс, 1870г
6. Патент України №2693. Механика повороту шпиндельного барабана. МПК(2006) B23B9 9/00, опуб. 10.10.2007
7. Заявка ФРН №2128221. Пристрій повороту шпиндельного барабана токарного верстата, МПКВ23В 9\00 опуб. 27.07.1972р
8. Заявка ФРН №3243195. Привід доцільного повороту шпиндельного барабану, багатошпиндельного токарного автомата. МПКВ23В 9\00 опуб. 10.07.1984р
9. Патент України №89710, механізм повороту і фіксації шпиндельного барабана МПК(2009) B23B 9/00, опуб. 10.12.2009р,
10. А.С.СССР №732077, механізм повороту шпиндельного барабана, МНК B23B 9/00, опубл, 25.02.2010, Бюл,№4.
11. Патент України №101924. Багатопозиційний поворотний привід з цифровим керуванням, МПК F15B 7/00, опубл. 12.10.2015, Бюл.№19.
12. Патент України №35218. Багатопозиційний поворотний привід з цифровим керуванням, МПК F15B 7/00, опубл. 10.09.2008, Бюл.№17.
13. Патент України №35492. Поворотний цифровий привод, МПК F15B11/00, опубл. 25.09.2008, Бюл.№18.

14. Автомати токарні многошпиндельні пруткові горозонтально, збільшеной точності 1б265. Посібник з експлотації с339

ДОДАТКИ А

МВ-9104.ДПБ01000 СК



						МВ-9104.ДПБ01.000 СК	
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Загальний вигляд верстату 1Б265НП-6К	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.		Ковровець О.А.						1:5
Пров.		Новик М.А.				Лист	Листов 1	
Т.контр.						НТУУ "КПІ" ММІ МВ-91		
Н.контр.								
Утв.								

Копировал

Формат А1

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

МВ-9104.ДПБ02.000 ГЗ

Лінія затиску 6 поз.

Лінія розтиску 6 поз.

Лінія завантажувальної

Лінія робочих позицій

8

9

10

7

МНІ

РІ

УА3

УА2

КВМІ

РДІ

КД3

КД2

КД4

КДІ

РІ, 2....2, 0Мпа

РІ, 5....2, 0Мпа

РІ, 2....2, 0Мпа

Р=1.5.....2, 0МПа

ФСІ

НПІ

НПІ(1)

НПІ(2)

ФВСІ

На дозоване зношування

На поливне змащування

Циліндри і центральний золотник

6 5 4 3 2 1

Циклограмма роботи шпинделя в завантаженій позиції

Елементи цикла	Електромагніти	
	УА2	УА3
1.Обертання шпинделя в завантаженій позиції	+	–
2.Останов шпинделя в завантаженій позиції	–	–
3.Розтиск деталі в 6 позиції	–	+
4.Попередній затиск деталі в 6 пизиції	–	–

Умовні позначення
увімкнено "+"
вимкненно "–"

Б А 5 3 1 2 4 6

а)

в)

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	МВ-9104.ДПБ02.000 ГЗ			
Разраб.		Кобровець О.А.			Гидросхема для одинарної індексації	Лит.	Масса	Масштаб
Пров.		Навик М.А.						1:1
Т.контр.						Лист	Листов 1	
Н.контр.					НТУУ "КПІ" ММІ МВ-91			
Утв.								

Копировал Формат А1

Перед. примен.

Справ. №

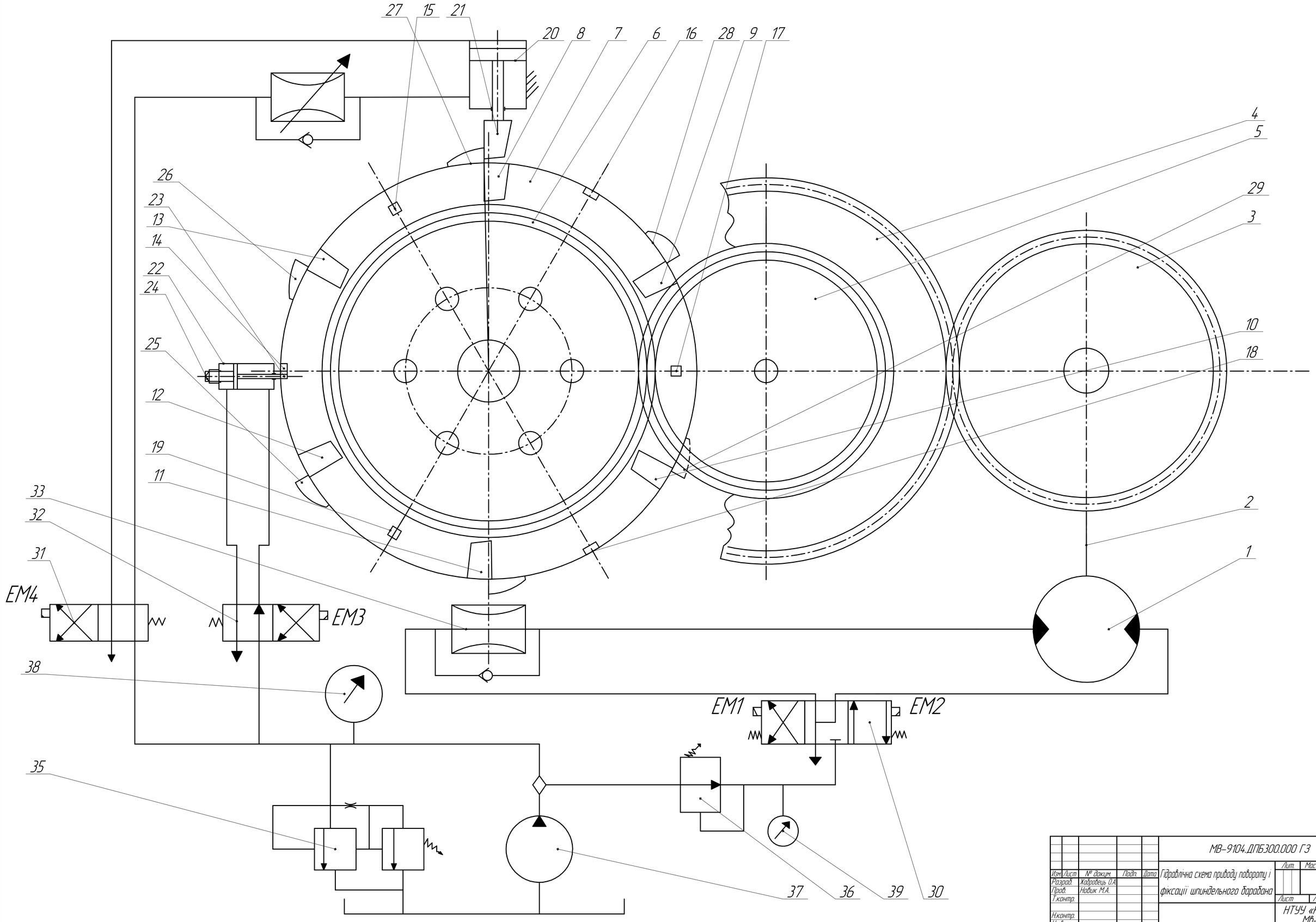
Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.



					МВ-9104.ДПБ300.000 ГЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Гідравлічна схема приводу повороту і фіксації шпиндельного барабана	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.		Хабровець О.А.						1:4
Пров.		Новик М.А.				Лист	Листов 1	
Т.контр.						НТУУ «КПІ» ММІ МВ-91		
Н.контр.								
Утв.								

Копировал

Формат А1

Перв. примен.

Справ. №

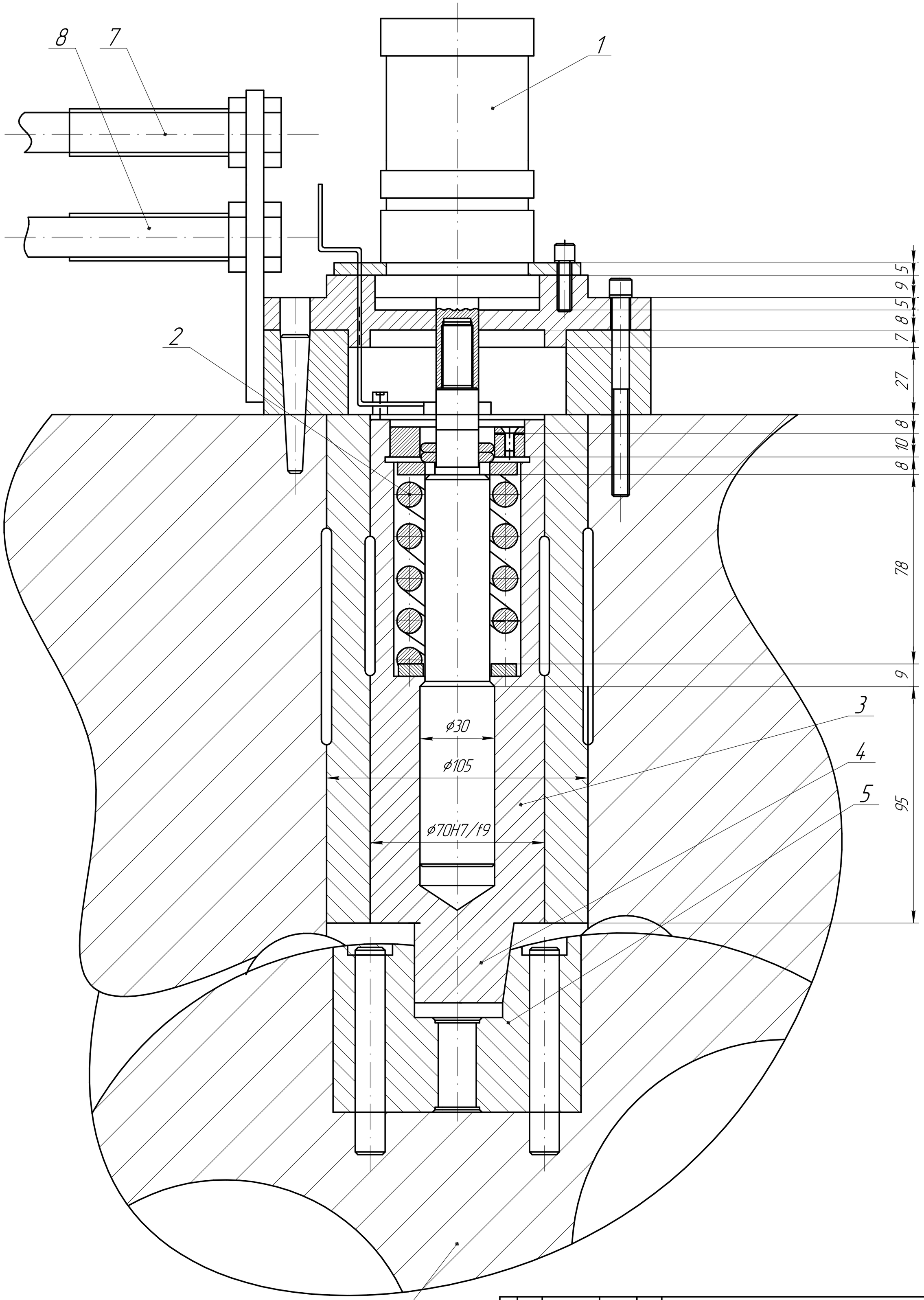
Подп. и дата

Взам. инв. №

Инв. № дубл.

Подп. и дата

Инв. № подл.



МВ-9104.ДПБ05.000 СК

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Жабровець О.А		
Пров.		Новик М.А.		
Т.контр.				
Н.контр.				
Утв.				

МВ-9104.ДПБ05.000 СК

Механізм прижима и фіксації ШБ

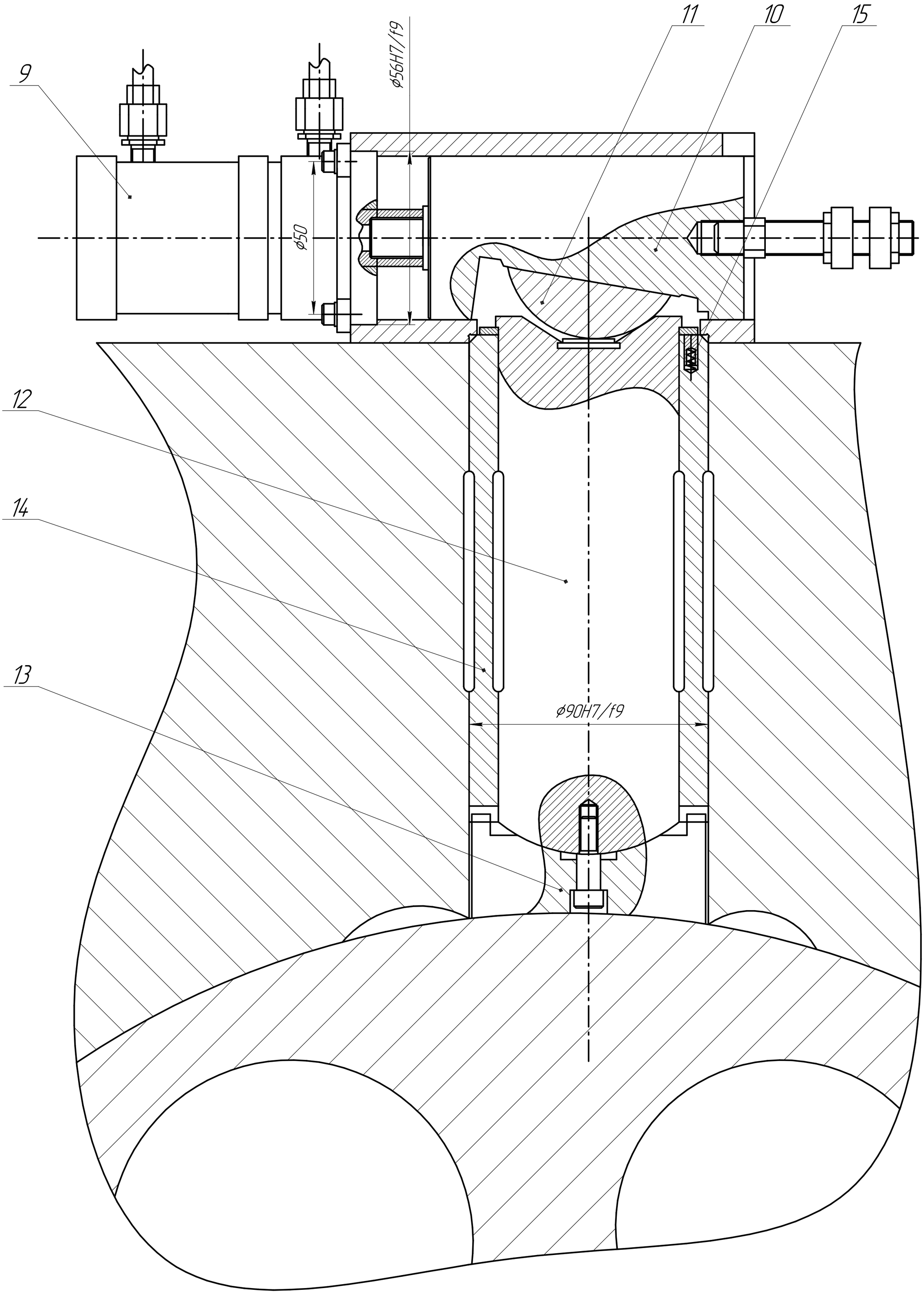
Лит.	Масса	Масштаб
		1:1

Лист 1 Листов 2

НТУУ "КПІ" ММІ МВ-91

Копировал

Формат А2



МВ-9104.ДПБ05.000 СК

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Жабровець О.А		
Пров.		Новик М.А.		
Т.контр.				
Н.контр.				
Утв.				

МВ-9104.ДПБ05.000 СК

Механізм прижима и фіксації ШБ

Лит.	Масса	Масштаб
		1:1

Лист 2 Листов 2

НТУУ "КПІ" ММІ МВ-91

Копировал

Формат А2

МВ-9104.ДПБ04.000 СК

4

5

3

2

11

9

а

10

ϕ80H8/e8

70

ϕ50H8/e8

120

6

7

8

1

12

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Хабровець О.А		
Пров.		Новик М.А		
Т.контр.				
Н.контр.				
Утв.				

МВ-9104.ДПБ04.000 СК

Механізм підйому шпиндельного барабана

Лит.	Масса	Масштаб
		1:1
Лист	Листов 1	

НТУУ "КПІ" ММІ МВ-91

Копировал

Формат А1

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

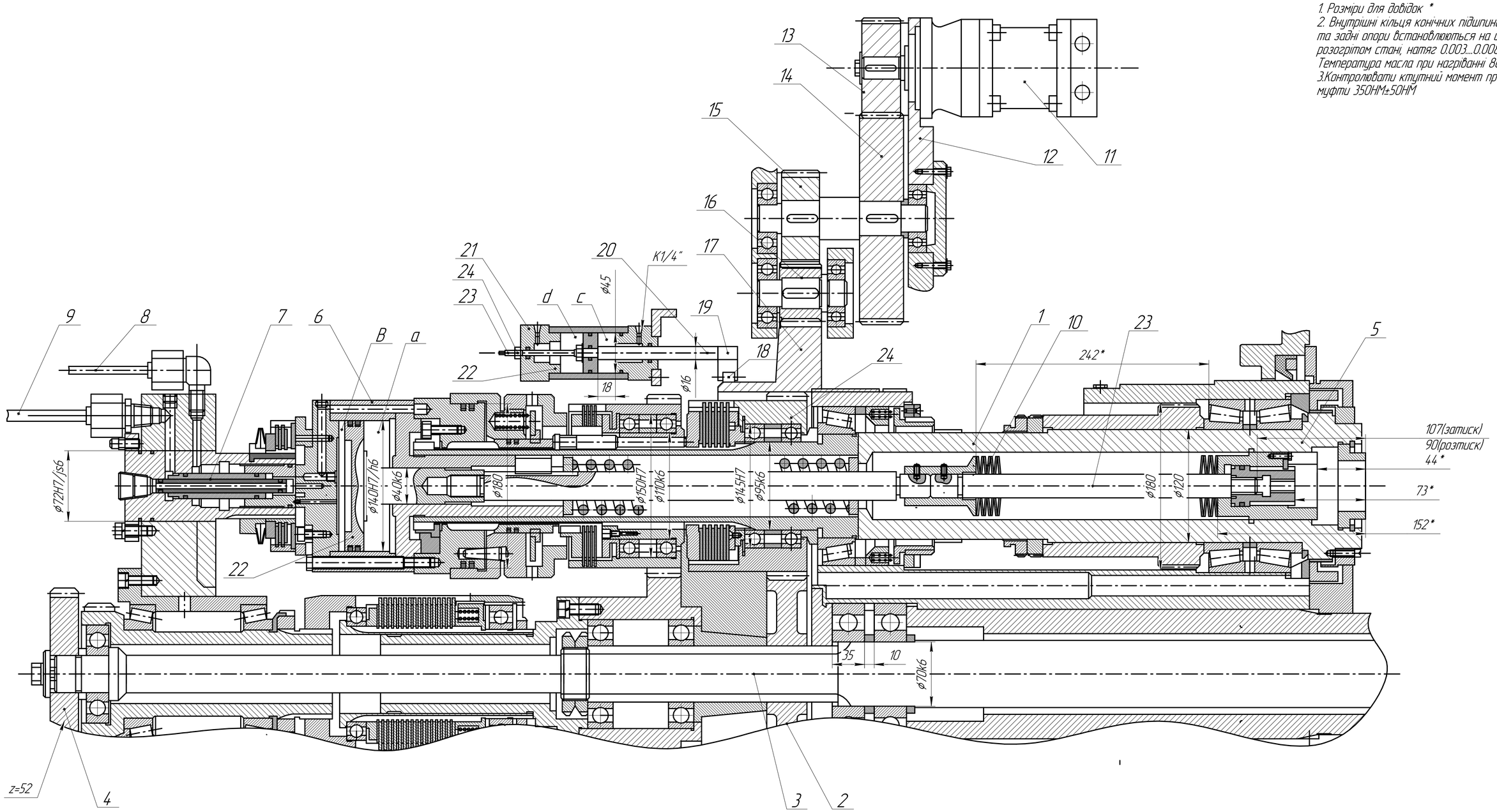
Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

МВ-9104.ДПБ06.000 СК

1. Розміри для довідок *
2. Внутрішні кільця конічних підшипників передні та задні опори встановлюються на шпиндель в розогрітом стані, натяг 0.003...0.008мм
Температура масла при нагріванні 80 градусів
3.Контролювати ктутний момент предохранителя муфти 350НМ±50НМ



					МВ-9104.ДПБ06.000 СК	
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Шпиндельний барабан	Лит. / Масса / Масштаб: 1:2
Разраб.		Хабровець О.А				Лист / Листов: 1 / 1
Пров.		Новик М.А.				НТУ "КПІ" ММІ МВ-91
Т.контр.						
Н.контр.						
Утв.						

Копировал

Формат А1

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

МВ-9104.ДПБ07.000 ГЗ

1150±0,5

195

555

310,,,110

10

165Н6/к5

11

ø85Н7/h6

С

К3/8

В

4

К3/8

А F1

9

1

ø30h6

2

ø22

5

ø11

3

ø20Н7/h6

6

7

8

205

ЕМ1

Р1

Д1

ЕМ2

Р2

Д2

Р8

Рж

Р5

ЕМ5

ЕМ3

Р3

Д3

ЕМ4

Р4

Д4

ЗК

ЕМ6

Р6

ЕМ7

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	МВ-9104.ДПБ07.000 ГЗ
Разраб.		Жабровець О.А.			Гідросхема і конструкція поздовжнього супорта
Пров.		Новик М.А.			
Т.контр.					
Н.контр.					
Утв.					

Лит.	Масса	Масштаб
		1:2

Лист	Листов 1

НТУУ «КПІ» ММІ МВ-91

Копировал

Формат А1

Перв. примен.

Справ. №

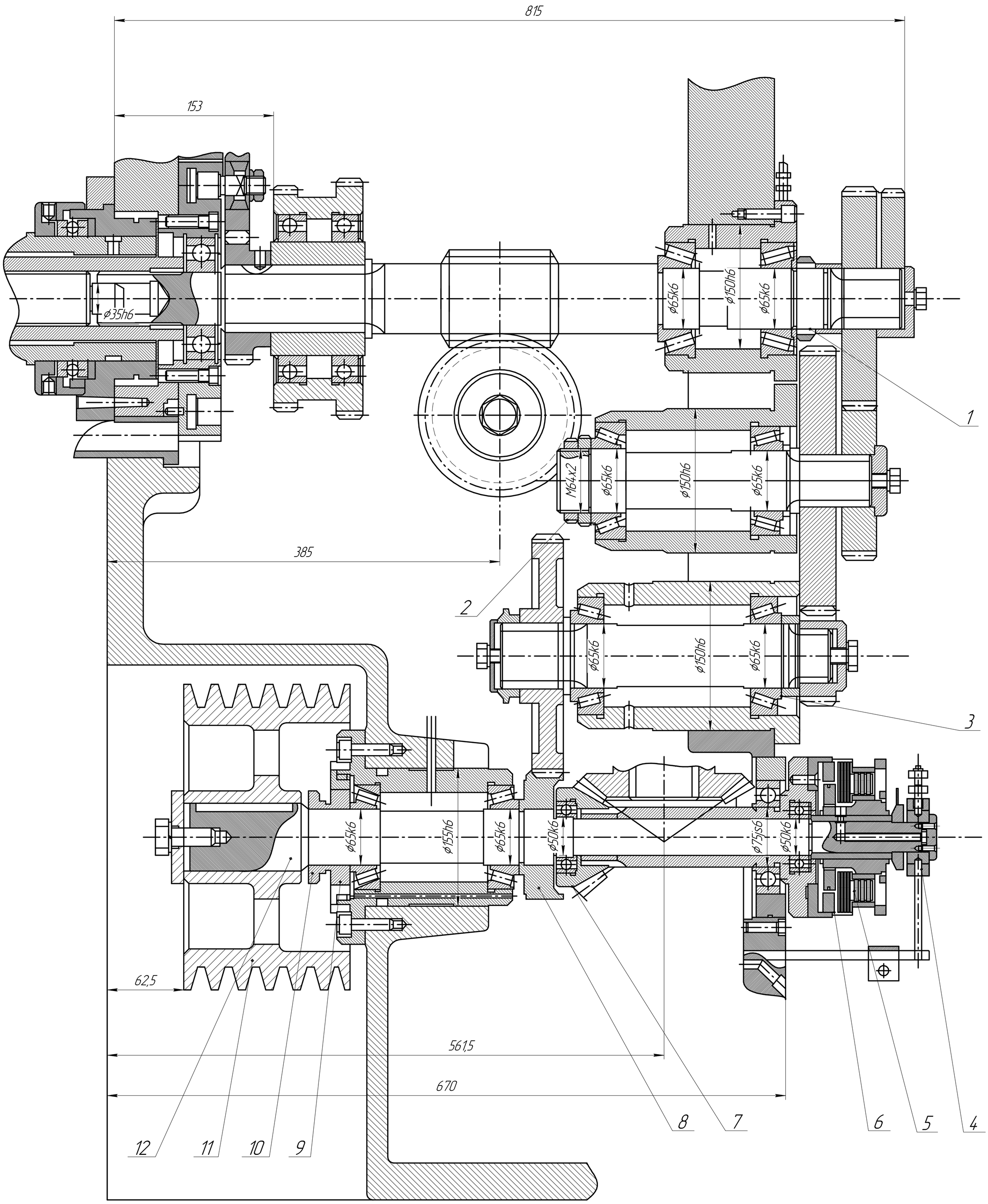
Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.



Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	МВ-9104.ДПБ08.000 СК
Разраб.		Жаборовець О.А.			Коробка швидкостей
Пров.		Новик М.А.			Лит. / Масса / Масштаб: 1:2
Т.контр.					Лист / Листов 1
Н.контр.					НТУУ "КПІ" ММІ МВ-91
Утв.					

Копировал

Формат А1

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Патентний огляд приводу повороту шпиндельного барабану

Пристрій повороту ШБ багатошпиндельного токарного автомата за патентом ФРГ

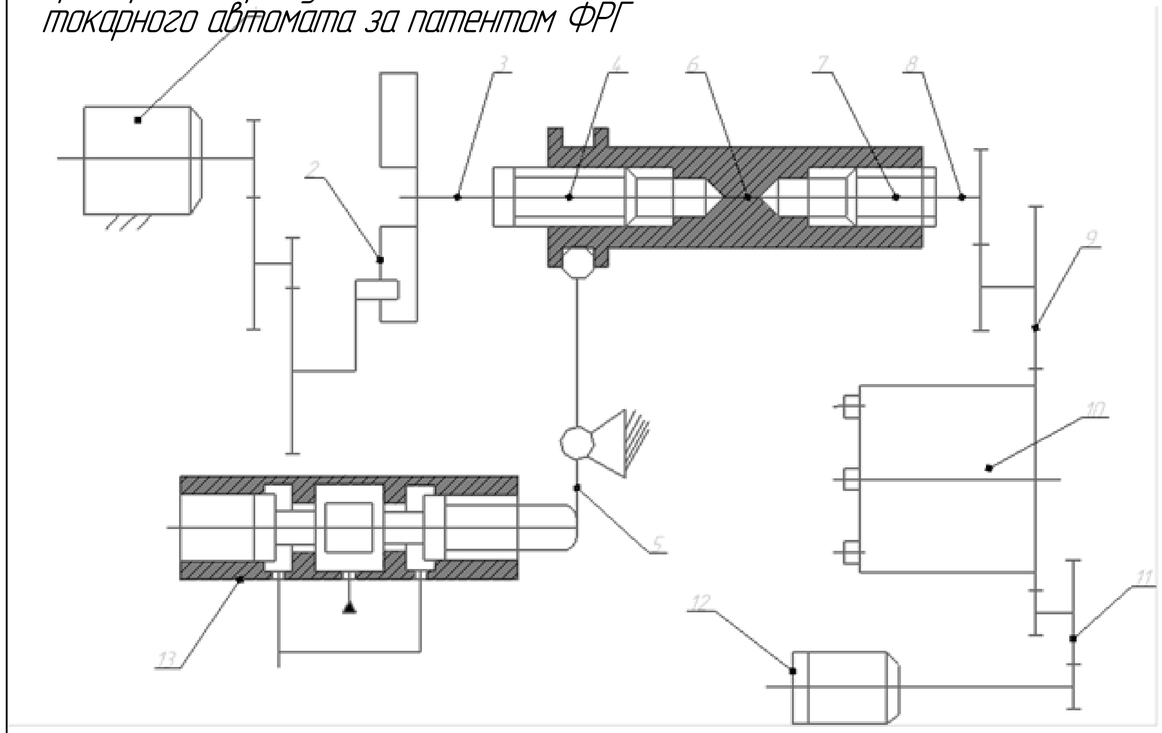
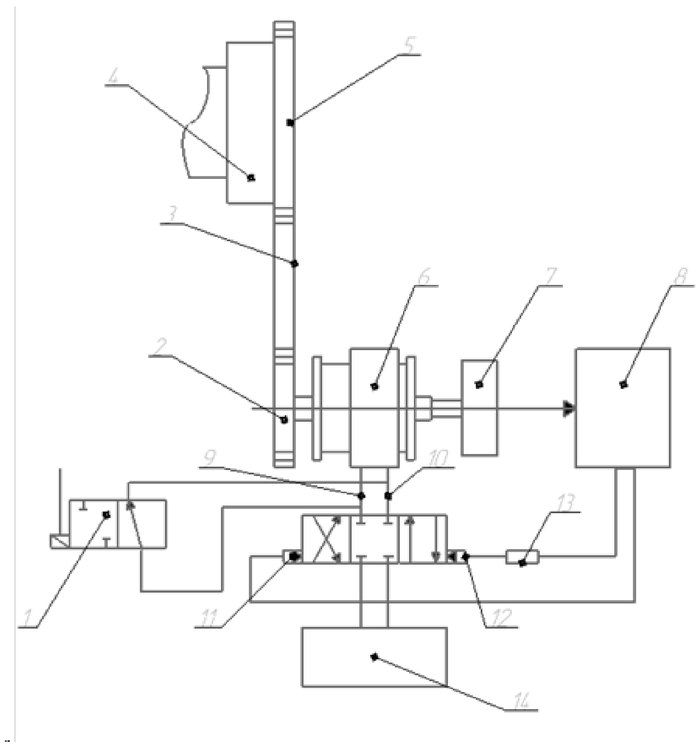
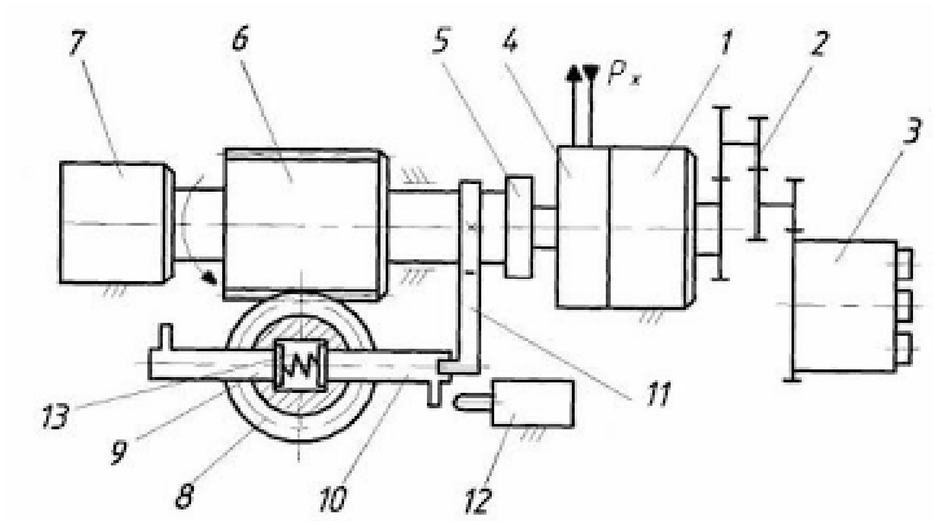


Схема повороту шпиндельного барабану МТА за патентом ФРГ

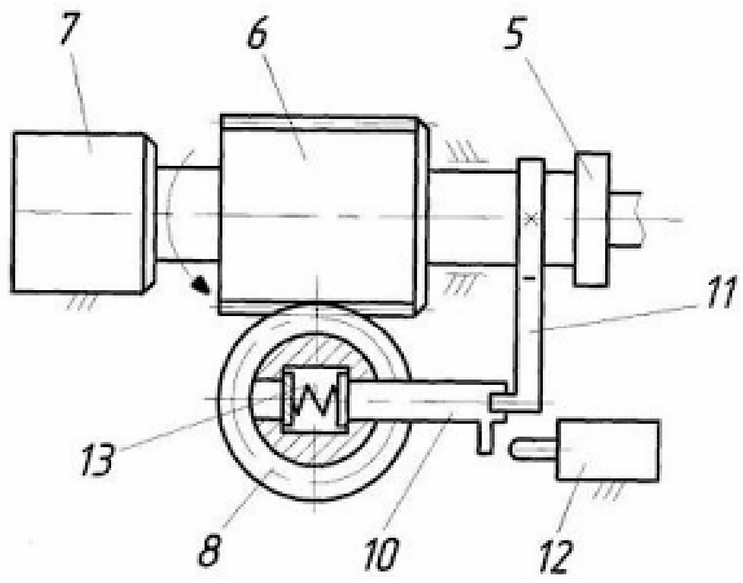


Привод повороту ШБ На кут 60 градусів



Фіг. 1

Привод повороту ШБ На кут повороту 120 градусів



Фіг. 2