

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

«Допущено до захисту»  
Завідувач кафедри ММіР  
к.т.н., доцент

\_\_\_\_\_ Андрій ГРЕЧКА  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2024 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти  
на тему:

**«Розробка механізму варіаторного  
перемикання діапазону коробки швидкостей  
верстата»**

КРБ.ПМ.24.73.000.00.00.00 КР

Виконав здобувач вищої освіти IV-го  
курсу групи ПМ(ТМ)-21-3СК  
ОПП «Прикладна механіка»  
спеціальності 131 «Прикладна  
механіка»

\_\_\_\_\_ Олександр БЕСЧАСНИЙ

Керівник роботи к.т.н., доцент  
\_\_\_\_\_ Андрій ГРЕЧКА

Рецензент:

\_\_\_\_\_

№ стр.	Форм.	Позначення	Найменування	Кільк. арк.	№ екз.	Примітка
1						
2			<i>Документація загальна</i>			
3						
4			<i>Розроблена вперше</i>			
5						
6	A4		<i>Завдання</i>	2		
7	A4		<i>Анотація</i>	2		
8	A4	<i>КРБ.ПМ.24.73.000.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Пояснювальна записка</i>	40		
9						
10						
11			<i>Документація</i>			
12			<i>по складальним одиницям</i>			
13						
14			<i>Розроблена заново</i>			
15						
16	A4	<i>КРБ.ПМ.24.73.000.00.00.00</i>	<i>Привод обертання шпинделя</i>	3		
17	*	<i>КРБ.ПМ.24.73.000.00.00.00 СК</i>	<i>Складальне креслення</i>	*		<i>1 арк. ф. А2×4 11 арк. ф. А2×3</i>
18	A4	<i>КРБ.ПМ.24.73.600.00.00.00</i>	<i>Шків ведучий</i>	1		
19	A3	<i>КРБ.ПМ.24.73.600.00.00.00 СК</i>	<i>Складальне креслення</i>	1		
20	A4	<i>КРБ.ПМ.24.73.700.00.00.00</i>	<i>Шків ведений</i>	1		
21	A3	<i>КРБ.ПМ.24.73.700.00.00.00 СК</i>	<i>Складальне креслення</i>	1		
22						
23						
24						
25						
26						
27						
28						
29						

*КРБ.ПМ.24.73.000.00.00.00 ВП*

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
Розроб.		<i>Бесчасний О.</i>		
Перевірів		<i>Гречка А.</i>		
Н. контр.				
Затв.		<i>Гречка А.</i>		

*Розробка механізму  
варіаторного перемикання  
діапазону коробки швидкостей  
верстата  
Відомість проекту*

Літера	Лист	Листів
		1

*ЦНТУ  
гр. ПМ(ТМ)-21-3СК*

## Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет	Механіко-технологічний
Кафедра	Машинобудування, мехатроніки і робототехніки
Рівень вищої освіти	перший (бакалаврський)
Галузь знань	13 Механічна інженерія
Спеціальність	131 Прикладна механіка
Освітньо-професійна програма	Прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ММіР

\_\_\_\_\_ Андрій ГРЕЧКА

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2024 р.

### ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗА ПЕРШИМ (БАКАЛАВРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ

Олександра БЕСЧАСНОГО

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Розробка механізму варіаторного перемикання діапазону коробки швидкостей верстата

2. Керівник роботи: к.т.н., доцент Андрій ГРЕЧКА

3. Строк подання роботи до захисту 01 червня 2024 р.

4. Мета та завдання випускної кваліфікаційної роботи

Мета роботи: розробка механізму варіаторного перемикання діапазону коробки швидкостей верстата для розширення загального діапазону зміни частот обертання шпинделя.

Завдання:

- огляд конструкцій безступеневої зміни частоти обертання вихідної ланки механізму;
- огляд технічної характеристики верстата 320ПМФ4 як об'єкта модернізації;
- розробка оригінального механізму перемикання діапазонів частот обертання шпинделя без зупинки верстата;
- проведення необхідних проектних і перевірочних розрахунків, що підтверджують працездатність запропонованої конструкції механізму перемикання діапазонів частот обертання шпинделя.

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Оглядовий	Андрій ГРЕЧКА		
Конструкторський	Андрій ГРЕЧКА		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Патентний огляд та огляд літературних джерел.	25.04	вик.
2.	Вибір прототипу модернізації та його огляд.	29.04	вик.
3.	Розробка механізму варіаторного перемикачання діапазону коробки швидкостей верстата.	06.05	вик.
4.	Розробка складального креслення шпиндельного вузла.	13.05	вик.
5.	Виконання проектних і перевірочних розрахунків.	20.05	вик.
6.	Оформлення пояснювальної записки.	27.05	вик.
7.	Оформлення презентації роботи.	29.05	вик.
8.	Здача роботи на кафедру та перевірка на антиплагіат.	01.06	вик.

Дата видачі завдання « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2024 р.

Керівник роботи \_\_\_\_\_ Андрій ГРЕЧКА  
(підпис)

Завдання прийнято до виконання « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2024 р.

Здобувач вищої освіти \_\_\_\_\_ Олександр БЕСЧАСНИЙ  
(підпис)

## Анотація

БЕСЧАСНИЙ Олександр. Розробка механізму варіаторного перемикачання діапазону коробки швидкостей верстата. Кваліфікаційна робота за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти: ЦНТУ, 2024. – 46 с. Матеріали презентації 5 іл.

Модернізовано привод головного руху верстата 320ПМФ4. Отримано розширення діапазону регулювання частоти обертання шпинделя та зростання максимальної частоти обертання. Застосування нової схеми роботи механізму перемикачання діапазонів частоти обертання шпинделя, побудованої за принципом варіатора, дозволяє значно скоротити час перемикачання, а також забезпечує безперервну роботу приводу головного руху без переривання потоку потужності при перемикачнні. Проведені проектні та перевірочні розрахунки основних деталей та вузлів приводу головного руху.

Актуальність: вирішення проблеми нестачі крутного моменту регульованого електродвигуна при низьких частотах його обертання з одночасним розширенням діапазону швидкостей шпинделя на прикладі приводу головного руху верстата 320ПМФ4, з забезпеченням перемикачання між діапазонами частот обертання шпинделя без переривання потоку потужності.

Практичне значення: розроблено механізм варіаторного перемикачання діапазону коробки швидкостей верстата з метою розширення загального діапазону зміни частот обертання його шпинделя, виконано необхідні проектні і перевірочні розрахунки, що підтверджують працездатність запропонованої конструкції зазначеного механізму.

Ключові слова: привод головного руху, варіатор, діапазон регулювання швидкості.

## **Summary**

BESCHASNYI Oleksandr. Development of a mechanism for variable switching of the range of the machine speed box. Qualification work at the first (bachelor's) level of higher education: CUNTU, 2024. – 46 p. Presentation materials 5 il.

It is modernized the main drive of the machine 320PMF4. It is obtained an expansion of the range of adjustment of the spindle rotation frequency and an increase in the maximum rotation frequency. The use of a new scheme of operation of the mechanism for switching the spindle speed ranges, built on the principle of a variator, allows you to significantly reduce the switching time, and also ensures continuous operation of the main motion drive without interrupting the power flow during switching. The design and verification calculations of the main parts and components of the main drive have been carried out.

**Keywords:** main drive, variator, speed control range.

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

## **ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА**

до кваліфікаційної роботи на тему:

### **«Розробка механізму варіаторного перемикання діапазону коробки швидкостей верстата»**

**КРБ.ПМ.24.73.000.00.00.00 ПЗ**

Виконав здобувач вищої освіти ІV-го  
курсу групи ПМ(ТМ)-21-3СК  
ОПП «Прикладна механіка»  
спеціальності 131 «Прикладна  
механіка»

\_\_\_\_\_ Олександр БЕСЧАСНИЙ

Керівник роботи к.т.н., доцент

\_\_\_\_\_ Андрій ГРЕЧКА

## ЗМІСТ

	сторінка
ВСТУП	9
РОЗДІЛ 1 ОБ'ЄКТ МОДЕРНІЗАЦІЇ	11
1.1 Опис верстата 320ПМФ4	11
1.2 Огляд варіаторів	18
1.3 Мета і задачі роботи	20
РОЗДІЛ 2 КОНСТРУЮВАННЯ МЕХАНІЗМУ ВАРІАТОРНОГО ПЕРЕМИКАННЯ ДІАПАЗОНУ КОРОБКИ ШВИДКОСТЕЙ ВЕРСТАТА	22
2.1 Опис модернізованої зубчасто-пасової передачі	22
2.2 Розрахунок шліцьових евольвентних з'єднань	27
2.3 Розрахунок шліцьового прямобочного з'єднання	31
2.4 Кінематичний розрахунок модернізованої зубчасто-пасової передачі	33
2.5 Силовий розрахунок модернізованої зубчасто-пасової передачі	36
2.6 Розрахунок шпонкового з'єднання муфти	40
ВИСНОВКИ	43
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	45

# РОЗДІЛ 1

## ОБ'ЄКТ МОДЕРНІЗАЦІЇ

### 1.1 Опис верстата 320ПМФ4

Даний опис взято з джерел [2, 3]. Багатоцільовий верстат з комбінованою системою числового програмного керування, автоматичною зміною інструменту і оброблюваних деталей (див. рис.1.1) призначений для обробки малогабаритних корпусних деталей особливо складної конфігурації.

Клас точності верстата II по ОСТ2 Н72-6-81.

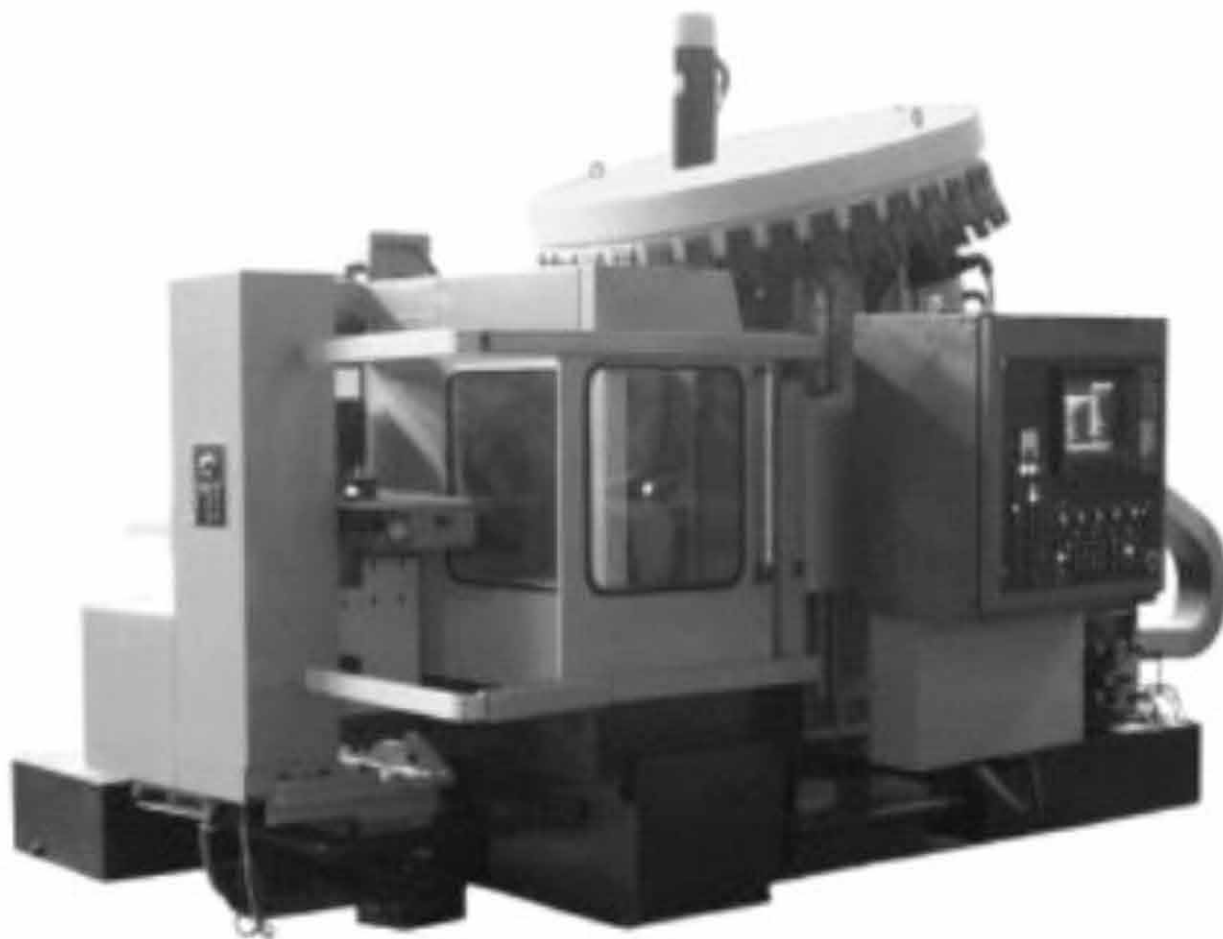


Рис. 1.1. Загальний вигляд верстата 320ПМФ4

По особливому замовленню за окрему платню верстата виготовляються по класу точності А ОСТ2 Н72-6-81 для обробки особливо точних корпусних деталей і у виконанні з накопичувачем на 12 позицій.

Категорія якості - вища.

Верстат призначений для внутрішніх і експортних поставок, у тому числі для поставки в країни і райони з тропічним кліматом.

Кліматичне виконання і категорія розміщення УЗ ГОСТ 15.150-69.

Обробку деталі проводять інструментом, закріпленим в шпинделі, при подачі столу (вісь X), бабці (вісь Y) шпинделя, повзуна (вісь Z) і обертанні столу (вісь A).

На верстаті можна проводити свердлення, зенкерування, розгортання, розточування точних отворів, зв'язаних координатами, фрезерування по контуру з лінійною і круговою інтерполяцією, нарізування різьб мітчиками і різцем, а також токарні операції.

Широкий діапазон частот обертання шпинделя і швидкостей подач дозволяє обробляти деталі з різних конструкційних матеріалів з високою продуктивністю.

Оброблювальний центр знаходиться на сучасному технічному рівні, володіє рядом принципово нових конструктивних рішень і забезпечує якісно нові технологічні методи виготовлення деталей.

Всі вузли змонтовані на жорсткій Г-подібній станині, що є загальною підставою.

Бабка шпинделя розташована у середині порталної стійки.

Вертикально розташований поворотний стіл переміщається по окремій станині, яка кріпиться на загальній підставі.

Інструментальний магазин барабанного типу кріпиться на верхньому торці стійки.

Відмінні особливості верстата:

- високоточна обробка деталей з поверхнями будь-якої конфігурації за рахунок найбільшої концентрації операцій, включаючи токарну обробку;

- можливість багатOVERSTATного обслуговування за рахунок автоматизованої зміни оброблюваних деталей з чотиримісного або 12-місцевого накопичувача;

- оснащення верстата комбінованою системою числового програмного управління підвищеної інтеграції;

- якісно нове і комплексне рішення питань відведення і прибирання стружки із зони різання, а також повне очищення оброблюваної деталі в робочій зоні верстата без участі оператора;

- огорожа всіх робочих органів верстата, що забезпечує найсприятливіші умови для роботи оператора.

Всі базові деталі мають найбільшу жорсткість і вібростійкість при високопродуктивній обробці, а також гарантують тривале збереження точності.

Шпиндель має високу поверхневу твердість (ННС 67). Він змонтований на прецизійних радіально-наполегливих кулькових підшипниках, що забезпечує оптимальну точність, жорсткість і вібростійкість.

Гідромеханічний пристрій затиску інструменту в шпинделі гарантує надійність і швидке кріплення ріжучого інструменту із зусиллям 1000 кгс.

Передбачений пристрій для обдуву конуса шпинделя.

Всі вузли верстата змонтовані на жорсткий Г – подібній станині (див. рис.1.2). Шпиндельна бабка 4 змонтована у повзуні, переміщується по вертикальним напрямним стійки 3. Поворотний стіл 5 переміщується по направляючим станини 7, що кріпиться на спільній основі 2.

На стійці 3 розташований інструментальний магазин 8 барабанного типу.

Завантаження інструмента здійснюється у такий спосіб. Повзун зі шпинделем відводяться в крайнє заднє положення і переміщується угору під магазин до збігу осей шпинделя і гнізда магазину. При ході повзуна вперед конусна оправка інструмента захоплюється гніздом шпинделя, а при ході повзуна вниз інструмент витягається з гнізда магазину.

Верстат обладнаний пристроєм автоматичної зміни столів – супутників 6 (ПС). Гідро – та пневмообладнання 1, електрообладнання й УЧПУ

змонтовані на спільній основі 2.

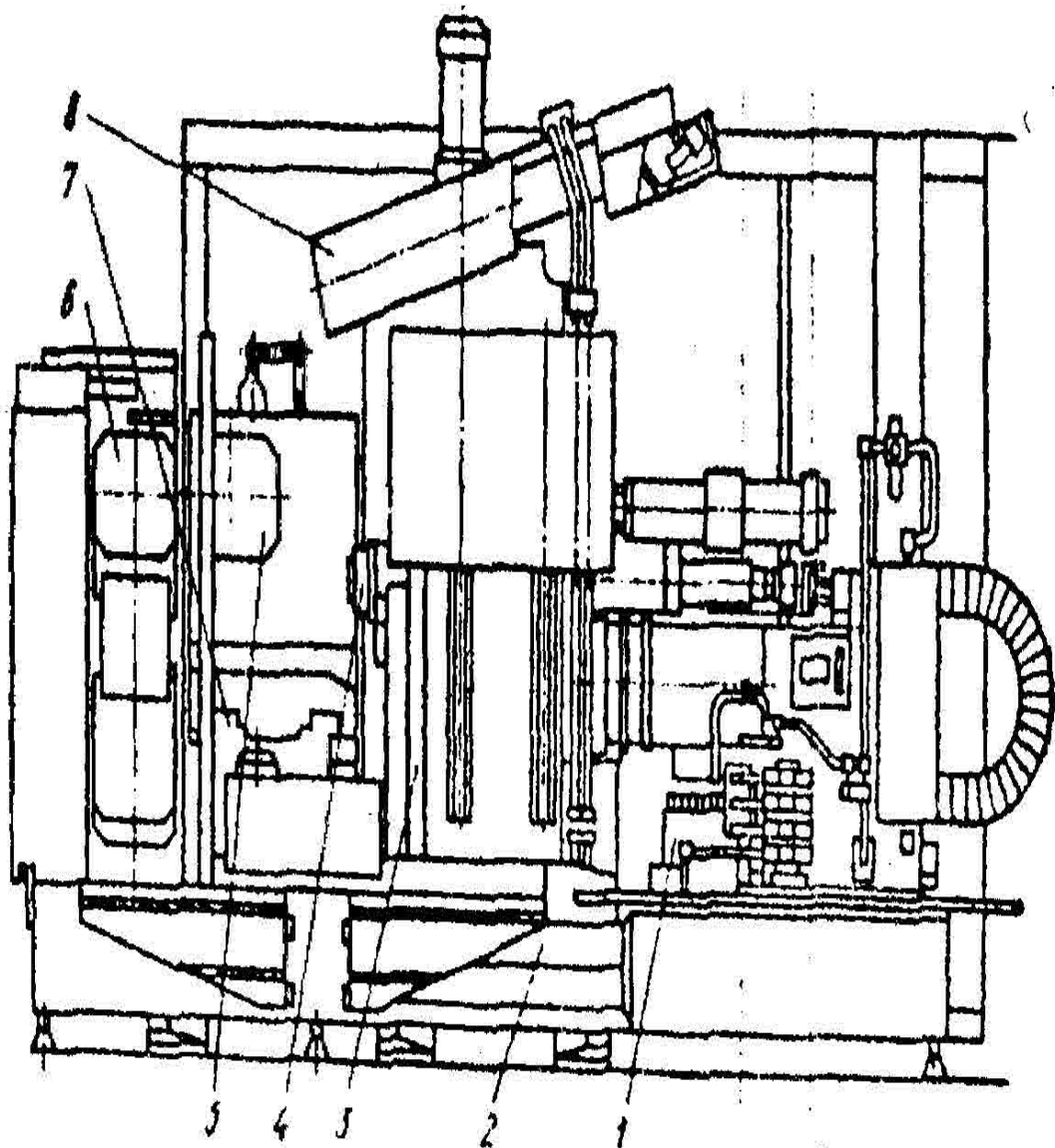


Рис.1.2. Схема розташування вузлів верстата 320ПМФ4

Вертикальне розташування робочої поверхні поворотного столу покращує умови для видалення стружки з зони різання, а також забезпечує очищення оброблюваної деталі в процесі обробки (без участі оператора).

*Привід обертання шпинделя.* Завдання частоти обертання — від програми через 1 об/хв. В діапазоні 13...360 об/хв. на шпинделі

забезпечується постійний момент, в діапазоні 360-5000 об/хв — постійна потужність.

Датчик обертів шпинделя з управлінням від ЧПК дозволяє проводити нарізування різі широкого діапазону діаметрів різцем і мітчиком, а також інші технологічні операції, що вимагають злагодженої роботи приводів подач з оборотами шпинделя.

*Приводи подач.* Переміщення рухомих вузлів по осях X, Y, Z здійснюється від високомоментних електродвигунів, які через пружні муфти безпосередньо сполучені з кульковими гвинтовими парами.

Силове утримання вузлів при різанні здійснюється стежучим приводом, що виключає необхідність вживання затискних пристроїв.

Позиціонування здійснюється по 4-ох координатних осях X, Y, Z, A.

Стіл з круговою подачею дозволяє крім традиційних операцій, що виконуються на багатоцільових верстатах, проводити точіння, кругове фрезерування і обробку криволінійних профілів на циліндричній поверхні.

Оптичні датчики гарантують високу точність повороту столу в будь-яке задане кутове положення.

Для установки і кріплення деталей на поверхні столу-супутника є сітка різьбових отворів.

Робоча поверхня столу-супутника розташована вертикально, що дозволяє ефективно здійснювати прибирання стружки і очищення деталей.

Автоматична зміна столів-супутників з чотиримісного і 12-місцевого накопичувачів забезпечує роботу верстатів в автоматичному режимі, виключає з технологічного циклу час на установку і зняття деталі.

Зона обертання накопичувача закрита. Завантаження-розвантаження столів-супутників верстата з чотиримісним накопичувачем проводиться з горизонтальним положенням дзеркала столу в накопичувачі, обертання якого блокується, а їх транспортування з накопичувача на стіл верстата і назад - з вертикальним положенням.

Завантаження - розвантаження столів - супутників верстата з 12 - місцевим накопичувачем проводиться на спеціальному кантователі з горизонтальним положенням дзеркала столу, при цьому накопичувач забезпечує зміну столів-супутників.

Столи-супутники в 12-місцевому накопичувачі знаходяться з вертикальним розташуванням дзеркала столу, в такому ж положенні ведеться їх транспортування з накопичувача на стіл верстата і назад.

Накопичувач розрахований на чотири (дванадцять) столів-супутників із заготовками і обробленими деталями.

Очищення деталі від стружки і змащувально-охолоджуючої рідини здійснюється автоматично.

*Пристрій автоматичної зміни інструментів.* Безманіпуляторна система складається з інструментального магазину барабанного типу, що обертається, з кодованими гніздами, місткістю магазину 36 інструментів.

Вибір інструменту відбувається в будь-якій послідовності з подальшою гідромеханічною фіксацією інструментального магазину. Конструкція магазину дозволяє використовувати багатошпиндельні змінні головки.

*Охолодження.* Змащувально-охолоджуюча рідина подається на інструмент через вісім отворів, розташованих в корпусі шпинделя.

При подачі змащувально-охолоджуючої рідини на інструмент забезпечується охолодження вузла шпинделя, при подачі в зону різання-охолодження деталі і видалення з неї стружки.

*Огорожа зони різання.* Зона різання має огорожу, яка надійно захищає оператора від стружки і змащувально-охолоджуючої рідини. При цьому зручний візуальний контроль здійснюється через вікно в розсувних дверях. Зона різання для зручності нагляду освітлена.

*Технічна характеристика верстата 320ПМФ4*

Розміри робочої поверхні столу-супутника, мм

320x320

Найбільша маса оброблюваного виробу, встановленого на столі

(центрально), кг

150

Найбільші габарити оброблюваної деталі по осях X, Y, Z, мм:

360x250x250

250x300x300

Конус для кріплення інструменту в шпинделі по ГОСТ 15945-82 40

Величина робочих переміщень рухомих вузлів, мм:

поперечно-рухомого столу (вісь X) 400

вертикально-рухомого шпинделя бабці (вісь Y) 360

подовжньо-рухомого повзуна (вісь Z) 400

поворот столу (вісь A) 360 000 x 0.001°

(72x5° по особливому замовленню)

Найбільші параметри обробки (при автоматичній зміні інструменту),

мм:

діаметр розточуваного отвору 125

діаметр свердлення в сталі середньої твердості 20

діаметр фрези торця 125

діаметр розточуваного отвору спеціальним оснащенням з

орієнтованим положенням різця 200

Точність позиціонування по осях при оснащенні датчиками типу оптичний індуктосин (кл. II), мкм 16

Точність кутового позиціонування столу в будь-яких позиціях, с 20

Кількість столів-супутників, встановлених в накопичувачі, шт 4

Максимально допустима неврівноваженість столів-супутників, кг 100

Частота обертання, об/хв.:

шпинделя 13 ... 5000

столу 0,05 ... 200

Найбільший крутний момент, Н·м:

на столі 340

на шпинделі 200

Робоча подача, мм/хв.:

столу (вісь X) 1 ... 6000

бабці шпинделя (вісь Y)	1 ... 6000
повзуна (вісь Z)	1 ... 6000
Швидкість швидких настановних переміщень по осях X, Y, Z, м/хв.:	12
Кількість інструментів, встановлених в магазині	36
Найбільші розміри автоматично встановлюваних інструментів, мм:	
діаметр інструментів що стоять поруч	125
діаметр інструменту при вільних сусідніх гніздах магазину	150
найбільша довжина інструменту (від торця шпинделя)	220
Найбільша маса інструментальної оправки з інструментом, кг	10
Час зміни інструментів (від стружки до стружки), с	12,5
Час автоматичної зміни столів-супутників, с	35
Габарит верстата з чотиримісним накопичувачем, мм	3840x2300x2507
Маса верстату без електроустаткування, пристрою ЧПК, гідростанції, обладнання, кг	10000

## 1.2 Огляд варіаторів

Серед електромеханічних пристроїв можна виділити лише два способи безступінчатої зміни швидкості руху вихідної ланки. Першим є зміна швидкості руху безпосередньо вхідної ланки. В переважній більшості такий спосіб реалізується за допомогою зміни частоти обертання приводного електродвигуна та на сьогодні є найбільш реалізованим. Однак в певних моментах можливостей даного способу може не вистачати. Іншим способом безступінчатої зміни швидкості руху вихідної ланки є застосування фрикційних регульованих передач із змінним передаточним відношенням [3, 4]. Такі передачі отримали назву варіаторів. Є декілька схем побудови варіаторів, які показані на рис. 1.3 [5].

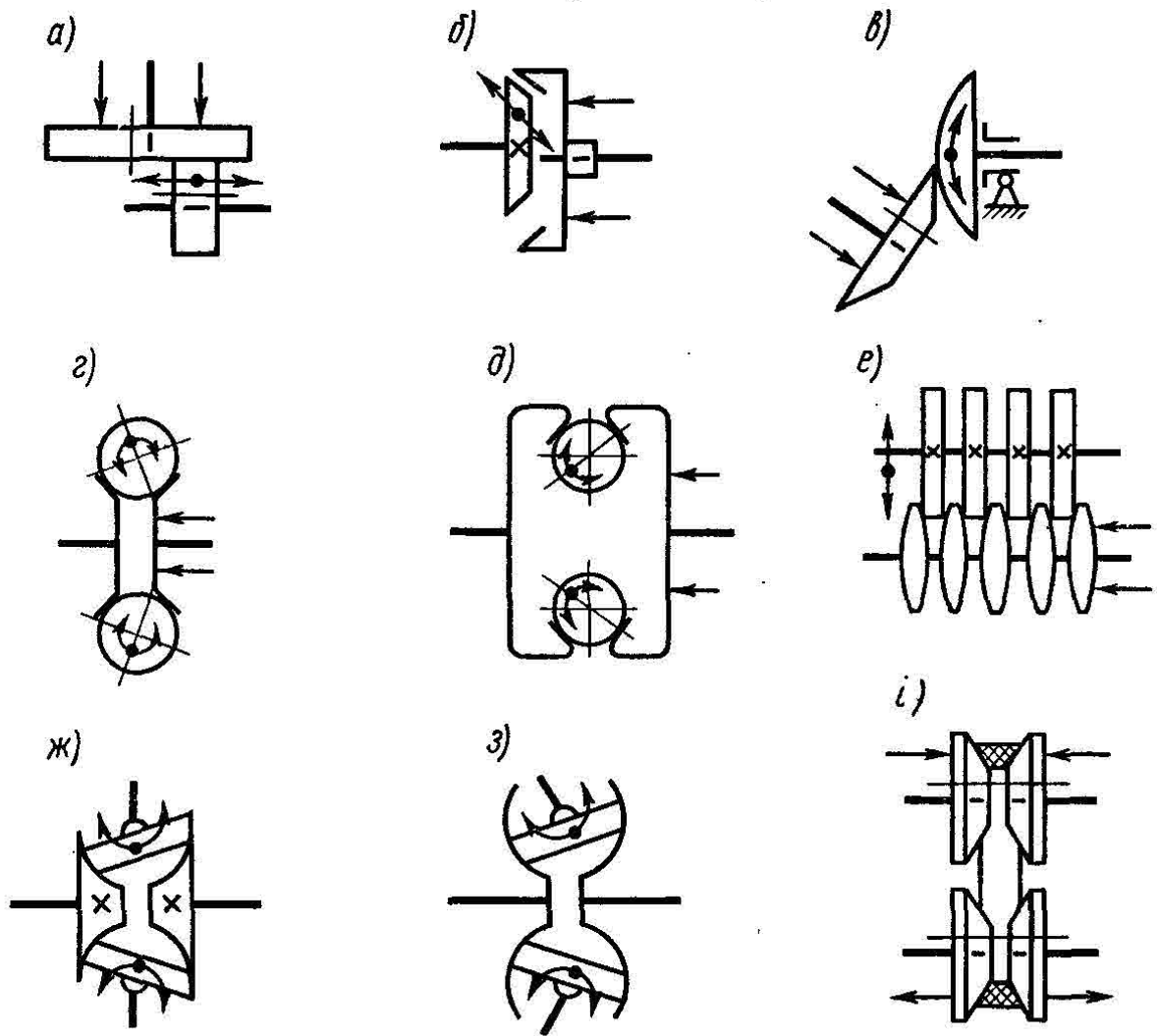


Рис.1.3. Схеми фрикційних варіаторів

Серед наведених схем розрізняють такі види варіаторів: лобові (рис. 1.3, а), конічні (рис. 1.3, б), кульові (рис. 1.3, в-д), багатодискові (рис. 1.3, е), торові (рис. 1.3, ж-з), клинопасові (рис. 1.3, і). Найбільш поширеними серед усіх фрикційних варіаторів на сьогодні є клинопасові з розсувними шківками на обох валах, що пояснюється їхньою розповсюдженістю в автомобілебудуванні (рис. 1.4) [3]. Зважаючи на простоту їхньої конструкції, її вивченність та достатні для наших задач властивості зупиняємо на даному типі варіаторів свій вибір як прототипа для подальшого конструювання механізму.

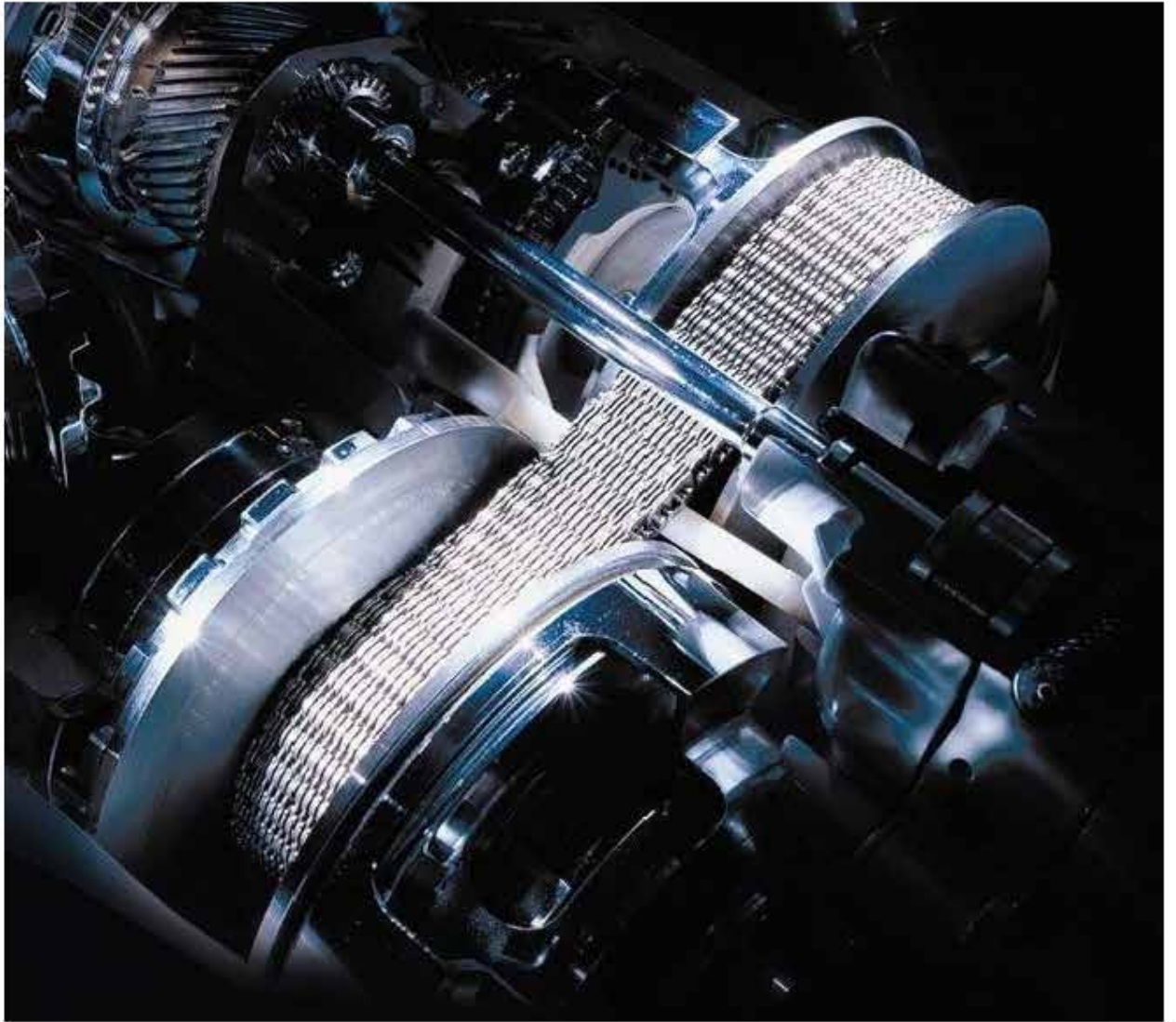


Рис.1.4. Сучасна автомобільна автоматична коробка швидкостей варіаторного типу

### 1.3 Мета та задачі роботи

Попри всі переваги застосування електродвигунів з регульованою частотою обертання інколи їх технічних характеристик не хватає для забезпечення необхідної працездатності верстата в усьому діапазоні регулювання швидкості обертання шпинделя [6, 7]. В такому випадку виникає сенс у застосуванні дводіпазонного режиму роботи приводу головного руху, які застосовуються в деяких багатоцільових верстатах [1, 8]. На нашу думку, оригінальним технічним рішенням може стати застосування

варіатору в якості приводу перемикання діапазонів обертання шпинделя, розробка якого буде здійснюватися для модернізації приводу головного руху верстата 320ПМФ4. В якості прикладу роботи по проектуванню приводу головного руху зазначеного верстата можна навести джерело [9].

Метою даної кваліфікаційної роботи є розробка механізму варіаторного перемикання діапазону коробки швидкостей верстата для розширення загального діапазону зміни частот обертання шпинделя. Поставлена мета може бути досягнута шляхом вирішення таких задач:

- огляд конструкцій безступеневої зміни частоти обертання вихідної ланки механізму;
- огляд технічної характеристики верстата 320ПМФ4 як об'єкта модернізації;
- розробка оригінального механізму перемикання діапазонів частот обертання шпинделя без зупинки верстата;
- проведення необхідних проектних і перевірочних розрахунків, що підтверджують працездатність запропонованої конструкції механізму перемикання діапазонів частот обертання шпинделя.

## РОЗДІЛ 2

### КОНСТРУЮВАННЯ МЕХАНІЗМУ ВАРІАТОРНОГО ПЕРЕМІКАННЯ ДІАПАЗОНУ КОРОБКИ ШВИДКОСТЕЙ ВЕРСТАТА

#### 2.1 Опис модернізованої зубчасто-пасової передачі

Суть модернізації приводу обертання шпинделя верстата 320ПМФ4 [2] зводиться до заміни зубчасто-пасової передачі постійного передатного відношення на зубчасто-пасову передачу із змінним передатним відношенням та відмови від зубчасто-муфтового механізму перемикання діапазонів обертання шпинделя із наданням функції останнього модернізованій зубчасто-пасовій передачі. Таким чином, зубчасто-пасова передача починає виконувати дві функції:

- 1) передача обертання від вала двигуна до вала шпинделя;
- 2) зміна діапазону обертання шпинделя.

У вказаній реалізації з'являється можливість плавної зміни частоти обертання шпинделя при постійному крутному моменті і частоті обертання двигуна постійного струму. Однак про дану функцію наперед зазначати не будемо, тому що одним із завдань модернізації приводу обертання шпинделя верстата 320ПМФ4 є збереження існуючих габаритів даного вузла, і вибір силових даних нової передачі може бути суттєво обмеженим.

В техніці відомі клинопасові передачі із розсувними (відповідно і зсувними) шківками, так звані клинопасові варіатори [3, 5]. В більшості випадків вони прості по конструкції, безшумно працюють, не вимагають великого початкового натягу паса, надійні в роботі, швидкість веденого вала легко й просто регулюється під час роботи варіатора. Велика різноманітність існуючих конструкцій шківків, різні сполучення здвосних варіаторів, а також сполучення клинопасового варіатора з різними схемами зубчастих передач, дозволяють легко вибрати одну найбільш раціональну із числа існуючих

схем відповідно до заданої потужності й з необхідним діапазоном регулювання швидкості.

Принципова схема найбільш простого варіатора показана на рис. 2.1 [3, 5]. Розсувний шків 2 складається із двох дисків змінного діаметра, шків 1 – постійного діаметра. Регулювання кутової швидкості веденого вала здійснюється зміною відстані  $A$  між осями шківів (при постійній довжині паса) шляхом переміщення одного з валів, звичайно вала двигуна. Зі збільшенням міжосьової відстані пас 3, натягаючись, розводить диски шківів 2 і обгинає їх по дузі кола меншого діаметра.

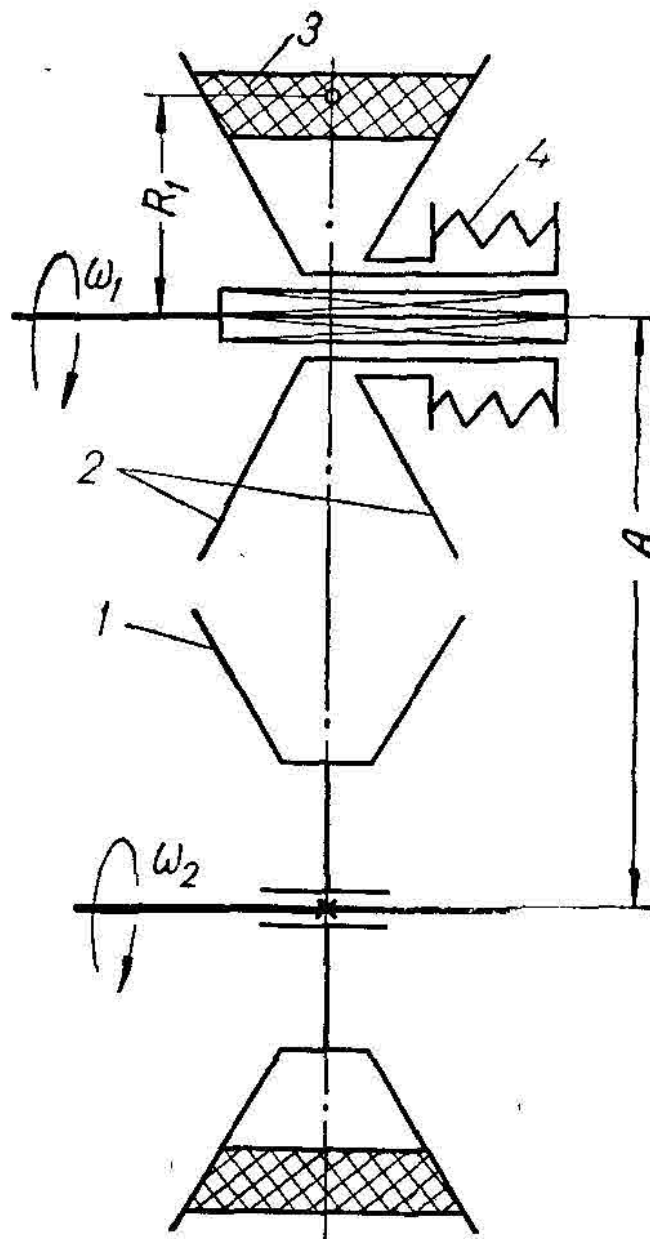


Рис. 2.1. Схема клинопасового варіатора із розсувним шківом

При зменшенні міжосьової відстані пас під дією пружин 4 переміщується на більший діаметр. Сила тертя між пасом 3 і шківками забезпечується силами пружності пружин 4, розташованих на шківі 2 по колу, описаного із центру вала. Шків 2 встановлюється на вал з ковзаючою шпонкою, що дає йому можливість переміщатися уздовж осі вала й самовстановлюватися у положення, що відповідає середній площині руху паса.

Для використання у приводі головного руху верстата з ЧПУ дана схема клинопасового варіатора не підходить по декільком причинам:

- 1) підпружинений шків має той недолік, що із розтисненням пружин зменшується притискна сила, відтак фрикційне зчеплення шківка із пасом не постійне;
- 2) змінна міжосьова відстань не підходить до реалізації в конструкції верстата 320ПМФ4, оскільки у ньому даний параметр постійний;
- 3) зубчастий пас не має достатньої жорсткості в поперечному перетині, тому передавати обертання стисненням його бокових площин тільки при малих потужностях або малих ширинах самого паса.

Зважаючи на зазначені недоліки, до конструкції проектуємої зубчато-пасової передачі висуваємо наступні вимоги:

- 1) передачу обертання здійснювати додатковими проміжними елементами між розсувними шківками і зубчастим пасом, даний елемент повинен мати високу жорсткість;
- 2) підпружинення шківів здійснювати з обох сторін, тобто обидва шківки на валу будуть підпружиненими;
- 3) переміщення шківів на обох валах здійснювати синхронно, з умовою постійності міжосьової відстані між проміжними елементами, з якими стикається зубчастий пас, відтак з'являється можливість здійснювати підпружинення шківів попереднім натягом.

Враховуючи наведені вимоги, запропонуємо наступну конструкції зубчато-пасової передачі, що наведена на рис. 2.2.

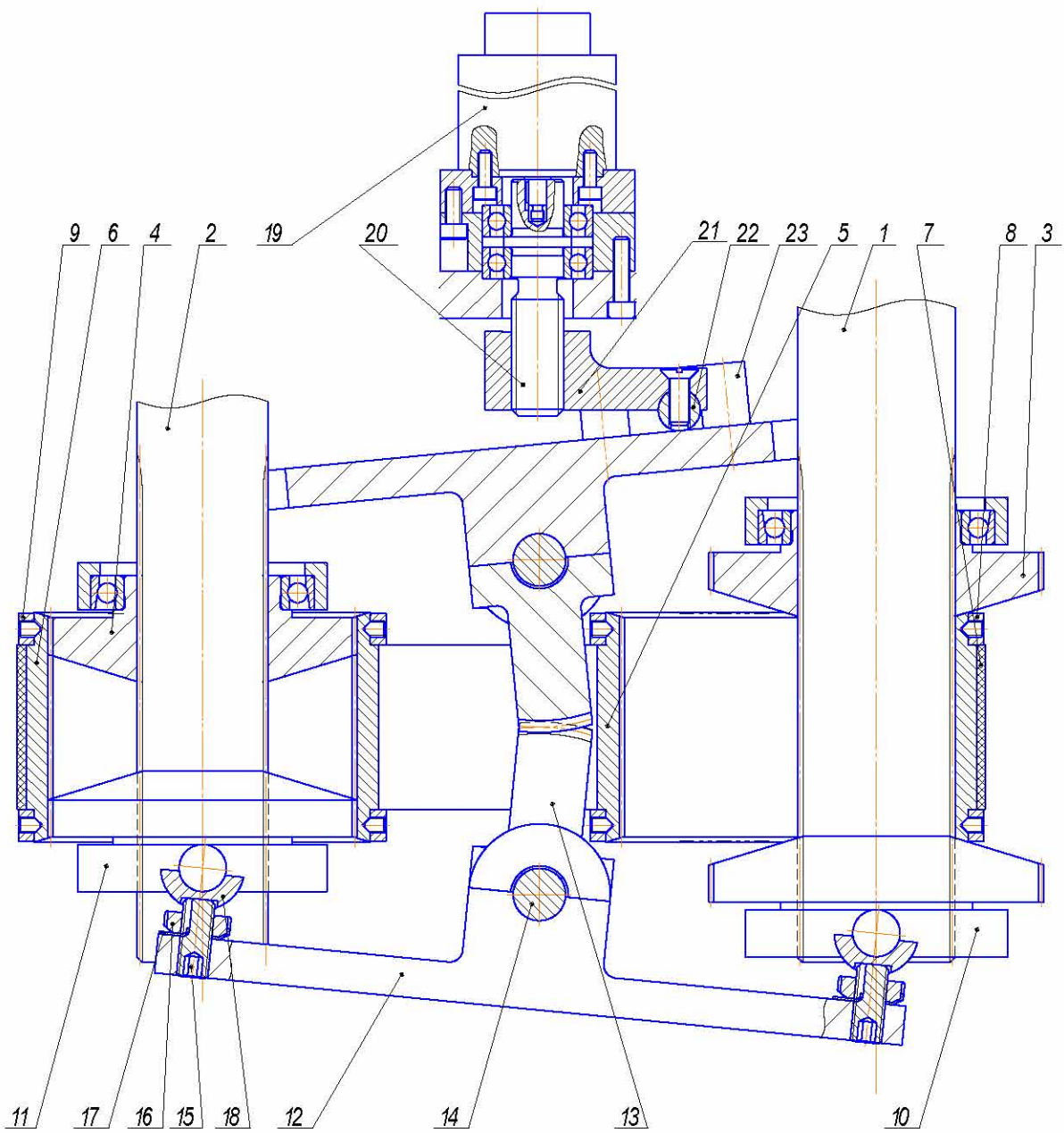


Рис. 2.2. Модернізована зубчато-пасова передача

Обертання від ведучого вала 1 до веденого вала 2 передається за допомогою розсувних шківів 3 і 4 відповідно. Шківні переміщуються по валам за допомогою шліцьового з'єднання. По конічним поверхням розсувних шківів переміщуються шківні зубчасто-пасової передачі 5 (ведучий) і 6 (ведений). На цих шківних одягнений зубчастий пас 7. Для запобігання зісковзування пасу зі шківів передбачені упорні кільця 8 на ведучому шківі і 9 на веденому. На розсувних шківних 5 і 6 на радіально-упорних підшипниках посаджені вижимні обойми 10 і 11 відповідно з циліндричними виступами.

Для пересування шківів 5 і 6 слугують два коромисла 12, що зчеплені між собою зубчастими секторами 13. Коромисла обертаються на осях 14. На кінцях коромислів зроблені гвинтові отвори, у які загвинчені гвинти 15. Для стопоріння гвинтів передбачені гайки 16 і шайби 17. Один з торців гвинта 15 через вкладиш 18 тисне на циліндричний виступ вижимної обойми 10 або 11.

Таким чином, синхронне качання коромислів 12 призводить до переміщення шківів 3 і 4, які в свою чергу через зміну відстані між ними примушують рихатися зубчасті шківні 5 і 6. Закручуванням гвинтів 15 регулюють поперечній натяг у контактні шківів 3 і 5 та 4 і 6.

Переміщення шківів здійснюється за допомогою двигуна 19, що обертає гвинт 20. Закручування-викручування гвинта з різьбового отвору штовхача 21 призводить до переміщення останнього, який через циліндр 22 тисне або відтягує одне з коромислів 12. Для запобігання провертання штовхача 21 і передачі сили при його русі назад слугують проушини 23, прикріпленні до одного з коромислів.

Шліцьове з'єднання між валами 1 і 2 та шківними 3 і 4 є евольвентного профілю з тим, щоб при максимальному віддаленні розсувних шківів зубчасті шківні, внутрішній отвір яких також має евольвентні шліці того ж самого модуля, могли входити у зачеплення з валом. Периферійна поверхня розсувних шківів також виконана із евольвентними шліцями, модуль яких

відповідає модулю шліців внутрішнього отвору зубчастих шківів. Відповідно при максимальному зближенні розсувних шківів зубчасті шківів також будуть входити в зачеплення. Вибір евольвентного шліцевого з'єднання обумовлений властивістю евольвентних зачеплень обертатися одне навколо іншого. Відтак маємо передачу крутного моменту у двох фіксованих положеннях розсувних шківів:

- 1) розсувні шківів на ведучому валу максимально зближенні. Ведучий зубчастий шків входить у зачеплення з розсувними шківів по периферійній поверхні останніх. Відповідно коромисла максимально відділяють розсувні шківів на веденому валу, і ведений зубчастий шків буде зчеплюватися з евольвентними шліцами на самого валу. Цьому положенню відповідає максимальний діапазон частоти обертання шпинделя;
- 2) розсувні шківів на ведучому валу максимально віддалені. Ведучий зубчастий шків входить у зачеплення з евольвентними шліцами на ведучому валу. Відповідно коромисла максимально зближують розсувні шківів на веденому валу, і ведений зубчастий шків буде зчеплюватися з евольвентними шліцами на периферії розсувних шківів даного валу. Цьому положенню відповідає мінімальний діапазон частоти обертання шпинделя.

## 2.2 Розрахунок шліцевих евольвентних з'єднань

Для даного розрахунку використані методики, наведені у джерелах [10-12]. Діаметри ведучого і веденого валів, розсувних і зубчастих шківів та їх шліців прийняті з конструктивних міркувань. Попередньо приймаємо: модуль евольвентного шліцевого з'єднання 2 мм (він однаковий для всіх з'єднань (див. попередній пункт)). Діаметр шліцевого з'єднання на

ведучому валу – 60 мм, на веденому – 48 мм. Діаметр шліцьового з'єднання на ведучому зубчастому шківі – 130 мм, на веденому – 118 мм.

Для використовуємих співвідношень шліцьових з'єднань основним розрахунком є перевірка на зминання бокових поверхонь. Умова міцності:

$$\sigma_{зм} = \frac{10^3 T_{\max}}{\phi F l r_{cp}} \leq [\sigma_{зм}],$$

де  $T_{\max}$  – максимальний крутний момент,

$\phi$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантажень по робочим поверхням зубців,

$l$  – робоча довжина зубця,

$F$  – площа всіх бокових поверхонь зубців з однієї сторони на 1 мм довжини:

$$F = 0.8mz,$$

де  $z$  – кількість зубців, що зчеплюються,

$m$  – модуль з'єднання.

$r_{cp}$  – середній радіус:

$$r_{cp} = 0.5d_a,$$

де  $d_a$  – діаметр отвору шліцьової втулки.

Розрахунок для прикладу наведемо для шліцьового евольвентного з'єднання між веденим валом і зубчастим шківом. Враховуємо, що передача крутного моменту у даному з'єднанні відбувається по 3 зубцям, однак коефіцієнт нерівномірності розподілу навантажень по робочим поверхням зубців зростає. Маємо:

$$r_{cp} = 0.5 \cdot 44 = 22 \text{ мм},$$

$$F = 0.8 \cdot 2 \cdot 3 = 4.8 \text{ мм}^2/\text{мм},$$

$$\sigma_{зм} = \frac{10^3 \cdot 31.2}{0.95 \cdot 4.8 \cdot 83 \cdot 22} = 3.75 \text{ МПа} \leq [\sigma_{зм}] = 7 \text{ МПа}.$$

Умова міцності виконана. Результати розрахунків всіх евольвентних шліцьових з'єднань зводимо до таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Перевірка міцності шліцьових евольвентних з'єднань

Параметр з'єднання	Номер з'єднання					
	I	II	III	IV	V	VI
$T_{\max}$	31,2	110,5	110,5	71,5	71,5	71,5
$\varphi$	0,95	0,75	0,75	0,95	0,75	0,75
$l$	83	48	28	83	48	28
$d_a$	44	44	114	56	56	126
$r_{cp}$	22	22	57	28	28	63
$m$	2	2	2	2	2	2
$z$	3	23	58	3	29	64
$F$	4,8	36,8	92,8	4,8	46,4	102,4
$\sigma_{зм}$	3,75	3,79	0,99	6,75	1,53	0,53
Результат	+	+	+	+	+	+

Оскільки всі шліцьові з'єднання працездатні, наведемо розрахунок конструктивних параметрів з'єднань у поперечному перетині. Для прикладу приводимо розрахунок одного із з'єднань, а саме з  $D = 48$  мм, а розрахунки всіх з'єднань зводимо до таблиці 3.2.

Діаметр з'єднання:  $D = 48$  мм.

Модуль з'єднання:  $m = 2$  мм.

Кількість зубців у з'єднанні:  $z = 23$ .

Крок зубців з'єднання:  $p = \pi m = 3.14 \cdot 2 = 6.28$  мм.

Ділильний діаметр:  $d = mz = 2 \cdot 23 = 46$  мм.

Діаметр основного кола:  $d_b = mz \cos \alpha = 2 \cdot 23 \cdot \cos 30^\circ = 39.837$  мм.

Діаметр впадин шліцьової втулки:  $D_f = D = 48$  мм.

Діаметр отвору шліцьової втулки:  $D_a = D - 2m = 48 - 2 \cdot 2 = 44$  мм.

Коефіцієнт зміщення:  $x_m = \frac{1}{2}(D - mz - 1.1m) = \frac{1}{2}(48 - 2 \cdot 23 - 1.1 \cdot 2) =$   
 $= -0,1$  мм.

Висота головки зуба вала:  $h_a = 0.45m = 0.45 \cdot 2 = 0.9$  мм.

Висота головки зуба втулки:  $H_a = 0.45m = 0.45 \cdot 2 = 0.9$  мм.

Висота ніжки зуба вала: мінімальна  $h_{f \min} = 0.55m = 0.55 \cdot 2 = 1.1$  мм,

максимальна  $h_{f \max} = 0.65m = 0.65 \cdot 2 = 1.3$  мм.

Висота ніжки зуба втулки: мінімальна  $H_{f \min} = 0.55m = 0.55 \cdot 2 = 1.1$  мм,

максимальна  $H_{f \max} = 0.65m = 0.65 \cdot 2 = 1.3$

мм.

Радіус заокруглення ніжки зуба:  $\rho_{f \min} = 0.15m = 0.15 \cdot 2 = 0.3$  мм.

Діаметр впадин вала:  $d_{f \max} = D - 2.2m = 48 - 2.2 \cdot 2 = 43.6$  мм.

Висота зуба вала:  $h_{\min} = h_a + h_{f \min} = 0.9 + 1.1 = 2$  мм.

Висота зуба втулки:  $H_{\min} = H_a + H_{f \min} = 0.9 + 1.1 = 2$  мм.

Товщина зуба:  $s = \frac{\pi}{2}m + 2x_m t \operatorname{tg} \alpha = \frac{3.14}{2} \cdot 2 - 2 \cdot 0.1 \cdot 2 \cdot \operatorname{tg} 30^\circ = 3.026$  мм.

Діаметр виступів вала:  $d_a = D - 0.2m = 48 - 0.2 \cdot 2 = 47.6$  мм

Таблиця 2.2

Параметри евольвентних шліцьових з'єднань

Параметр з'єднання	Номер з'єднання			
	1	2	3	4

$D$	48	60	118	130
-----	----	----	-----	-----

Продовження табл. 2.2

Параметр з'єднання	Номер з'єднання			
	1	2	3	4
$m$	2	2	2	2
$z$	23	29	58	64
$p$	6.28	6.28	6.28	6.28
$d$	46	58	116	128
$d_b$	39.837	50.229	100.459	110.851
$D_f$	48	60	118	130
$D_a$	44	56	114	126
$x_m$	-0.1	-0.1	-0.1	-0.1
$h_a$	0.9	0.9	0.9	0.9
$H_a$	0.9	0.9	0.9	0.9
$h_{fmin}$	1.1	1.1	1.1	1.1
$h_{fmax}$	1.3	1.3	1.3	1.3
$H_{fmin}$	1.1	1.1	1.1	1.1
$H_{fmax}$	1.3	1.3	1.3	1.3
$\rho_{fmin}$	0.3	0.3	0.3	0.3
$d_{fmax}$	43.6	55.6	113.6	125.6
$h_{min}$	2	2	2	2
$H_{min}$	2	2	2	2
$s$	3.026	3.026	3.026	3.026
$d_a$	47.6	59.6	117.6	129.6

### 2.3 Розрахунок пліщового прямобочного з'єднання

Для даного розрахунку використані методики, наведені у джерелах [10-12]. Дане шліцьове з'єднання призначене для передачі обертання від вала двигуна до ведучого вала зубчасто-пасової передачі. Параметри шліцьового прямобочного з'єднання прийняті з існуючої конструкції. Однак, зважаючи на змінені умови роботи, необхідно перевірити його на працездатність. Для використовуваних співвідношень шліцьових з'єднань основним розрахунком є перевірка на зминання бокових поверхонь. Умова міцності:

$$\sigma_{зм} = \frac{10^3 T_{\max}}{\phi F l r_{cp}} \leq [\sigma_{зм}],$$

де  $T_{\max}$  – максимальний крутний момент,

$\phi$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантажень по робочим поверхням зубців,

$l$  – робоча довжина зубця,

$F$  – площа всіх бокових поверхонь зубців з однієї сторони на 1 мм довжини:

$$F = z \left[ \frac{D_B - d_a}{2} - (f + r) \right],$$

де  $z$  – кількість зубців, що зчеплюються,

$D_B$  – зовнішній діаметр зубців вала,

$d_a$  – діаметр отвору шліцьової втулки,

$f$  – розмір фаски,

$r$  – радіус заокруглення.

$r_{cp}$  – середній радіус:

$$r_{cp} = \frac{D_B + d_a}{4}.$$

Маємо:

$$F = 8 \left[ \frac{42 - 36}{2} - (0.4 + 0.3) \right] = 18.4 \text{ мм}^2/\text{мм},$$

$$r_{cp} = \frac{42 + 36}{4} = 19.5 \text{ мм},$$

$$\sigma_{зм} = \frac{10^3 \cdot 71.5}{0.75 \cdot 18.4 \cdot 100 \cdot 19.5} = 2.66 \text{ МПа} \leq [\sigma_{зм}] = 7 \text{ МПа}.$$

Умова міцності виконана. Працездатність шліцьового прямобочного з'єднання забезпечена.

#### 2.4 Кінематичний розрахунок модернізованої зубчасто-пасової передачі

Для даного розрахунку використані методики, наведені у джерелах [10, 11]. Кінематичний розрахунок проводимо лише для двох фіксованих положень розсувних шківів. Проміжні положення, які можуть займати зубчасті шківви на розсувних, не враховуємо.

Приймаємо, що передача обертання між зубчастим шківом та евольвентними шліцями вала здійснюється по ділільному діаметру евольвентного шліцьового з'єднання. Передача обертання від зубчастого паса до шківви здійснюється на відстані нейтрального шару паса. Для модулів зубчасто-пасових передач, більше 3 мм, дана відстань складає 0,8 мм відповідно до ОСТ 3805114-76. Враховуючи, що у базовому варіанті використовується зубчастий пас модулем 4 мм, є можливість варіювання

модулем при подальших розрахунках, що однак не вплине на даний кінематичний розрахунок.

Діаметри ведучого і веденого валів та їх шліців прийняті з конструктивних міркувань. Прийнятий модуль евольвентного шліцевого з'єднання 2 мм. Параметри евольвентних шліців на з'єднаннях ведучого валу:

– діаметр з'єднання між ведучим валом і розсувними шківками

$$D_1 = 60 \text{ мм};$$

– діаметр з'єднання між розсувними шківками і ведучим зубчастим шківом  $D_3 = 130$  мм.

Параметри евольвентних шліців на з'єднаннях веденого валу:

– діаметр з'єднання між веденим валом і розсувними шківками

$$D_2 = 48 \text{ мм};$$

– діаметр з'єднання між розсувними шківками і веденим зубчастим шківом  $D_4 = 118$  мм.

Діаметри зубчастих шківів прийняті з конструктивних міркувань. Діаметр обертання зубчастого паса по нейтральному слою:

– на ведучому шківі  $D_5 = 148$  мм;

– на веденому шківі  $D_6 = 136$  мм.

Максимальний діапазон обертання шпинделя відповідає розташуванню ведучого зубчастого шківа на периферії розсувних шківів, а веденого зубчастого шківа – на веденому валу. Таким чином, необхідно дізнатися діаметр обертання зубчастого паса по нейтральному слою на веденому валу. Різниця між діаметрами  $D_4$  і  $D_2$  становить  $D' = D_4 - D_2 = 118 - 48 = 70$  мм. Отже, діаметр обертання зубчастого паса по нейтральному слою на веденому валу менше на дану різницю від обертання на розсувному шківі, тому  $D_8 = D_6 - D' = 136 - 70 = 66$  мм.

Для ведучого вала розмірковування аналогічні. Маємо:

$$D' = D_3 - D_1 = 130 - 60 = 70 \text{ мм},$$

$$D_7 = D_5 - D' = 148 - 70 = 78 \text{ мм.}$$

Відповідно, максимальному діапазону обертання шпинделя відповідає передатне відношення:

$$i_{\max} = \frac{D_5}{D_8} = \frac{148}{66} = 2,242,$$

мінімальному:

$$i_{\min} = \frac{D_7}{D_6} = \frac{78}{136} = 0,574.$$

Максимальна частота обертання шпинделя:

$$n_{\max} = n_{\text{двmax}} i_{\max} = 3570 \cdot 2.242 = 8000 \text{ хв}^{-1}.$$

Номінальна частота обертання шпинделя, на якій відбувається зміна діапазонів регулювання шпинделя:

$$n_{\text{ном}} = n_{\text{двном}} i_{\max} = 920 \cdot 2.242 = 2060 \text{ хв}^{-1}.$$

Максимальна частота обертання шпинделя в мінімальному діапазоні:

$$n_{\max}' = n_{\text{двmax}} i_{\min} = 3570 \cdot 0.574 = 2060 \text{ хв}^{-1}.$$

Мінімальна частота обертання шпинделя:

$$n_{\min} = n_{\text{демін}} i_{\min} = 36 \cdot 0.574 = 20 \text{ хв}^{-1}.$$

Діапазон регулювання частоти обертання шпинделя з постійною потужністю:

$$R_N = \frac{n_{\max}}{n_{\text{ном}}} = \frac{8000}{2060} = 3,883.$$

Діапазон регулювання частоти обертання шпинделя з постійним крутним моментом:

$$R_M = \frac{n_{\text{ном}}}{n_{\min}} = \frac{2060}{20} = 103.$$

Загальний діапазон регулювання частоти обертання шпинделя:

$$R_{\Sigma} = R_N R_M = 3.883 \cdot 103 = 400.$$

Отже, порівнюючи отримані значення з існуючими, можна казати лише про значне зростання частоти обертання шпинделя. Однак у сучасних умовах навіть лише цей аспект є позитивним, в той час як у нашому випадку присутня зміна діапазонів обертання шпинделя без розриву передаваної потужності. Діапазон регулювання шпинделя зріс на 4% з 385 у існуючій конструкції до 400 у модернізованій.

## 2.5 Силевий розрахунок модернізованої зубчасто-пасової передачі

Для даного розрахунку використані методики, наведені у джерелах [10-12].

Вихідні дані до розрахунку:

- номінальна потужність, що передається зубчастим пасом  $P = 7,5$  кВт;
- максимальна частота обертання меншого шківів  $n_1 = 3885$  хв<sup>-1</sup>;
- передатне відношення передачі  $i = 0,919$ .

Попередньо обираємо модуль передачі:

$$m = 30 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n_1}} = 30 \cdot \sqrt[3]{\frac{7,5}{3885}} = 3,74 \text{ мм.}$$

Приймаємо стандартний модуль  $m = 4$  мм.

Діаметри шківів і їх числа зубців обираємо відповідно до кінематичного розрахунку і з конструктивних міркувань. Відповідно для меншого шківів

$$D_1 = 136 \text{ мм, } z_1 = 34.$$

Колова швидкість паса:

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 136 \cdot 3885}{60000} = 27,6 \text{ м/с.}$$

Питома розрахункова сила, що передається пасом (Н/см), при якій довговічність передачі складає 3000-5000 год:

$$F = F_0 k_i k_{z_0} k_H k_b k_p k_v k_a,$$

де  $F_0$  – допустима питома колова сила, що передається пасом,

$$F_0 = 25 \text{ Н/см;}$$

$k_i$  – коефіцієнт, що враховує передатне відношення передачі,

$$k_i = 2;$$

$k_{z_0}$  – коефіцієнт, що враховує число зубців на дузі обхвату меншого шківів,

$$k_{z_0} = 1;$$

$k_H$  – коефіцієнт, наявність в передачі натяжного ролика,

$$k_H = 1;$$

$k_b$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між витками канату в залежності від ширини паса,

$$k_b = 1,23;$$

$k_p$  – коефіцієнт, що враховує вплив режиму і тривалість роботи передачі,

$$k_p = 0,9;$$

$k_v$  – коефіцієнт, що враховує вплив колової швидкості паса на його довговічність, а саме, зменшення працездатності зубців паса із-за зростання частоти їх навантаження і зношування,

$$k_v = 0,8;$$

$k_a$  – коефіцієнт, що враховує вплив довжини паса чи міжосьової відстані на його довговічність, а саме, зростання частоти навантаження зубців пасів меншої довжини, їх нагрівання, нерівномірність навантаження по довжині зубців,

$$k_a = 0,88;$$

$$F = 25 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,23 \cdot 0,9 \cdot 0,8 \cdot 0,88 = 39,1 \text{ Н/см.}$$

Розрахована колова сила, що передається пасом:

$$F_p = \frac{1000P}{v} = \frac{1000 \cdot 7,5}{27,6} = 271,7 \text{ Н.}$$

Розрахована ширина паса:

$$b = \frac{F_p}{F} = \frac{271.7}{39.1} = 6,8 \text{ см} = 68 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $b = 63$  мм, враховуючи, що верстат не весь час працює з максимальною потужністю.

Число зубців і діаметр діляльного кола більшого шківів:  $z_2 = 37$ ;  
 $D_2 = mz_2 = 4 \cdot 37 = 148$  мм.

Довжина паса без урахування його провисання:

$$L \approx 2a + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} =$$

$$= 2 \cdot 256.67 + \frac{3.14}{2}(148 + 136) + \frac{(148 - 136)^2}{4 \cdot 256.67} = 959,36 \text{ мм.}$$

Довжина паса повинна вміщувати повне число кроків зубців. Число зубців зубчастого паса:

$$z_p = \frac{L}{\pi m} = \frac{959.36}{3.14 \cdot 4} = 76,4.$$

Приймаємо найменше ціле число  $z_p = 76$  і встановлюємо довжину паса:

$$L = \pi m z_p = 3.14 \cdot 4 \cdot 76 = 954.56 \text{ мм.}$$

Різниця у довжинах йде на початковий натяг паса.

Перевірка паса по тиску на його зубцях. Розрахований тиск на зубцях паса:

$$p = \frac{10Fc_1c_2c_3}{z_0bh},$$

де  $c_1$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу колової сили між зубцями паса по дузі обхвату,

$$c_1 = 1,7;$$

$c_2$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу тиску по висоті зубців паса,

$$c_2 = 1,5;$$

$c_3$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу тиску по довжині зубців паса,

$$c_3 = 0,88.$$

$$p = \frac{10 \cdot 39,1 \cdot 1,7 \cdot 1,5 \cdot 0,88}{16 \cdot 63 \cdot 2,5} = 0,35 \text{ МПа.} \leq [p] = 0,5 \text{ МПа.}$$

Умова міцності виконана. Працездатність передачі забезпечена.

## 2.6 Розрахунок шпонкового з'єднання муфти

Для даного розрахунку використані методики, наведені у джерелах [10-12]. Обертання від веденого валу зубчасто-пасової передачі до шпинделя передається за допомогою зубчастої муфти. Режим роботи даної муфти у новій конструкції змінено. У старій конструкції пересування зубчастої муфти відбувалося синхронно з блоком зубчастих коліс. Таким чином, муфта через ковзаюче шпонкове з'єднання періодично зчеплювалася із зубчастим колесом на веденому валу зубчастої передачі. Тепер муфта не пересувається по шпинделю і постійно входить в зачеплення із зубчастим колесом. З огляду

на геометричні розміри в менш сприятливих умовах працює саме шпонкове з'єднання, тому перевіримо його працездатність.

Функції шпонкового з'єднання зубчастої муфти двоякі. По-перше, це передача крутного моменту від веденого вала зубчасто-пасової передачі до шпинделя, а по-друге – захист механізму від перевантаження. Таким чином, необхідно виконати проектний розрахунок з умови міцності на зріз та перевірочний розрахунок з умови міцності на зминання.

Умова міцності на зріз:

$$\tau_{zp} = \frac{2T}{db\left(L - \frac{b}{2}\right)} \leq [\tau_{zp}],$$

де  $T$  – крутний момент,

$d$  – діаметр шийки вала,

$b$  – ширина шпонки,

$L$  – довжина шпонки.

Оскільки залежність поперечного перетину шпонки від діаметру шийки вала рекомендується стандартом, більш зручним параметром для варіювання буде довжина шпонки. Відповідна формула для її розрахунку матиме вигляд:

$$L = \frac{2T}{db[\tau_{zp}]} + \frac{b}{2}.$$

Параметри шпонкового з'єднання вибираємо з креслення. Маємо:

$$L = \frac{2 \cdot 200000}{60 \cdot 10 \cdot 25} + \frac{10}{2} = 31.7 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 23360-78 вибираємо найближче значення довжини шпонкового з'єднання  $L = 32$  мм. Перевіряємо обрану шпонку на зминання. Умова міцності на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{dK(L-b)} \leq [\sigma_{зм}],$$

де  $K$  – висота шпонки над валом.

Перевіряємо:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 200000}{60 \cdot 3 \cdot (32 - 10)} = 101 \text{ МПа} > [\sigma_{зм}] = 60 \text{ МПа}.$$

Остання умова міцності не виконується. Таким чином, необхідно збільшити довжину, а для задоволення умови на зріз необхідно зменшити поперечний переріз шпонки. Приймаємо переріз  $b \times h = 6 \times 6$  мм. Тоді:

$$L = \frac{2 \cdot 200000}{60 \cdot 6 \cdot 25} + \frac{6}{2} = 47.4 \text{ мм}.$$

Приймаємо  $L = 50$  мм. Перевіряємо на зминання.

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 200000}{60 \cdot 2.5 \cdot (50 - 6)} = 60 \text{ МПа} = [\sigma_{зм}] = 60 \text{ МПа}.$$

Умова міцності виконується. приймаємо шпонку розміром  $b \times h \times L = 6 \times 6 \times 50$  мм.

## ВИСНОВКИ

У даній кваліфікаційній роботі за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти розв'язане важливе технічне завдання розробки механізму варіаторного перемикання діапазону коробки швидкостей верстата для розширення загального діапазону зміни частот обертання шпинделя.

При розв'язанні даного завдання вирішено наступні задачі:

- проведено огляд конструкцій безступеневої зміни частоти обертання вихідної ланки механізму;
- проведено огляд технічної характеристики верстата 320ПМФ4 як об'єкта модернізації;
- розроблено оригінальний механізм перемикання діапазонів частот обертання шпинделя без зупинки верстата;
- проведені необхідні проектні і перевірочні розрахунки, що підтверджують працездатність запропонованої конструкції механізму перемикання діапазонів частот обертання шпинделя.

Запропоновано відмовитися від пересувних блоків зубчастих коліс у механізмі перемикання діапазонів частот обертання шпинделя. Для виконання даної функції модернізовано зубчасто-пасову передачу шляхом видозміни її шківів. Кожен шків постійного діаметру замінено на два розсунні диски з конічною робочою поверхнею і рухомий шків для зубчастого пасу, який контактує з даними дисками по конічній поверхні. Механізм зміни відстані між розсунними дисками забезпечує їх синхронний рух у протифазі, тобто якщо на ведучому валу диски зближуються, то на веденому – розходяться на ту ж саму відстань. При незмінній довжині зубчастого пасу незмінною буде відстань між зубчастими шківками, а от радіус, на якому дані шківки будуть взаємодіяти із дисками, буде змінюватися, змінюючи тим самим передатне відношення між ведучим і веденим валами. У крайніх положеннях зубчасті шківки зчеплюються з евольвентними

шліцями на валах чи на периферії розсувних дисків, унеможливаючи проковзування між шківками та дисками.

Загальне збільшення діапазону регулювання частоти обертання шпинделя досягнуто на рівні 4 %, зростання максимальної частоти обертання шпинделя – 60 %. Однак заміна існуючої схеми механізму перемикання діапазонів обертання шпинделя на нову дозволяє здійснювати цей процес без зупинки приводу головного руху. Крім того, процес обробки також можна не зупиняти, оскільки не відбувається розриву потоку потужності при здійсненні перемикання діапазонів. Це скорочує допоміжний час на операції. Проведені проектні та перевірочні розрахунки основних вузлів приводу головного руху підтверджують працездатність запропонованого механізму.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 1) Багров, Б.М. Многоцелевые станки [Текст] : учебное пособие / Б.М. Багров, А.М. Козлов. – Липецк : ЛГТУ, 2004. – 193 с.
- 2) Лист № 2.08.033. Металлорежущие станки. Отраслевой каталог. Станок многоцелевой специальный модель ИР320ПМФ4. – М.: ВНИИТЭМР, 1985. – 16 с.
- 3) Рудь Ю.С. Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2-е вид., переробл. - Кривий Ріг: Видавець ФО-П Чернявський Д.О., 2015. – 492 с.
- 4) Попов С.В., Бучинський М.Я., Гнітько С.М., Чернявський А.М. Теорія механізмів технологічних машин: підручник для студентів механічних спеціальностей закладів вищої освіти. – Харків: НТМТ, 2019. – 268 с.
- 5) Гузенков П.Г. Детали машин: Учеб. для вузов. – 4-е изд. испр. – М.: Высш. шк., 1986. – 359 с.
- 6) Бочков В. М., Сілін Р. І. Обладнання автоматизованого виробництва. Навчальний посібник / За ред. Сіліна Р. І. – Львів: Видавництво Державного університету “Львівська політехніка”, 2000. – 380с.
- 7) Іванов В. О., Карпусь В. Є., Дегтярьов І. М. Конструкторськотехнологічний аналіз сучасних свердлильно-фрезерно-розточувальних верстатів / В. О. Іванов, В. Є. Карпусь, І. М. Дегтярьов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Технології в машинобудуванні. Харків : НТУ «ХП», 2016. № 33 (1205). С. 95– 105.
- 8) Зубовецька Н. Т. Аналіз використання багатоцільових верстатів з чпу на прикладі ІР-500 / Н. Т. Зубовецька, Р. Г. Редько, І. В. Марчук // Наукові нотатки. - 2015. - Вип. 51. - С. 81-85.
- 9) Плева, Д. Ю. Проектування приводу головного руху багатоцільового верстата моделі ІР 320ПМФ4. Розробка конструкції та технології виготовлення різального інструмента : випускна кваліфікаційна робота : 133 "Галузеве машинобудування" / Д. Ю. Плева ; керівник роботи

Н. М. Сіра ; НУ "Чернігівська політехніка", кафедра автомобільного транспорту та галузевого машинобудування. – Чернігів, 2021. – 52 с.

10) Бочков В. М., Сілін Р. І., Гаврильченко О. В. Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів: Підручник / За ред. Сіліна Р. І. – Львів: Видавництво «Бескид Біт», 2008. – 448 с.

11) Бочков В. М. Розрахунок та конструювання коробок швидкостей і подач металорізальних верстатів: Навчальний посібник. – К.: ІСДО, 1994. – 140 с.

12) Кодра Ю.В., Стоцько З.А. Технологічні машини. Розрахунок і конструювання. Навч. Посібник / За ред. З.А. Стоцька. – Львів: Видавництво «Бескид Біт», 2004. – 468 с.

# ДОДАТКИ

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кількість	Примітка
				<u>Документація загальна</u>		
				<i>Розроблена заново</i>		
*			КРБ.ПМ.24.73.000.00.00.00 СК	Складальне креслення		*I арк. ф. А2х4 II арк. ф. А2х3
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1	КРБ.ПМ.24.73.100.00.00.00 СК	Повзун	1	
		2	КРБ.ПМ.24.73.200.00.00.00 СК	Пристрій шпindelний	1	
		3	КРБ.ПМ.24.73.300.00.00.00 СК	Привід переміщення шківів	1	
		4	КРБ.ПМ.24.73.400.00.00.00 СК	Вузол шківа ведучого	1	
		5	КРБ.ПМ.24.73.500.00.00.00 СК	Вузол шківа веденого	1	
		6	КРБ.ПМ.24.73.600.00.00.00 СК	Шків ведучий	2	
		7	КРБ.ПМ.24.73.700.00.00.00 СК	Шків ведений	2	
				<u>Деталі</u>		
		21	КРБ.ПМ.24.73.000.00.00.21	Вал	1	
		22	КРБ.ПМ.24.73.000.00.00.22	Кришка підшипника	1	
		23	КРБ.ПМ.24.73.000.00.00.23	Коромисло	2	

					КРБ.ПМ.24.73.000.00.00.00					
Зм.	Лист	№ докум	Підп.	Дата	<b>Привод обертання шпindelя (специфікація)</b>					
Розроб.	Бесчасний							Літ.	Лист	Листів
Перевір.	Гречка								1	3
Н. контр.								ЦНТУ		
Затв.	Гречка							гр. ПМ(ТМ)-21-3СК		



Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кількість	Примітка
				ГОСТ 11738-84		
		52		Гвинт М8х25	30	
		53		Гвинт М8х30	12	
		54		Гвинт М10х25	8	
		55		Гвинт М12х25	4	
				ГОСТ 17475-80		
		56		Гвинт М4х8	30	
		57		Гвинт М8х22	3	
		58		Гвинт М10х20	4	
				ГОСТ 50383-92		
		59		Гвинт М8х14	2	
		60		Гвинт М12х12	2	
		61		Гвинт М12х16	2	
				ГОСТ 13940-86		
		62		Кільце А25	1	
		63		Кільце А35	1	
		64		Пас плоский зубчастий 4-70-63		
				ОСТ 3805114-76	1	
				ГОСТ 8338-75		
		65		Підшипник 5-205 ЕШ	1	
		66		Підшипник 5-207 ЕШ	1	
		67		Шайба Н.6		
				ГОСТ 11872-89	8	
				ГОСТ 23360-78		
		68		Шпонка 8х7х40	1	
		69		Шпонка 10х8х50	2	
				ГОСТ 9464-79		
		70		Штифт 8х36	2	
		71		Штифт 10х36	2	

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кількість	Примітка
				<u>Документація загальна</u>		
				<i>Розроблена заново</i>		
A3			КРБ.ПМ.24.73.600.00.00.00 СК	Складальне креслення	1	
				<u>Деталі</u>		
		1	КРБ.ПМ.24.73.600.00.00.01	Диск конічний ведучий	1	
		2	КРБ.ПМ.24.73.600.00.00.02	Обойма піджимна	1	
				<u>Стандартні вироби</u>		
		7		Підшипник 1000913		
				ГОСТ 8338-75	1	

					КРБ.ПМ.24.73.600.00.00.00			
Зм.	Лист	№ докум	Підп.	Дата				
Розроб.		Бесчасний			Шків ведучий (специфікація)	Літ.	Лист	Листів
Перевір.		Гречка						1
Н. контр.					ЦНТУ гр. ПМ(ТМ)-21-3СК			
Затв.		Гречка						

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кількість	Примітка
				<u>Документація загальна</u>		
				<i>Розроблена заново</i>		
A3			КРБ.ПМ.24.73.700.00.00.00 СК	Складальне креслення	1	
				<u>Деталі</u>		
		1	КРБ.ПМ.24.73.700.00.00.01	Диск конічний ведучий	1	
		2	КРБ.ПМ.24.73.700.00.00.02	Обойма піджимна	1	
				<u>Стандартні вироби</u>		
		7		Підшипник 1000912		
				ГОСТ 8338-75	1	

					КРБ.ПМ.24.73.700.00.00.00			
Зм.	Лист	№ докум	Підп.	Дата	Шків ведений (специфікація)	Літ.	Лист	Листів
Розроб.		Бесчасний						1
Перевір.		Гречка						
Н. контр.								
Затв.		Гречка				ЦНТУ гр. ПМ(ТМ)-21-3СК		