

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**

Сумський державний університет

Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ *Віталій ІВАНОВ*

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2021 р.

**Модернізація привода головного руху і подач  
горизонтально-фрезерного верстата**

Кваліфікаційна робота (проект) бакалавра

Спеціальність – 133 «Галузеве машинобудування»

Освітня програма – «Металорізальні верстати та системи»

Студент

*Олександр ЛЕВЧЕНКО*

Керівник

*Микола КОРОТУН*

Нормоконтроль

*Юлія ДЕНИСЕНКО*

## РЕФЕРАТ

Записка: 62 сторінки, 29 рисунків, 3 таблиці, 18 джерел.

Металорізальні верстати є одним з основних видів заводського устаткування, призначеного для виробництва усіх інших машин, інструментів та приладів. Їх технічний рівень в значній мірі характеризує виробничу потужність країни. Більшість верстатів, які використовують в нашій країні є застарілими та потребують глибокої модернізації.

Метою кваліфікаційної роботи було проектування удосконалення приводів головного руху та подач консольного горизонтально-фрезерного верстата НГФ-110-Ш4.

В кваліфікаційній роботі було виконано модернізацію приводів головного руху та подач консольного горизонтально-фрезерного верстата моделі НГФ-110-Ш4.

Для виконання цього завдання було обрано шлях модернізації коробки швидкостей та коробки подач базової моделі верстата. Також в роботі описані всі стадії проектування спеціального верстатного пристрою для базування та закріплення заготовки «плити» під час прорізання пазів.

Горизонтальний фрезерний верстат, консоль, привод головного руху, коробка подач

## ЗМІСТ

Вступ.....	4
1. Призначення, основні вузли, принципова дія та технічна характеристика базової моделі верстата.....	6
1.1 Вихідні дані для виконання кваліфікаційної роботи .....	7
1.2 Основні технічні характеристики верстата .....	8
1.3 Основні правила експлуатації верстата.....	10
2 Кінематичний розрахунок об'єкта модернізації.....	11
3 Конструювання модернізованого приводу верстата.....	12
3.1 Структурні формули у розгорнутому вигляді.....	13
3.2 Структурні сітки.....	14
3.3 Міжцентова відстань.....	16
3.4 Визначаємо кількість зубців зубчатих коліс.....	17
3.5 Виконання розрахунку пасової передачі.....	19
3.6 Оцінка точності кінематичного розрахунку.....	19
3.7 Визначаємо навантаження на валах, діючі сили, крутні моменти, потужність двигуна .....	21
3.8 Розрахунок валів.....	22
3.9 Розрахунок згинальних моментів вала.....	27
3.10 Визначення діаметру та ширини зубчастих коліс блока .....	31
3.11 Розрахунок зубів коліс на згинання.....	34
4 Опис схеми змашування.....	38
5 Модернізація приводу подач.....	39
6 Розрахунки та конструювання пристрою.....	43

					<i>КРБ ВІ 35.401 ПЗ</i>			
Змін.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата				
Розроб.		<i>Левченко</i>			Модернізація приводу головного руху і подач горизонтально-фрезерного верстата	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.		<i>Коротун</i>						
Н. контр.		<i>Денисенко</i>			<i>СумДУ</i>			
Затв.		<i>Іванов</i>						

6.1 Розробка і обґрунтування схеми базування.....	43
6.2 Побудова функціональної структури пристрою.....	46
6.3 Розробка та обґрунтування схеми закріплення.....	47
6.4 Розрахунок сил затиску.....	49
6.5 Обґрунтування вибору привода.....	51
6.6 Розрахунок на міцність.....	51
6.7 Опис та принцип дії пристрою.....	56
Висновки.....	59
Перелік джерел посилання.....	60

## ВСТУП

Металорізальні верстати основним видом металорізального устаткування і призначені для виробництва всіх видів машин, приладів інструментів та інших виробів. Тому, кількість металорізальних верстатів, їх технічний рівень значною мірою характеризують виробничу міць країни.

Основне завдання верстатобудування – значне зростання випуску верстатів, збільшення типажу, підвищення їх якості та надійності.

Найпоширенішими типами фрезерних верстатів є широкоуніверсальні, горизонтальні, вертикальні та універсальні верстати.

На консольних горизонтально-фрезерних та універсально-фрезерних верстатах можна проводити обробку горизонтальних та вертикальних плоских поверхонь, пазів, кутів, рамок, зубчастих коліс та ін. Універсальні верстати, які мають поворотний стіл, можна використовувати для фрезерування різних гвинтових поверхонь. Технологічні можливості цих верстатів розширюються із застосуванням ділильних, довбальних, накладних універсальних головок та інших пристосувань.

У горизонтально-фрезерних верстатів розташування шпинделя горизонтальне, у вертикально-фрезерних – вертикальне. Консольно-фрезерні універсальні верстати відрізняються від горизонтально-фрезерних наявністю конструкції, яка забезпечує поворот стола щодо вертикальної осі. Широкоуніверсальні фрезерні верстати від універсальних відрізняються наявністю на станині спеціального хобота, на якому встановлена додаткова головка зі шпинделем.

В даний час в машинобудуванні передбачають високі вимоги до техніко-економічних показників верстатів, що визначають якісні характеристики:

– висока продуктивність за рахунок скорочення основного і допоміжного часу при забезпеченні заданої точності і якості обробленої поверхні;

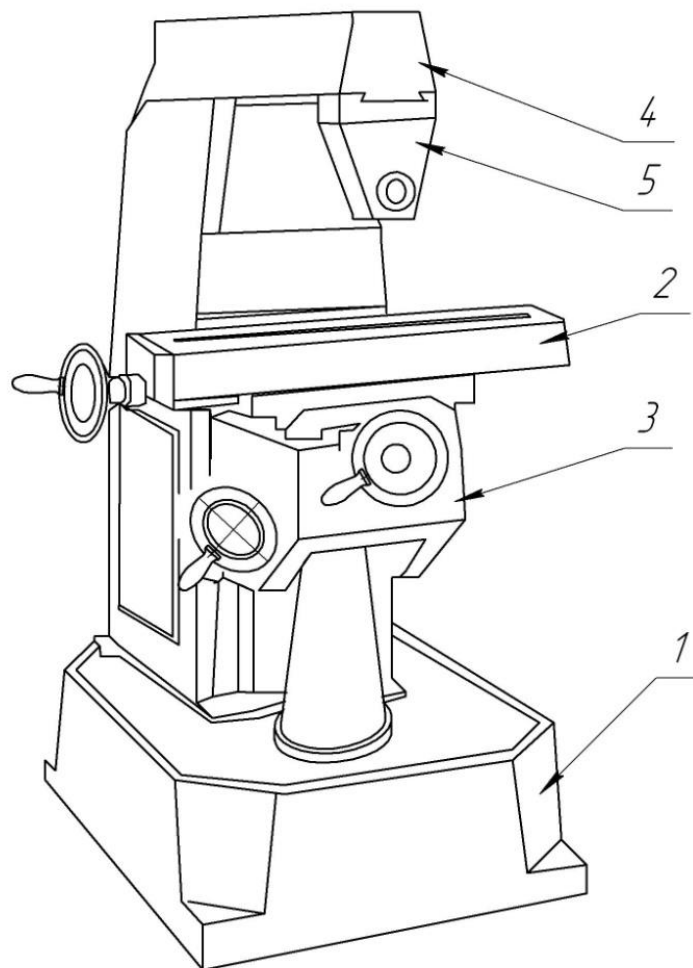
					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
						5
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- високу точність обробки шляхом підвищення геометричної та кінематичної точності складових елементів верстатів, зменшення їх зносу і температурних деформацій підвищення їх жорсткості при експлуатації;
- простоту, легкість і обслуговування, управління та ремонту;
- надійність і довговічність верстатів в експлуатації при низькій собівартість виготовлення та матеріаломісткість їх деталей;
- можливість швидкої переналадки верстата для випуску нового виду виробів.

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
						6
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

# 1 ПРИЗНАЧЕННЯ, ОСНОВНІ ВУЗЛИ, ПРИНЦИПОВА ДІЯ ТА ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА БАЗОВОЇ МОДЕЛІ ВЕРСТАТА

Верстати моделі НГФ-110-Ш4 Горизонтальний консольно-фрезерний верстат настільного типу. Призначений для виконання фрезерних операцій з обробки горизонтальних площин, пазів і інших поверхонь.



- 1– Станина
- 2– Стіл
- 3– Консоль
- 4– Хобот
- 5– Серьга

Рисунок 1.1 – Загальний вигляд верстата.

## 1.1 Вихідні дані для виконання кваліфікаційної роботи

### Характеристика верстата

Клас точності: Н

Довжина робочої поверхні столу, мм 400

Ширина столу, мм 100

Переміщення столу X, Y, Z, мм 250\_85\_170

Мін частота обертання шпинделя об / м: 125

Мах частота обертання шпинделя, об / м 1250

Потужність, кВт: 1,1

Заміна (аналоги):

Модель УЧПУ:

Маса верстата, кг: 240

Розміри (Д\_Ш\_В), мм: 685\_640\_925

Верстат моделі НГФ-110-Ш4 Горизонтальний консольно-фрезерний верстат настільного типу. Призначений для виконання фрезерних операцій з обробки горизонтальних площин, пазів і інших поверхонь.

Фрезерний верстат НГФ-110 відноситься до класу навчального обладнання. Невеликі габарити верстата і його вага дають можливість встановлювати в стандартних класах.

Модель НГФ-110 призначена для горизонтальної обробки сталевих заготовок методом фрезерування. При установці додаткової вертикальної фрезерної головки функціональність верстата значно збільшується.

Устаткування цього типу умовно розділяється на кілька моделей. Найбільш поширеною є верстат серії НГФ-110-Ш4. Він відрізняється від базової версії широкою універсальністю (Ш) і належить до четвертого

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
						8
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



покоління. Різниця між моделями не впливає на загальний принцип компонування елементів.

До конструктивних і технічних особливостей верстата НГФ-110-Ш4 можна віднести наступні нюанси:

- конструкція стійки. У її верхній частині розташовуються направляючі «ластівчин хвіст», за якими відбувається зміщення хобота. Це здійснюється вручну. Для фіксації необхідно використовувати спеціальний клин;

- спрощена форма оправи. Вона призначена для установки фрез різної форми. Вони затискаються на оправі з допомогою набору кілець і гайки;

- багатофункціональність робочого столу. У ньому передбачено механізм зміщення за трьома напрямками. Завдяки цьому спрощується процедура фрезерної обробки заготовки

Жорсткість стійки забезпечується за рахунок трапецієподібної форми. Вона розділена на дві секції. У верхній розташовується коробка швидкостей. Для установки електродвигуна конструктори передбачили нішу в нижній частині конструкції стійки.

На консолі знаходиться стіл з санчатами. На ньому кріпиться обробляється деталь, яка зміщується щодо фрези за трьома напрямками. Подачі здійснюються від різних гвинтів. Тому працівникові слід бути уважним при одночасній зміні положення заготовки.

Для змащення зубчастих коліс коробки передач є модуль, розташований в задній частині конструкції. При активації ЗОР (мастильна рідина) надходить в коробку і відбувається змазування методом розбризкування.

## 1.2 Основні технічні характеристики верстата моделі НГФ-110-Ш4

Основні технічні характеристики верстата моделі НГФ-110-Ш4

- габарити робочого столу – 10 \* 40 см;
- горизонтальний шпиндель може бути віддалений від поверхні столу на відстань від 3 до 20 см;

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- горизонтальний шпindel віддалений від фіксуючого хобота на 85 мм;
- на верстаті НГФ-110-Ш4 можна встановлювати фрезу, чий діаметр не перевищує 11 см;
- параметри зміщення робочого столу. Поздовжнє становить 25 см; поперечне – 8,5 см; вертикальне - 17 см;
- на столі є один т-образний паз для фіксації оброблюваної деталі;
- характеристики зміщення на одну поділку лімба. Поперечний і поздовжній – 0,05 мм; вертикальне - 0,25 мм;
- за допомогою системи управління можна змінювати частоти обертання головки шпінделя в діапазоні від 125 до 1250 об / хв;
- число швидкостей для горизонтального шпінделя становить 6.

Головний привід верстата здійснюється за рахунок роботи електродвигуна, потужність якого становить 0,55 кВт. При цьому в конструкції устаткування не передбачені багато стандартні функції, а зокрема – швидкий хід столу, можливість його повороту і додаткові зусилля для всіх видів подач. Тому даний верстат моделі НГФ-110 не може експлуатуватися в дрібносерійне виробництво або професійних майстерень.

Для поліпшення експлуатаційних якостей на верстаті встановлений світильник, що забезпечує місцеве освітлення. Він монтується на гнучкій гофре і може змінити своє розташування щодо оброблюваної деталі.

Для проведення підготовчих робіт на верстаті НГФ-110-Ш4 необхідно детально вивчити інструкцію по експлуатації. У ній докладно описуються способи проведення профілактичних робіт, методики заміни і точіння фрез, еталонні характеристики обладнання.

Установка верстата здійснюється тільки відповідно до рекомендацій виробника. Площина робочого столу повинна бути рівна. Для досягнення цього можна

використовувати регульовальні ніжки обладнання або майданчик, на яку змонтовано верстат.

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
						10
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

### 1.3 Основні правила експлуатації верстата НГФ-110

Перелік правил експлуатації верстата НГФ-110:

- запуск обладнання. Після настройки вихідних параметрів необхідно заповнити резервуар МР(мастильна рідина). Потім виконується мастило компонентів коробки передач;
- регулювання швидкостей шпинделя. Здійснюється за допомогою руків'я. Її слід провертати до тих пір, поки покажчик не займе потрібне положення;
- правила кріплення фрези. Встановити фрезу в оправлення так, щоб їх пази збігалися. Зафіксувати фрезу за допомогою настановних кілець. За допомогою гайки виконується остаточне кріплення ріжучого інструменту;
- обов'язкове дотримання техніки безпеки. Роботи необхідно здійснювати тільки в спеціальному одязі, із застосуванням засобів індивідуального захисту. При зміні фрези на іншу слід дочекатися повної зупинки головки шпинделя.

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
						11
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

## 2 КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ОБ'ЄКТА МОДЕРНІЗАЦІЇ

Виконати модернізацію привода головного руху.

Кінематичний розрахунок модернізованого привода головного руху.

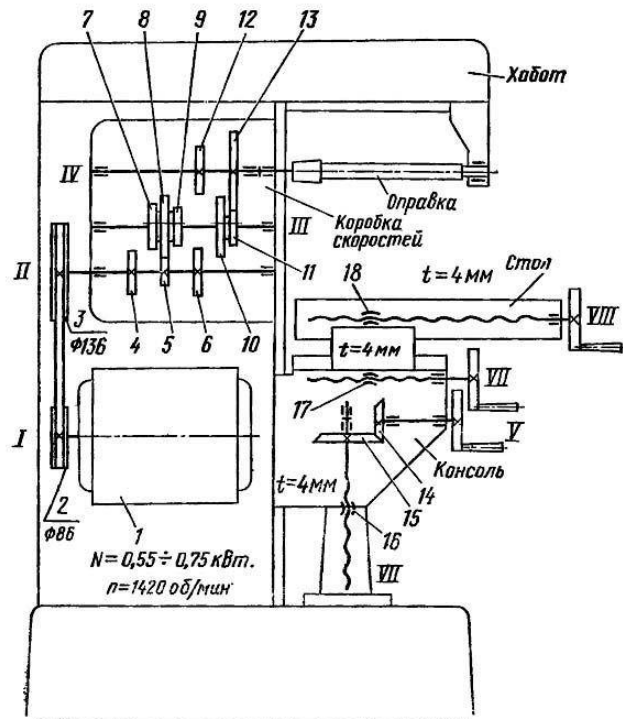


Рисунок 2.1 – Кінематична схема привода базової моделі верстата

Якщо мінімальну частоту обертання шпинделя позначити  $n_1$ , то наступні частоти визначають за формулами:  $n_2 = n_1 \cdot \varphi$ ;  $n_3 = n_2 \cdot \varphi = n_1 \cdot \varphi^2$ ; у загальному вигляді маємо:  $n_z = n_1 \cdot \varphi^{z-1}$  (хв<sup>-1</sup>).

$$n_1=12,5 ; n_2=19,7 ; n_3=27,8 ; n_4=39,2 ; n_5=50 ; n_6=79 ; n_7=100 ; n_8=126$$

$$n_9=140 ; n_{10}=197 ; n_{11}=278 ; n_{12}=392 ; n_{13}=553 ; n_{14}=780 ; n_{15}=950 ;$$

$$n_{16}=1250(\text{хв}^{-1}).$$

## 3 КОНСТРУЮВАННЯ МОДЕРНІЗОВАНОГО ПРИВОДУ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО КОНСОЛЬНО-ФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТА

3.1 Загальний вигляд модернізованого варіанту кінематичної схеми привода верстата

Авторами запропоновано модернізований варіант кінематичної схеми привода верстата, який наведено на рисунку 3.1.

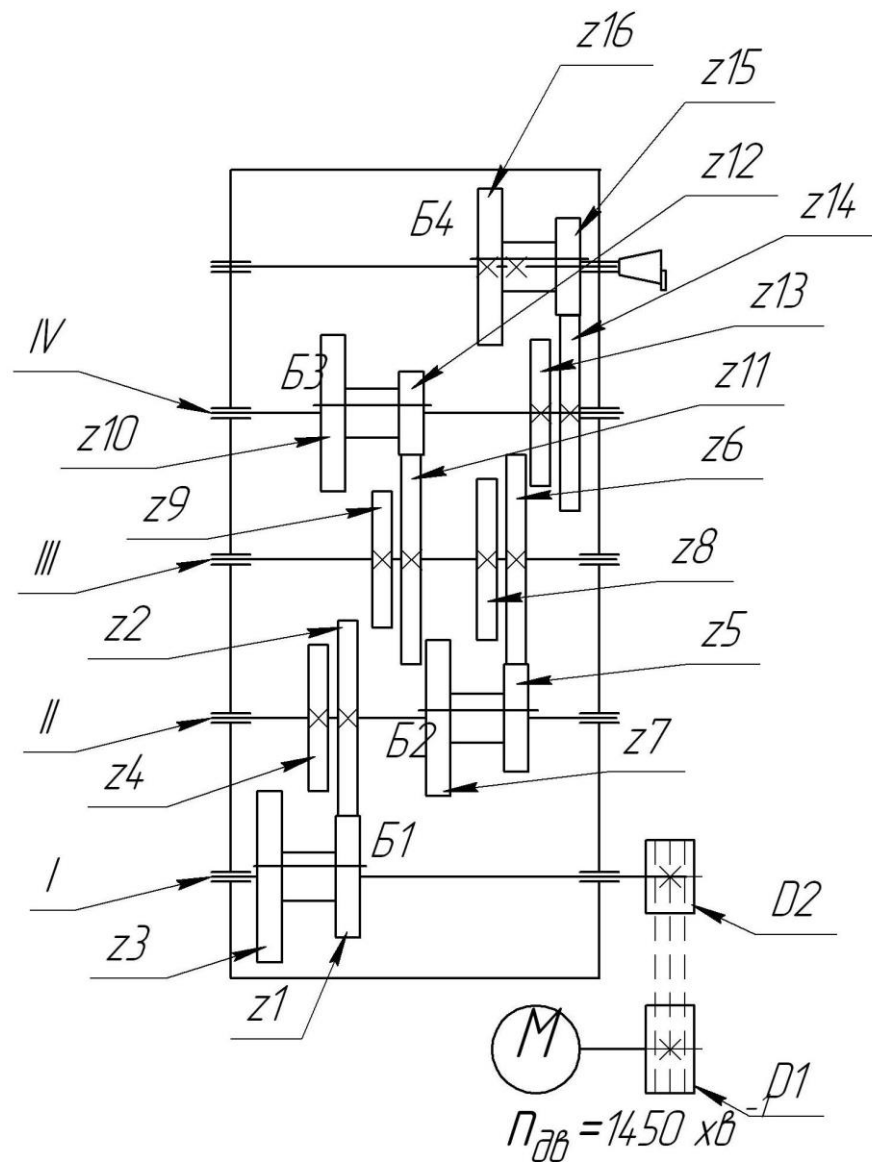


Рисунок 3.1 – Модернізований варіант кінематичної схеми привода верстата

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист 13
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

### 3.1 Структурні формули у розгорнутому вигляді.

Сукупність передач між двома сусідніми валами являє собою групу передач  $P_i$ , де  $i$  – порядок розміщення даної групи в напрямку передачі руху,  $P$  – кількість переключень (передач) у групі. Кількість переключень така :  $P = 2$

$$Z = P_1 \cdot P_2 \cdot P_3$$

де  $z$  – кількість швидкісних ступенів привода за завданням.

Тому,  $Z = 2 \cdot 2 \cdot 2 = 8$ .

Таблиця 3.1 – Вхідні дані для складання структурних формул у розгорнутому вигляді

Група	Познач. групи	Переключення	Характеристика
Основна	0	$P_1$	$X_0 = 1$
1-ї множини	I	$P_2$	$X_1 = P_1$
2-ї множини	II	$P_3$	$X_2 = P_1 \cdot P_2$

Складання структурних формул у розгорнутому вигляді для трьох груп переключення. Спочатку у загальному вигляді:

$$1) \quad Z = P_1(X_1) \cdot P_2(X_2) \cdot P_3(X_3)$$

$$\quad \quad \quad \parallel \quad \quad \quad | \quad \quad \quad 0$$

$$2) \quad Z = P_1(X_1) \cdot P_2(X_2) \cdot P_3(X_3)$$

$$\quad \quad \quad | \quad \quad \quad \parallel \quad \quad \quad 0$$

$$3) \quad Z = P_1(X_1) \cdot P_2(X_2) \cdot P_3(X_3)$$

$$\quad \quad \quad \parallel \quad \quad \quad 0 \quad \quad \quad |$$

$$4) \quad Z = P_1(X_1) \cdot P_2(X_2) \cdot P_3(X_3)$$

$$\quad \quad \quad | \quad \quad \quad 0 \quad \quad \quad \parallel$$

$$5) \quad Z = P_1(X_1) \cdot P_2(X_2) \cdot P_3(X_3)$$

$$\quad \quad \quad 0 \quad \quad \quad | \quad \quad \quad \parallel$$

$$6) \quad Z = P_1(X_1) \cdot P_2(X_2) \cdot P_3(X_3)$$

$$\quad \quad \quad 0 \quad \quad \quad \parallel \quad \quad \quad |$$

Після підстановки кількості переключень отримаємо такі значення:

$$1) \quad Z = 2(1) \cdot 2(2) \cdot 2(4)$$

$$\parallel \quad | \quad 0$$

$$2) \quad Z = 2(4) \cdot 2(1) \cdot 2(2)$$

$$| \quad \parallel \quad 0$$

$$3) \quad Z = 2(2) \cdot 2(4) \cdot 2(1)$$

$$\parallel \quad 0 \quad |$$

$$4) \quad Z = 2(4) \cdot 2(2) \cdot 2(1)$$

$$| \quad 0 \quad \parallel$$

$$5) \quad Z = 2(2) \cdot 2(1) \cdot 2(4)$$

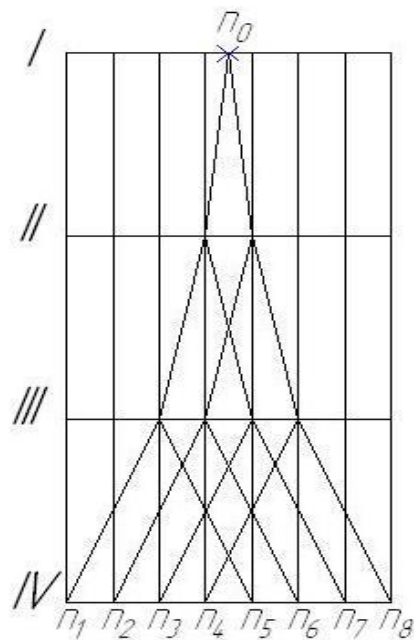
$$0 \quad | \quad \parallel$$

$$6) \quad Z = 2(1) \cdot 2(4) \cdot 2(2)$$

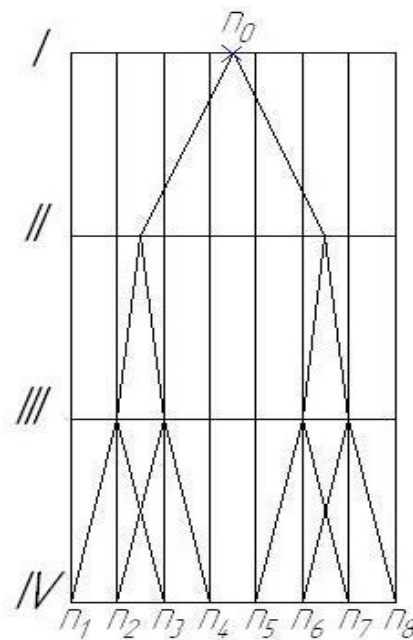
$$0 \quad \parallel \quad |$$

### 3.2 Побудова структурних сіток

Будуємо структурні сітки.

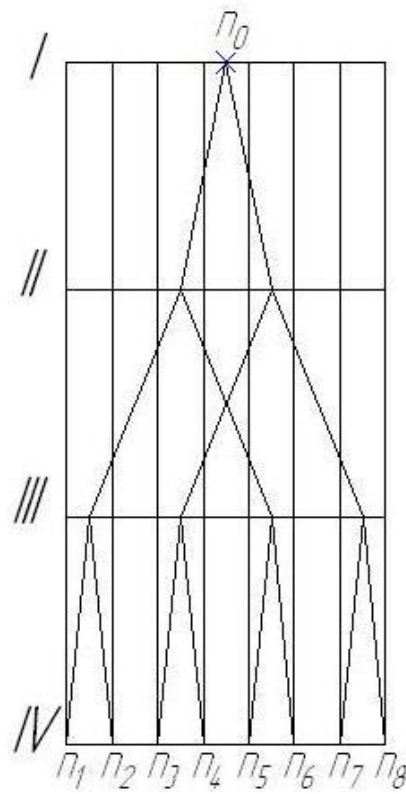


$$1) \quad Z = 2(1) \cdot 2(2) \cdot 2(4)$$

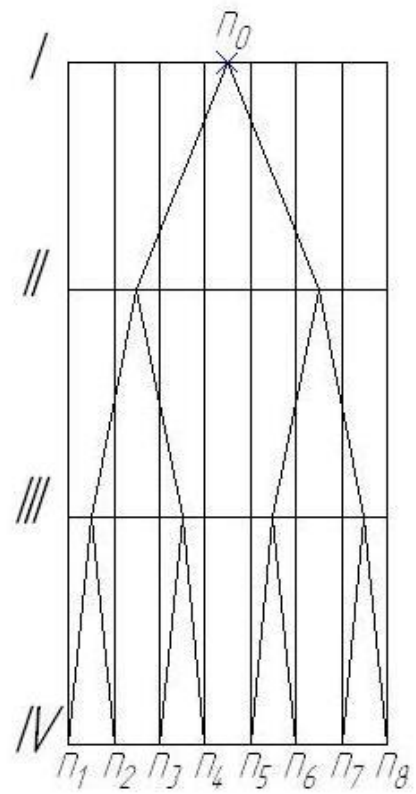


$$2) \quad Z = 2(4) \cdot 2(1) \cdot 2(2)$$

Рисунок 3.2 – Варіанти побудови структурних сіток для першої , другої структурних формул у розгорнутому вигляді

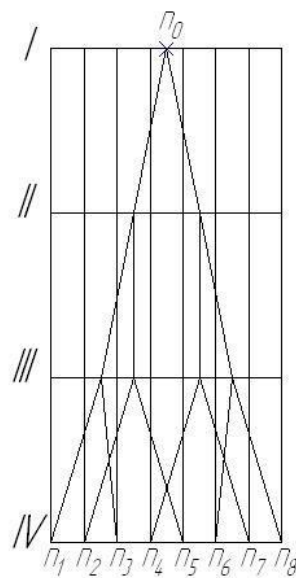


3)  $Z = 2 (2) 2 (4) 2(1)$

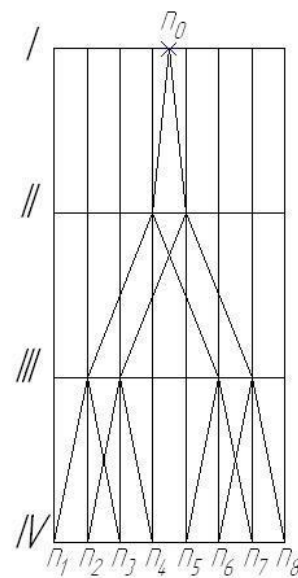


4)  $Z = 2 (4) 2 (2) 2(1)$

Рисунок 3.3 – Варіанти побудови структурних сіток для третьої та четвертої структурних формул у розгорнутому вигляді



5)  $Z = 2 (2) 2 (1) 2(4)$



6)  $Z = 2 (1) 2 (4) 2(2)$

Рисунок 3.4 – Варіанти побудови структурних сіток для п'ятої та шостої структурних формул у розгорнутому вигляді.



### 3.2.1. Аналіз структурних сіток.

Оптимальним вважається такий варіант, у якого відрізки, що визначають передатні відношення між валами, поступово розходяться від першого вала до четвертого. Порівняння наведених варіантів дає змогу визначити, що серед представлених найкращий варіант перший, а найгірший - другий.

### 3.2.2 Будуємо графік частот обертання шпинделя.

$$\varphi^2=1,99 ; \varphi^3=2,8 ; \varphi^4=3,95 ; \varphi^5=5,57 ; \varphi^6=7,87$$

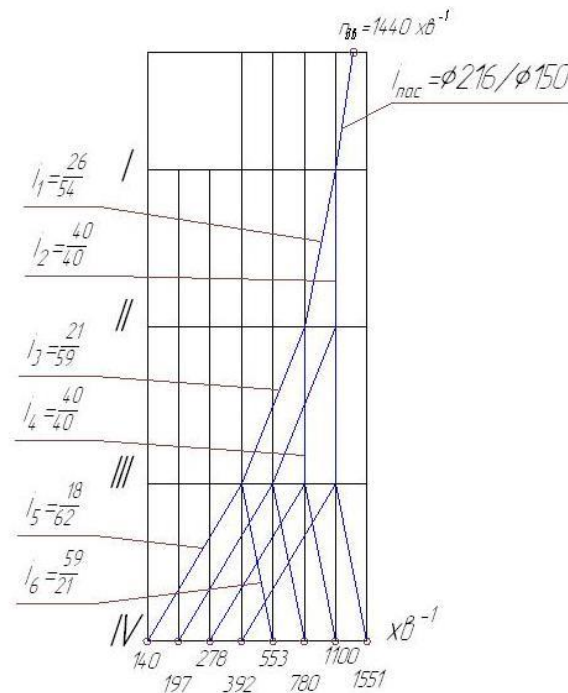


Рисунок 3.5 – Графік частот обертання шпинделя

### 3.3 Визначення міжцентрову відстань.

Визначемо міжцентрову відстань

Приймаємо модуль зубчастих коліс  $m=2,5$

$$\text{Міжцентрова відстань } a = \frac{(z_1+z_2)m}{2}$$

Берем зубчасті колеса  $z=21$  (п.14) і  $z=59$  (п.12)

$$\text{тоді, } Q = \frac{(D_2)2,5}{2} = 100\text{мм.}$$

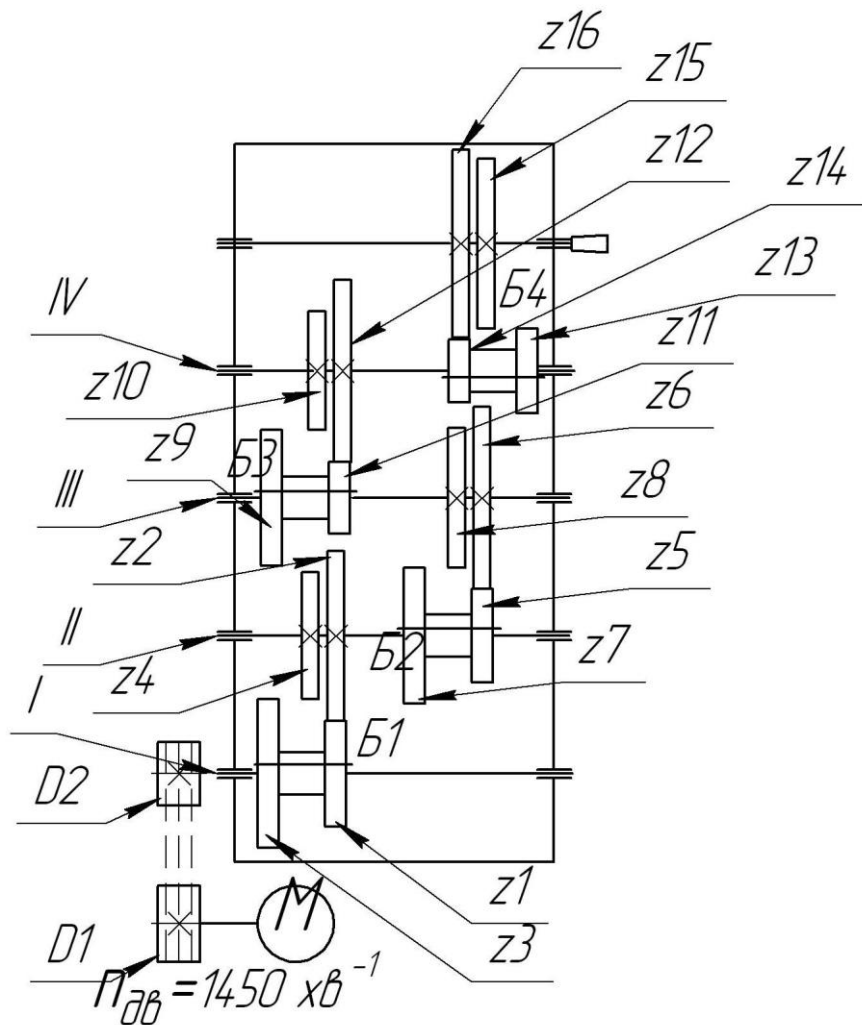


Рисунок 3.6 – Покращений варіант кінематичної схеми привода верстата

### 3.4 Визначення кількості зубців зубчастих коліс.

Перше правило полягає у тому, що сума зубів зубчастих коліс у двоваловій передачі залишається незмінною, тобто можна написати, що

$$\Sigma Z = Z_1 + Z_2 = Z_3 + Z_4 = Z_5 + Z_6 = \text{const}$$

Суму  $Z$  визначають виходячи з того, що найменша кількість зубів на одному колесі може бути 18 – 20. Тоді  $\Sigma Z_{\min} \approx 40$ , а відповідно  $\Sigma Z_{\max} \approx 120$ .

Друге правило полягає у тому, що записують передатні відношення через кількість зубів зубчастих коліс і прирівнюють їх до передатних відношень з ГЧО через знаменник геометричного ряду. Це має такий вигляд:

$$\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{1}{\varphi^2}; \quad \frac{Z_3}{Z_4} = \frac{1}{\varphi}; \quad \frac{Z_5}{Z_6} = \frac{1}{\varphi^0} = \frac{1}{1} = 1.$$

Подані два рівняння (за першим та другим правилами) розв'язують спільно. Тоді значення  $Z_1$  та  $Z_2$  визначають так:

$$Z_1 = \frac{\sum Z}{1 + \varphi^2}, \quad Z_2 = \sum Z - Z_1.$$

Для визначення реальних значень потрібно задати  $\sum Z$ .

$$\sum Z = 80 / 1 + \varphi^2 = 2,99 \text{ і } Z_1 = 26,7 \approx 26.$$

$$Z_2 = 80 - 26 = 54. \quad i_1 = 26/54$$

$$Z_3 = 40.$$

$$Z_4 = 40 \quad i_2 = 40/40$$

$$Z_5 = 80 / 3,8 = 28,05 \approx 30.$$

$$Z_6 = 80 - 30 = 50. \quad I_3 = 30/50$$

$$Z_7 = 40.$$

$$Z_8 = 40 \quad i_4 = 40/40$$

$$Z_9 = 80 / 3,95 = 26,16 \approx 28.$$

$$Z_{10} = 80 - 28 = 62. \quad I_5 = 28/52$$

$$Z_{11} = 59.$$

$$Z_{12} = 80 - 59 = 21. \quad I_6 = 59/21$$

Підрахування фактичних частот обертання шпинделя.

Першу, або найменшу частоту, можна отримати, якщо перемножити передатні відношення  $i_1, i_3, i_5$ . Записати потрібно так:

$$n_1 = 1000 \frac{26}{54} \frac{30}{50} \frac{28}{52} = 155 \text{ хв}^{-1},$$

$$i_2, i_3, i_5 \quad n_2 = 1000 \frac{40}{40} \frac{30}{50} \frac{28}{52} = 323 \text{ хв}^{-1},$$

$$i_1, i_4, i_5 \quad n_3 = 1000 \frac{26}{54} \frac{40}{40} \frac{28}{52} = 259 \text{ хв}^{-1},$$

$$i_2, i_4, i_5 \quad n_4 = 1000 \frac{40}{40} \frac{40}{40} \frac{28}{52} = 538 \text{ хв}^{-1},$$

$$i_1, i_3, i_6 \quad n_5 = 1000 \frac{26}{54} \frac{30}{50} \frac{59}{21} = 811 \text{ хв}^{-1},$$

$$i_2, i_3, i_6 \quad n_6 = 1000 \frac{40}{40} \frac{30}{50} \frac{59}{21} = 1185 \text{ хв}^{-1},$$

$$i_1, i_4, i_6 \quad n_7 = 1000 \frac{26}{54} \frac{40}{40} \frac{59}{21} = 1202 \text{ хв}^{-1},$$

$$i_2, i_4, i_6 \quad n_8 = 1000 \frac{40}{40} \frac{40}{40} \frac{59}{21} = 1220 \text{ хв}^{-1},$$

### 3.5 Виконання розрахунку пасової передачі

Для кінематичного розрахунку пасової передачі потрібно підрахувати передатне відношення між двигуном та точкою  $n_0$ , яка відповідає  $1000 \text{ хв}^{-1}$ , тоді  $i_{\text{пас}} = n_0 / n_{\text{дв}} = 1000 / 1440 = 0,694$ . Для шпинделя вибираємо шків розміру  $\phi 150$  мм. Тоді діаметр шківа на валу двигуна  $150 / 0,694 = 216$ , тобто шків  $\phi 216$  мм.

### 3.6 Оцінка точності кінематичного розрахунку

Для визначення ступеня невідповідності фактичних частот обертання стандартизованим користуються формулою

$$\Delta = \pm \frac{n_{\text{ф}} - n_{\text{ст}}}{n_{\text{ст}}} 100\%,$$

де  $n_{\text{ф}}$ ,  $n_{\text{ст}}$  – відповідно фактичні та стандартизовані частоти обертання шпинделя.

Перевіримо відповідність  $n_4$  частоти обертання шпинделя:

$$\Delta = \frac{553 - 538}{538} 100\% = -0,02721 \cdot 100\% = -2,7\% \text{ – знаходиться в допуску.}$$

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
						20
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

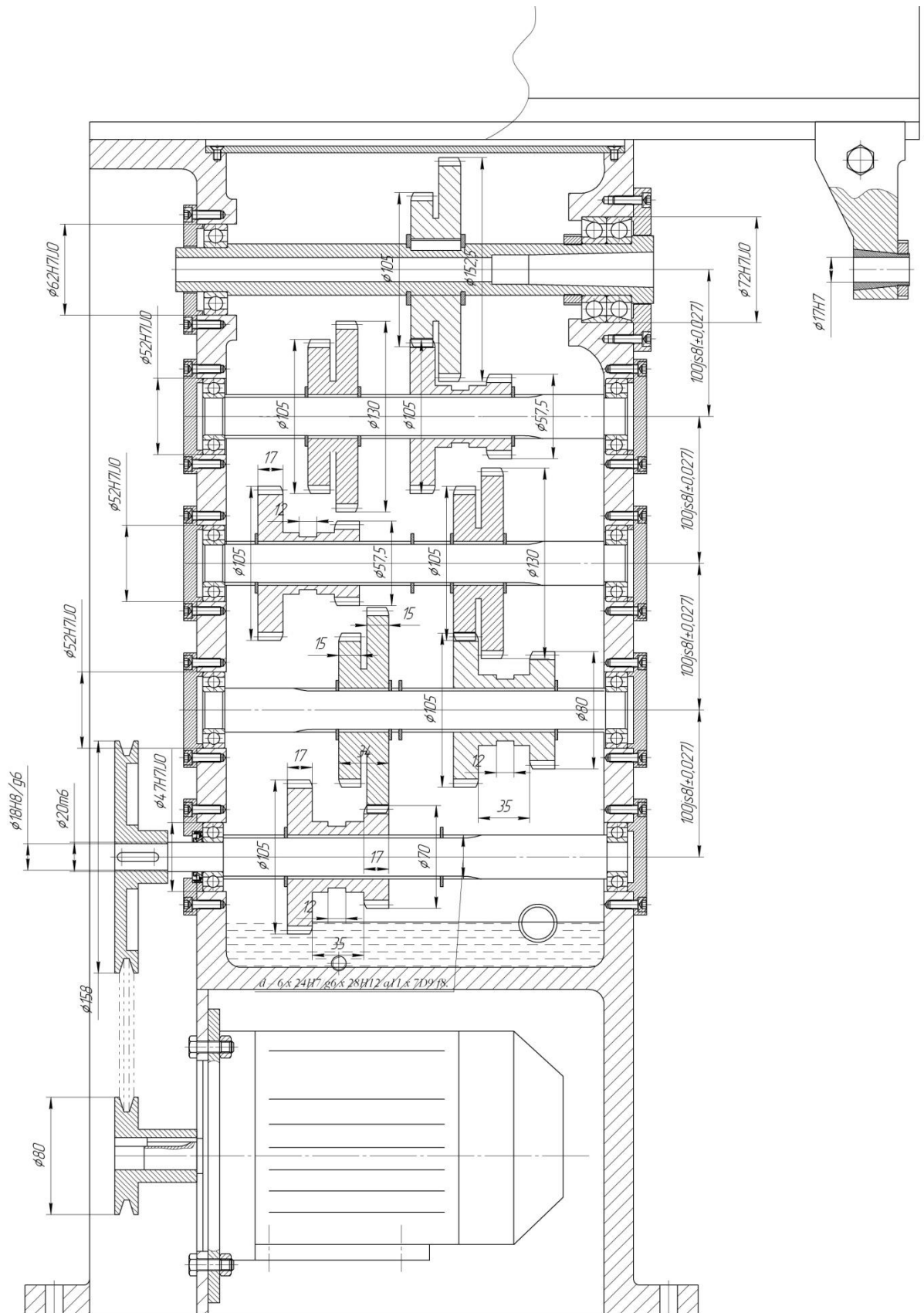


Рисунок 3.7– Варіант компоновки привода верстата

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		21

При перевірці визначаємо, що на кінематичній схемі на валу IV (шпindel) блок рухомий, а на конструктивній – пара зубчастих коліс закріплена нерухомо, блок перенесений на попередній III вал. Така зміна теж виконана на основі практичних рекомендацій до конструювання, що на шпинделях недоцільно розміщувати рухомі блоки, а переносити їх по можливості на попередні вали. На рис. 3.7 кінець вала I виконаний під шків пасової передачі і розміщений так, як на кінематичній схемі. Знову ж таки, якщо на кінематичній схемі таке розміщення є допустимим, то на конструктивній схемі таке технічне рішення є невдалим, тому що стружка з під шпинделя буде сипатися на пасову передачу, що недопустимо. Безумовно, шків пасової передачі можна і потрібно захистити, але краще вхідний кінець вала помістити ліворуч, що не потребує ніяких додаткових витрат для конструкції коробки.

3.7 Визначаємо навантаження на валах, діючі сили, крутні моменти, потужність двигуна.

Під час розрахунку коробок швидкостей вводять та використовують розрахункові навантаження

$$T_{pi} = T_j \cdot K,$$

$$F_p = F_t \cdot K,$$

де  $T_{pi}$  – розрахунковий крутний момент на  $i$  – му валу, Н·мм;

$T_j$  – момент на попередньому валу, Н·мм;

$F_t$  – колова сила, що прикладена до вала, Н

$K$  – коефіцієнт навантаження,  $K = 1,2$ .

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
						22
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Крутний момент розраховують за такою формулою:

де  $\omega$  – кутова швидкість. Наприклад, при  $n = 1000$  хв<sup>-1</sup>

$$T = \frac{P}{\omega},$$
$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1000}{30} = 104 \text{ рад/с}$$

де  $P$  – потужність двигуна. Наприклад, для  $P = 1,1$  кВт

$$T = \frac{2,2 \cdot 1000}{104} = 21,1 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Крутний момент за умови навантаження:

(з урахуванням коефіцієнта навантаження)

$$T_{pi} = 21,1 \cdot 10^3 \cdot 1,2 = 25,3 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Колову (тангенціальну) силу для розрахунку вала визначимо за формулою (і приклад результату):

$$F_{tI} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{z1}} = \frac{2 \cdot 25,3 \cdot 1000}{78} = 648 \text{ Н}$$

Ділильні діаметри зубчастих коліс –  $d_{z1} = m \cdot z_1$

Розрахункові навантаження остаточно дорівнюють:

$$T_{pi} = 21,1 \cdot 10^3 \cdot 1,2 = 25,3 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$F_{tpI} = 648 \cdot 1,2 = 777,6 \text{ Н}$$

### 3.8 Розрахунок валів.

Діаметр вихідного кінця вала при допустимому напруженні визначають за формулою

$$[\tau] = 20 \text{ МПа}$$
$$d_I = \sqrt[3]{\frac{T_{pi}}{0,2 \cdot [\tau]}}$$

Тоді діаметр вихідного кінця першого вала :

$$d_I = \sqrt[3]{\frac{25,3 \cdot 1000}{0,2 \cdot 20}} \approx 19 \text{ мм.}$$

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
						23
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Беремо діаметр вала під підшипники  $d_1 = 20$  мм.

З кінематичного розрахунку відомо, що вал I шліцьовий. Тому за ГОСТом 1139 – 81 призначаємо шліці за розмірами 6 x 24 x 28 із центруванням за внутрішнім діаметром вала. Посадка для рухомого з'єднання блок – вал може бути такою:

$$d - 6 \times 24H7/g6 \times 28H12/a11 \times 7D9/f8.$$

Після розрахунку першого (ведучого) вала можна розрахувати другий, ведений вал. Крутний момент на другому валу  $T_{pII}$  можна визначити формулою

$$T_{pII} = T_{pI} \cdot u_{II}^{\max},$$

де  $u_{II}^{\max}$  – передатне число між першим та другим валами:

$$u_{II}^{\max} = 1 / i_{II}^{\max} - \text{беруть із кінематичного розрахунку, маємо } 1/2.$$

$$\text{Тоді } T_{pII} = 50 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

$$\text{то } d_{II} = 24 \text{ мм.}$$

Беремо діаметр вала під підшипники  $d_{II} = 25$  мм.

З кінематичного розрахунку відомо, що вал II шліцьовий. Внутрішній діаметр шліцьового вала повинен бути більшим за діаметр під підшипник. Тоді за ГОСТом 1139 – 81 призначаємо шліці за розмірами: 6 x 26 x 32. Посадка для рухомого з'єднання блок – вал у загальному поданні

$$d - 6 \times 26H7/g6 \times 32H12/a11 \times 7D9/f8.$$

### 3.8.1 Уточнюючий (перевірний) розрахунок валів.

Виконується після проектного розрахунку як розрахунок коефіцієнта запасу міцності для небезпечних перерізів вала на основі виконаної конструкції коробки швидкостей. Скористаємося сконструйованою коробкою швидкостей (рис.3.9). Небезпечним перерізом I вала є положення блока ліворуч, тобто коли діючі сили та моменти прикладені посередині вала.

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
						24
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



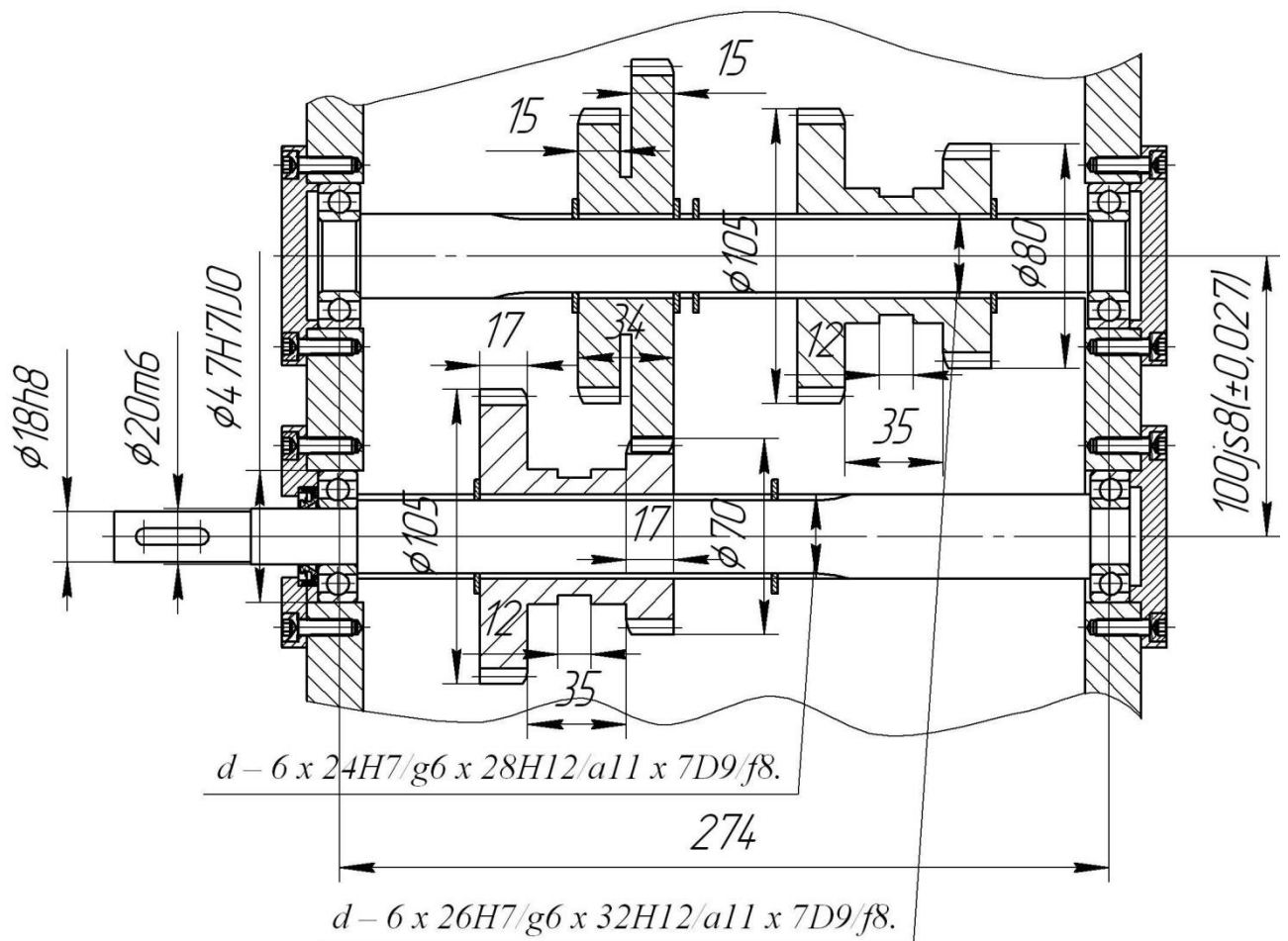


Рисунок 3.9 – Найбільш небезпечне положення блока на першому валу

Визначення умови міцності вала

Умова міцності вала визначається за формулою

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S]$$

де  $[S]$  – допустимий коефіцієнт запасу міцності; значення  $[S]$  знаходиться у межах 1,3–1,5; можна взяти  $[S] = 1,5$ ;

$S_{\sigma}$  – коефіцієнт запасу міцності за нормальними напруженнями;

$S_{\tau}$  – коефіцієнт запасу міцності за дотичними напруженнями;

$S$  – загальний (розрахунковий) коефіцієнт запасу міцності. Його й потрібно визначити.

Складова попередньої формули – коефіцієнт запасу міцності за нормальним напруженням  $S_\sigma$  – визначається за формулою

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \sigma_v + \psi_a \cdot \sigma_m}$$

де  $\sigma_{-1}$  – межа витримки при симетричному циклі;

$K_\sigma$  – коефіцієнт, для шліцьового вала  $K_\sigma = 1,65$ ;

$\varepsilon_\sigma = 0,92$  – масштабний фактор;

$\psi_a = 0,15$  – коефіцієнт;

$\sigma_m$  – середнє напруження,  $\sigma_m = 0$ ;

$\sigma_v$  – амплітуда нормальних напружень на згинання.

В останній формулі невизначеними є:

$\sigma_{-1}$  – межа витримки при симетричному циклі;

$\sigma_v$  – амплітуда нормальних напружень на згинання.

Для визначення  $\sigma_{-1}$  потрібно знати  $\sigma_B$ ,

$\sigma_B$  для сталі 45 дорівнює 780 МПа, тоді

$$\sigma_{-1} \approx 0,43\sigma_B = 0,43 \cdot 780 = 335 \text{ МПа};$$

де  $\sigma_v$  – амплітуда нормальних напружень на згинання – визначається формулою

$$\sigma_v = \frac{M}{W_{\text{нетто}}}$$

до якої надходить сумарний момент  $M_\Sigma$  на згинання та параметр  $W_{\text{нетто}}$ .

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
						26
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Для розрахунку  $\sigma_v$ , необхідно знайти сумарний згинальний момент  $M_{\Sigma}$  на валу. Для цього побудуємо схему діючих сил та реакцій і визначимо реакції опор у площинах XZ, YZ (рис. 3.10).

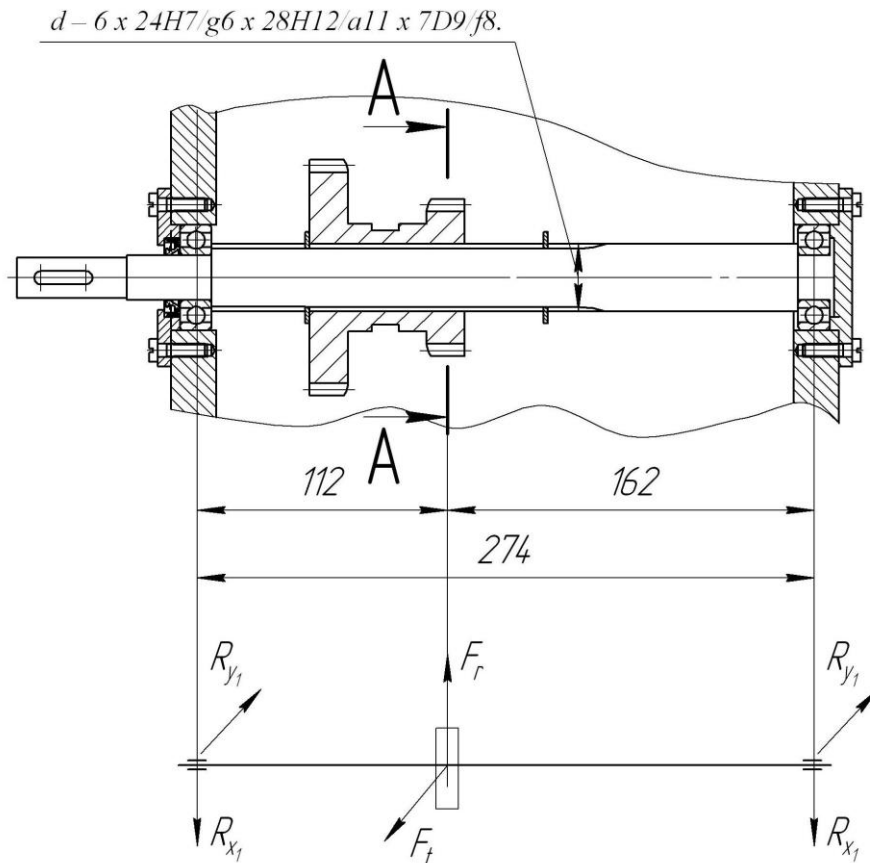


Рисунок 3.10 – Схема діючих сил та реакцій опор І вала коробки.

$$R_{y1} = \frac{F_t \cdot 112}{112 + 116} = \frac{788 \cdot 112}{112 + 116} = 322,1 \text{ Н},$$

$$R_{y2} = \frac{F_t \cdot 116}{116 + 112} = \frac{788 \cdot 116}{116 + 112} = 333,6 \text{ Н}.$$

Реакції опор у площині YZ:

$$R_{x1} = \frac{F_r \cdot 112}{112 + 116} = \frac{788 \cdot 112}{274} = 322,1 \text{ Н},$$

$$R_{x2} = \frac{F_r \cdot 116}{116 + 112} = \frac{788 \cdot 116}{274} = 333,6 \text{ Н}.$$

### 3.9 Розрахунок згинальних моментів вала

Згинальні моменти:

$$M_x = R_{x_1} \cdot 116 = 37,3 \cdot 10^3 \text{ Нмм},$$

$$M_y = R_{y_1} \cdot 116 = 38,6 \cdot 10^3 \text{ Нмм}.$$

Сумарний згинальний момент

$$M_{\Sigma} = \sqrt{(37,3 \cdot 10^3)^2 + (38,6 \cdot 10^3)^2} = 53,6 \cdot 10^3 \text{ Нмм}.$$

За наявності таких розрахунків потрібно показати схему діючих сил та моментів та побудувати епюри діючих сил та моментів ( рис. 3.11).

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
						28
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$d - 6 \times 24H7/g6 \times 28H12/a11 \times 7D9/f8.$

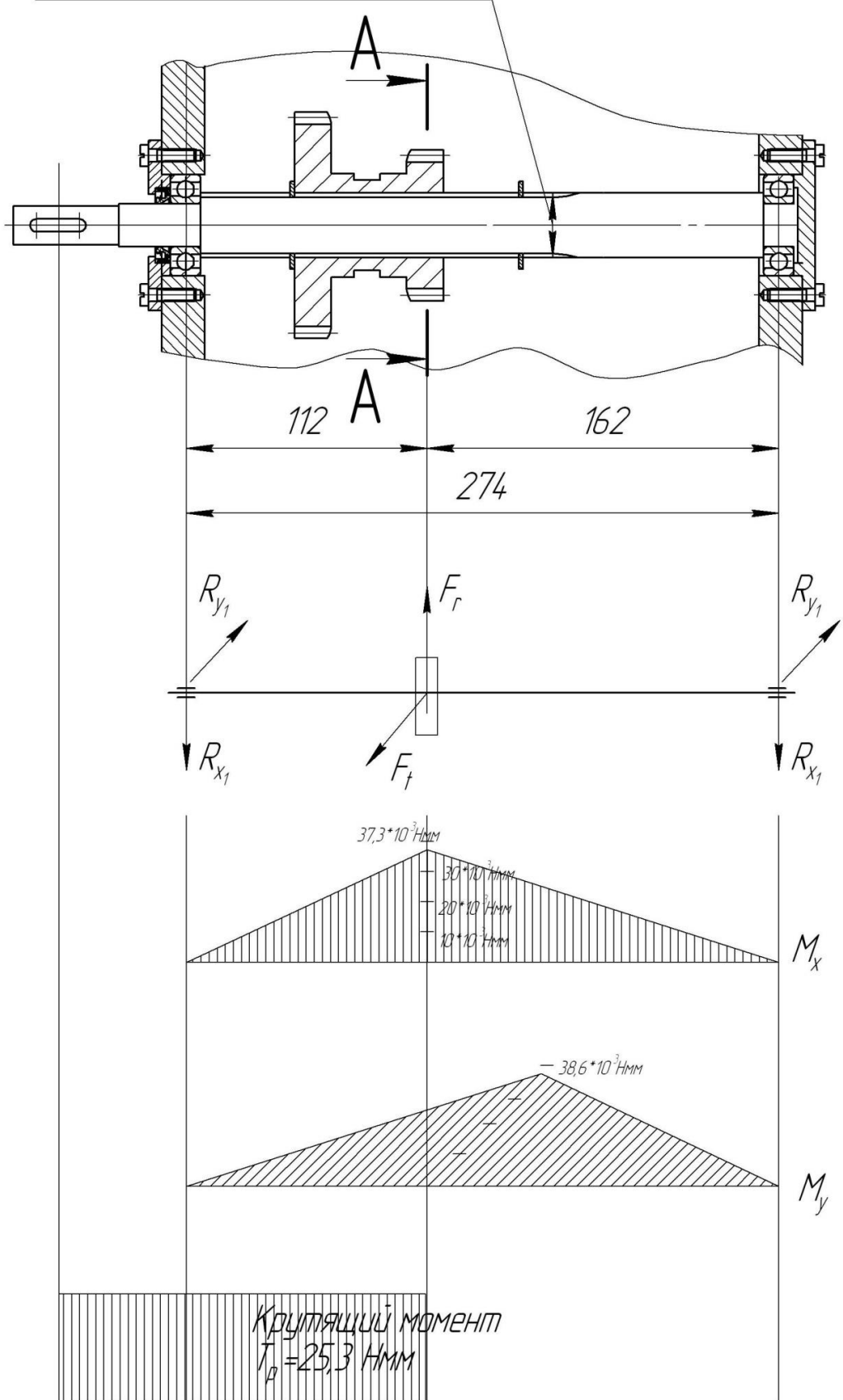


Рисунок 3.11 – Побудова епюр згинальних та крутного моментів

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

КРБ ВІ 35.401 ПЗ

Лист

29

Крутний момент  $T_{pI}$  на епюрі вала визначили при проектному розрахунку:  $T_{pI} = 25.3 \cdot 10^3$  Нмм.

Сумарний згинальний момент також визначено. Розраховуємо амплітуду нормальних напружень на згинання:

$$\sigma = \frac{M_{\Sigma}}{W_{\text{нетто}}} = \frac{53,6 \cdot 10^3}{1,25 \cdot 10^3} = 42,8 \text{ МПа,}$$

де  $W_{\text{нетто}}$  розраховано як

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{3,14 \cdot 28^3}{32} - \frac{6 \cdot 4 \cdot (28-4)^2}{2 \cdot 28} = 1,25 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$$

Параметри  $b$ ,  $d$ ,  $t$  взяті для шліцьового вала з розмірами d6–24H7/g6 x 28H12/a11 x 6D9/f8.

Розрахунок коефіцієнтів запасу міцності.

Тепер можна розрахувати коефіцієнт запасу міцності за нормальними напруженнями :

$$S\sigma = \frac{335}{\frac{1,65 \cdot 42,8}{0,92}} \approx 4,3 > [S_{\sigma}] = 1,3-1,5.$$

Значення коефіцієнта свідчить, що міцність вибраного нами діаметра вала у проектному розрахунку достатня для працездатності цього елемента (першого вала) привода верстата за нормальними напруженнями.

Розрахувати загальний коефіцієнт запасу міцності.

До загальної формули умови міцності входить і коефіцієнт запасу міцності за дотичними напруженнями, який визначається за формулою

Окремі значення параметрів за рекомендаціями такі:

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}$$

$$\tau_{-1} \approx (0,5 - 0,58)\sigma_{-1}; \quad \varepsilon_{\tau} = 0,74; \quad \psi_{\tau} = 0,1; \quad \tau_m = 6.$$

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
						30
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Підстановка значень у формулу дає результат

$$s_{\tau} \approx 11,7.$$

Загальний коефіцієнт запасу міцності

$$S = \frac{1,7 \cdot 11,7}{\sqrt{(1,7)^2 + (11,7)^2}} = 1,68 > 1,4.$$

Визначаємо, що загальний коефіцієнт запасу міцності більший за допустимий, і тому конструкція привода верстата щодо першого вала працездатна. При конструюванні потрібно враховувати і жорсткість елементів. Але розрахунки на жорсткість проводяться для відповідального вузла – шпинделя, а для валів достатньо розрахунку на міцність. При цьому важливо, щоб загальний розрахунковий коефіцієнт міцності був не менший за допустимий, що ми й отримали.

За геометричними розмірами виконати силові розрахунки зубчастих коліс:

- на контактну міцність;
- на згинання.

Основні розміри шестерні та колеса. Ділильні діаметри визначаються за вищенаведеною формулою. Зовнішні діаметри розраховують за формулою

$$d_{a1} = d_{w1} + 2 \cdot m$$

а внутрішній – за формулою

$$d_{a2} = d_{w1} - 2,5m.$$

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
						31
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

### 3.10 Визначення діаметру та ширини зубчастих коліс блока.

Параметри ширини зубчастих коліс можна взяти з рекомендацій до співвідношення для ширини коліс через модуль  $b = (5-10) m$ .  $b = 6 * 2,5 = 15$  мм. з урахуванням перекриття відповідне зубчасте колесо беремо  $b = 17$  мм.

Користуючись програмою КОМПАС маємо такі розрахунки:

Приймаємо модуль зубчатих коліс рівному 2, отримуємо при цьому модулі в розрахунках підрізання зуба і загострення зуба. Приймаємо модуль 2,5 мм.

При цьому модулі всі умови виконуються.

На першому валу ми встановили 204 підшипник, на другому – 205 – виходячи з розрахунків. На мій рахунок краще було встановити однакові підшипники – 205, це спростило б обробку корпуса, і зменшило б номенклатуру підшипників, манжет, кришок, але з дорожчало використання підшипників, остаточне рішення рішення залежить від кількості виготовлення коробок, та їх використання.

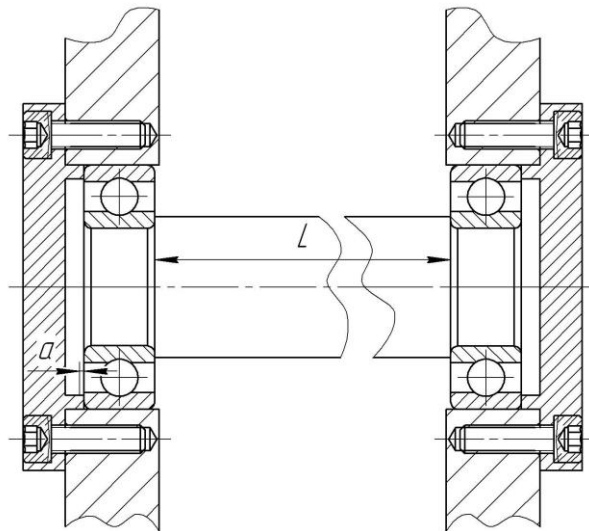


Рисунок 3.12 – Підшипниковий вузол.



Ми використали таку конструкцію, де зазор  $a \approx 12 \cdot 10^{-6} t \cdot L + 0,15$   
 $a \approx 12 \cdot 10^{-6} 20 \cdot 259 + 0,15 \approx 0,26$  мм.

$t$  – максимально можливий перепад температури вала °С

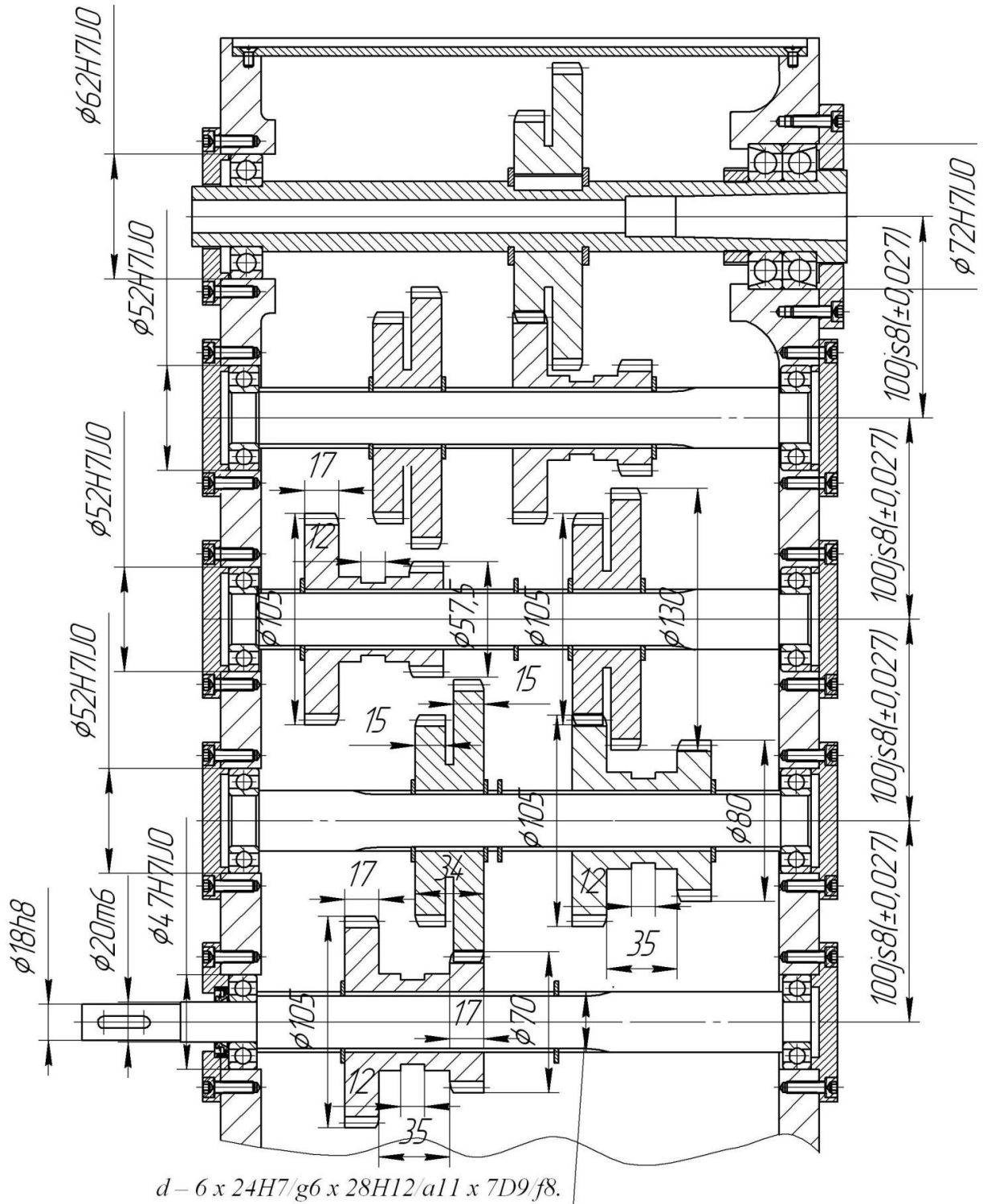


Рисунок 3.13 – Кінцевий варіант модернізованого привода верстата.

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист 33
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Матеріал зубчастих коліс: шестерні та колеса – сталь 45, твердість HB 230.

Силові розрахунки зубчастих коліс виконують:

- на контактну міцність;
- на згинання.

Розрахунок зубів коліс на контактну міцність

Допустимі контактні напруження підраховують за формулою

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b} \cdot K_{HL}}{S_H} \cdot z_r \cdot z_v \cdot K_L \cdot K_{XH},$$

де  $\sigma_{H \lim b}$  – межа контактної міцності поверхневих шарів зубів;  
для вуглецевих сталей із твердістю поверхонь зубів менше HB 350:

$$\sigma_{H \lim b} = 2HB + 70,$$

де  $K_{HL}$  – коефіцієнт довговічності, для верстатів дорівнює 1;

$z_r$  – коефіцієнт безпеки, при однорідній структурі матеріалу 1,1 ;

$S_H$  – коефіцієнт шорсткості;

$z_v$  – коефіцієнт швидкості;

$K_L$  – коефіцієнт змащування;

$K_{XH}$  – коефіцієнт розміру коліс.

З практичних міркувань

$$z_r \cdot z_v \cdot K_L \cdot K_{XH} = 0,9.$$

Тоді

$$[\sigma_{H1,2}] = \frac{2 \cdot 230 + 70}{1,1} \cdot 0,9 \approx 434 \text{ МПа}.$$

За наявності розрахованих допустимих контактних напружень можна уточнити значення міжцентрової відстані за формулою

$$a_w = (u + 1) \sqrt[3]{\frac{310^2 \cdot T_{II} \cdot K}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_a}},$$

де  $u$  – передатне число  $Z_2/Z_1$ ;

$T_{II}$  – момент на валу II;

$K$  – коефіцієнт навантаження,  $K = 1,2$ ;

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
						34
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$\Psi_a$  – коефіцієнт ширини вінця колеса,  $\Psi_a = 0,2$ .

За результатами розрахунку отримаємо значення, яке потрібно порівняти із розрахованим у проектному розрахунку. Якщо розрахункове значення перевищує попереднє, залишити конструкцію без змін.

Розрахунок зубів зубчастих коліс на згинання

Допустимі контактні напруження на згинання

$$\sigma_{H\limb} [\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\limb} \cdot K_{FL} \cdot K_{Fc}}{S_F},$$

де  $\sigma_{F\limb}$  – границя тривалості зуба на згинання,

$$\sigma_{F\limb} = HB + 250;$$

$K_{FL}$  – коефіцієнт довговічності, для верстатів  $K_{FL} = 1$ ;

$S_F$  – коефіцієнт безпеки,  $S_F = 1,7$ ;

$K_{Fc}$  – коефіцієнт, що враховує одностороннє навантаження  $K_{Fc} = 1$ ;

$$[\sigma_F] = \frac{230 + 250}{1,7} \cdot 1 = 282 \text{ МПа.}$$

Приймаємо значення  $[\sigma_F] = 282$  МПа.

### 3.11 Розрахунок зубів коліс на згинання

Розрахунок зубів коліс на згинання виконують за формулою

$$\sigma_F = 2 \cdot Y_F \cdot Y_E \cdot Y_\beta \cdot \frac{T \cdot K_F}{z \cdot b \cdot m^2} \leq [\sigma_F],$$

де  $Y_F$  – коефіцієнт, що враховує форму зуба и залежить від еквівалентної кількості зубів,  $Y_F = 4,25$ ;

$Y_E$  – коефіцієнт, що враховує перекриття зубів. Для прямозубих коліс

$$Y_E = \frac{1}{E} = \frac{1}{[1,88 - 3,2(1/z_1 + 1/z_2)]} = \frac{1}{[1,88 - 3,2(1/14 + 1/36)]} = 0,62;$$

$Y_\beta = 1$  – для прямозубих коліс;

$K_F$  – коефіцієнт, який складається з таких складових

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV},$$

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
						35
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

де  $K_{F\beta}$  – коефіцієнт розподілу навантаження по ширині вінця,  $K_{F\beta} = 1,00$ ;

$K_{FV}$  – коефіцієнт, що враховує динамічні навантаження,  $K_{F\beta} = 1,25$ .

Тоді

$$\sigma_F = 2 \cdot 4,25 \cdot 0,62 \cdot 1 \cdot \frac{18,4 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{14 \cdot 25 \cdot 4^2} = 25,4 \leq 282 \text{ МПа.}$$

Розрахункові напруження значно менші допустимих, що визначає працездатність зубчастих коліс за напруженнями на згинання.

До конструкції коробки надходять блоки зубчастих коліс. На блоках виконують проточування  $C_k$ , що призначене для вилки механізму перемикавання. Приймаємо  $C_k = 12$  мм.

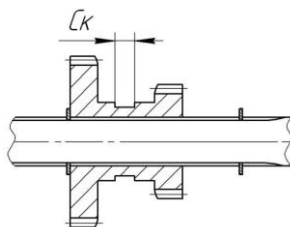


Рисунок 3.14 – Проточування  $C_k$  для вилки перемикавання

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
						36
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

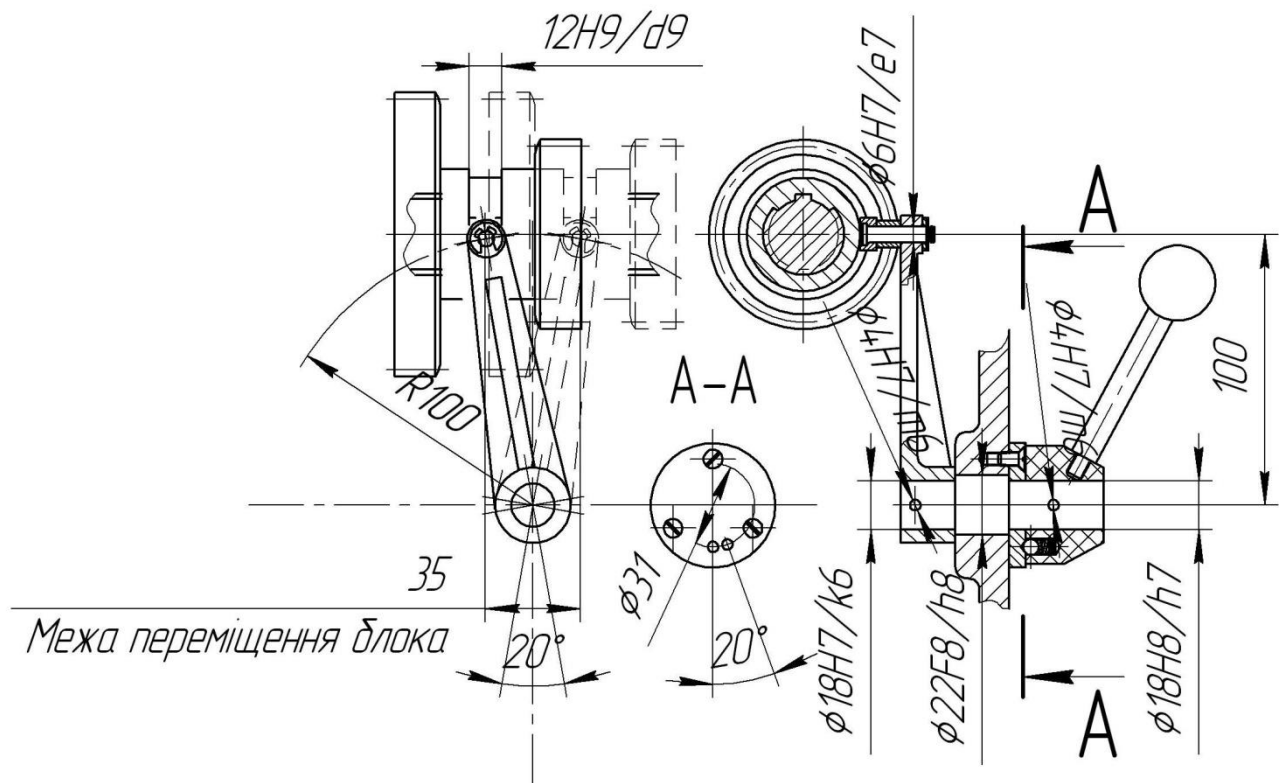


Рисунок 3.15– Конструкція механізму перемикання.

Цей механізм нам більше підходить, тому що у нас перемикання тільки на дві позиції.

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
						37
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

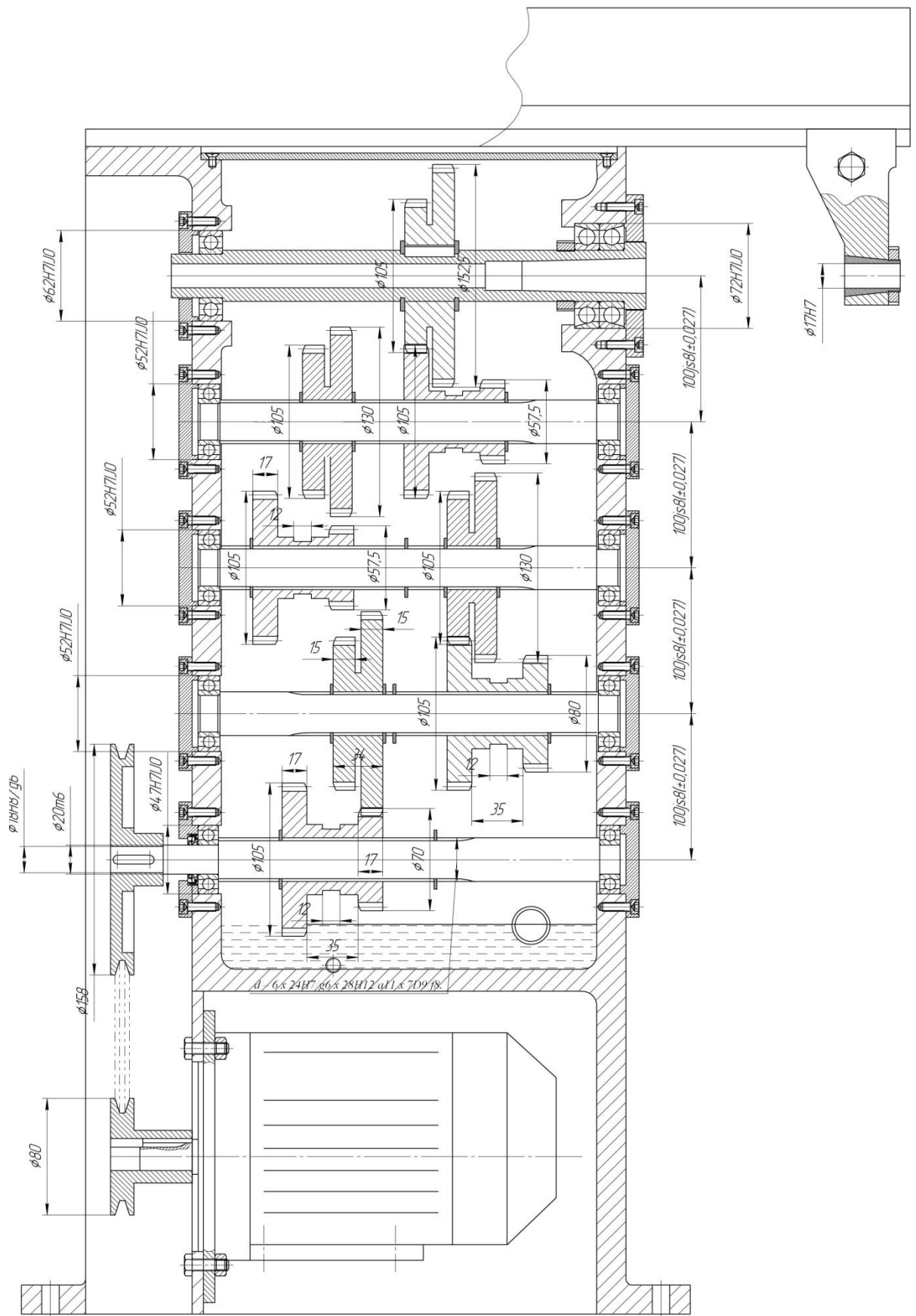
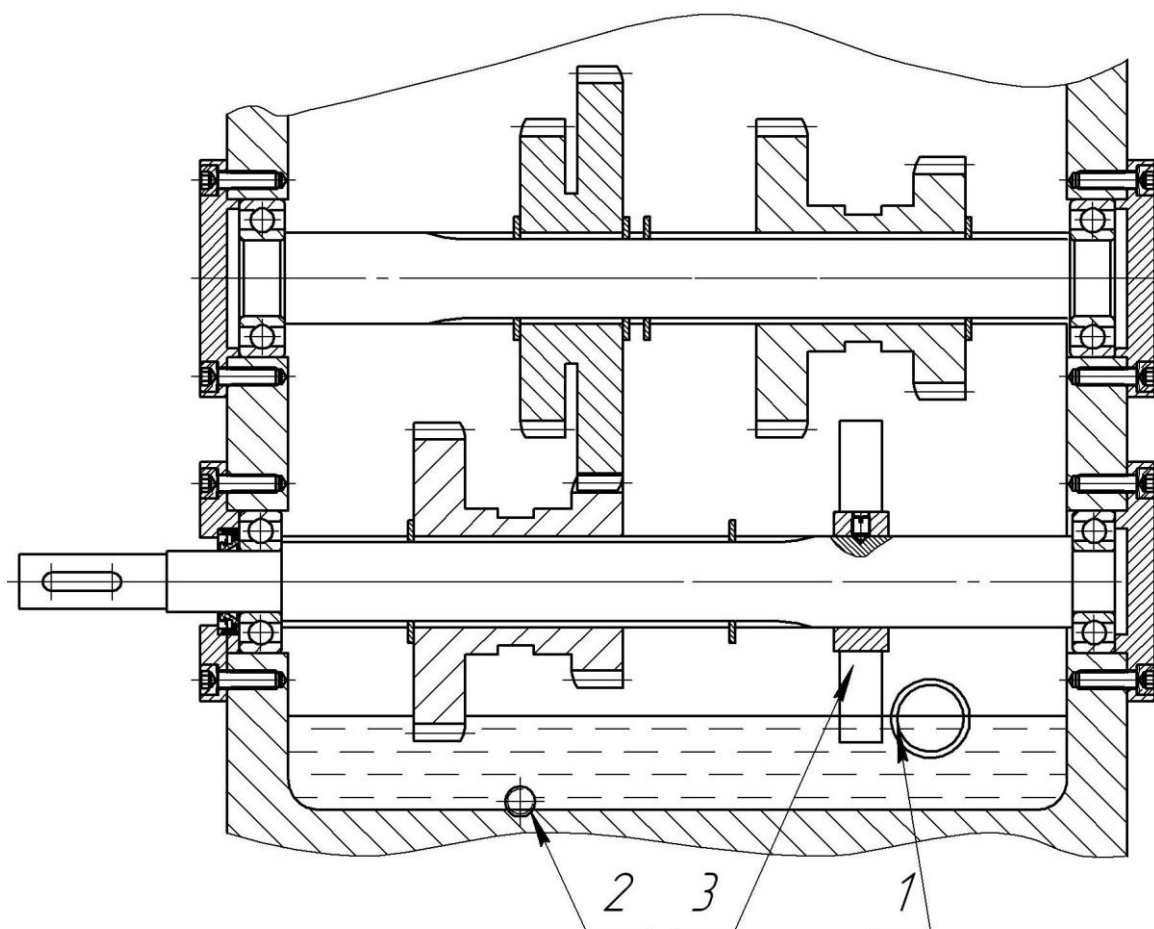


Рисунок 3.16 – Компонування двигуна.

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		38

#### 4 ОПИС СХЕМИ ЗМАЩУВАННЯ



- 1 – Масловказівник.
- 2 – Зливна пробка.
- 3 – Розбрижуюча лопать.

Рисунок 4.1 – Змащення зубчастих коліс.

Для змащення зубчастих коліс коробки передач є модуль, розташований в задній частині конструкції. При активації ЗОР (мастильна рідина) надходить в коробку і відбувається змащування методом розбризування.

Для покращення змащування в конструкцію внесли додаткову лопать, яка додатково розбрижує мастило.

## 5 МОДЕРНІЗАЦІЯ ПРИВОДА ПОДАЧ

Розробка кінематичної схеми приводу подач.

Необхідні дані для розробки схеми приводу подач:

- Інтервал робочих подач:  $S_m = 1 \dots 2000 \text{ мм / хв.}$
- Швидкість швидкого переміщення:  $v_x = 5 \text{ м / хв.}$
- Крок ходового гвинта:  $t_x = 5 \text{ мм.}$
- За вихідними даними підбираємо електродвигун:
- Вибираємо високомоментного електродвигун моделі: пета 85 - 85HS5628. Даний електродвигун має потужність 0.4 кВт з частотою обертання ротора  $n_{ном} = 500 \text{ об / хв}$  і  $n_{max} = 2000 \text{ об / хв}$ ,  $M_{ном} = 8,7 \text{ Нм}$  і  $M_{max} = 16 \text{ Нм}$ . 1,8 градуса кут крока (200 кроків/оберт)

- Визначаємо передавальне відношення зубчастих коліс коробки подач:

- Зубчасті колеса коробки подач визначаються з рівняння кінематичного балансу, складеного для найбільшої робочої подачі, ротор електродвигуна при цьому обертається з номінальною частотою:

$$S_{max} = n_{iii} i_{ei} t_x \quad \text{або} \quad 2000 = 500 i_{kn} 5$$

де  $i_{ei}$  - передавальне відношення зубчастих коліс коробки подач.

Звідки:

$$\frac{i_{kn}}{500 \cdot 5} = 0.4 \\ = 24/60$$

- За розрахунками редуктор вибираємо з конструктивних міркувань редуктор з числами зубів 24 і 60.

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
						40
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



- Будуємо кінематичну схему приводу подач.

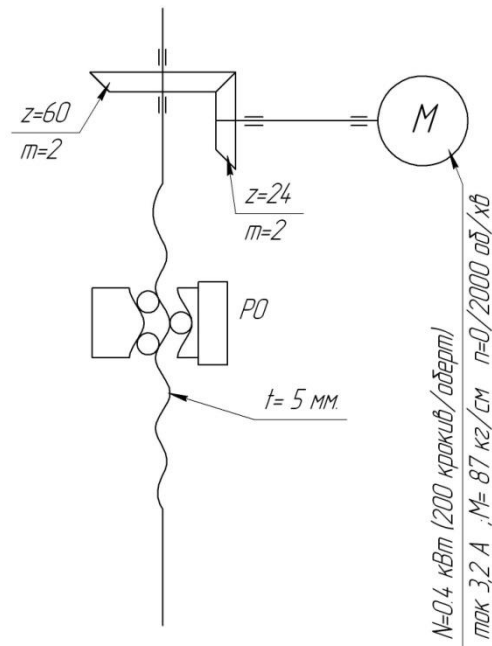


Рисунок 5.1. Кинематическая схема привода подач

- Визначаємо максимальну, номінальну і мінімальну частоти обертання:

$$v_x = n_{\max} i_{\text{кп}} t_{\text{д.д.}} k$$

$k = 1$  - число заходів

$$t_{\text{х.в.}} = 5 \text{ мм}$$

- крок ходового гвинта

$i_{\text{кп}} = 0.4$  - передаточне відношення

$$n_{\max} = \frac{v_x}{t_{\text{х.в.}} i_{\text{кп}} k} = \frac{5000}{5 \cdot 0.4 \cdot 1} = 1250 \text{ хв}^{-1}$$

$$n_{\text{ном}} = \frac{S_{\max}}{t_{\text{х.в.}}} = \frac{2000}{5 \cdot 0.4} = 500 \text{ хв}^{-1}$$

$$n_{\min} = \frac{S_{\min}}{t_{\text{х.в.}}} = \frac{1}{5 \cdot 0.4} = 0,25 \text{ хв}^{-1}$$

- Визначаємо діаметр ходового гвинта:

$$d_{XB} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]}}$$

де  $[\phi]$  для сталі 40Х =  $900 \cdot 0,025 = 22,5 \text{ МПа}$

$$M = M_{MAX}^{ДВ} \cdot U_{КП} \cdot \eta_{ЗП}$$

$$M = 8,7 \cdot 2,5 \cdot 0,85 = 18,5 \text{ Нм}$$

$$d_{XB} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{18,5}{0,2 \cdot [22,5]}} = 23,3 \text{ мм}$$

Приймаєм діаметр ходового гвинта 24мм.

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
						42
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

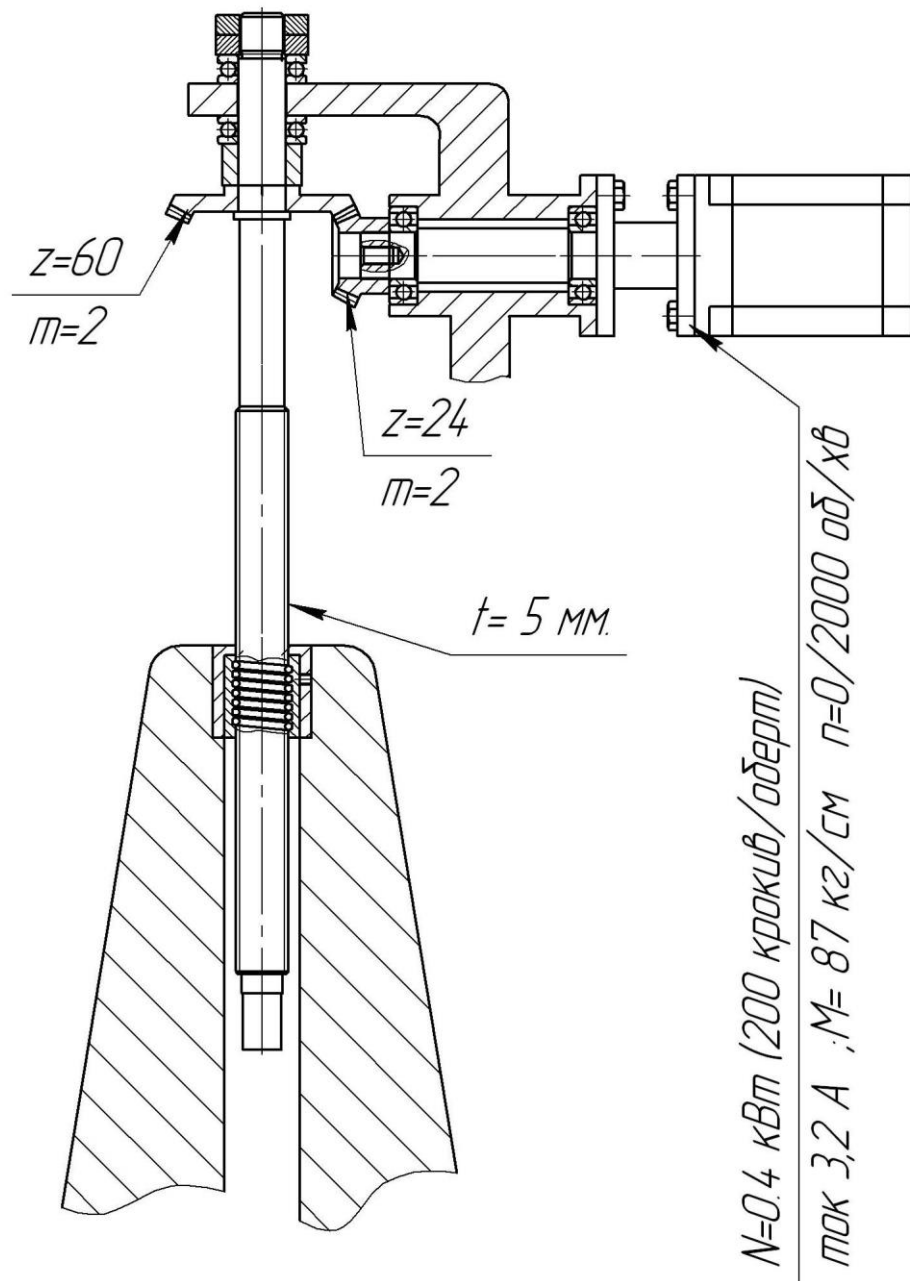


Рисунок 5.2 – Привод подач.

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
						43
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

## 6 РОЗРАХУНКИ ТА КОНСТРУЮВАННЯ ПРИСТРОЮ ДЛЯ ЗАТИСКАННЯ ДЕТАЛІ ПРИ ОБРОБЦІ ЇЇ НА МОДЕРНІЗОВАНОМУ ВЕРСТАТІ

Складання переліку функцій, які реалізуються

Переміщення і попередня орієнтація заготовки;

1 Базування заготовки;

2 Закріплення заготовки;

3 Базування пристрою на верстаті;

4 Закріплення пристрою на верстаті;

5 Підведення і відведення енергоносія;

6 Утворення вихідної сили для закріплення;

7 Керування енергоносієм;

8 Об'єднання функціональних вузлів;

9 Обробка пазів;

10 Створення безпечних умов праці.

### 6.1 Розробка і обґрунтування схеми базування

Вибір установчої та опорної базових поверхонь

Із усього комплексу поверхонь, що утворюють заготовку, на базову поверхню може претендувати поверхні з розмірами 72 та 66 На їх користь свідчить таке:

- вони найбільш точно оброблена: 72h8(-0,046), 66js11 ( $\pm 0,095$ )

- вона досить чисто оброблена: шорсткість її поверхні Ra = 0,8 та 3,2мкм.

Крім того, застосування цих поверхні як базової не перешкоджає доступу інструментів до оброблюваних поверхонь.

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
						44
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Поверхня 66js11, будучи прийнятою в якості базової, позбавляє заготовку двох ступенів свободи, тобто являються подвійною опорною базою –(рисунок 6.1). Вона забезпечує паралельність осі оброблюваних пазів .

У якості установчої бази беремо торець деталі 72h8 , вона позбавляє заготовку однієї ступені свободи.

Дана схема базування показана на рисунку 6.1.

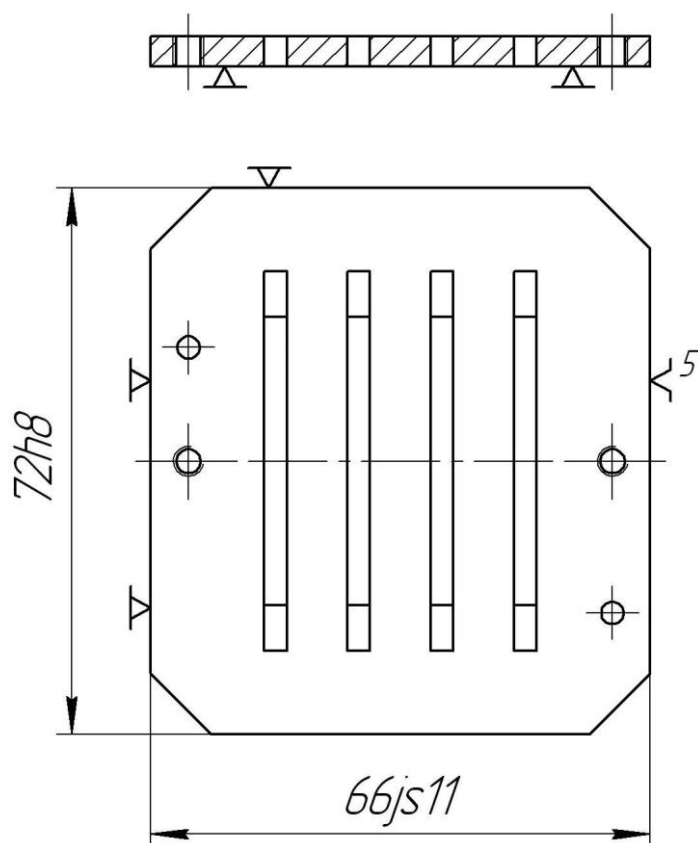


Рисунок 6.1 – Схема базування

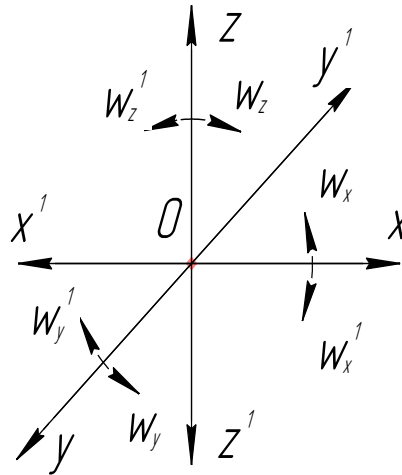


Рисунок 6.2 – Схема однобічних зв'язків, що покладають на заготовку  
(до таблиці 6.1)

Таблиця 6.1 – Індеси та номери зв'язків

Індекс координати		x	x'	y	y'	z	z'	$\omega_x$	$\omega'_x$	$\omega_y$	$\omega'_y$	$\omega_z$	$\omega'_z$
Спосіб реалізації	Реакція	R	R	R	R	-	R	R	R	R	R	R	R

## 6.2 Побудова функціональної структури пристрою

З набору функцій, що наведені в пункті 5, виділимо ті, які реалізуються на протязі оперативного часу: 0,1,2,5,6,7. Функції 3,4 впливають на підготовчо-заклучний час; функції 8,10 прямого впливу на штучний час не здійснює.

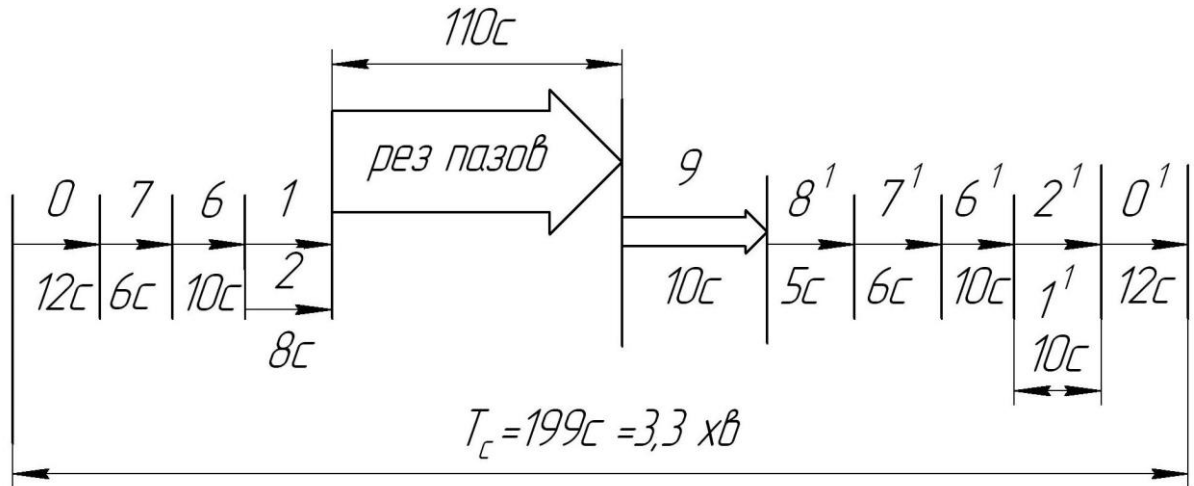


Рисунок 6.3 – Схема послідовної реалізації функцій  
Функціональна структура пристрою представлена на рисунку 6.4.

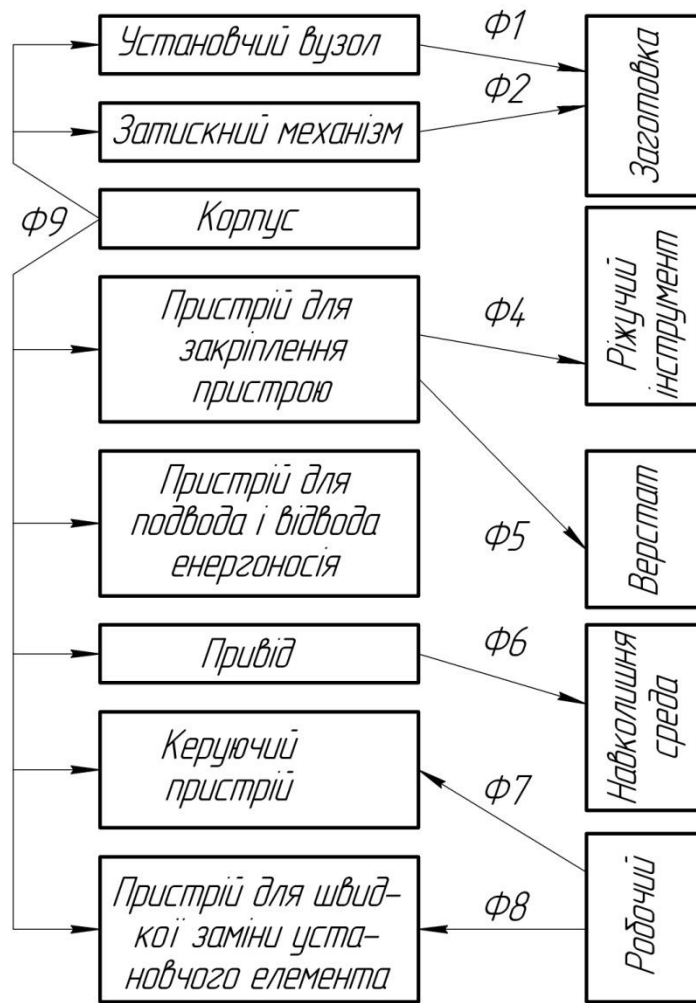


Рисунок 6.4 – Функціональна структура проектованого пристрою

### 6.3 Розробка та обґрунтування схеми закріплення

#### Аналіз структури полів збурюючих сил

Для визначення взаємного впливу поля збурюючих сил та поля зрівноважуючи сил будуюмо графічну модель збурюючих сил (рисунок 6.5) взаємозв'язку з прийнятою схемою базування.



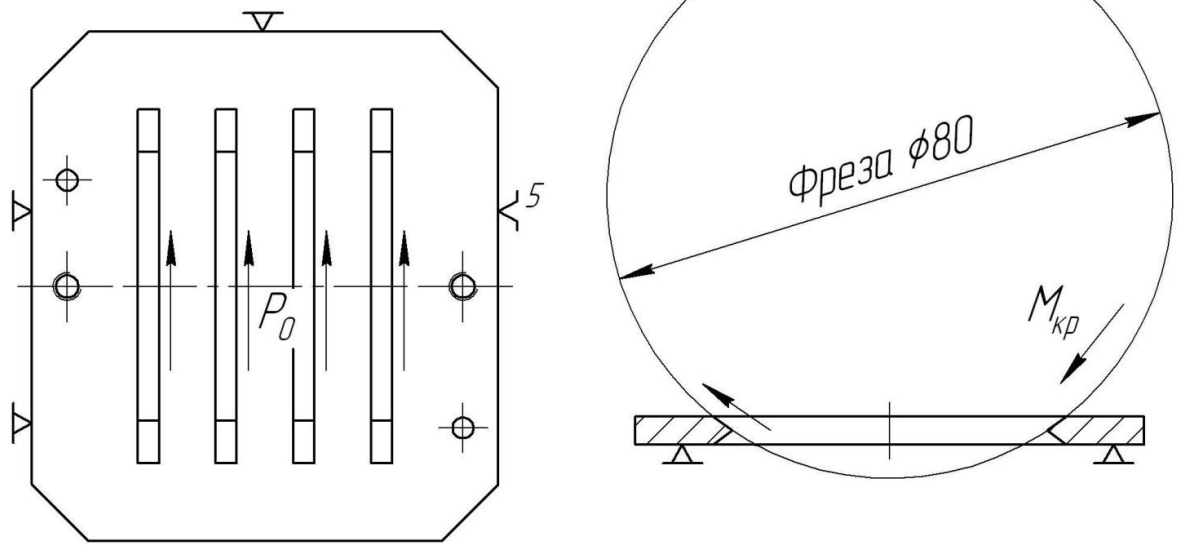


Рисунок 6.5 – Структура поля збурюючих сил

#### Аналіз структури полів зрівноважувальних сил

З рисунку 6.3 бачимо, що складова  $P_x'$  поля збурюючих сил врівноважується реакцією  $R_x'$  ( $R_x' = P_x'$ ). Інші складові поля збурюючих сил невірноважені та потребують прикладання додаткових сил закріплення. При даній схемі базування доцільно застосовувати пневмокамеру, яка створює поле зрівноважувальних сил, що й представлено на рисунку 6.4.

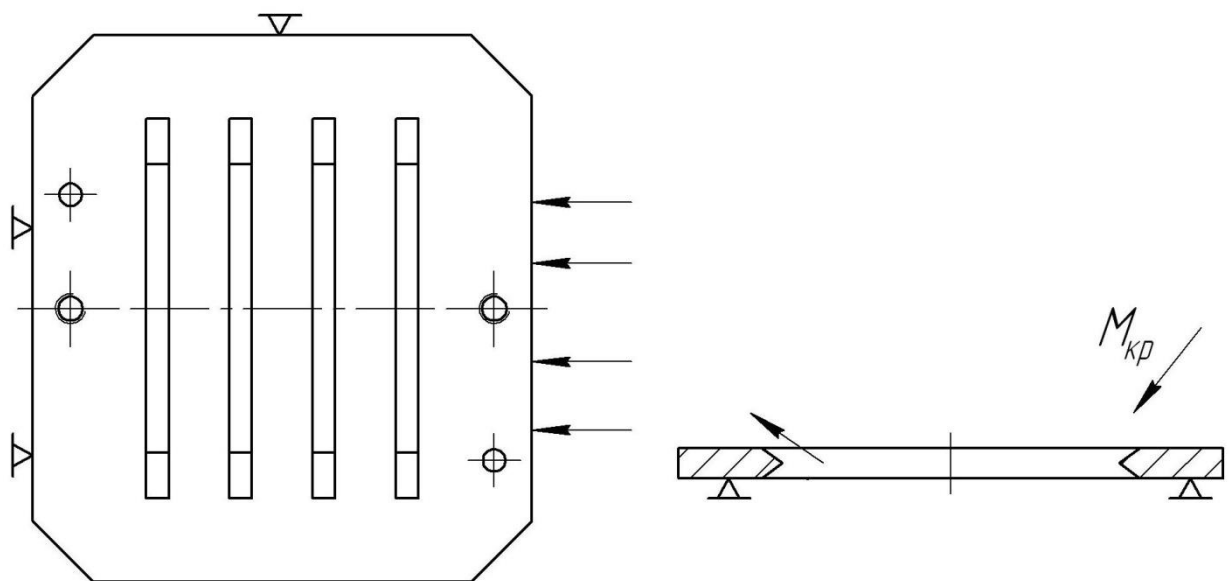


Рисунок 6.6 – Структура поля зрівноважувальних сил

Для аналізу структури та якості зв'язків, що виникають при закріпленні заготовки, будемо таблицю однобічних зв'язків.

Таблиця 8.2 – Однобічні зв'язки

Індекс зв'язку		x	x'	y	y'	z	z'	$\omega_x$	$\omega'_x$	$\omega_y$	$\omega'_y$	$\omega_z$	$\omega'_z$
Спосіб реалі- зації	Реакція	R	R	R	R	-	R	R	R	R	R	R	R
	Сила за- кріплення	-	-	-	-	-	W	-	-	-	-	-	-
	Сила тертя	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	F(W)	F(W)

#### 6.4 Розрахунок сил затиску

Визначаю крутящий момент, діючий під час фрезерування (по [6], с.277) по формулі:

$$M_{кр} = 10CmD^q S^y K_p, \quad (8.1)$$

де,  $Cm=0,0345$ - коефіцієнт, що враховує умови обробки ([6],табл. 32);

$D=80$ - діаметр фрези;

$q=2,0$ - показник ступеня при  $D$  ([6], табл. 32, с.281);

$S=0,25$ - оборотна подача ( [6], табл. 25, с.277);

$y=0,8$ - показник ступеня при  $S$  ([6], табл. 32, с.281).

Коефіцієнт, що залежить від властивостей оброблюваного матеріалу  $K_p$ , визначають по формулі ([6], табл. 9, с.264):

$$K_{Mp} = \left( \frac{\sigma_B}{750} \right)^n, \quad (8.2)$$

де  $\sigma_B=710$  МПа – межа міцності оброблюваного матеріалу;

$n=0,75$  – показник степені ([6], табл. 9, с.254).

Тоді: 
$$K_{Mp} = \left( \frac{710}{750} \right)^{0,75} = 0,96$$

А момент:  $M_{кр}=10*0,0345*80^2*0,25^{0,8}*0,96=48$  (Н\*м)

При затиску момент сили тертя, що виникає між заготовкою й оправкою, повинен бути більше моменту кручення при обробці:

$$M_{тр} = M_{кр} \cdot K, \quad (8.3)$$

де  $M_{тр}$  – момент тертя,

$K$  – коефіцієнт запасу по формулі ([7], с.382-384):

$$K = K_0 \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 \quad (8.4)$$

де  $K_0=1,5$  – гарантований коефіцієнт запасу сил затиску;

$K_1 = 1,0$  – стан технологічної бази;

$K_2 = 1,5$  – збільшення сили резання від прогресуючого затуплення інструмента;

$K_3 = 1,0$  – ударне навантаження на РІ;

$K_4 = 1,0$  – стабільність силового приводу;

$K_5 = 1,0$  зручність розташування рукояток у ручних затискних механізмах пристосуваннях;

$K_6 = 1,25$  – наявність моментів, що прагнуть повернути заготовку.

$$\text{Тоді } K = 1,5 \cdot 1,0 \cdot 1,5 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,25 = 3,75$$

Під час розрахунку  $M_{тр}$  розглядаю точку на поверхні заготовки:  $R=40$

Також момент тертя дорівнює добутку:

$$M_{тр} = F_{тр} \cdot R \quad (8.5)$$

де  $F_{тр}$  - сила тертя розраховується по формулі:

$$F_{тр} = Q' \cdot f \quad (8.6)$$

де  $Q'$  – складова сили  $Q$ , прагнуча повернути заготовку;

$f=0,16$  – коефіцієнт тертя (по [7], табл. 3, с. 384).

Виконуючи математичні операції над формулами (8.5) і (8.6) виводжу формулу для обчислення сили  $Q$ :

$$Q = \frac{M_{кр} \cdot K}{R \cdot f} \quad (8.7)$$

Згідно цій формулі маємо:  $Q=5200$  (Н)

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
						51
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

## 6.5 Обґрунтування вибору привода

Затиск заготовки виконується при подачі стиснутого повітря в штокову порожнину пневмокамери двосторонньої дії. При цьому максимальна сила на штоку розраховується по формулі (для вихідного положення штока) (див.[22], с. 94):

$$Q=(\pi(D^2-d^2) )\div 4 *p \quad (8.8)$$

де  $D$  – діаметр поршня, см;

$d$  – діаметр штока, см;

$p=6 \text{ кгс/см}^2 \approx 60 \text{ Н/см}^2$  - тиск стиснутого повітря.

Урахувавши те, що необхідна сила затиску дорівнює  $Q=5200 \text{ Н}$ , а тиск стисненого повітря  $p=60 \text{ Н/см}^2$ , маємо:

$$Q=\pi/4(D^2-d^2)*p \quad (8.9)$$

де  $D$  – приймаємо 150 мм.

$d = 18 \text{ мм}$ .

$$Q=\pi/4(15^2-1.8^2)*60 =6940 \text{ Н}$$

Дана сила перевищує необхідну силу затиску заготовки, а, отже, пристосування забезпечує фіксоване положення при обробці.

## 6.6 Розрахунок на міцність

Для розрахунку на міцність береться шток. Він виготовлений зі сталі 40, у якої межа  $\sigma_T=300 \text{ МПа}$ . На даному штоку при затиску заготовки саме вразливе місце - різь М16, за допомогою якої шток пристрою прикріплюється до штока пневмокамери.

Для того щоб не було розриву різі на штоку, необхідне виконання умови:

$$\sigma_p \leq [\sigma_p]$$

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
						52
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

У свою чергу, допустиме навантаження штока  $[\sigma_p]$  визначається по формулі:

$$[\sigma_p] \approx 0,67\sigma_\delta$$

Тобто:  $[\sigma_p] \approx 0,67 \cdot 300 = 201$  МПа.

Небезпечним є перетин, ослаблене нарізанням різі, найменший діаметр якого визначається по формулі:

$$d_1 = d - 2H = d - 1,08 \cdot P, \quad (9.1)$$

де  $d_1$  - внутрішній діаметр різі;

$d$  – зовнішній (номінальний) діаметр різі;

$H$  – висота витка;

$P$  – крок різі (прийнятий  $P=1,5$  мм).

Тому для різі М16:  $d_1 = 14.38$  мм.

Навантаження штока визначається по формулі:

$$\sigma = \frac{Q}{S}, \quad (9.2)$$

де,  $Q$  – зусилля на штоці ( $Q=6940$  Н);

$S$  – площа розглянутого перетину штока.

Отже, найбільша напруга виникає в перетині з найменшою площею, у нашому випадку - по внутрішньому діаметрі різі М16

Будую ескіз штока (див. рисунок 9.1) і розбиваю його на три ділянки:

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
						53
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

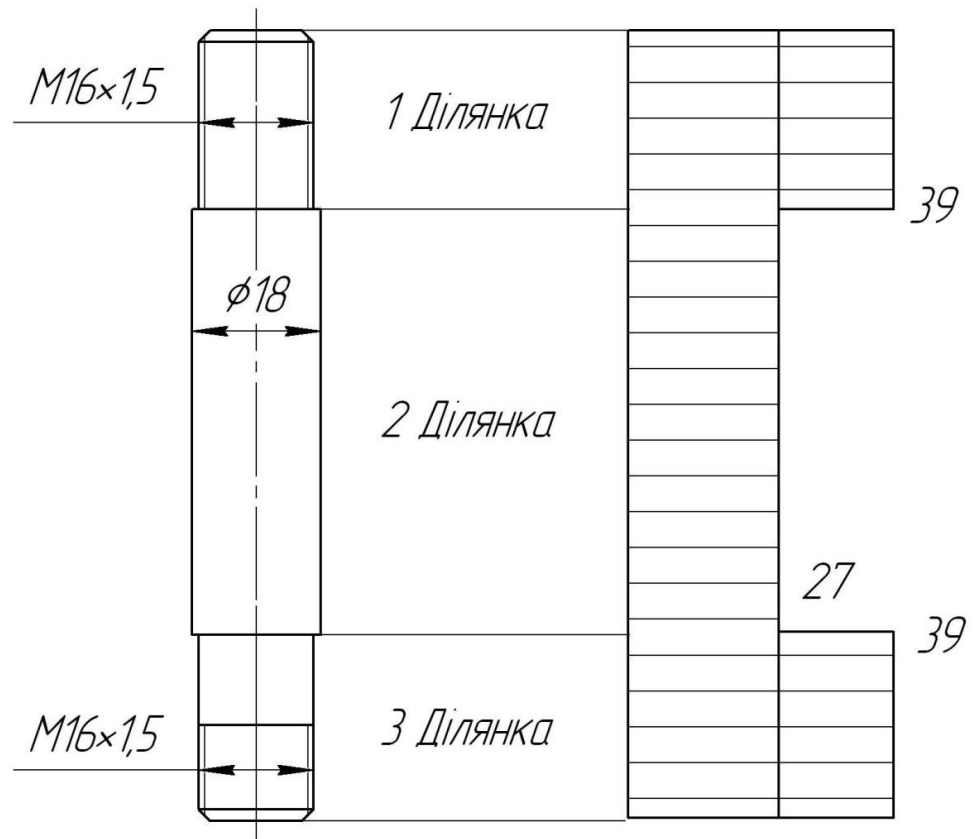


Рисунок 6.7 - Ескіз штока

Рисунок 6.8 - Епюра навантажень  $\sigma_p$ ,

МПа

Обчислюю навантаження, що виникають на ділянках:

$$\sigma_{p1} = 4Q/\pi d^2 = 39 \text{ (Н/мм}^2\text{)} \approx 39 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{p2} = 4Q/\pi d^2 = 27 \text{ (Н/мм}^2\text{)} \approx 27 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{p3} = 4Q/\pi d^2 = 39 \text{ (Н/мм}^2\text{)} \approx 39 \text{ МПа}$$

Максимальна напруга буде на ділянці ІІІ, але вона не перевищує припустиме значення  $[\sigma_p]$ , виконується умова, а значить різь М16 на штоку витримає навантаження. Для наочності поруч із ескізом штока будує епюру навантаження (рисунок 6.6).

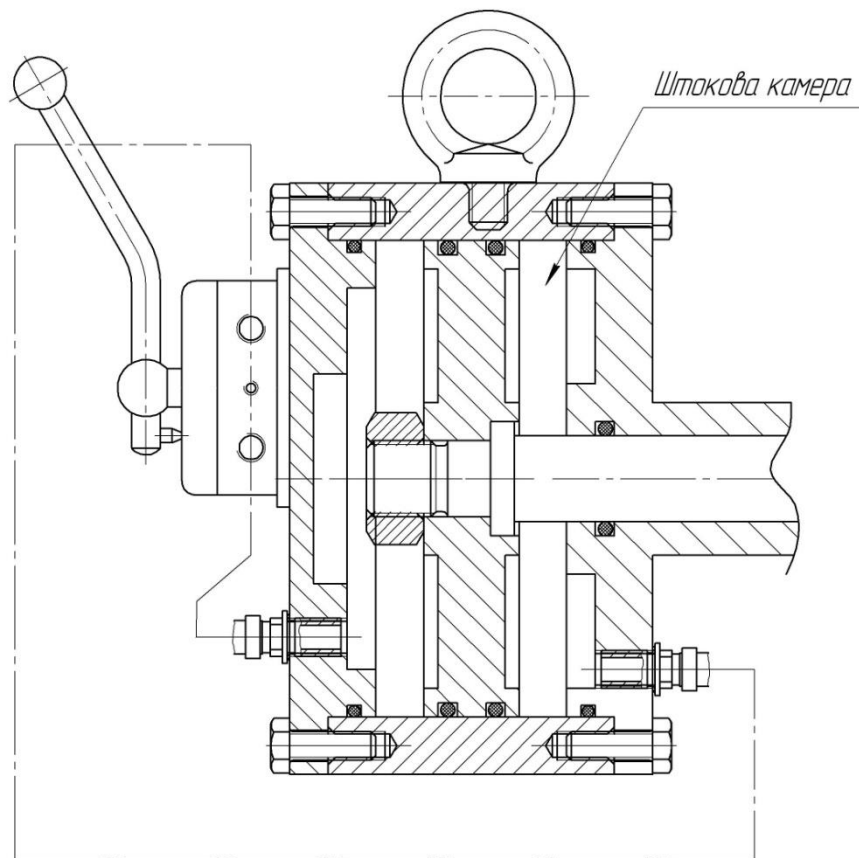


Рисунок 6.9 – Пневмоциліндр

Розрахунки пристрою на точність

Розрахункову похибку пристрою знаходимо за формулою [4, с.26]:

$$\varepsilon_{np} \leq T - K_T \sqrt{(k_{T1} \cdot \varepsilon_0)^2 + \varepsilon_3^2 + \varepsilon_y^2 + \varepsilon_n^2 + \varepsilon_u^2 + (K_{T2} \cdot \omega)^2 + \varepsilon_{noz}^2}, \quad (10.1)$$

де,  $T = 50$  мкм – найбільший жорсткий допуск розміру, що одержують на даній операції (11 по 14 квалітету);

$K_T = 1,2$  – коефіцієнт, що враховує можливий відступ окремих складових від нормального закону розподілу випадкових величин;

$K_{T1} = 0,8$  – коефіцієнт, що враховує деяке зменшення граничного значення похибки базування;

$\varepsilon_0 = 0$  – похибка базування заготовки в пристрої (вимірювальна і технологічна бази співпадають);

$\varepsilon_3 = 0$  – похибка закріплення, виникає в результаті зсуву оброблюваних поверхонь заготовок від дії затискної сили (не збігається напрям сили закріплення до допуску розміру, що вимірюється).

$\varepsilon_y = 0,005$  мкм – похибка установлення пристрою на верстаті:

$$\frac{Sl}{L} = \frac{0,018 \times 11}{98} = 0,002 \quad (10.2)$$

де,  $l = 11$  мм (крок пазів);

$L = 98$  мм (відстань між шпонками);

$S = 0,018$  мм (сума допусків шпонки на пристрою та шпонкового паза на столі верстата).

$\varepsilon_{\pi} = 0$  – похибка перекоосу інструмента (втулки не використовуються).

$\varepsilon_{\text{и}}$  – похибка, що виникає внаслідок зношування встановлювальних елементів пристрою. Визначається за формулою:

$$\varepsilon_{\text{и}} = N \cdot \beta, \quad (10.2)$$

де  $\beta = 0,001$  – постійний коефіцієнт, що залежить від виду встановлювальних елементів і умов контакту поверхонь [4, табл. 3.6 с.41];

$N = 1200$  шт – кількість контактів заготовки з опорою в рік:

$$\varepsilon_{\text{и}} = 1200 \cdot 0,001 = 1,2 \text{ мкм.}$$

$K_{T2} = 0,6$  – коефіцієнт, що враховує ймовірність появи похибки обробки.

$\omega = 50$  мкм – середня економічна точність обробки (допуск по 11 квалітету на розмір 11).

$\varepsilon_{\text{поз}} = 0$  – похибка позиціонування (заготовка не повертається).

Підставляємо значення:

$$\varepsilon_{\text{пр}} = 430 - 1,2 \sqrt{(0,8 \cdot 0)^2 + 0^2 + 0,005^2 + 0^2 + 9^2 + (0,6 \cdot 180)^2 + 0^2} = 430 - 130 = 300 \text{ мкм}$$

З урахуванням стандартного ряду беремо допуск паралельності, [1, с.109]:

$$\varepsilon_{\text{пр}} = 300 \text{ мкм}$$

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
						56
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



## 6.7 Опис та принцип дії пристрою

Пристрій в зборі повинне задовольняти технічним вимогам креслення загального виду й забезпечувати практичну обробку заготовки по заданим розмірам.

Всі деталі й вузли пристрою піддати візуальному контролю, а виявлені дефекти усунути.

Складання пристрою:

- а) до підставки 2 кріпляться шпонки 17 за допомогою гвинтів 7;
- б) до корпусу 4 кріпиться пневмокамера 1 гвинтами 10;
- в) до корпусу 4 кріпиться оправка 3 гвинтами 8;
- г) у поршень вставляється шток

Експлуатація пристрою:

- а) Установити на столі верстата й підключити до пневмомернежі.
- б) Підготувати базові поверхні до установаження заготовки.
- в) Установити заготовку на опорі.
- г) Пересуванням рукоятки зафіксувати деталь.
- д) Після обробки пазів зробити розтиск деталі переміщенням рукоятки в інше положення.
- е) Пристрій зберігати на дерев'яній підставці. Вплив атмосферних опадів й агресивних середовищ неприпустимо.

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
						57
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

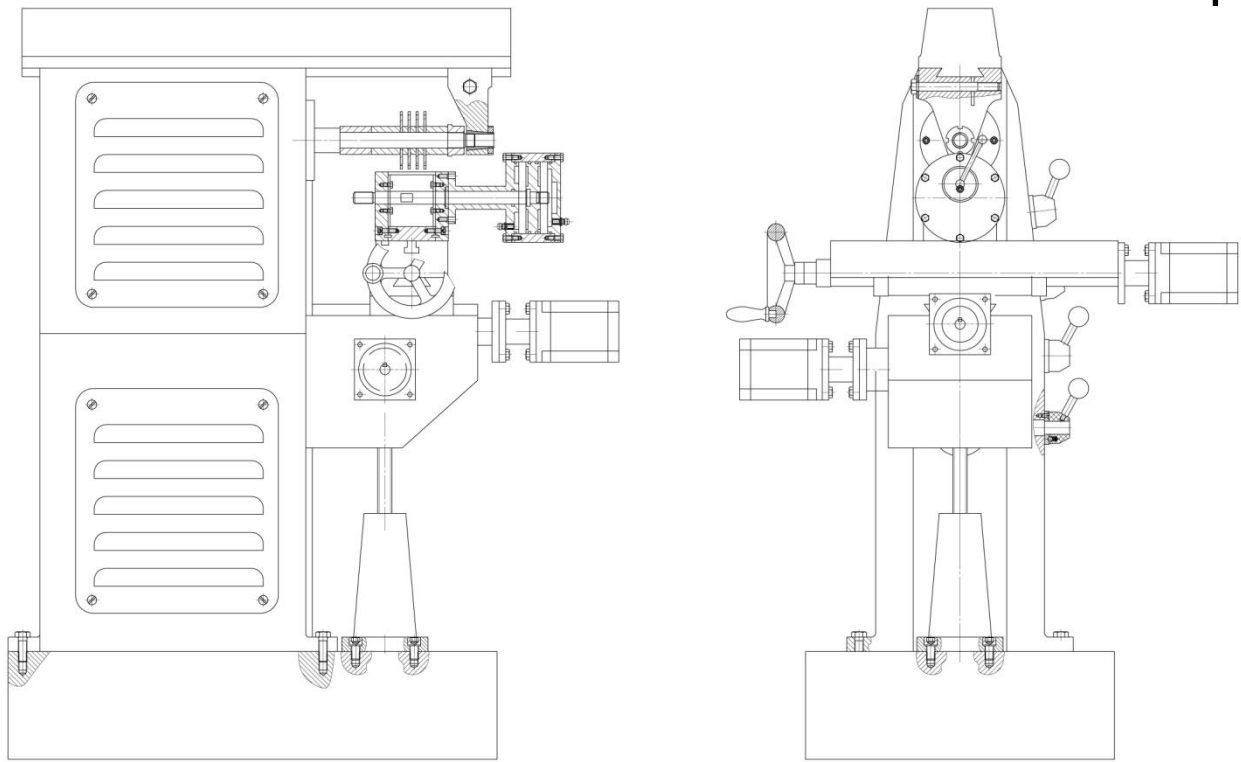
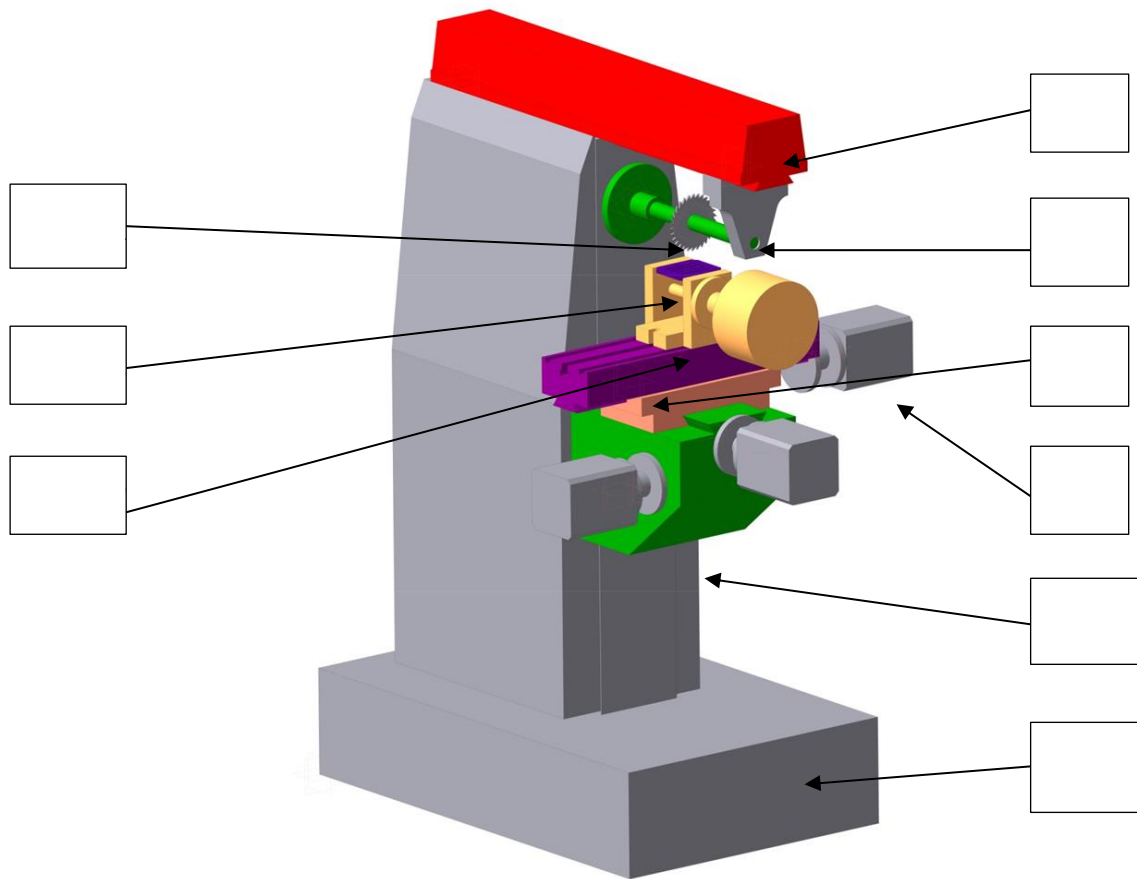


Рисунок 6.10 – Загальний вигляд обладнання з пристосуванням.

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
						58
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



- 1 - Станина
- 2 - Стіл
- 3 - Консоль
- 4 - Хобот
- 5 - Серьга
- 6 - Кроковий двигун.
- 7 - Фреза
- 8 - Деталь
- 9 - Пристосування.

Рисунок 6.11 – Загальний вигляд верстата.

## ВИСНОВКИ

При модернізації приаодп головного руху і подач горизонтально-фрезерного верстата НГФ-110-Ш4 я провів кінематичний розрахунок об' модернізації і визначив частоти обертання шпинделя.

Після цього отримав покращений варіант кінематичної схеми приводаверстата. Побудувавструктурні сітки. Визначив міжцентрову відстань, де  $Q=100\text{мм}$ .

Провів розрахунок пасовою передачі і обрав шків для шпинделя діаметром  $\phi 150$ . Тоді шків на валу двигуна обрав діаметром  $\phi 216$  мм.

Після важкої і клопіткої роботи я зробив опис схеми змащування (рисунок4.1).

Зробивши розрахунки та конструювання пристрою, я прийшов до висновку що поверхня ббjs11, будучи прийнятою в якості базової, позбавляє заготовку двох ступенів свободи, тобто являються подвійною опорною базою.Вона забезпечує паралельність осі оброблюваних пазів

Пристрій в зборі повинен задовольняти технічним вимогам креслення загального виду й забезпечувати практичну обробку заготовки по заданим розмірам.

Всі деталі й вузли пристрою піддати візуальному контролю, а виявлені дефекти усунути.

Таким чином даний пристрій використовується мною все близько шести років.

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
						60
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. **Коротун, М.М.** 2527 Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічної роботи "Кінематичний розрахунок привода металорізальних верстатів" з дисципліни "Металорізальні верстати", "Металообробне обладнання" [Текст] : для студ. спец. 6.090202, 6.090203, 6.090204 усіх форм навчання / М. М. Коротун. — Суми : СумДУ, 2009. — 23 с.
2. **Металлорежущие станки** / Под ред. В.Э.Пуша.- М.: Машиностроение, 1986.- 486 с. с ил.
3. **Н.С. Колев, Л.В. Красниченко, Н.С. Никулин** и др. – М.: Машиностроение, 1980. – 500 с. с ил.
4. **А.И. Кочергин**, Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов: Курсовое проектирование. – Минск. : Высшая школа, 1991- 186 с. с ил.
5. **Пуш, В.С.** Конструирование станков. - М.: Машиностроение, 1977.- 390 с. ил.
6. **Рабинович, А.Н.** Коробки скоростей металлорежущих станков / А.Н. Рабинович, В.М Смилявский., Э.Б Милевский. – Львов: Изд-во Львовского университета, 1968.
7. **Методические указания к выполнению контрольной работы №2 «Кинематический расчет привода главного движения станка».**- Харьков, ХПИ, 1982. – 20 с.
8. **Коротун, М.М.** 3510 Методичні вказівки до практичних занять та самостійної роботи з теми "Проектування та розрахунки привода верстатів" [Текст] : для студ. напряму підготовки 6.050503, 7.05050301, 8.05050301 усіх форм навчання / М. М. Коротун, О. В. Івченко. — Суми : СумДУ, 2013. — 35 с.
9. **Бушуев, В.В.** Практика конструирования машин : справочник / В. В. Бушуев. – М. : Машиностроение, 2006. – 448 с.

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
						61
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

10. **Проников, А. С** Проектирование металлорежущих станков и станочных систем. Т. 1. Проектирование станков / и др. – М. : Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1994. – 356 с.

11. **Пуш, В. Э.** Конструирование металлорежущих станков / В. Э. Пуш. – М. : Машиностроение, 1977. – 390 с.

12. **Кузьмин, А. В.** и др. Расчеты деталей машин : справ. пос. / А. В. Кузьмин и др. – 3-е изд., перераб. и доп. – Минск : Высш. шк., 1986. – 400 с.

13. **Кочергин, А. И.** Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование : учеб. пос. / А. И. Кочергин. – Минск : Вышэйшая школа, 1991. – 382 с.

14. **Гжиров, Р. И.** Краткий справочник конструктора: Справочник - Л: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984. - 464с., ил.

15. **Косиловой, А. Г** Справочник технолога - машиностроителя. В 2-х т. Т. 1 / Под ред.. Р. К. Мещерякова. - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1985. - 656 с., ил.

16. Станочные приспособления: Справочник. В 2-х т./Ред. совет: Б.Н. Вардашкин и др. - М.: Машиностроение, 1984. - Т.2/Под ред. Б.Н. Вардашкина, В.В. Данилевского. 1984. - 656с., ил.

17. **Кушніров, П. В.** 2659 Методичні вказівки до практичних занять з курсу "Технологічна оснастка" [Текст] : для студ. за напрямом підготовки 6.050502 - «Інженерна механіка» (спец. "Технологія машинобудування", "Металорізальні верстати та системи", "Інструментальне виробництво") денної та заочної форм навчання. Ч.1 / П. В. Кушніров. – Суми : СумДУ, 2009. – 52 с. – 4-66.

18. **Чумаков Г. С.** Технологическая оснастка: Учебный пособник. - Суми: Изд-во СумГУ, 2001. - 216с.

					КРБ ВІ 35.401 ПЗ	Лист
						62
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		