

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний факультет

(повне найменування факультету)

Металорізальні верстати та інструменти

(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту

Магістр

(ступінь вищої освіти)

на тему: Проектування шпиндельного вузла та приводу подачі
високошвидкісного вертикально-фрезерного верстата

Виконав: студент 2 курсу, групи М-222м

Спеціальності 133 Галузеве машинобудування

(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Металорізальні верстати та системи

Керівник ОГЛУЗДІНА Л.С.

(ПРІЗВИЩЕ та ініціали)

Рецензент _____

(ПРІЗВИЩЕ та ініціали)

2023

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Факультет Машинобудівний
 Кафедра Металорізальні верстати та інструменти
 Ступінь вищої освіти Магістр
 Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
(код і найменування)
 Освітня програма (спеціалізація) Металорізальні верстати та системи
(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

« _____ » _____ 2023 року

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ СТУДЕНТА

ДОРОДНИХ Роман Олександрович
(ПРИЗВИЩЕ, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту Проектування шпиндельного вузла та приводу подачі високошвидкісного вертикально-фрезерного верстата

керівник проєкту ОГЛУЗДІНА Любов Сергіївна,
(науковий ступінь, вчене звання, ПРИЗВИЩЕ, ім'я, по батькові)

затверджені наказом закладу вищої освіти від «10» листопада 2023 року №430

2. Строк подання студентом проєкту 10.12.2023

3. Вихідні дані до проєкту точність позиціонування вузлів верстата від 5 до 20 мкм; швидкість робочих переміщень 10 м/хв; швидкість установчих переміщень до 40 м/хв; частота обертання шпинделя $n_{\max}$ до 30000 об/хв. В технічному заданні до проєкту задані наступні розміри: для приводу переміщення столу $-l_{\text{и}}=300 \text{ мм}, l_{\text{к}}=52 \text{ мм}, l_{\text{у}}=5 \text{ мм}, l_{\text{п}}=4 \text{ мм}, l_{\text{н}}=5 \text{ мм}$; для приводу переміщення шпиндельного вузла $-l_{\text{и}}=230 \text{ мм}, l_{\text{к}}=52 \text{ мм}, l_{\text{у}}=5 \text{ мм}, l_{\text{п}}=4 \text{ мм}, l_{\text{н}}=5 \text{ мм}$; для вертикального переміщення шпинделя $-l_{\text{и}}=130 \text{ мм}, l_{\text{к}}=52 \text{ мм}, l_{\text{у}}=5 \text{ мм}, l_{\text{п}}=4 \text{ мм}, l_{\text{н}}=5 \text{ мм}$.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Аналіз літературних джерел за конструкціями високошвидкісних фрезерних верстатів, аналіз компоновок фрезерних верстатів, огляд конструкції приводів подач металорізальних верстатів, проектування вузлів високошвидкісного верстата, розрахунок та вибір кульково-гвинтової передачі для приводу подач.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, кількість слайдів, плакатів) Презентація

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	ПРИЗВИЩЕ, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-2	ОГЛУЗДІНА Л.С. старший викладач	18.09.2023	11.12.2023

7. Дата видачі завдання « 11 » вересня 2023 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту	Строк виконання етапів проєкту	Примітка
1	Аналіз літературних джерел за конструкціями високошвидкісних фрезерних верстатів	18.09.2023-09.10.2023	
2	Проектування вузлів високошвидкісного верстата	10.10.2023-29.10.2023	
3	Розробка конструкції приводу подач верстата	30.10.2023-13.11.2023	
4	Вибір напрямних для переміщення приводу головного руху та столу	14.11.2023-22.11.2023	
5	Розрахунок та вибір кульково-гвинтової передачі для приводу подач	23.11.2023-04.12.2023	
6	Розробка презентації	05.12.2023-10.12.2023	

Студент

_____ Роман ДОРОДНИХ _____
 (підпис) (Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

Керівник проєкту

_____ Любов ОГЛУЗДІНА _____
 (підпис) (Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до магістерського проєкту: 85 с., 39 рис., 2 табл., 20 джерел.

ВЕРСТАТ, ЕЛЕКТРОДВИГУН, НАПРЯМНІ, ШПИНДЕЛЬ, КУЛЬКОВО-ГВИНТОВА ПЕРЕДАЧА, ОПОРА, ЖОРСТКІСТЬ, ТОЧНІСТЬ

Об'єкт дослідження – високошвидкісний вертикально-фрезерний верстат.

Мета роботи – спроектувати шпиндельний вузол та привід подач для високошвидкісного вертикально-фрезерного верстата.

В роботі проведено аналіз компоновок фрезерних верстатів та обрано компоновку яка відповідає заданим вихідним даним. Проведено порівняльний аналіз існуючих типів приводів головного руху та приводів подач для вертикально-фрезерних верстатів. Обрано привід головного руху та конструкцію приводу подач для використання на верстаті з високошвидкісною обробкою. Спроектовано шпиндельний вузол верстата. Обрано та обґрунтовано вибір напрямних верстату.

ABSTRACT

Explanatory note to the master's project: 85 p., 39 pic., 2 tab., 20 sources.

METAL CUTTING MACHINE, ELECTRIC MOTOR, SLIDES, SPINDLE,
BALL-SCREW GEAR, SUPPORT, RIGIDITY, ACCURACY

The object of the study - high-speed vertical milling machine.

The purpose of the work - design a spindle assembly and feed drive for a high-speed vertical milling machine.

In the work, an analysis of layouts of milling machines was carried out and a layout that corresponds to the given initial data was selected. A comparative analysis of existing types of main motion drives and feed drives for vertical milling machines was carried out. A main motion drive and feed drive design are selected for use on a high-speed machining. The spindle unit of the machine is designed. The choice of machine slides is selected and justified.

ЗМІСТ

С.

Вступ.....	7
1 Аналіз літературних джерел за конструкціями високошвидкісних фрезерних верстатів	9
1.1 Аналіз компоновок фрезерних верстатів.....	9
1.2 Приводи головного руху фрезерних верстатів	15
1.2.1 Привід головного руху вертикально-фрезерних верстатів	15
1.2.2 Мотор шпиндель.....	16
1.2.3 Електрошпиндель.....	19
1.3 Огляд конструкції приводів подач металорізальних верстатів.....	21
2 Проектування вузлів високошвидкісного верстата.....	42
2.1 Розробка конструкцій основних вузлів та механізмів високошвидкісного фрезерного верстата.....	42
2.1.1 Вихідні дані розробки конструкції верстата.....	42
2.1.2 Розробка та обґрунтування конструкції приводу головного руху.....	43
2.1.2.1 Опис приводу головного руху.....	43
2.1.2.2 Проектування шпиндельного вузла.....	45
2.1.3 Розробка конструкції приводу подач верстата.....	49
2.1.4 Вибір напрямних для переміщення приводу головного руху та столу.....	60
2.1.4.1 Вибір виду та типу напрямних для приводу головного руху та столу..	72
2.1.4.2 Вибір матеріалу для напрямних кочення.....	74
2.2.2 Розрахунок та вибір кульково-гвинтової передачі для приводу подач.....	75
2.2.2.1 Розрахунок передачі на працездатність.....	76
2.2.2.2 Розрахунок передачі на довговічність.....	81
Висновки.....	83
Список використаних джерел.....	84

ВСТУП

На даному етапі розвитку науки і техніки все більше впровадження в промисловість отримує високошвидкісна обробка (ВШО), сфера застосування якої дедалі більше розширюється.

ВШО можуть піддаватися практично будь-які матеріали - сталь, чавун, легкі і кольорові метали, важко оброблювальні метали і сплави, пластмаси.

Головний ефект ВШО полягає не в інтенсифікації режимів різання та скорочення машинного часу, а у загальному спрощенні виробничого процесу та у підвищенні якості обробки.

У зв'язку з цими процесами сучасна промисловість висуває до промислового обладнання високі вимоги щодо точносних та швидкісних характеристик.

Автомобілебудування, літакобудування та космонавтика відносяться до тих областей, які визначають перелік вимог до нового типу фрезерних верстатів – високошвидкісних верстатів.

Проектування верстатів для ВШО є актуальною проблемою, оскільки однією з головних умов успішного застосовування ВШО є правильний вибір верстата, відповідність його конструкції, які висуваються при обробці.

Метою дипломного проекту є розробка конструкції високошвидкісного фрезерного верстата.

У роботі необхідно розробити конструкцію приводу головного руху і приводу подач.

До проєктованих вузлів пред'являються такі вимоги:

- точність позиціонування вузлів верстата від 5 до 20 мкм;
- швидкість робочих переміщень 10 м/хв;
- швидкість установчих переміщень до 40 м/хв;
- частота обертання шпинделя $n_{\max}$ до 30000 об/хв.

Крім точності і швидкісних характеристик до приводу верстата, що проектується, пред'являються додаткові вимоги:

- мінімальне тертя між вузлами верстата, що рухаються;
- плавність переміщень;
- мала інерційність;
- великі тягові зусилля;
- можливість 3-х координатної обробки;
- мінімальні габарити вузлів;
- плавність переміщень при малих подачах;
- простота виготовлення та довговічність вузлів;
- відсутність коливань та вібрацій вузлів та елементів приводу;
- надійність та простота закріплення інструменту зручності обслуговування.

При проектуванні вузлів високошвидкісного фрезерного верстата необхідно вирішити низку таких завдань:

1. Виконати огляд літературних джерел щодо конструкцій, що застосовуються в сучасному верстатобудуванні.
2. Вибрати конструкції, які найбільш повно задовольняють заданим вимогам.
3. Розробити конструкцію вузлів, здійснити необхідні конструкторські розрахунки.

1. АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ЗА КОНСТРУКЦІЯМИ ВИСОКОШВИДКІСНИХ ФРЕЗЕРНИХ ВЕРСТАТІВ

1.1 Аналіз компоновок фрезерних верстатів

Компонування металорізальних верстатів дуже різноманітні. Це різноманіття є наслідком як безлічі технологічних завдань, розмірів і форм оброблюваних деталей, так і розвитку конструкцій верстатів і способів обробки.

Традиційні компонування верстатів удосконалювали у міру загального розвитку верстатів у зв'язку з необхідністю використання нових інструментів, розширення універсальності, підвищення рівня автоматизації тощо. Перехід до ЧПУ докорінно вплинув на конструкції самих верстатів. Змінився принцип побудови кінематичних схем та компоновок верстатів. Довгі розгалужені кінематичні ланцюги поступилися місцем елементарно простим, з автоматизованими приводами по кожному з переміщень. Більш повно та ефективно стали використовувати агрегатизацію та уніфікацію, з'явилися передумови для створення багатоцільових верстатів для комплексної обробки деталей.

У компоновках сучасних верстатів з ЧПУ чітко проявляється прагнення забезпечити максимально можливу жорсткість системи, що обумовлено високою інтенсивністю робочого процесу, високими швидкостями холостих та допоміжних переміщень, що визначають високий рівень динамічних навантажень у верстатах, а також значними масами вузлів, розташованих на станині, що зумовлюють, свою чергу, високу чутливість верстата до зовнішніх збурень [1].

Перерахуємо такі основні фактори, що визначають вибір компонування верстата і конструктивних форм несучої системи:

- 1) технологія оброблюваної деталі, що визначає види обробки, виконавчі формоутворювальні та установчі переміщення, число керованих координат;
- 2) габаритні розміри, маса та конфігурація оброблюваних деталей, що визначають розміри робочого простору, навантаження на напрямні та змінність характеристик несучої системи при координатних переміщеннях деталі;
- 3) особливості технологічного процесу (кількість стружки, мастильно-охолоджуючої рідини, інтенсивність тепловиділення тощо), що у ряді випадків визначають розташування вузлів у просторі;
- 4) необхідну кількість інструментів, місткість магазину, його вид та розташування;
- 5) вимоги до точності та продуктивності, що визначають вимоги до жорсткості, чутливості до переміщень важких вузлів, температурних деформацій тощо;
- 6) можливість формування технологічних модифікацій з великою кількістю управляючих координат за рахунок оснащення додатковими механізмами та пристроями.

Компонування високошвидкісного фрезерного верстата має бути обране найбільш оптимально і забезпечувати вимоги, що висуваються:

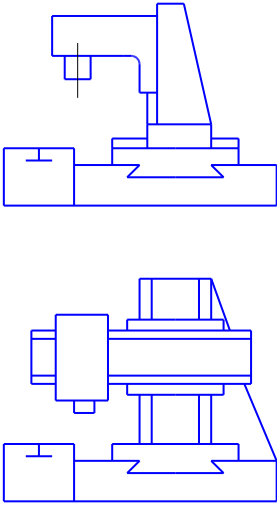
- можливість високопродуктивної обробки;
- мінімальний вплив ваги виробів, що переміщуються на деформацію системи;
- трикоординатна обробка;
- висока точність обробки;
- висока вібростійкість.

З іншого боку, у виборі компонування має враховуватися загальні вимоги, які висуваються до високошвидкісної обробки, тобто, компонування має вибиратися з урахуванням того, що максимальна частота обертання

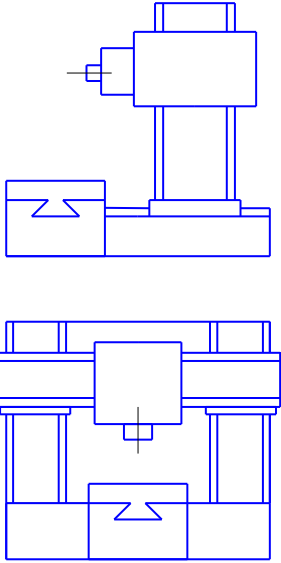
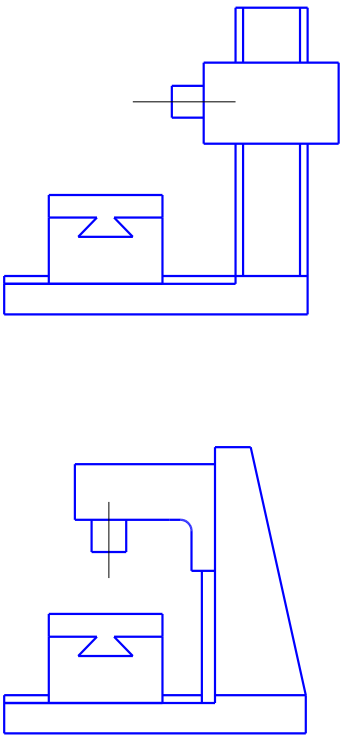
шпинделя і швидкість установчих переміщень робочих органів дуже висока порівняно з верстатами, що застосовуються на даний момент [2].

У таблиці 1.1 наведені компонування фрезерних верстатів з трьома керованими координатами які найчастіше зустрічаються, а також їх характерні переваги та недоліки [3].

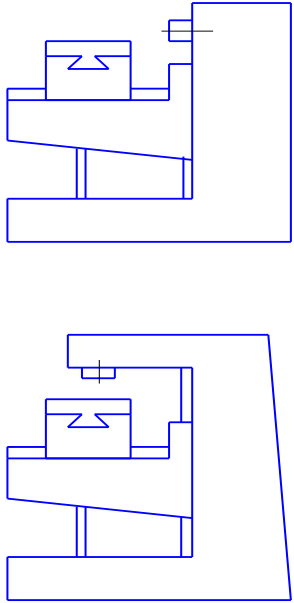
Таблиця 1.1 – Компонування верстатів із трьома керованими координатами

Число керованих координати		Схема	Переваги	Недоліки
інструмент	заготовка			
3	0	 а)	Стаціонарний вузол виробу; малий вплив ваги виробу на деформацію системи; Можливість приєднання до автоматизованої транспортно-складської системи	Низька статична і динамічна жорсткість системи інструменту, визначається великими відстанями від напрямних до зони обробки; утруднена автоматична зміна інструменту

Продовження таблиці 1.1

2	1	 б)	Можливість продуктивної обробки довгих деталей; відносно невисокий вплив ваги переміщуваних виробів на деформацію системи; відносно проста система зміни заготовок	Відносно невисока статична та динамічна жорсткість системи інструменту; утруднена автоматична зміна інструменту
1	2	 в)	Відносно невеликий вплив місткості та ваги магазину; висока статична та динамічна жорсткість системи інструменту; відносно проста система зміни інструменту [4]	Відносно невисока статична та динамічна жорсткість системи виробу; істотна зміна характеристик жорсткості в межах робочого простору при переміщенні виробів; утруднена автоматична зміна заготовок

Кінець таблиці 1.1

0	3	 г)	Стационарний шпиндель та магазин; необмежені місткість та вага магазину; можливість приєднання до автоматизованої системи інструментальног о забезпечення	Обмежені вага виробу та величина його переміщення; низька жорсткість системи виробу, що визначається габаритними розмірами консольної групи; утруднена автоматична зміна заготовок
---	---	---	--	---

З описаних вище типових компоновок фрезерних верстатів вибираємо
 компонування портального типу (варіант б).

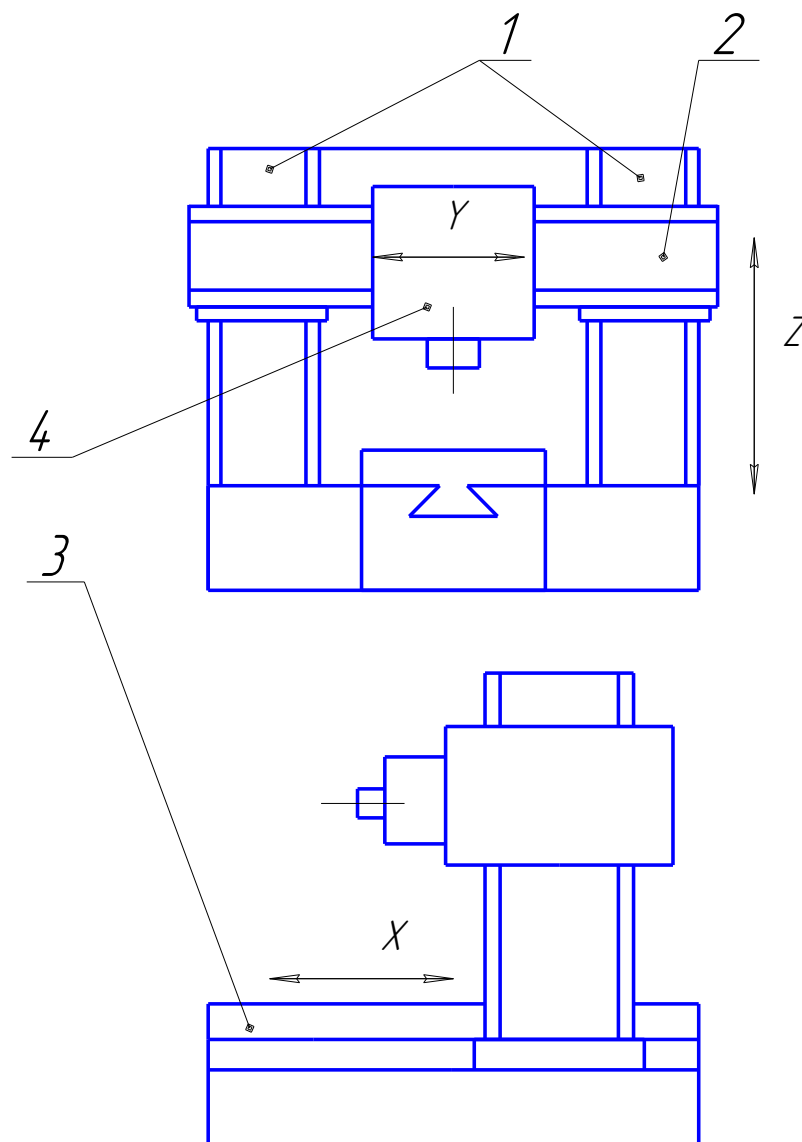


Рисунок 1.1 – Компонування портального типу

Портальне компонування (рисунок 1.1), забезпечує переміщення інструменту по двох координатах і переміщення заготовки по одній координаті: шпиндельний вузол 4 переміщається траверсою 2 вздовж осі Y ; траверса переміщається вздовж осі Z по двох вертикальних стійків 1; стіл 3 здійснює рух уздовж осі X між стійками.

Важливою перевагою даного компонування є те, що рухомі маси розподіляються між двома вертикальними стійками. Оскільки проєктований верстат малогабаритний, а рухомий шпиндельний вузол має досить значні масові характеристики, розподіл навантаження між двома стійками, на відміну

від інших типових компоновок, буде значно зменшувати ступінь деформації системи.

Крім описаних вище переваг цієї компоновки ми можемо додати те, що обране компоновання дає можливість збільшення допоміжного аксіального ходу для автоматичної заміни інструменту без збільшення вильоту напрямних, а також те, що дане компоновання дає можливість потокового завантаження та розвантаження верстата [5].

Недоліками даного компоновання є:

- велика матеріаломісткість;
- утруднена можливість вбудовування верстата в автоматичну лінію;
- відсутність можливості обробки фасонних поверхонь.

Для усунення останнього недоліку можна обрати конструкцію столу з вбудованим поворотним столом. Дана конструкція забезпечить додатковий ступінь свободи (поворот навколо осі Z), тим самим забезпечить можливість обробки фасонних поверхонь.

Таким чином, проєктований високошвидкісний фрезерний верстат буде розроблятися на основі порталного компоновання, оскільки вона найбільш повно задовольняє вимогам, що висуваються.

1.2 Приводи головного руху фрезерних верстатів

1.2.1 Привід головного руху вертикально-фрезерних верстатів

У приводах головного руху даних верстатів використовують механічну редукцію. Обертання від двигуна змінного струму через зубчасті пари передається на шпиндель. У коробках передач використовуються блоки зубчастих коліс, також конічні зубчасті колеса. Діапазон регулювання частот

обертання становить від 12 до 18 ступенів залежно від типу та призначення верстата.

У приводі головного руху високошвидкісних верстатів де $n_{\max} \geq 10000$ об/хв практично неможливо використовувати електродвигуни з механічною редукцією. Для отримання $n=25000$ об/хв. коробка швидкостей вийшла б більших габаритів. Крім того, коробка швидкостей містила б величезну кількість шестерень і зубчастих коліс. Це призводить до зменшення точності, підвищення робочих температур. Підвищення робочих температур пов'язане з великою частотою обертання коліс та наявністю тертя у зубчастій парі. Температурний фактор дуже сильно впливає на якість оброблюваних поверхонь та довговічність працездатності вузлів та механізмів. У роботі необхідно спроектувати компактний привід головного руху з хорошими динамічними характеристиками.

1.2.2 Мотор-шпиндель

Конструкція шпинделя істотно впливає на основний час обробки. Поєднуючи високу частоту обертання з великою потужністю приводу, досягають великої об'ємної продуктивності різання. Для скорочення часу розгону шпинделя можливе зменшення його діаметра чи підвищення потужності приводу.

Конструкції та елементи шпиндельних вузлів (ШВ), призначених для ВСО, суттєво відрізняються від традиційних.

При створенні швидкісних ШВ виникають жорсткі вимоги до їх статичної та динамічної стійкості. Шпиндельні опори конструюють на базі, як підшипників кочення, так і гідростатичних, гідродинамічних та електромагнітних підшипників.

У швидкісних ШВ доцільно використовувати радіально-упорні підшипники кочення, що змащуються спеціальними методами (імпульсним, масляно-повітряним). Попередній натяг контролюють у зібраному вузлі. Перспективне застосування комбінованих (зі сталевими кільцями та керамічними кульками) підшипників, підшипників зі сталевими кільцями, що мають твердосплавне покриття, а також з модифікованою конструкцією сепаратора. При використанні таких підшипників максимальна частота $n_{\max}$ обертання шпинделя обмежується фізичними факторами, особливо діючими в зоні контакту кульок із зовнішнім кільцем, де спостерігається перегрів та руйнування шару мастильного матеріалу.

Інший варіант – безконтактні гідравлічні або повітряні опори. Для ШВ, які працюють у широкому діапазоні зміни частот обертання, доцільно використовувати комбіновані гідростатично-динамічні опори. У таких опорах при низьких (до 100 об/хв) частотах обертання реалізується гідростатичний, а за високих (до 20000 об/хв) – гідродинамічний режим змащування. Комбіновані опори підвищують жорсткість шпинделя, що призводить до зменшення биття, зниження рівня вібрації та збільшення терміну служби опор. При цьому внаслідок великих втрат на тертя у робочому середовищі значення $n_{\max}$ для таких опор не більше ніж в опорах ковзання.

Ця проблема може бути вирішена шляхом використання безконтактних електромагнітних опор, які забезпечують більш високу частоту обертання та триваліший термін служби ШВ, а також перешкоджають вібраціям (так звані активні електромагнітні опори). До недоліків електромагнітних опор відноситься низька вантажопідйомність та висока вартість. Порівняльний аналіз показує, що використання електромагнітних опор дозволяє підвищити $n_{\max}$ більш ніж на 30%.

В даний час 90% верстатів для високошвидкісної обробки оснащені класичними або комбінованими підшипниками кочення, 8% гідравлічними або повітряними опорами і 2% електромагнітними опорами.

У приводах головного руху високошвидкісних верстатів з $n_{\max} > 10000$ об/хв практично неможливо використовувати електродвигуни з механічною редукцією. У зв'язку з цим верстати, призначені для високошвидкісної обробки, оснащують новими агрегатно-модульними конструкціями шпинделів із спеціальними опорами (підшипниками) та вбудованими електродвигунами (мотор-шпиндель). У мотор-шпинделі ротор електродвигуна вмонтовано безпосередньо на валу шпинделя.

Мотор-шпиндель відносять до приводів прямої дії (Direct Drive). У цьому вузлі шпиндель є і ротором електродвигуна. У мотор-шпинделях застосовують переважно вбудовані асинхронні двигуни з широким діапазоном регулювання частоти обертання при постійній потужності. У деяких випадках використовують спеціальні синхронні (вентильні) двигуни. Вони дорожчі, ніж асинхронні, проте завдяки меншому тепловиділенню забезпечують більш високу точність ШВ і великий крутний момент, при малих частотах обертання. Для регулювання частоти обертання мотор-шпинделя є цифрові системи векторного управління з пристроєм орієнтації валу.

Через підвищене тепловиділення в електродвигуні та опорах мотор-шпинделі повинні мати систему ефективного охолодження. Конструкція самого мотор-шпинделя, так і системи охолодження повинна створювати асиметричне температурне поле забезпечуючи таким чином необхідну точність вузла. В даний час широко застосовують системи примусового повітряного та рідинного охолодження. Ведуть також роботи зі створення систем електронного охолодження, в яких біметалічні блоки, що використовують ефект Холла, за допомогою електронної системи управління переміщують теплові потоки до периферійної (зовнішньої) частини ШВ.

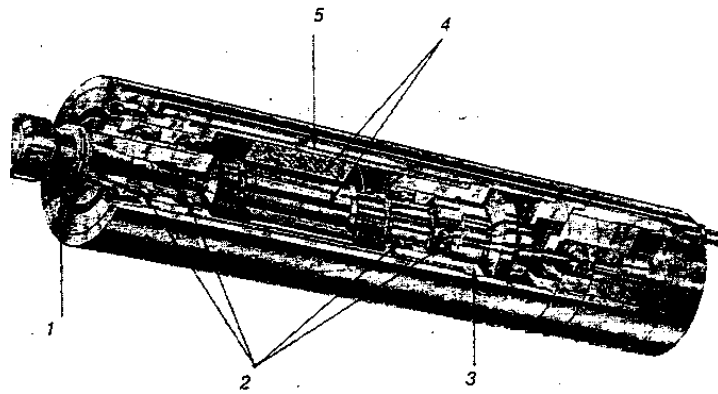


Рисунок 1.2 - Типова схема мотор-шпинделя

У конструкцію мотор-шпинделя передбачають різні пристрої, які забезпечують вирішення технологічних завдань: вузол кріплення інструменту, систему подачі СОР та інше.

1.2.3 Електрошпиндель

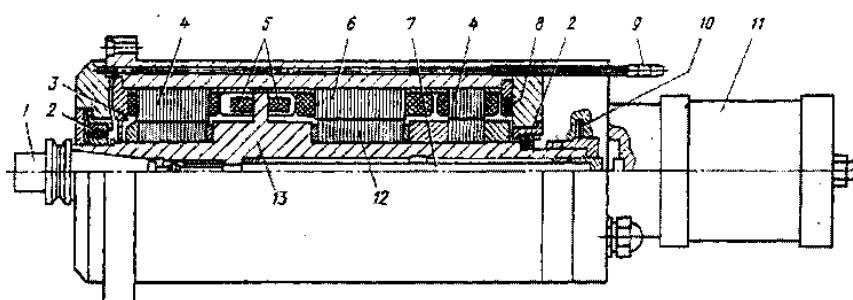
Фірма Ibag пропонує електрошпинделі серії МА на магнітних опорах. У найменшого електрошпинделя цієї серії (мод. HF120MA80) при потужності 10кВт досягається $n=80000\text{об/хв}$, а в середнього (мод. HF170MA60) - 60000об/хв . Потужність електрошпинделя мод. HF200MA40 (рисунок 1.3) при $n=40000\text{об/хв}$ становить 40кВт у стабільному режимі та 52кВт у піковому. У ньому можна встановити інструмент із максимальним діаметром 25мм.

Високочутливі датчики, вбудовані в цей шпиндель, з частотою 10кГц вимірюють положення ротора та валу шпинделя разом із системою кріплення. Сигнали датчиків передаються для обробки на надшвидкодіючий процесор, за допомогою якого через 10-канальний підсилювач потужності регулюються сили, що діють в магнітних опорах. Система регулювання захищена від вимкнення живлення, неправильного програмування, поломки інструменту тощо. Протягом всього процесу обробки оператор отримує візуальну

інформацію: на екран дисплея виводяться значення зусиль, що діють в осьовому та радіальному напрямках, а також дисбаланс шпинделя та дані про стан ріжучої кромки інструменту.

Застосування електрошпинделя для високошвидкісної обробки є можливим. Усі необхідні параметри (точність обробки, великі швидкості різання) можна досягти. Однак така конструкція агрегату не підходить через великі габаритні розміри і як наслідок велика вага агрегату. Найзначніший недолік – велика енергоємність вузла. Вона становить 40кВт на 40000об./хв. Економічно не раціонально використовувати даний агрегат як складову частину шпиндельного вузла [8].

З наведених вище варіантів найбільш підходящий є мотор-шпиндель. Мотор-шпиндель найповніше задовольняє поставленим вище вимогам (всі вимоги викладені у вступі). Використання мотор-шпинделя дозволить не тільки підвищити якість обробки, а й зменшити основний час обробки



1-інструментальна оправка; 2-аварійні підшипники; 3-радіально-осьовий датчик положення; 4-радіальні магнітні опори; 5 - осьова магнітна опора; 6-статор; 7-механізм затиску; 8-радіальний датчик положення; 9-підведення охолодження; 10 - датчик затиску інструменту; 11-гідро або пневмоциліндр; 12-ротор; 13-вал

Рисунок 1.3 – Електрошпиндель мод. HP 200 MA40 фірми Ibag (Швейцарія)
на магнітних опорах

1.3 Огляд конструкції приводів подач металорізальних верстатів

Приводи подач верстатів призначені для здійснення головного, робочого та допоміжних рухів. Ці рухи можуть бути незалежними та строго узгодженими, що визначає прості, складні та розгалужені структури. Узагальнена структура приводів технологічного обладнання включає (рисунок 1.4):

- 1) двигун обертальної чи поступальної дії (Дв);
- 2) пристрої та механізми передачі рухів – передавальні механізми;
- 3) пристрої та механізми перетворення рухів – перетворювальні механізми;
- 4) виконавчий робочий орган (РО);
- 5) пристрої управління, які забезпечують включення, вимкнення, реверс, вимірювання та регулювання руху.

На основі узагальненої структури, показаної на рисунку 1.4, базуються більшість приводів подач металорізальних верстатів [6].

Вхідними параметрами приводів є такі характеристики двигуна: потужність, моменти (пусковий, номінальний та максимальний), тягове зусилля, момент інерції ротора, частота (номінальна та максимальна), швидкість, максимальні прискорення, постійні часу (електромагнітна та електромеханічна) та ін. Серед них основними є силові (енергетичні) та швидкісні (кінематичні) параметри.

Характеристики передавальних механізмів виражаються кінематичними (передавальні відношення, діапазон регулювання частот або подач) та силовими (ККД, співвідношення моментів, потужностей на вході та виході) залежностями.

Характеристики перетворювальних механізмів виражаються формулами перетворення (частот обертання в лінійні швидкості переміщення та навпаки, моментів у сили та навпаки) з урахуванням передавальних відношень та ККД.

Вихідними параметрами приводів є швидкісні параметри переміщення робочого органу (частота обертання шпинделя, кількість подвійних ходів, швидкість, подача, діапазон її регулювання) та значення зовнішніх робочих навантажень (сил та моментів опору), які можуть бути статичними та динамічними залежно від режиму роботи.

На двигун 1 надходить енергія, яка перетворюється на поступальний або обертальний рух. Параметри руху регулюються пристроєм керування 5 (ПУ). Скориговані параметри надходять на робочий орган 4 (РО) через передавальний 2 і перетворювальний механізми 3 на робочий орган 4. Пристрій управління вносить зміни і корективи на передавальний і перетворювальний механізми в процесі різання. Оброблені пристроєм керування параметри можуть надходити на робочий орган безпосередньо від двигуна. ПУ враховує дії зовнішніх навантажень, моментів і сил опору, порівнює їх із заданими параметрами процесу різання та вносить коригування, тим самим наближаючи їх до необхідних.

На цьому етапі розвитку машинобудування існує безліч різних приводів переміщень, які можна прокласифікувати за ознаками, показаними на рисунку 1.5. Відповідно до описаної класифікації проведемо аналіз різних приводів щодо відповідності висунутим характеристикам.

Ручні приводи багато років досить широко застосовувалися в приводах подач верстатів.

В даний час ручні приводи не задовольняють основним вимогам до верстатів. У нашому випадку ручний привід не задовольняє жодній з вимог і характеристик, що висуваються. Використання ручних приводів подач у конструкціях високошвидкісних верстатів є неприпустимим.

Пневмо- і гідроприводи в даний час використовуються досить широко, але при розробці конструкцій нових верстатів їх намагаються замінювати більш точними пристроями та механізмами [9]. Принцип дії даних приводів переміщень ґрунтується на стисканні повітря та рідини. Гідродвигун або пневмодвигун нагнітає робоче середовище (рідина або повітря) в механізм перетворення руху (поршень або інший аналогічний пристрій). Тиск, що створюється, надає рух штоку поршня, передаючи тим самим рух виконавчому органу, з'єднаному зі штоком. Регулювання подачі здійснюється шляхом зміни зазорів у каналах руху робочого середовища [10].

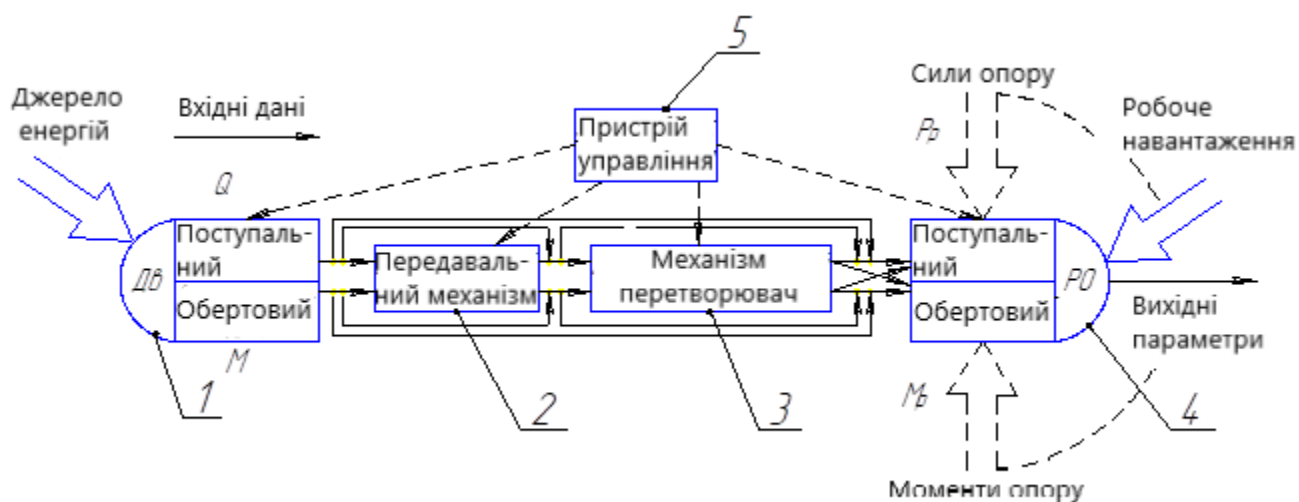


Рисунок 1.4 - Узагальнена структура приводу технологічного обладнання

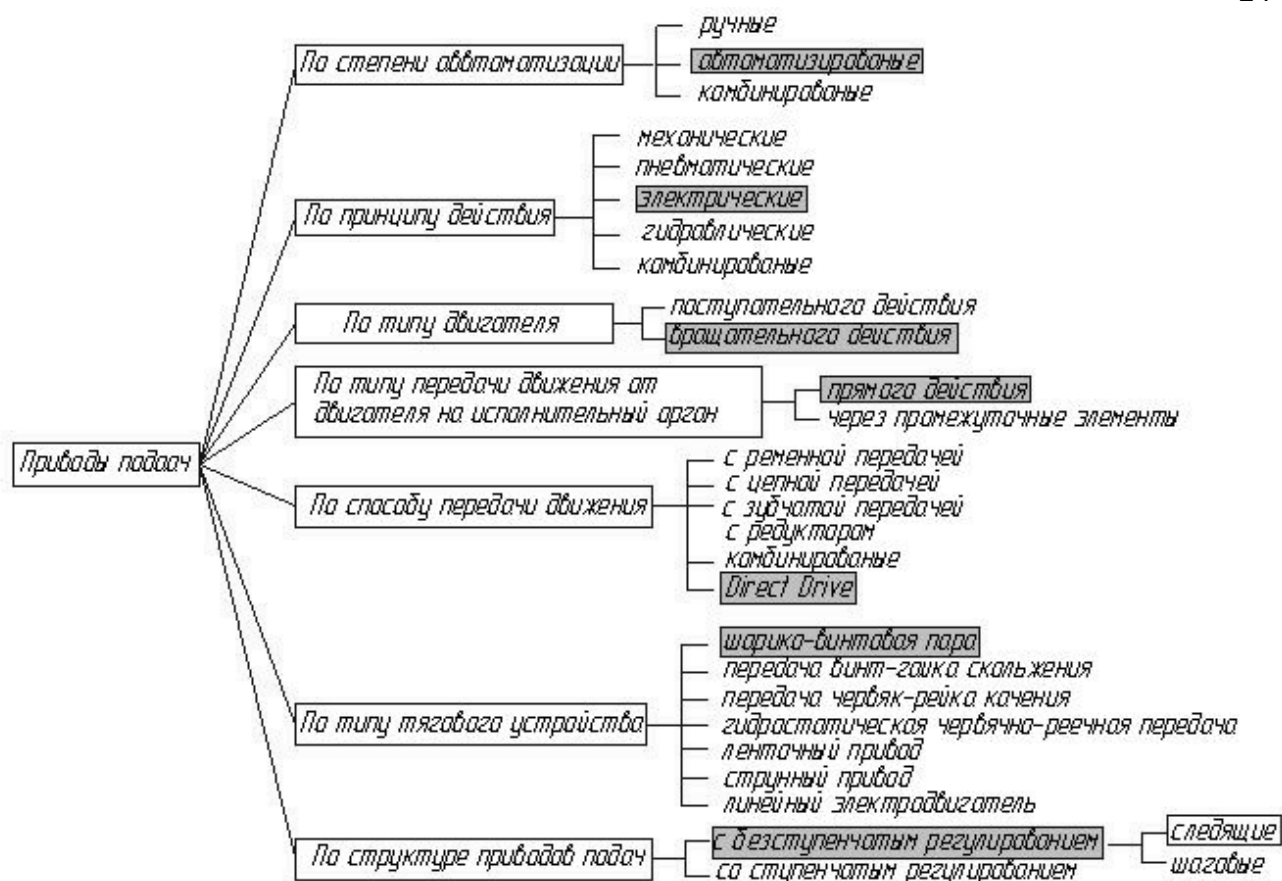


Рисунок 1.5 – Класифікація приводів подач металорізальних верстатів

Гідро- та пневмоприводи мають свої характерні переваги та недоліки. Перевагами цих типів приводів є висока швидкість переміщень, достатня точність позиціонування. Вони також забезпечують мінімальний крок переміщень. Оскільки робоче середовище – рідина чи повітря, знос внаслідок тертя мінімальний. Плавність переміщення та робочих органів у гідро- та пневмоприводах задовольняє заданим вимогам. Тяговими ж зусиллями ці типи приводів мають достатні [11,12].

Недоліками є велика інерційність при прискореннях та гальмуваннях, а у пневмоприводі, крім того, виникають проблеми вібрацій та коливань, що є неприпустимим.

Застосування цих типів значно збільшує габарити верстата. Для цих приводів потрібна велика герметичність системи. Тому ще одним недоліком є необхідність проведення регулярних заходів щодо перевірки та

обслуговування гідросистем, а у разі їх відсутності – ремонт та усунення постійних витоків олії в гідросистемі. Що стосується пневмоприводів, то необхідність ідеальної герметичності їх систем також є їх суттєвим недоліком.

Оскільки дані конструкції приводів подач лише частково задовольняють заданим характеристикам, вони можуть використовуватися в конструкції високошвидкісних верстатів.

Електроприводи подач на даний момент є найбільш поширеними у станкобудуванні. Електропривід подібний до пристрою з описаними вище гідро- та пневмоприводами. Від електродвигуна рух передається через ряд передавальних механізмів на перетворюючий механізм, який пов'язаний з робочим органом. Оскільки існує велика кількість різних видів передавальних та перетворюючих механізмів, а електродвигун є обов'язковою складовою електроприводу подач, то аналіз електроприводів проведемо саме за наявністю тих чи інших передавальних та перетворюючих механізмів, що входять до конструкції приводу [13].

Як передавальні механізми в приводах переміщень можуть виступати ремінні, ланцюгові, зубчасті та інші передачі. Принцип дії даних передач схожий: на валу електродвигуна закріплений шків (зірочка), який через ремінь (ланцюг) передає рух на другий шків, пов'язаний з іншим передатним або безпосередньо з перетворювальним механізмом.

Як передавальний механізм або одного з його елементів можуть виступати різні муфти, що з'єднують двигун з описаними вище передачами або безпосередньо з робочим органом.

Кожна з передач має свої переваги та недоліки. Слід зазначити, що наявність передавальних механізмів знижує загальний ККД приводу. Ремінна, зубчаста, ланцюгова передачі, внаслідок наявності тертя між деталями, що сполучаються, істотно знижують ККД. Виникають температурні деформації, що знижують загальну точність обробки. Також більші габарити передач збільшують загальні габарити приводу.

Застосування в конструкціях приводів переміщень редукторів дозволяє спростити процес регулювання подачі, але водночас знижує ККД, знижує точність, ускладнює конструкцію та суттєво збільшує габарити приводу.

Далі розглянемо перетворюючі механізми. Як механізми перетворення руху можуть виступати передачі гвинт-гайка кочення, гвинт-гайка ковзання, черв'як-рейка кочення, гідростатична черв'ячно-рейкова передача, струнний механізм. Струнний механізм не може забезпечити достатніх тягових зусиль і тому не може бути використаний у конструкції верстата.

Для перетворення обертального руху на поступальне застосовується кульково-гвинтова пара (КГП, передача гвинт-гайка кочення) [14,15].

Перевагами приводів з кульково-гвинтовою парою є:

- простота конструкції та обслуговування;
- низька вартість виготовлення;
- можливі високі зусилля подачі;
- високий рівень взаємозамінності.

Однак у даних типів приводів є і багато недоліків, а саме:

- відносно невеликий термін служби внаслідок великого тертя у передачі;
- низька точність позиціонування вузлів;
- великі габарити передачі;
- втрати на пружні та температурні деформації у приводі.

Аналіз КГП виявив її переваги та недоліки, які ми можемо віднести практично до всіх типів приводів, що використовують КГП.

Застосування передачі гвинт-гайка ковзання неможливе при великих частотах обертання, оскільки в ній замість тертя кочення відбувається тертя ковзання.

Використання гідростатичної черв'ячно-рейкової передачі передбачає наявність у конструкції верстата гідросистеми, отже, до її недоліків можна

віднести недоліки, характерні для всіх гідросистем. Передачу черв'як-рейка кочення рекомендується використовувати в приводах важких верстатів.

Новими розробками є приводи на основі п'єзоелектродвигунів та лінійних електродвигунів [10]. Лінійні приводи найбільш повно задовольняють характеристикам, що висуваються (точність позиціонування. ± 5 мкм, швидкість подач до 2,5 м/с). П'єзоелектродвигун може використовуватися у прямих приводах, оскільки має високі швидкісні характеристики, може забезпечувати малий крок переміщень.

Розглянувши вузли і механізми різних приводів переміщень, ми можемо зробити висновок, що більшість з них не задовольняє вимогам, що висуваються, частина приводів задовольняє вимогам частково, тому для подальшого розгляду ми вибираємо приводи, що найбільше задовольняють вимогам, що висуваються, - електропривод на основі п'єзоелектродвигуна, планарний сервопривод та лінійний електропривод.

Електропривод на основі п'єзоелектродвигуна являє собою прямий (без передавальних механізмів) привід із КГП, але основний рух забезпечує не традиційний звичайний двигун, а п'єзоелектричний.

П'єзоелектричні двигуни є новим уніфікованим елементом приводу. У ряді країн розроблені принципово нові електроприводи на базі кварцових кристалів, здатні конкурувати з традиційними електродвигунами, що використовують електромагнітний принцип. Їх принцип дії заснований на використанні п'єзоелектричного ефекту, в результаті якого орієнтований в певному напрямку кристал генерує електричний заряд під впливом механічної деформації. Цей ефект має зворотну силу, тобто, кристал деформується під впливом зовнішнього електричного поля.

П'єзоелектродвигун працює за принципом генерування коливань на поверхні вібростатора, що приводиться в резонанс, який взаємодіє поверхневим дотиком з ротором під впливом аксіального тиску. Поверхня зіткнення покрита спеціальною речовиною. Вібростатор здійснює коливальні рухи за рахунок розміщених у його нижній частині п'єзоелектричних

елементів. Крутний момент формується за рахунок установки аналогічних п'єзоелектричних систем збудження зі зміщенням у 90° . Коливання складаються в результуючий момент обертання, який за рахунок кінематичного зв'язку передається ротору. Ротор пов'язаний з кульково-гвинтовою передачею, що перетворює його обертальний рух на поступальний.

Перевага цього приводу полягає в тому, що як енергія для обертання ротора використовується п'єзоелектричний ефект, привід забезпечує високі швидкісні характеристики. Оскільки здебільшого це експериментальна модель, що вимагає доопрацювання, а також складність конструкції, її велика ціна, складність в обслуговуванні обмежують застосування приводу подач на основі п'єзоелектродвигуна.

Проте, оптимізація, подальша розробка та застосування таких двигунів у приводах подач верстатів є перспективним напрямом у машинобудуванні.

Лінійний електропривод (рисунок 1.6) [13], є лінійним синхронним мотором, що складається з рухомої обмотки - якоря і магнітної доріжки (статора). Якір складається з групи котушок, залитих теплопровідною смолою. Статор складається із наклеєних на сталеву пластину магнітів. Для нормальної роботи двигуна повітряний зазор між якорем і статором має складати 0,9 мм. Зусилля передається безпосередньо через повітряний зазор, тобто, відсутня механічна передача. При подачі струму певної полярності в обмотку сердечник зміститься у той чи інший бік, причому майже миттєво. Зміна полярності сигналу на обмотку призведе до зворотного ходу сердечника. Як бачимо, від джерела енергії до РО немає жодних проміжних елементів, передача енергії здійснюється через повітряний зазор, нічого не треба обертати, а одразу можливе здійснення головного завдання — поздовжній рух РО.

Таким чином, ми можемо зробити висновок, що безпосередній зв'язок рухомої частини лінійного електродвигуна з робочим органом є великою

перевагою, оскільки втрати точності та ККД мінімальні, а також практично відсутнє тертя між деталями двигуна.

Використання електромагнітної системи дозволяє досягти високих швидкостей робочих та установчих переміщень, а також високої точності позиціонування.

Проте лінійний електропривод має і ряд недоліків, таких як необхідність підтримки зазору між якорем та статором у строго встановлених межах, залишковий магнетизм, нагрівання обмоток та ін.

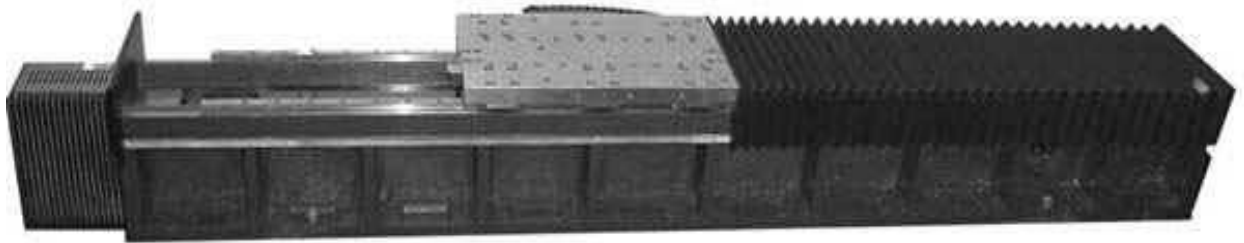


Рисунок 1.6 - Лінійний синхронний мотор

Планарний сервопривід (рисунок 1.7), є певним різновидом лінійного електроприводу. Він представляє замкнутий по положенню лінійний кроковий привід. Зворотний зв'язок за положенням здійснюється датчиками Холла. Планарний сервопривід забезпечує високу точність позиціонування за рахунок присутності зворотного зв'язку, який здійснюється за допомогою датчика Холла. Разом з тим він має високі динамічні характеристики, важливі для здійснення високошвидкісної обробки. Планарний сервопривід має низькопрофільну конструкцію, що дозволяє зменшувати габарити приводу та самого верстата.

Планарні сервоприводи [13] можуть застосовуватися для обробки малих за розмірами і масою деталей у галузях промисловості, де проводиться обробка з великою точністю малогабаритних деталей.

Крім того, даний привід має низку специфічних можливостей:

- контроль над статичною помилкою положення двигуна відносно періоду нарізки статора;
- відсутність кутового розвороту - зменшується динамічна кутова траєкторна помилка;
- повна діагностика крокового двигуна;
- відсутність гістерези;
- відсутність втрати кроку;
- вільне переміщення у 2-х осях;
- компактна, низькопрофільна технологія;
- можливо кілька координатних систем з траєкторіями, що перетинаються, на одному статорі.

Планарний сервопривід задовольняє практично всім вимогам, що висуваються, до приводу подач для високошвидкісного фрезерування. Але є вимоги, які він або не задовольняє або задовольняє частково. Цей привід має малі тягові зусилля, які обмежують його застосування. Точність, що забезпечується цим приводом, недостатня для виконання цих вимог. У цьому приводі є елементи пневмосистеми, що також ускладнює його конструкцію та обслуговування. Зазор між рухомим органом і плитою дуже малий, внаслідок чого необхідно розробляти конструкцію для захисту його від стружки, а також актуальна проблема охолодження в зоні контакту нерухомої частини і робочого органу, що переміщається, так як в процесі роботи має місце процес нагрівання обмоток. З описаного вище можна зробити висновок, що планарний сервопривід не може бути використаний як подачу приводу високошвидкісного верстата.



Рисунок 1.7 - Планарний сервопривід.

Розглянувши найближчі аналоги і проаналізувавши відповідність вимог до приводу, приймаємо за прототип той тип приводу, який максимально задовольняє висунутим вимогам - лінійний електропривод. Розглянемо його докладніше.

Принцип лінійного двигуна (ЛД) не новий, оскільки прототипом ЛД є найпростіша електромагнітна система (рисунок 1.8). Така система складається з металевого сердечника-магніту та статорної обмотки. При подачі струму певної полярності в обмотку, сердечник зміститься у той чи інший бік, причому майже миттєво. Зміна полярності сигналу на обмотку призведе до зворотного ходу сердечника (рисунок 1.9). Як бачимо, від джерела енергії до РО немає жодних проміжних елементів, передача енергії здійснюється через повітряний зазор, нічого не треба обертати, а одразу можливе здійснення головного завдання – поздовжній рух РО. На розглянутому принципі вже десятиліття працюють усі елементи електроавтоматики, системи електрогальм, системи захисту, спеціальне обладнання ударного типу тощо. Величезний досвід використання електромагнітних систем чітко виявив їх переваги: простота конструкції та застосування, майже миттєва зупинка, миттєвий реверс, надшвидкісне спрацьовування, великі зусилля, простота налаштування.

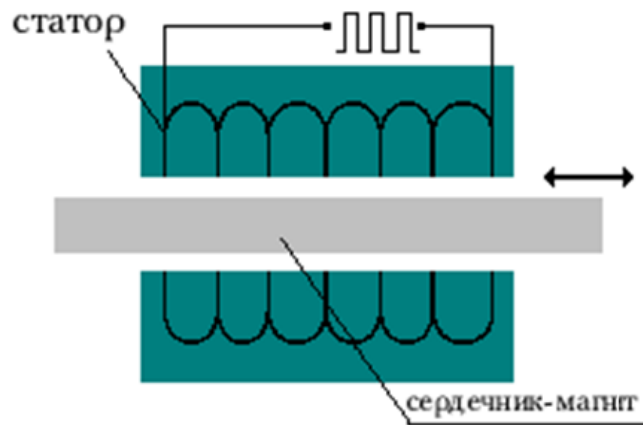


Рисунок 1.8 – Електромагнітна система

Але не було тільки одного - можливості регулювати швидкість РО в електромагнітній системі та забезпечувати тим самим регульований поступальний рух РО (сердечника). А без цієї можливості застосувати електромагнітний привід як двигун в устаткуванні було неможливо. Були потрібні багато років роботи вчених і конструкторів у різних країнах, перш ніж було досягнуто необхідного результату.

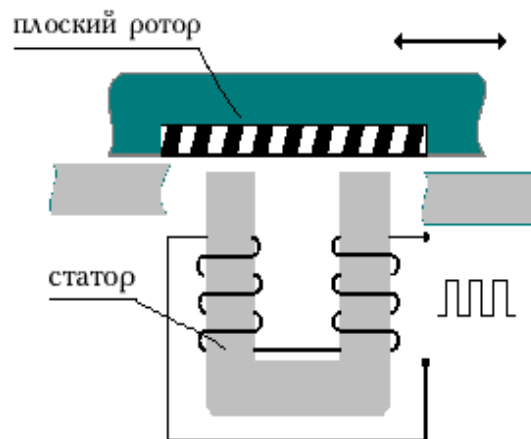


Рисунок 1.9 – Схема найпростішого лінійного електродвигуна

Лише на порозі нового тисячоліття почався серійний випуск верстатів (поки в основному електроерозійних) з принципово новими лінійними двигунами, в яких вирішені всі проблеми щодо забезпечення рівномірним

рухом РО верстатів із надвисокою точністю, з великим діапазоном регулювання швидкості, з величезними прискореннями, миттєвим реверсом простотою обслуговування та налагодження. У принципі, конструкція ЛД змінилася не сильно. Двигун складається всього з 2 елементів: електромагнітного статора та плоского ротора, між якими існує лише повітряний зазор. Третій обов'язковий елемент – оптична чи інша вимірювальна лінійка із високою дискретністю (0,1 мкм). Без неї система керування верстата не може визначити поточні координати. І статор, і ротор виконані у вигляді плоских блоків, що легко знімаються: статор кріпиться до станини або колони верстата, ротор - до робочого органу (РО). Ротор складається з ряду прямокутних сильних (рідкоземельних) постійних магнітів. Закріплені магніти на тонкій плиті із спеціальної високоміцної кераміки, коефіцієнт температурного розширення якої вдвічі менший, ніж у граніту. Використання кераміки спільно з ефективною системою охолодження вирішило багато проблем лінійних приводів, пов'язані з температурними факторами, з наявністю сильних магнітних полів, жорсткості конструкції і т.п.

Точна та рівномірна подача РО у всьому діапазоні швидкостей та навантажень забезпечується двома технічними рішеннями:

- кріплення постійних магнітів під певним фіксованим кутом, який було відкрито під час тривалих експериментів;
- реалізація високоефективної 6-ти фазної імпульсної системи керування (система SMC).

Як зазначалося, і статор, і ротор ЛД конструктивно прості (рисунок 1.10). Статор виконаний у вигляді прямокутного блоку та кріпиться кількома болтами до несучої конструкції верстата. У приводі осі Z – два статори. Вони розміщені по обидва боки вертикального повзуна. До кожного статора кріпляться два патрубки системи охолодження статора та кабелі підведення енергії та управління. Пластина ротора жорстко кріпиться болтами до

рухомої каретки (РО). Так як у приводі осі Z два ЛД, то на каретці кріпляться, відповідно, два ротори, кожен навпроти свого статора.

Система управління приводом містить блоки позиціонування, електричного перетворення, детектування і виконавчий елемент. У блоці позиціонування на вхід лічильника подається імпульсний сигнал завдання, а сигнал зворотного зв'язку надходить на вхід зчитування. Сигнал з виходу лічильника перетворюється в аналоговий сигнал, який є сигналом для регулятора швидкості. Сигнали зворотного зв'язку за положенням та швидкістю йдуть від загального датчика.

Таблиця 1.2 – Порівняльна характеристика лінійних електроприводів та приводів на основі КГП

Характеристики Тип приводу	Проміжні елементи	Передача енергії на РО	Втрати на тертя	Елементи з пружними деформаціями	Елементи, що створюють інерційні навантаження при прискореннях та реверсі	Елементи з температурними деформаціями	Частини приводу, що зношуються	Обов'язкові зони для змащення	Основні зони забруднення (рівень складності очищення)
Лінійні приводи	НІ	Від ротора на РО	НІ	НІ	Плоский ротор приводу у поступальному русі	НІ	НІ	НІ	Зазор між статором та плоским ротора (просто)
Приводи на основі ШВП	Ротор, вал, шків, гвинт, ремінь, кульки, гайка	Від статора електродвигуна на ротор, через вал ротора на шків, на ходовий гвинт, на кульки гайки, на гайку і на РО	Підшипники ротора, ремінна передача, підшипники і ходового гвинта, плоскості профілю канавки гайки	Вал ротора, ремінь шківів, вал гвинта, площині профілю канавки гвинта, кульки, площині профілю канавки гайки	Ротор, що обертається, вал ротора, внутрішні кільця підшипників валу, ротора, шківів, ремінь, підшипники гвинта, гвинт, гайка і кульки в поступальному русі	Ротор двигуна, вал ротора, підшипники ротора, шківів, ремінь, шківів, підшипники гвинта, гвинт, кульки, гайка	Підшипники валу ротора двигуна, підшипники ходового гвинта, КГП-гайка	Підшипники ротора, підшипники гвинта, зона КГП	Підшипники валу ротора двигуна, підшипники ходового гвинта, КГП-гайка

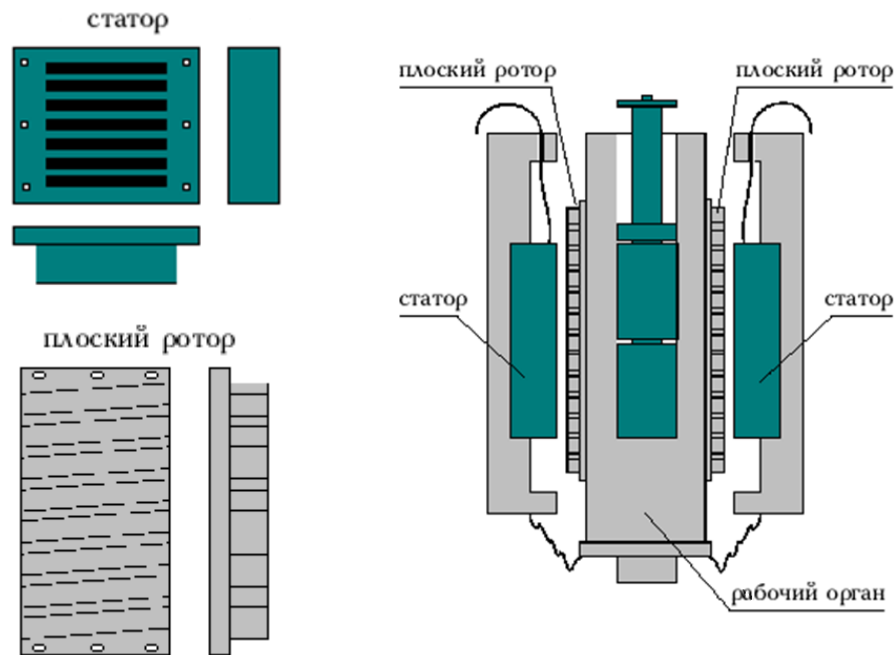


Рисунок 1.10 – Модернізована конструкція ЛД

Можна виділити такі переваги ЛД:

- високі динамічні якості (швидкості переміщень до 600м/хв) за стабільної точності;
- висока точність (до 0,1 мкм);
- простота монтажу та підтримки у працездатному стані;
- можливість здійснення довгих переміщень;
- стабільно висока статична та динамічна вантажопідйомність;
- простота регулювання з допомогою високої синхронізації;
- неможливість перевантаження на вході.

Дані, наведені у таблиці 1.2, свідчать, що застосування цих двигунів повністю задовольняє вимоги до приводу подач для високошвидкісного фрезерування. Однак, незважаючи на більшість наведених переваг лінійних приводів по відношенню до традиційних приводів, вони мають і низку серйозних недоліків:

- наявність залишкового магнетизму, проблематичність обробки сталей та чавунів та високі витрати на захист від попадання стружки;

- недостатнє тепловідведення, що вимагає обов'язкового застосування охолодження;
- досить висока ціна;
- відсутність захисту від гальмування при пошкодженнях в електричних ланцюгів;
- відсутність редуктора та, внаслідок цього, недостатнє зусилля подачі, яке до того ж не піддається регулюванню;
- необхідність зміни конструкції верстата для полегшення його рухомих вузлів та значного збільшення жорсткості.

Серйозним недоліком є необхідність стабільності зазору між сердечником та магнітною дорогою та захист цього зазору від попадання стружки. Внаслідок нагрівання обмоток виникає проблема їхнього охолодження. Оскільки високошвидкісна обробка обумовлює високі температури в зоні різання та нагрівання інструменту до високих температур, необхідне застосування МОР. Тоді виникає питання захисту елементів двигуна від потрапляння рідини. У зв'язку з цими проблемами, а також у зв'язку зі складністю проектування та виготовлення лінійних двигунів, лінійні приводи на даний момент не набули широкого поширення.

В даний час широко досліджується проблема магнітної подушки в лінійному електродвигуні. Суть її полягає в тому, що оскільки в лінійному двигуні тертя практично дорівнює нулю, отже, для реалізації даної переваги необхідно забезпечити таку магнітну силу, яка б утримувала рухомий сердечник без зіткнення з поверхнями магнітної доріжки [13].

В даний час розроблені лінійні приводи, які будуть взаємозамінні із КГП відповідного типорозміру. Зовні новий електродвигун нагадує кульково-гвинтову пару. Однак замість ходового гвинта тут - гладкий трубчастий шток із вбудованими постійними магнітами, а "аналог" кулькової гайки в даному випадку є корпусом з сердечником і обмоткою. Зовнішня схожість із кульково-гвинтовою передачею не випадкова. Обидва пристрої можуть мати однакові приєднувальні розміри. Тим самим вирішується

проблема необхідності суттєвої зміни конструкції верстата при заміні традиційного приводу лінійних переміщень на електропривод лінійний. Більш того, для живлення та керування новим лінійним електродвигуном можна використовувати практично будь-який з існуючих промислових сервопідсилювачів з відповідним пристроєм управління, розрахований на роботу зі звичайними трифазними безщітковими серводвигунами, так як нові лінійні електродвигуни з ними "електрично ідентичні". Надалі, у міру освоєння застосування ЛД, з метою модернізації та покращення якісних показників та характеристик верстатів можлива заміна КГП на ЛД.

Застосування лінійних приводів у галузі металообробки є перспективним напрямом у машинобудуванні.

Для виконання поставлених вимог як привод подач для високошвидкісного фрезерування може бути запропонований сервопривід на основі серводвигуна і прецизійної кульково-гвинтової пари. Незважаючи на всі недоліки застосування кульково-гвинтових пар, вони досі завдяки своїй простоті і широкому спектру застосування успішно застосовуються в приводах подач металорізальних верстатів. Необхідність підвищення продуктивності, рівня автоматизації та забезпечення гарантовано високої точності параметрів технологічного обладнання визначило підвищені вимоги до виконавчих пристроїв і в першу чергу до пристроїв координатних переміщень. Аналіз координатних пристроїв які зараз найчастіше використовуються показав, що вони не забезпечують одночасно високої швидкодії, точності фіксації координат і збереження вихідних метрологічних характеристик при тривалій експлуатації. Крім того, застосування в них складних кінематичних схем вимагає індивідуального конструювання автоматів різного технологічного призначення, отже, не дозволяє перейти до блочно-модульної побудови координатних пристроїв. Це свідчить про необхідність спрощення кінематичних схем механізмів координатних переміщень. Число механічних передавальних вузлів у них значно скорочується під час використання сервоприводу.

Сервопривід є частиною сервосистеми. Сервосистема є високоточною системою управління рухом будь-якого виконавчого пристрою, в якості якого зазвичай виступає електродвигун. Електричний привід - пристрій, що на вході приймає сигнали від сервоконтролера і сигнали зворотного зв'язку по швидкості/положенню з валу двигуна, що визначає на їх основі неузгодженість бажаного і дійсного сигналів і формує на виході, куди безпосередньо підключений електродвигун, напруга та струм потрібної величини. Сервоконтролер є мікропроцесорним пристроєм, здатний керувати рухом у реальному масштабі часу: може бути одно- або багатоосьовим (тобто може керувати рухом однієї або декількох осей одночасно). Датчик зворотного зв'язку виробляє сигнали, які несуть у собі в закодованій формі інформацію про кутове положення, швидкість, напрям обертання валу двигуна.

Приведення в рух робочих органів верстата здійснюється передачею обертального руху від високоточного електродвигуна на прецизійну кульково-гвинтову пару (рисунок 1.11), до гайки якої кріпиться робочий орган верстата. Безпосередня передача руху (Direct Drive) від двигуна до КГП дозволяє позбавитися одного з недоліків традиційних електроприводів, - наявності проміжних елементів у передачі руху, і тим самим підвищити точність переміщень. Через відсутність проміжних елементів зменшуються габарити приводу [10].

Застосування сервоприводу та прецизійної кульково-гвинтової пари дозволяють вирішити проблему точності, характерну для більшості приводів.



Рисунок 1.11 – Схема кульково-гвинтової пари

Застосування прецизійних КГП (рисунок 1.12) дає можливість створити економічні, надійні, високопродуктивні механізми завдяки таким якостям:

- висока навантажувальна здатність;
 - велика довговічність;
 - висока осьова жорсткість;
 - плавність ходу;
 - високий коефіцієнт корисної дії (85-90%);
 - надійність під час роботи на високих швидкостях;
 - недорогі у виготовленні та експлуатації;
 - придатні для обробки всіх матеріалів;
- досить висока якість гальмування при пошкодженнях електромережі.



Рисунок 1.12 – Прецизійна кульково-гвинтова пара

Зазначені переваги забезпечуються за рахунок:

- заміни тертя ковзання на тертя кочення;
- поверхневої твердості робочих поверхонь HRC 59-61;
- оптимального співвідношення діаметра кульки, радіуса профілю та кута контакту;
- правильного вибору типорозміру КГП.

Привід переміщень на основі прямого приводу з перетворювальним механізмом у вигляді передачі гвинт-гайка кочення найбільше задовольняє висунутим характеристикам.

Таким чином, як привод подач проектного високошвидкісного фрезерного верстата обраний електропривод прямої дії на основі КГП.

2 ПРОЕКТУВАННЯ ВУЗЛІВ ВИСОКОШВИДКІСНОГО ВЕРСТАТА

2.1 Розробка конструкцій основних вузлів та механізмів високошвидкісного фрезерного верстата

Конструювання – це один з найбільш відповідальних і важливих етапів у виробництві, у якому пов'язуються досягнення науки, накопичений досвід, прогнозування перспектив, можливості виробництва тощо.

На основі аналізу, проведеного в розділі 1, а також на основі вихідних даних, необхідно розробити конструкції основних вузлів та механізмів верстата, що проектується. Як вихідні дані приймаються граничні значення базових характеристик, таких як твердість оброблюваного матеріалу, розміри і маса заготовки, що обробляється тощо.

2.1.1 Вихідні дані розробки конструкції верстата

Вихідними даними для проектування та розрахунку основних вузлів високошвидкісного фрезерного верстата є:

- розміри оброблюваної деталі – 250x180x100 мм;
- оброблюваний матеріал - загартована сталь (HRC 58);
- максимальна маса оброблюваної деталі – 10 кг;
- максимальна частота обертання шпинделя – 24000 об/хв;
- максимальна подача – 10 м/хв;
- максимальна швидкість настановних переміщень – 35 м/хв;
- максимальний діаметр інструменту – $d_{\max} = 16$ мм.

2.1.2 Розробка та обґрунтування конструкції приводу головного руху

2.1.2.1 Опис приводу головного руху

Вибраний привід головного руху – мотор-шпиндель.

Пристрої типу мотор-шпиндель відносяться до приводів прямої дії (Direct Drive) і містять такі основні елементи (рисунок 2.1): шпиндельний вал 1 з вузлом кріплення інструменту, приводну частину 4 (статор і ротор електродвигуна), опори шпиндельні (підшипники) 2, систему охолодження 5, датчики 3 (частоти обертання, положення ротора, температури), роз'єми та канали зв'язку (електричних сигналів, системи охолодження, системи змащування).

У конструкції мотор-шпинделів передбачають різні пристрої, що забезпечують вирішення технологічних завдань: вузол кріплення інструменту, систему подачі СОР та ін. Зазначимо, що для ВШО використовують спеціальний відбалансований інструмент.

Широкий ряд мотор-шпинделів випускає фірма FAEMAT (Італія). У цій роботі найбільш підходящим мотор-шпинделем є FAM Series.

Розглянутий мотор-шпиндель із ручною заміною інструменту. Циліндрична форма мотор-шпинделя дозволяє легко встановити його на будь-який тип верстата, а також можна встановити на нових розроблених і вже експлуатованих верстатах. Змащування підшипників мотор-шпинделя проводиться пластичним або рідким (масляний-туман) мастильним матеріалом. Охолодження провадиться за рахунок внутрішньої рідинної системи охолодження. Змащування опор шпинделя методом масляного туману крім змащування забезпечує підвищене тепловідведення та захист підшипника від попадання в нього вологи та бруду через надмірний тиск туману в порожнині підшипника. Широкий діапазон частот обертання дозволяє використовувати широкий діапазон інструменту [4].

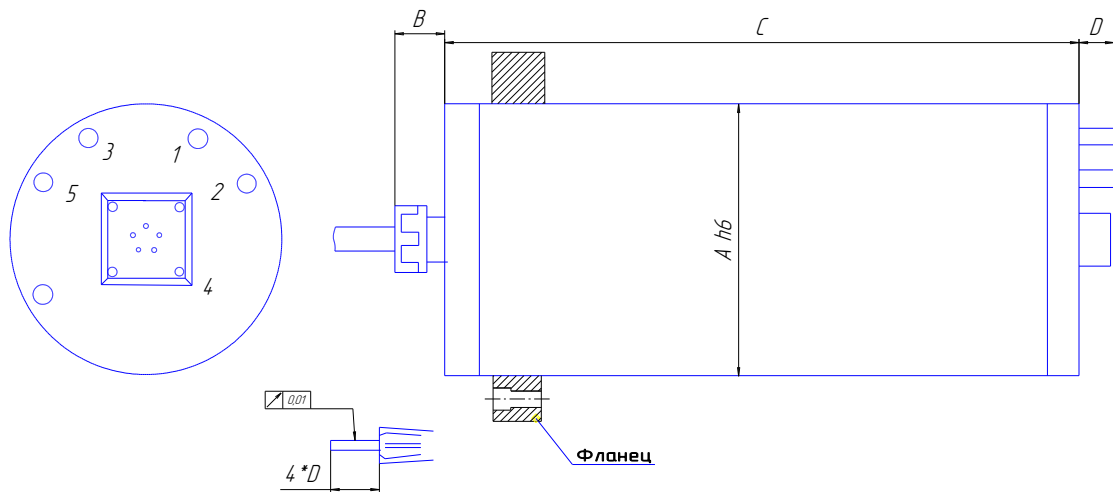


Рисунок 2.1 - Приєднувальні розміри мотор-шпинделя

Основні характеристики мотор-шпинделя FAM 100:

- максимальна частота обертання шпинделя $n=30000$ об/хв;
- потужність $P=8.5$ кВт;
- споживана напруга $V=350$ В.

Основні габаритні та приєднувальні розміри такі: $A=100$ мм, $B=32$ мм, $C=300$ мм, $D=24$ мм, $E=356$ мм. Маса приводу становить $m=19$ кг.

Точність обертання шпинделя приводу головного руху FAM 100 подано у вигляді наступних схем, показаних на рисунку 2.2.

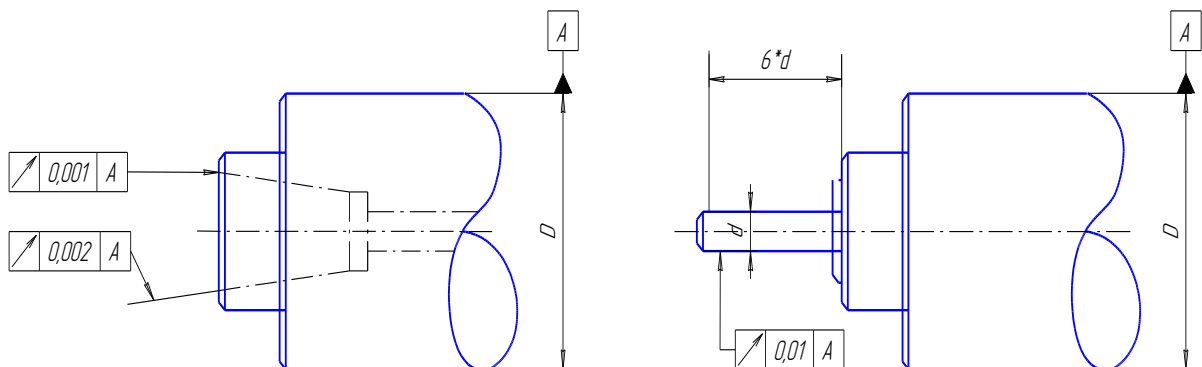


Рисунок 2.2 – Точність обертання шпинделя FAM 100

2.1.2.2 Проектування шпиндельного вузла

Завданням даного розділу проекту є розробка оптимальної конструкції шпиндельного вузла. Цей вузол повинен задовольняти низку таких вимог:

- компактність вузла;
- можливість переміщення вузла за двома координатами X, Z;
- забезпечення точності взаємного переміщення вузлів конструкції;
- надійність та простота виготовлення вузла;
- технологічність конструкції.

Вихідними для розробки вузла є габаритні і приєднувальні розміри мотор-шпинделя, робочий простір по осях X, Z.

Після визначення базових розмірів будемо розмірний ряд, починаючи від кріплення мотор-шпинделя і закінчуючи конструкцією вузла загалом.

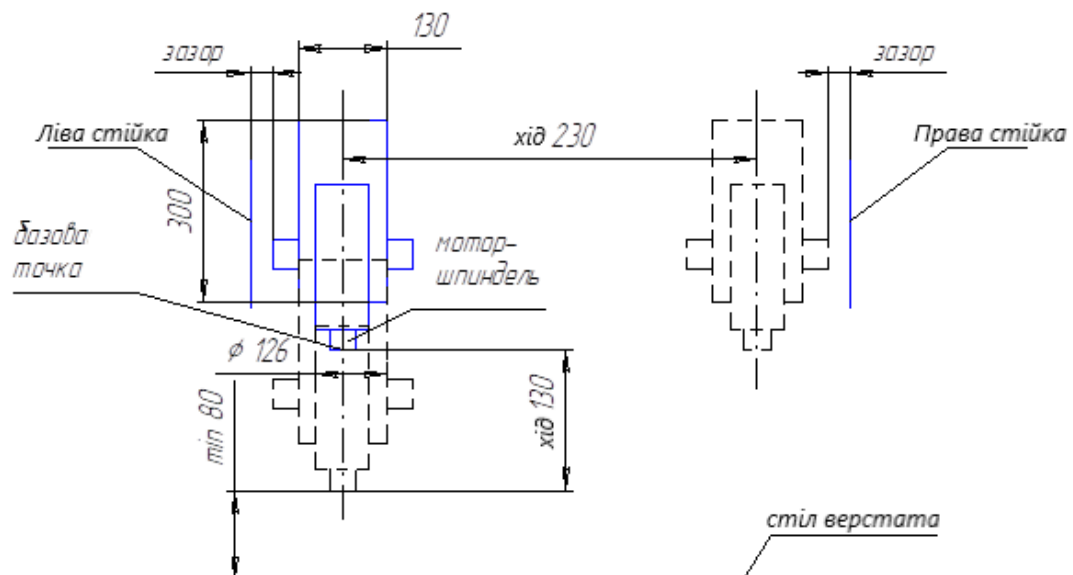


Рисунок 2.3 - Схема базових розмірів.

Призначаємо розміри на кожну деталь вузла окремо. При цьому необхідно скористатися такими умовами (рисунок 2.3):

- робочий хід $Z=130\text{мм}$;
- габаритні та приєднувальні розміри деталей вузлів повинні бути оптимальними;
- маса вузлів має бути мінімальною.

Ці розміри повинні забезпечувати необхідну жорсткість, точність переміщення та вібростійкість вузлів.

Для зменшення маси вузлів потрібно передбачити технологічні вирізи. Розміри технологічних розрізів мають бути оптимізовано.

Елементи кріплення мотор-шпинделя показані на рисунку 2.4. Дане кріплення є фланцем (рисунок 2.4, б). Фланець буде встановлюватись на мотор-шпинделі за допомогою гвинтів. У свою чергу, мотор-шпиндель з фланцем встановлюється в кріплення шпинделя і кріпиться гвинтами до нього. Розміри фланця обрані відповідно до вимог міцності до фланця, а також від точності поверхонь фланця з мотор-шпинделем і фланця з кріпленням шпинделя.

Виходячи з перерахованих вище вимог були попередньо розроблені конструкції, які наведені на рисунку 2.5.

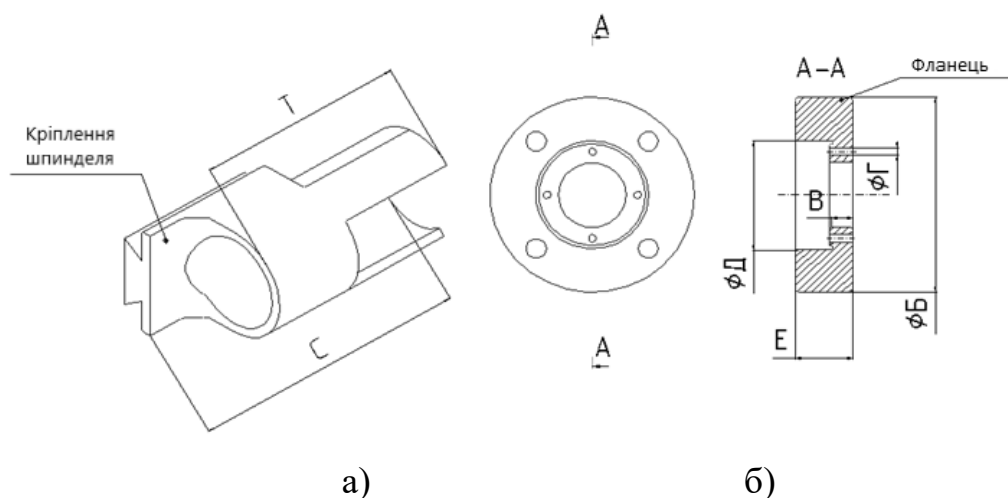


Рисунок 2.4 – Конструктивні елементи кріплення шпиндельного вузла

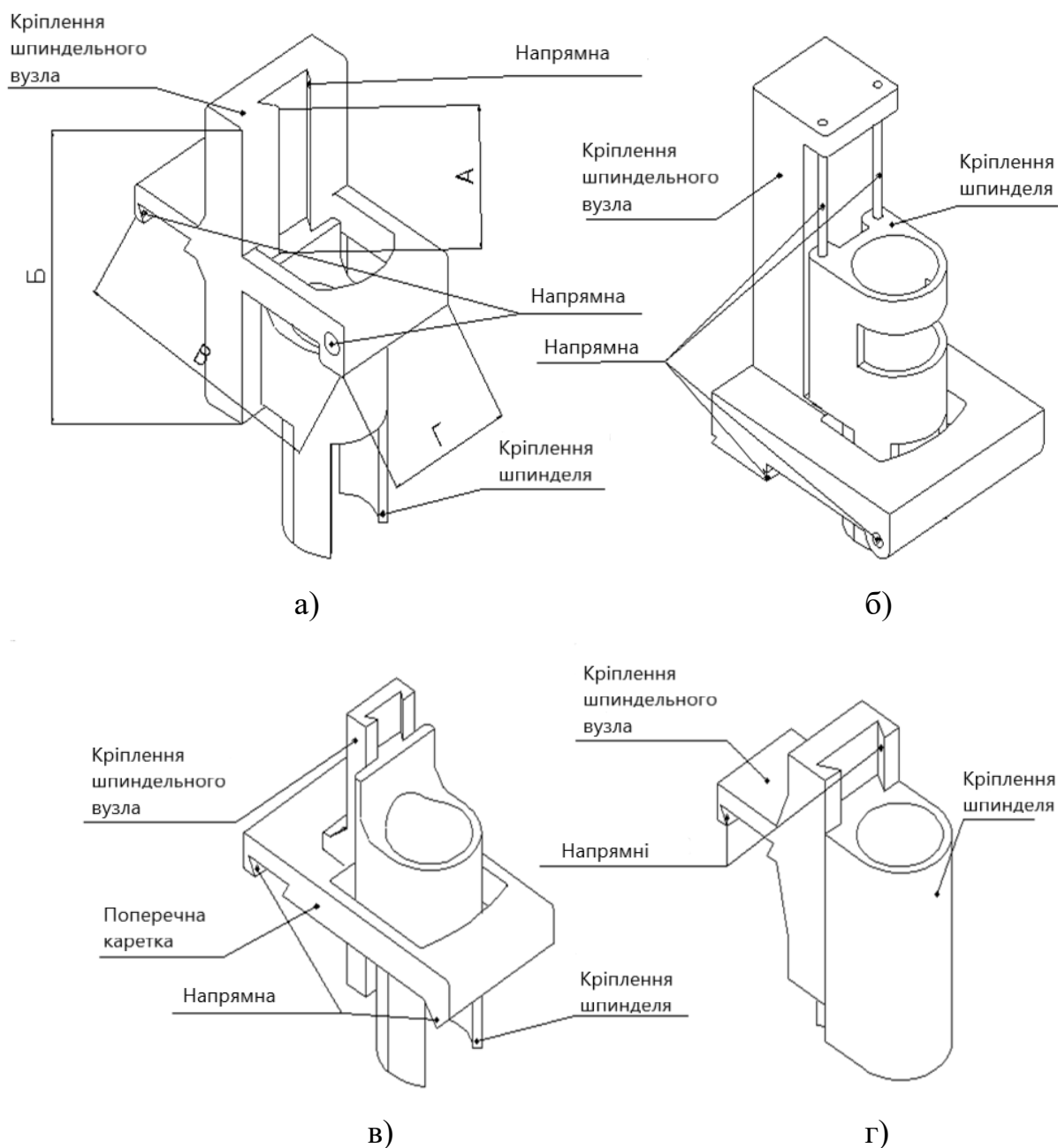


Рисунок 2.5 – Варіанти конструкцій шпиндельних вузлів

Розглянемо запропоновані конструкції окремо. Базові розміри, необхідні для проектування, запропоновані на рисунку 2.3. Розмір Р (рисунок 2.5) залежить від розмірів кріплення шпинделя. У свою чергу розміри кріплення шпинделя (рисунок 2.4,а) залежать від розміру напрямних, вимог міцності до вузла, вимог до точності обробки. Розміри та технологічні форми

розрізів кріплення шпинделя будуть остаточно прийняті під час проектного розрахунку.

На рисунку 2.5 а, запропоновано конструкцію, яка задовольняє багатьом поставленим вимогам. Мотор-шпиндель встановлюється в кріплення шпинделя, яке у свою чергу за допомогою напрямних встановлюється у вузлі кріплення шпинделя забезпечуючи таким чином переміщення кріплення шпинделя осі Z. Хід мотор-шпинделя 130мм (А), Довжина напрямних 300мм (Б). Ці розміри обумовлені робочим ходом інструменту та розмірами кріплення шпинделя. Розмір залежить від конструкції напрямних, кріплення шпинделя, вимог до жорсткості конструкції. Розмір Р залежить від розмірів кріплення шпинделя та необхідної жорсткості конструкції. Враховуючи розміри А, Б, В, Г отримаємо конструкцію центр ваги якої знаходиться майже на осі напрямних поперечної каретки. Величина усунення викличе додаткові моменти, що небажано. Двоопорність вузла запропонована з метою підвищення його жорсткості і як наслідок це зменшить коливання системи. Однак дана конструкція має дуже серйозну ваду - вона не технологічна. Її нетехнологічність полягає в тому, що конструкція має "хрестоподібну" форму каретки, що викликає труднощі при виготовленні. Ускладнення виготовлення вузла призведе до втрати точності та потреби дорогого оснащення.

Проаналізувавши конструкцію а, рисунок 2.5 на технологічність, розроблено варіант, б рисунок 2.5. Варіант б призведе до збільшення конструкцій за висотою та ускладненням вузла кріплення, що не бажано.

Наступний варіант запропонований як збірний прототип варіанта а та б, рисунка 2.5. На рисунку 2.5, запропонована конструкція що складається з двох частин: поперечної каретки і вузла кріплення шпинделя. Дана конструкція має більшу взаємозамінність порівняно з представленою на рисунку 2.5, а. Це полягає в тому, що при нерівномірному зносі вертикальних та горизонтальних напрямних, які містять представлені вузли, можлива їхня заміна окремо. При критичному зносі однієї з напрямних не виникне

необхідність заміни всього вузла, лише заміна його складових частин. Недоліком даної конструкції є те, що при складанні складових частин конструкції необхідно буде витримати певні допуски щодо взаємного розташування поверхонь. Жорсткість представленої конструкції лише трохи поступатиметься жорсткості литої конструкції.

Як альтернатива варіанту в, була розроблена ще одна конструкція. Розглянемо та проаналізуємо її (рисунок 2.5, г). Ця конструкція задовольняє багатьом поставленим вимогам. Зона обробки, що досягається за допомогою даної конструкції, повністю задовольняє поставлену умову. Габаритні розміри вузла будуть меншими. Технологічність конструкції задовільна, але вона не матиме тих можливостей ремонту, які має конструкція в. З точки зору роботи вузла також має недолік. У цій конструкції буде виникати великий згинальний момент, який негативно впливає на знос напрямних і найголовніше на точність оброблюваних поверхонь деталей. Одноопорність конструкції ускладнить забезпечення необхідної жорсткості вузла.

Проаналізувавши всі вище представлені конструкції, можна зробити наступний висновок, що найбільш раціональною є конструкція, представлена на рисунку 2.5, в. Ця конструкція має достатню жорсткість, вібростійкість необхідну для високошвидкісного фрезерування. Даний вузол задовольняє всі вище перелічені вимоги, описані на початку даного розділу.

Як матеріал кріплення шпинделя і шпиндельного вузла приймаємо сталь 40.

2.1.3 Розробка конструкції приводу подач верстата

Привід подач верстата служить для здійснення робочих та установчих переміщень рухомих робочих органів верстата.

У конструкції верстата передбачається використання трьох приводів переміщень:

- привод переміщення столу по осі X (рисунок 2.6);
- привід переміщення шпиндельного вузла осі Y (рисунок 2.7);
- привід переміщення шпинделя осі Z (рисунок 2.8).

Стіл здійснює прямолінійний рух по всій довжині станини.

Вузли приводу переміщення столу (рисунок 2.6), розташовуються в порожнині станини 2. Стіл 1 з'єднаний з гвинтом, що обертається, за допомогою жорсткого закріплення гайки на фланці в нижній його частині.

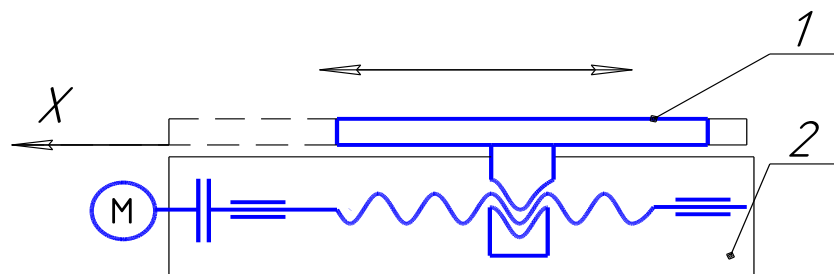


Рисунок 2.6 – Схема приводу переміщення столу

Шпиндельний вузол 2 (рисунок 2.7), здійснює прямолінійний горизонтальний рух уздовж перекладки 1. Привід переміщення розташований у верхній частині стійки. Гайка жорстко з'єднана з траверсою, тим самим перетворює обертальний рух гвинта на поступальний рух шпиндельного вузла.

На ричунку 2.8 показано схему переміщення шпинделя у вертикальній площині. Шпиндель кріпиться у спеціальний шпиндельне кріплення 1, яке переміщається напрямними. Гвинт приводу вбудований у шпиндельний корпус 2 і передає рух на гайку, яка жорстко з'єднана з відповідною поверхнею шпиндельного кріплення.

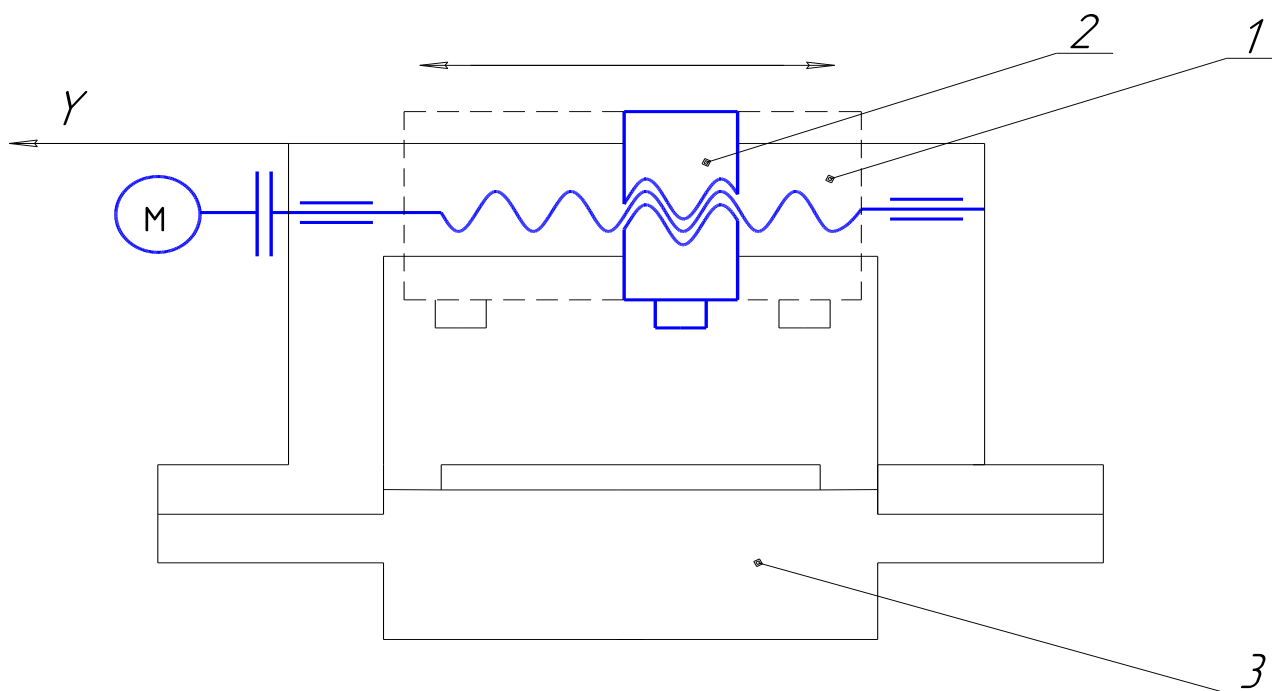


Рисунок 2.7 – Схема приводу переміщення шпиндельного вузла

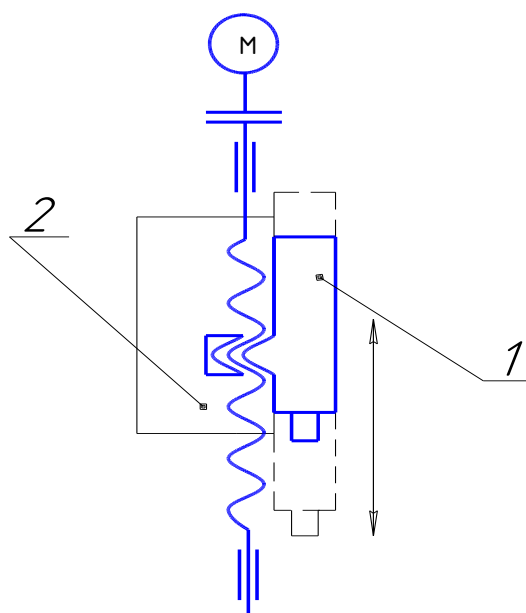


Рисунок 2.8 – Схема приводу переміщення шпинделя

Запропонована конструкція приводу подач (рисунок 2.9) складається з наступних вузлів: електродвигун, сполучна муфта, гвинт-гайка кочення, опори ходового гвинта [15].

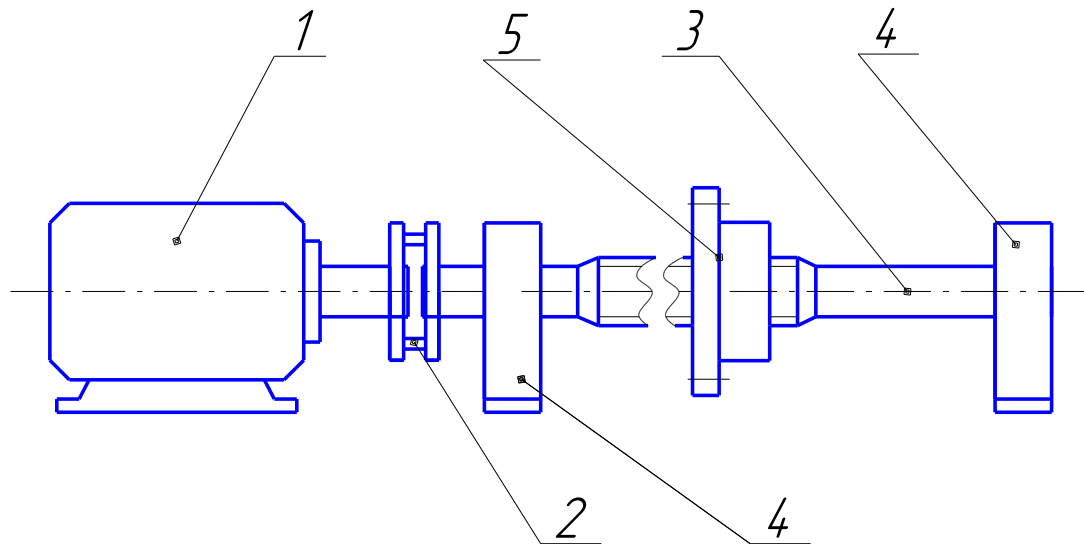


Рисунок 2.9 – Загальна схема вузлів приводу подач

Обертання ротора електродвигуна 1 передається на ходовий гвинт 3 через сполучну муфту 2. Ходовий гвинт надає рух гайці 5, яка, у свою чергу, жорстко з'єднана з робочим вузлом, рух якого необхідно здійснити. Гвинт базується в опорах 4, що являють собою підшипникові вузли.

Розглянемо кожен елемент конструкції докладніше.

Кульково-гвинтова передача складається з ходового гвинта, гайки, кульок, корпусу гайки, пристроїв для повернення тіл кочення, ущільнююче – очисного пристрою. За номінальний розмір передачі приймають діаметр умовного циліндра, де розташовані центри кульок. Розміри передачі визначаються за ГОСТ 25329-82 [16].

У цій передачі застосований напівкруглий профіль різьблення гвинта та гайки. Радіус профілю r_2 вибираємо близьку до радіуса кульки r_1 , щоб максимально знизити контактну напругу (рисунок 2.10). За прикладом кулькових підшипників приймаємо $\frac{r_1}{r_2} = 0.95 \div 0.97$. При вищих значеннях цього співвідношення помітно підвищуються втрати тертя від різниці швидкостей на площинах дотику.

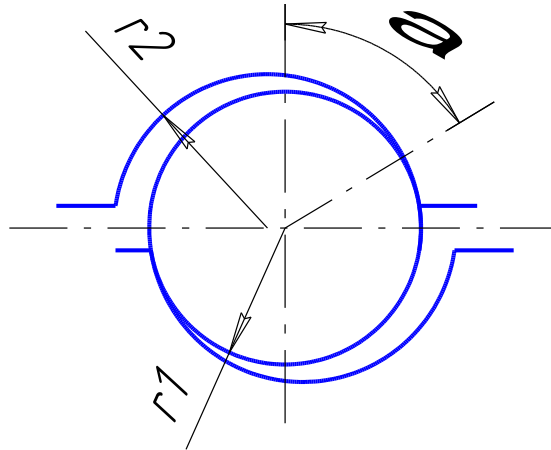


Рисунок 2.10 – Профіль перерізу різьби

Ходовий гвинт отримує обертання від електродвигуна та передає його за рахунок тертя кочення на гайку. Ходовий гвинт передачі являє собою вал, що має різьбову частину, шийку для закріплення в компенсуючій муфті, опорні шийки під підшипники.

На рисунку 2.11 розміри L_1 , L_2 , D_1 , D_2 – довжини та діаметри опорних шийок під підшипникові вузли, L_3 , D_3 – довжина ділянки шийки під компенсуючу муфту, D_0 – номінальний розмір передачі.

Гвинти виготовляють із сталі ХВГ і піддають гартуванню до нарізування різьби.

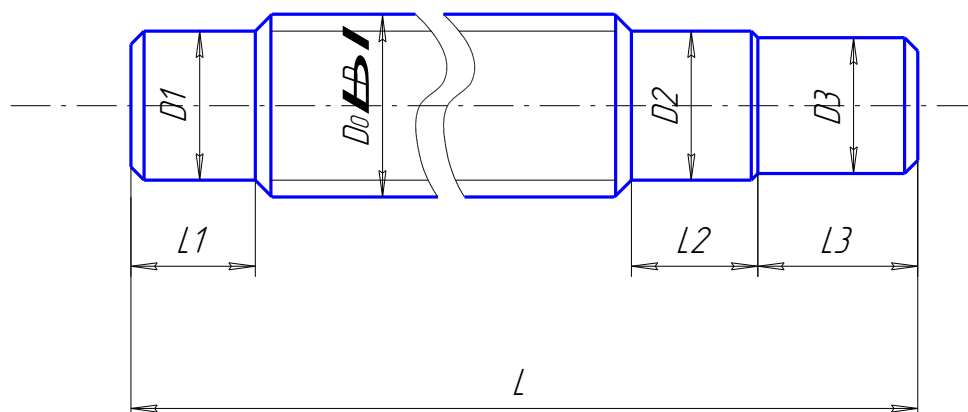


Рисунок 2.11 – Ходовий гвинт

Гайка отримує обертання від ходового гвинта і тим самим перетворює обертальний рух на поступальний.

Розглянемо пропоновану конструкцію гайки рисунок 2.12.

Конструкція, що розробляється, складається з двох півгайок 4 і 6, розміщених у корпусі 1. Гайки мають зубчасті вінці для тонкого регулювання натягу. Числа зубів вінців різняться на одиницю, внаслідок чого одну гайку можна повертати відносно іншої на малий кут. Зубчасті вінці входять у зачеплення у внутрішні зубчасті вінці корпусу. У кожній гайці є три вікна 3, в яких встановлюються вкладиші, що є пристроями для повернення кульок 5 [17].

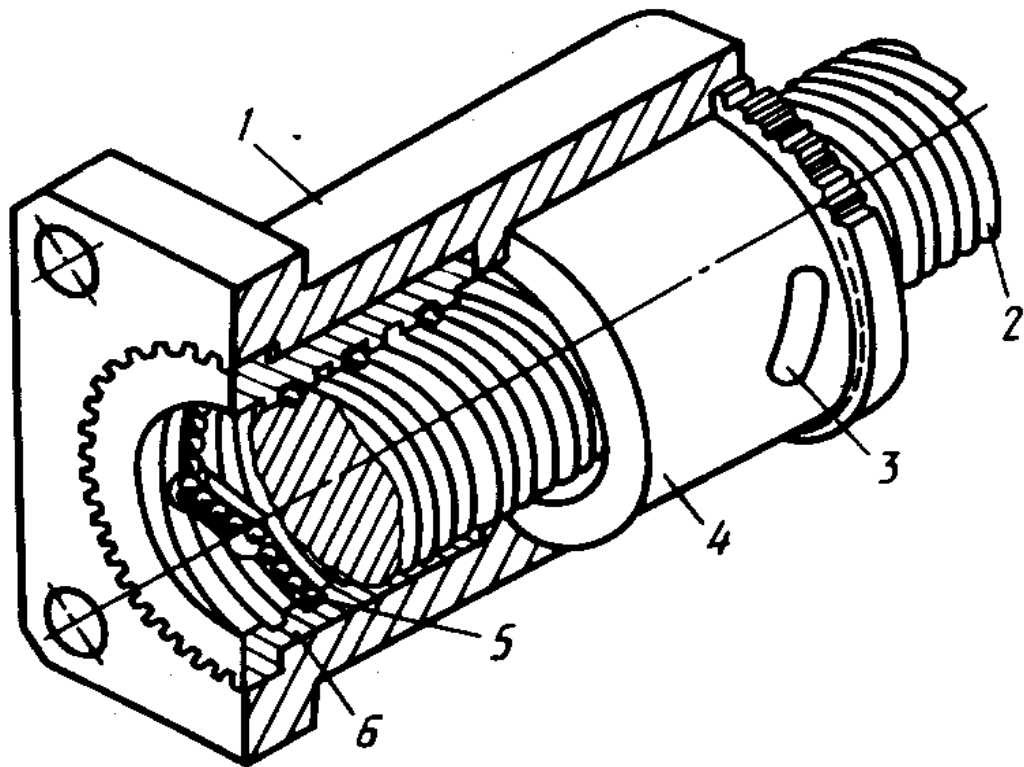


Рисунок 2.12 – Передача з двома гайками, з зубчастими вінцями.

Механізм повернення кульок у гайці відображено на рисунку 2.13.

Канал повернення кульок, що з'єднує два сусідні витки різьби, виконаний у спеціальному вкладиші 3 (рисунок 2.14), який вставлений у вікно гайки. На відміну від інших конструкцій, кульки тут не виводяться

каналом повернення з контакту з поверхнею гвинта, а лише переміщуються із западини одного витка в западину сусіднього витка, куди вони потрапляють, перевалюючись через виступ різьблення гвинта. Найчастіше в гайці є три вікна, розташовані під кутом 120° ; кульки при цьому розділені на три незалежно циркулюючі групи. Вкладиші виконані із загартованої сталі, точно пригнані до вікон гайки та запаяні.

Складання втулки, гайок і кульок проводиться на гладкому валику 5 (з отвором), насадженому на шийку гвинта 1; потім весь зібраний вузол нагвинчується на гвинт (рисунок 2.14) [17].

Описувана конструкція має такі переваги: малі радіальні габарити, які часто не перевищують габаритів звичайної передачі гвинт-гайка ковзання з гвинтом того ж діаметра; відсутність швидкозношуваних та ненадійно закріплених деталей типу відбивачів; дуже мала довжина каналу повернення кульок, висока жорсткість внаслідок відсутності болтових з'єднань, можливість дуже тонкого регулювання натягу.

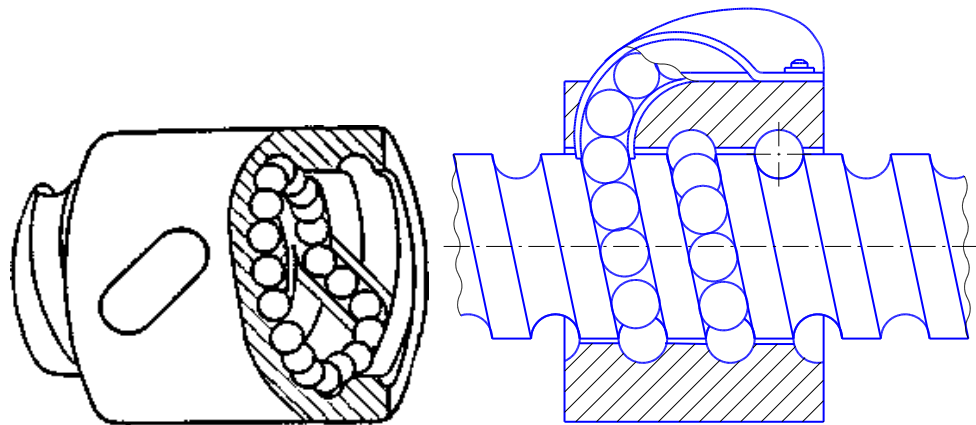


Рисунок 2.13 – Схема повернення кульок через канал

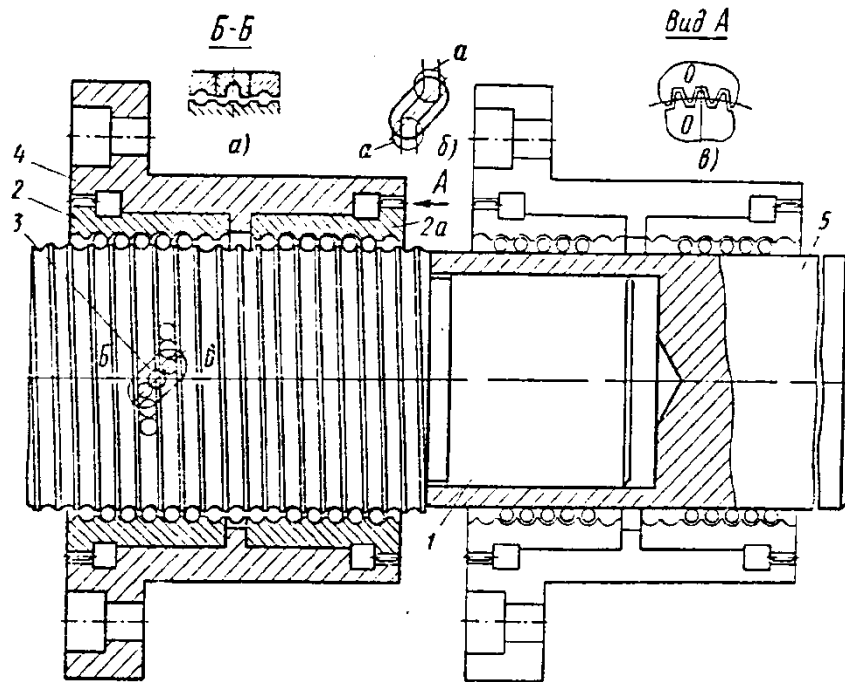


Рисунок 2.14 – Метод складання передачі

Гайки рекомендується виготовляти із сталі ШХ15СГ.

Для запобігання від забруднення у гвинтах застосовують захисні пристрої в сукупності з пристроями ущільнення та очищення. Короткі гвинти можуть бути захищені сталевими стрічками, згорнутими у спіраль.

Як один із пристроїв для запобігання від забруднення у кульково-гвинтовій передачі використовують скребки-щітки (рисунок 2.15) [15]. Скребки-щітки встановлюють із протилежних торців півгайок. Спосіб установки повинен сприяти їх швидкій заміні без розбирання вузла загалом.

Для ущільнення підшипників у підшипникових вузлах будемо використовувати лабіринтні ущільнення (рисунок 2.16), оскільки максимальна частота обертання гвинта дуже велика ($n_{\max} = 25000$ об/хв), а лабіринтні ущільнення тим краще виконують свої функції, чим вища частота обертання валу. У цьому випадку використання їх у конструкції є найбільш оптимальним варіантом [15].

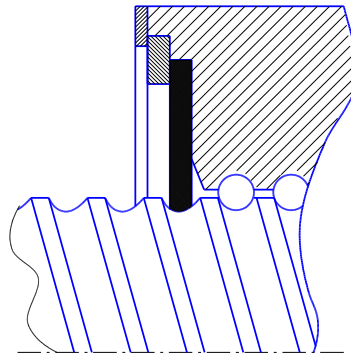


Рисунок 2.15 – Ущільнювально-очисний пристрій

Муфта призначена для жорсткого валу електродвигуна із вхідною ділянкою ходового гвинта. Вал електродвигуна з'єднують з тяговим механізмом за допомогою сильфонної муфти, застосування якої дозволяє допускати їх відносне зміщення, знижує амплітуду зміни крутного моменту, при розгоні і гальмуванні приводу, запобігає нагріванню гвинта від тепла, що виділяється електродвигуном, знижує коливання в приводі. Сильфонна муфта компенсує кутові, радіальні та осьові зміщення валів, має високу жорсткість при передачі крутного моменту. Вибираємо муфту в залежності від номінального та максимального крутних моментів на валу електродвигуна. Робочим параметрам двигуна відповідає муфта KSS8 [15].

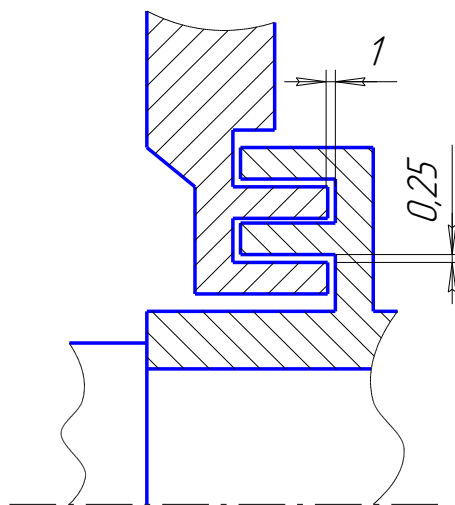


Рисунок 2.16 – Лабіринтне ущільнення

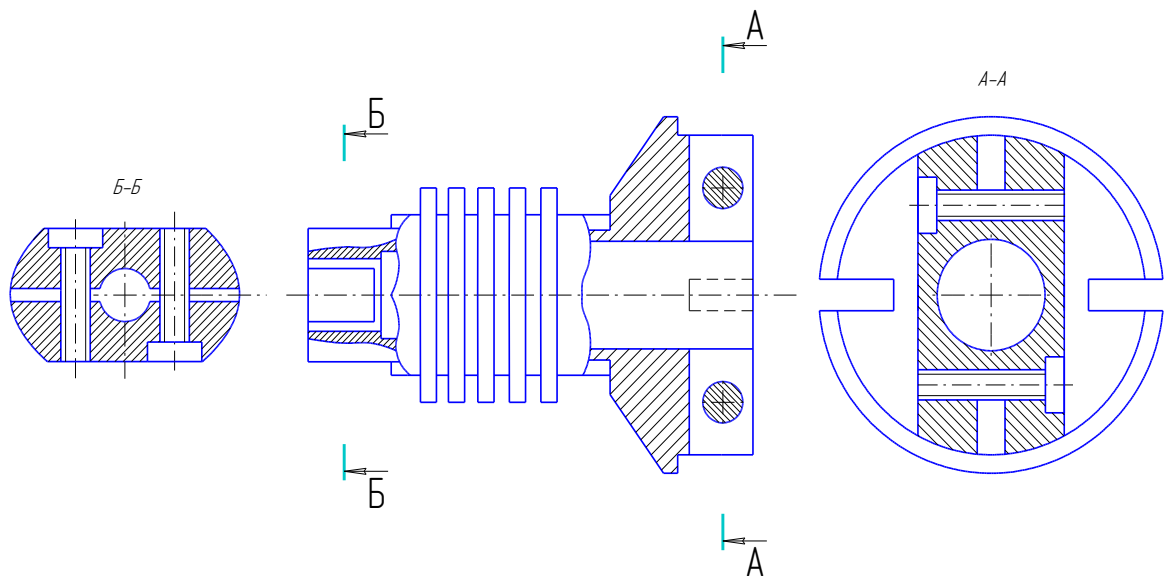


Рисунок 2.17 – Сильфонна муфта

Для забезпечення достатньої осьової та радіальної жорсткості передачі ходовий гвинт базуємо на двох опорах. Один кінець гвинта встановлений на опорі, яка сприймає осьове навантаження у двох напрямках, другий знаходиться на додатковій радіальній опорі [15] (рисунок 2.18). Така конструкція має високий запас стійкості по критичній осьовій силі та критичній частоті обертання.

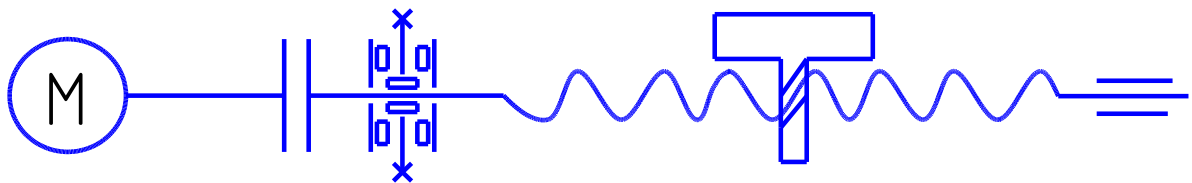


Рисунок 2.18 – Схема осьового закріплення гвинта

До опор ходового гвинта передачі гвинт-гайка кочення пред'являються такі вимоги: достатня осьова жорсткість при помірному попередньому натягу; мале осьове биття; низькі в порівнянні з кульково-гвинтовим механізмом момент холостого ходу та тепловиділення. Цим вимогам найбільше відповідають упорні комбіновані роликові підшипники

типу 504000. Визначимо частоту обертання, необхідну для забезпечення переміщення гайки зі швидкістю $V=35$ м/хв.

$$n_{\text{треб}} = \frac{V}{P} \quad (2.1)$$

де P - крок різьби гвинта, мм; $P = 2.5$ мм.

$$n_{\text{треб}} = \frac{V}{P} = \frac{35000}{2.5} = 14000 \text{ об/хв.}$$

Так як паспортна гранична частота обертання менше необхідної ($n_{\text{max}} = 8600$ об/хв), замінюємо даний підшипник двома кульковими радіально-упорними підшипниками типу 36100К, розташованими за схемою "врозтяжку" та одним кульковим радіальним підшипником за ГОСТ 8338-75 [18].

Передача, змонтована без попереднього натягу, має ККД приблизно 0,9-0,95 і не має властивостей самогальмування. При натягу передача є самогальмуючою лише за малих осьових навантажень. Тому при проектуванні передачі у ряді випадків виникає необхідність запобігання мимовільному переміщенню рухомого вузла при вимкненому приводі. Це досягається в такий спосіб.

Поблизу опори гвинта встановлюють дві обгінні муфти 2 та 3 (рисунок 2.19) правого та лівого обертання [17]. Внутрішні кільця муфт сидять на шийках гвинта вільно; крутний момент на них передається від гвинта тільки через шайби 1 та 4, виконані з фрикційного матеріалу. При обертанні гвинта від приводу виникає осьова сила, яка притискає одну з шайб (наприклад, праву) до торця внутрішнього кільця муфти, яка допускає цей напрямок обертання. Протилежна (ліва) муфта замикається і гвинт при своєму обертанні долає невелике тертя між торцем внутрішнього кільця муфти та лівою шайбою. Якщо при вимкненому приводі спробувати зрушити

в осьовому напрямку вузол, що переміщається, то внутрішнє кільце правої муфти затиснеться з торців силами тертя і ця муфта, замкнувшись, перешкодить обертанню гвинта і, отже, переміщенню вузла.

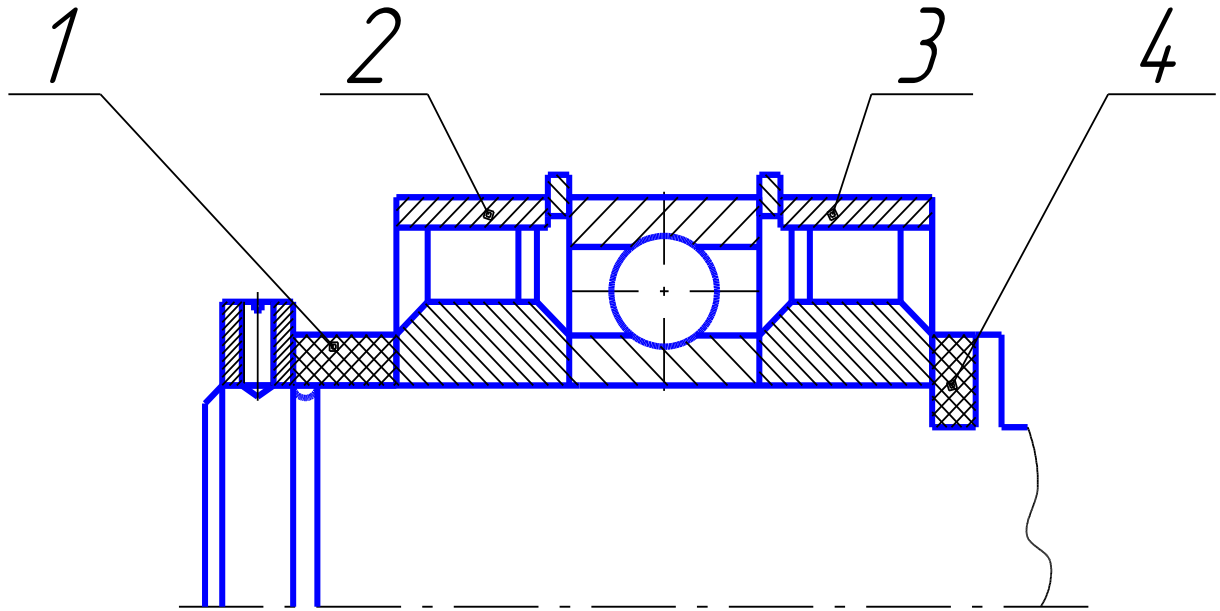


Рисунок 2.19 – Опора гвинта з гальмівним пристроєм

На основі окремо розглянутих елементів конструкції, застосовуючи відповідні типорозміри деталей, отримуємо конструкції трьох приводів переміщень робочих органів.

2.1.4 Вибір напрямних для переміщення приводу головного руху та столу

Вузол приводу головного руху повинен мати можливість переміщення по двох координатах по осі Z і осі X. Для цього необхідно проаналізувати наявні види напрямних та визначити їх конструкцію.

Напрямними називається сукупність поверхонь ковзання двох корпусних деталей, що сполучаються (станини - столу тощо), що забезпечує можливість їх відносного прямолінійного або обертального руху. Поверхні

ковзання напрямних утворюються або безпосередньо корпусними деталями, або накладними планками, стрічками та іншими деталями, що прикріплюються до них.

Напрявні, будучи базою для деталей, що переміщуються і одним з найважливіших елементів машин, багато в чому визначають точність обробки, наприклад, по циліндричності. Вони значною мірою визначають сумарну жорсткість машини, приведену до оброблюваної деталі та інструменту. У верстатах, як прямолінійного, так і кругового переміщення використовуються напрямні ковзання і кочення. Розрізняють охоплюючі та охоплювальні напрямні:

Охоплювальні – погано утримують мастило, тому вони використовуються для повільних переміщень.

Охоплюючі – добре утримують мастило, тому придатні для високих швидкостей.

Система поверхонь ковзання напрямних даного вузла повинна допускати лише один ступінь свободи руху. Виключення всіх інших ступенів свободи досягається відповідним розташуванням поверхонь ковзання або шляхом силового замикання (дії сил тяжіння, пружних роликів тощо). З метою регулювання початкових зазорів або зазорів, що утворюються в результаті зношування поверхонь ковзання, передбачають регулюючі елементи (клини, планки, гвинти).

Тиск у процесі обробки виробу повинен розподілятися на ті самі грані напрямних, щоб уникнути підвищеного впливу зазорів на точність виробу і якість його обробленої поверхні.

Мастильна система напрямних складається із засобів зберігання, подачі, доставки, розподілу, збору та очищення олії. Розподіл мастила по поверхнях тертя здійснюється за допомогою отворів, канавок, кишень, скосів тощо. Для запобігання попаданню відходів обробки та випадкових пошкоджень передбачені захисні пристрої.

Напрямні для приводу головного руху високошвидкісного фрезерного верстата повинні задовольняти такі вимоги:

- точність взаємного розташування інструменту щодо площини столу;
- швидкість настановних переміщень;
- висока довговічність;
- забезпечення плавності переміщень при малих подачах;

Проектування напрямних включає вибір їх типу, розробку конструкції, вибір системи змащування та захисних пристроїв. Напрямні повинні забезпечувати точність переміщення, руху або положення робочого органу верстата, бути жорсткими, довговічними, мати хороші демпфувальні властивості. При проектуванні напрямних виконують розрахунки середнього чи максимального тиску, швидкості зношування, критичної швидкості руху робочого органу, жорсткості.

Металорізальні верстати оснащують напрямними ковзання, кочення та комбінованими. Напрямні ковзання можуть бути з напіврідинним, рідинним та газовим мащенням. Комбіновані поєднують переваги напрямних різних типів.

Застосовують напрямні прямолінійного та кругового руху, горизонтального, вертикального та похилого виконання.

Точність руху по напрямних робочого вузла, що несе заготовку або інструмент, залежить від початкової точності виготовлення напрямних, жорсткості та температурних деформацій корпусних деталей, зазорів у напрямних, що зумовлюють переорієнтацію вузлів при реверсі. Так, зазор у напрямних ковзання напіврідинного тертя, що становить 0,02...0,03мм, приводить при реверсах до такого ж за величиною зміщення (переорієнтації) робочого органу та ще більшого спотворення траєкторії ріжучого інструменту.

Жорсткість напрямних, що обумовлює зміщення вузлів під навантаженням, залежить головним чином від типу напрямних. Через наявність регульовальних клинів і притискних планок, що мають низьку

власну жорсткість, напрямні ковзання з напіввідинним мащенням мають більш низьку жорсткість порівняно з напрямними кочення і комбінованими.

Сили тертя в напрямних впливають на тепловиділення та їх температурні деформації, потужність приводу вузла, що переміщається, похибка позиціонування і зона нечутливості. Сили тертя залежать від типу напрямних (низькі - в аеростатичних, гідростатичних і напрямних кочення, високі - у напрямних ковзання з напіввідинним мащенням), а також від матеріалів пари тертя, якості мастильного матеріалу.

Різниця ΔT сил тертя спокою та руху, яка залежить від різниці Δf відповідних коефіцієнтів тертя, обумовлює похибку позиціонування вузла:

$$\delta = \kappa \Delta T / i \quad (2.2)$$

де i – жорсткість приводу подачі, Н/мкм.

На різницю коефіцієнтів тертя спокою та руху впливають тип напрямних, матеріали пари тертя, вид тертя.

За формою поперечного перерізу напрямні бувають таких типів (рисунки 2.22):

- прямокутні;
- трикутні;
- трапецеїдальні (ластівчин хвіст);
- круглі.

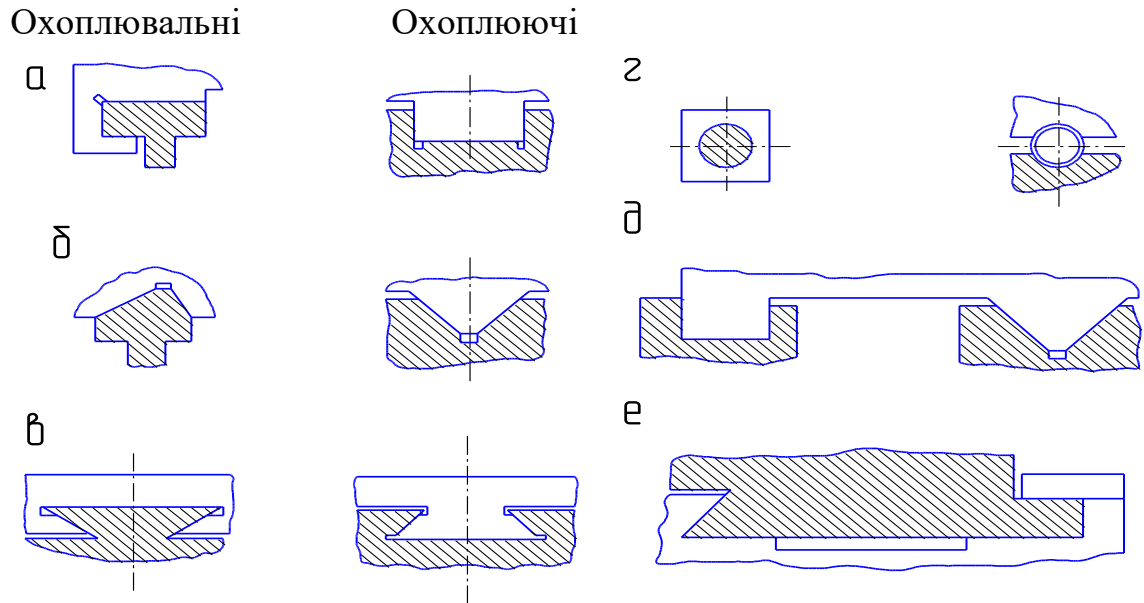


Рисунок 2.22 - Форми напрямних

Прямокутні (плоскі) напрямні (рисунок 2.22, а) прості за формою, технологічні при виготовленні та збиранні. На горизонтальній несучій грані добре утримується мастильний матеріал, але для видалення з неї стружки необхідні додаткові пристрої. Для регулювання зазорів потрібні планки або клини. Прямокутні напрямні, що охоплюються, застосовуються для поперечин, стійок, консолей верстатів різних типів, у протяжних, важких токарних та агрегатних верстатах (для силових головок та столів).

Трикутні (призматичні) напрямні (рисунок 2.22 б) у виготовленні складніше прямокутних. Охоплювані напрямні погано утримують мастильний матеріал. Завдяки автоматичному усуненню зазорів під впливом сили тяжіння рухомого вузла точність його положення підвищується. При однаковому навантаженні обох граней напрямні роблять симетричними з кутом 90° . У разі різного навантаження на грані більш навантажену з них роблять ширше. Область застосування напрямних, що охоплюються - станини токарних, револьверних, координатно-розточувальних верстатів, напрямні плити силових столів підвищеної точності агрегатних верстатів.

Охоплюючі напрямні (V-подібні) встановлюють на станини поздовжньо-стругальних верстатів.

Трапецієподібні напрямні (типу "ластівчин хвіст") мають малі габарити по висоті (рисунок 2.22, в), регулюються одним клином або планкою. Напрявні складні у виготовленні, погано працюють при великому перекидному моменті, в них виникають великі сили тертя. Охоплювані напрямні застосовують при проектуванні салазок супортів токарних верстатів, охоплюючі - для столів фрезерних верстатів, станин поперечно-стругальних верстатів.

Циліндричні напрямні типу, що охоплюються (рисунок 2.22, г) мають низьку жорсткість, вимагають складних пристроїв для регулювання зазорів, застосовуються при невеликому ході робочих органів.

Напрявні можуть бути виконані як відкритими так і замкнутими. Відкриті (рисунок 2.22, а, б, д) напрямні застосовуються у разі переважання ваги рухомих частин, що діє на напрямні, над робочим навантаженням у будь-якій їх точці. Замкнуті (рисунок 2.22, в, е) напрямні застосовують при рівнозначних величинах ваги та навантаження. Робочі грані напрямних, а також точку прикладання сили тяги слід розташовувати так, щоб реакції і моменти, що перекошують, були мінімальними.

Напрявні комбінованого типу зберігають переваги тих напрямних з яких вони складаються. Наприклад, охоплюючі напрямні, до яких входять одна прямокутна і одна трикутна (рисунок 2.22, д), застосовують для станин шліфувальних, координатно-розточувальних, поздовжньо-стругальних, поздовжньо-фрезерних і токарних верстатів; такі ж напрямні, але охоплювальної форми, - для станин токарних верстатів. Напрявні, які є комбінацією прямокутної і половини трапецієподібної (рисунок 2.22, е), використовують, коли на супорт діє перекидний момент, коли потрібно забезпечити підвищену жорсткість регулювальних планок або клинів, розташованих з боку відриву.

Напрявні ковзання отримали найбільше застосування для універсальних, тихохідних верстатів. Безпосередній контакт сполучених поверхонь у напрямних ковзання визначає непостійність та великі сили опору. Залежно від навантаження, швидкості, виду мастильного матеріалу та його кількості напрямні можуть працювати в режимах тертя без мастильного матеріалу та з ним. Істотну різницю для цих напрямних становлять сили тертя спокою в порівнянні з силами тертя ковзання; останні, своєю чергою, сильно залежить від швидкості ковзання. Ця різниця призводить до стрибкоподібного руху вузлів при малих швидкостях, що вкрай небажано, особливо для верстатів з програмним керуванням. Значне тертя викликає зношування і, отже, знижує довговічність напрямних.

Гідростатичні напрямні - це різновид напрямних ковзання. При гідростатичних напрямних потрібна громіздка гідросистема, хороша фільтрація олії та ретельний догляд. Застосування таких напрямних супроводжується ускладненням конструкції верстата: забезпечується висока жорсткість корпусних деталей, вводять пристрої для фіксації рухомих виконавчих органів. Використання такого виду напрямних економічно не є раціональним.

Виходячи з вище зробленого аналізу, можна зробити наступний висновок: використання напрямних ковзання в приводах головного руху високошвидкісних верстатів неможливо. Дані напрямні не забезпечують плавності переміщень за малих подач. Через наявність відносно великого коефіцієнта тертя між поверхнями, переміщення при малих подачах будуть переривчастими. Напрявні ковзання мають підвищений знос і як наслідок невисоку довговічність.

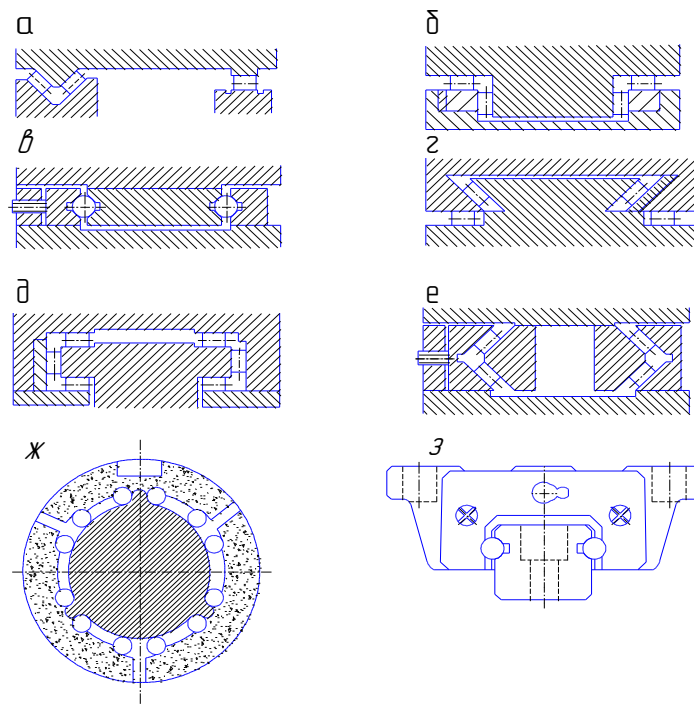


Рисунок 2.23 - Схеми напрямних без циркуляції тіл кочення

Напрямні без циркуляції тіл кочення застосовуються за невеликої довжини ходу вузла (до 1м).

Напрямні бувають незамкненими та замкнутими. Відриву рухомого вузла, встановленого на незамкнутих напрямних (рисунок 2.23, а, б), перешкоджають його сила тяжіння та вертикальна складова сили різання. Незамкнені напрямні кочення можуть бути лише горизонтальними. Замкнуті напрямні (рисунок 2.23, в, е) складніше і дорожче замкнутих, проте завдяки створюваному натягу мають високу точність і жорсткість. Вони можуть бути не тільки горизонтальними, а й вертикальними та похилими.

У конструкціях напрямних кочення використовуються поверхні тих самих форм, що й у напрямних ковзання.

Кулькові напрямні із зустрічними призмами (рисунок 2.23, в) відрізняються простотою конструкції, проте не можуть сприймати великих навантажень і легко ушкоджуються внаслідок перетяжки елементів, що регулюють натяг.

Кулькові напрямні із зустрічними призмами (рисунок 2.23,в) відрізняються простотою конструкції, проте не можуть сприймати великих навантажень і легко ушкоджуються внаслідок перетяжки елементів, що регулюють натяг. Напрямні типу "ластівчин хвіст" (рисунок 2.23,г) у порівнянні з іншими мають більш високу жорсткість, добре регулюються, але відрізняються складністю у виготовленні; застосовуються при малій та середній масі рухомого вузла.

Прямокутні роликові напрямні (рисунок 2.23,д) прості за конструкцією та у виготовленні, мають високу жорсткість у горизонтальній площині, але недостатню при роботі планок на відрив. Недоліком є і великі габарити. Застосовуються при середній масі рухомого вузла і великому перекидному моменті.

Ролики у призматичних напрямних (рисунок 2.23,е) через малий діаметр можуть прослизати, що призводить до підвищеної сили тертя. На працездатності напрямних сильно позначаються похибки кутів призм.

До опор кочення прямолінійного руху можна також віднести так звані кулькові втулки, що працюють у поєднанні з валами і являють собою окремі закінчені вузли (рисунок 2.23,ж).

Також серед напрямних кочення існують лінійні напрямні з кульковими танкетками (рисунок 2.23,з). Ці напрямні мають більш точне позиціонування, жорсткість і точність.

Кулькові або роликові напрямні вибирають залежно від навантаження. Для роликових напрямних допустиме навантаження в 20-30 разів більше, ніж для кулькових. При великих навантаженнях використовуються напрямні у вигляді накладних планок із загартованої цементованої сталі 20Х, а при малих - як сталеві, так і чавунні. Як сепаратори застосовуються штамповані сталеві пластини з прямокутними або круглими гніздами, сталеві зіставні пластини, а також роликові ланцюги.

Для високоточних верстатів з високими швидкостями переміщень або підвищених вимог до точності установчих рухів найбільше застосування

отримали напрямні кочення. Напрямні кочення застосовуються в верстатах у тих випадках, коли потрібна мала сила опору руху, тобто малі втрати на тертя (10...40 Н - в 20 разів менше, ніж у напрямних ковзання); мала залежність сил тертя від швидкості переміщення, тобто незначна різниця між силами тертя спокою та руху; висока точність переміщення по всій довжині ходу; висока точність установчих рухів; зниження потужності приводу подачі та висока точність позиціонування (зона нечутливості напрямних кочення порівняно з парою тертя чавун-чавун знижується в 10-12 разів).

У порівнянні з напрямними ковзання їх відрізняє рівномірність переміщень при різних швидкостях, відсутність стрибкоподібного руху, що особливо важливо при малих швидкостях, наприклад, при швидкості подачі висока точність переміщення по всій довжині напрямних і точність установчих рухів становить 0.1-0.3 мкм (у напрямних ковзання 2-5 мкм при застосуванні антистрибкового масла і гідрозавантаження), висока жорсткість внаслідок відсутності зазорів, малі втрати на тертя і простота змащування висока довговічність, так як при хорошому захисті їх знос набагато нижче, ніж знос напрямних напіввідинного тертя. Але вони мають недоліки: велику трудомісткість і високу вартість; знижену демпфуючу здатність при коливаннях, спрямованих у бік руху при малих швидкостях; необхідність ретельного захисту від охолоджуючої рідини, бруду та відходів; необхідність застосування сепараторів.

Напрямні незамкнутого типу зазвичай навантажуються вагою і не мають натягу, а замкнуті напрямні можуть його мати. Преднатяг забезпечується за рахунок переміщення однієї з напрямних за допомогою, наприклад, клину, гвинтів, пружин.

Попередній натяг напрямних дозволяє значно підвищити жорсткість вузла та точність його переміщень; так, жорсткість роликів напрямних з натягом в 2-3 рази вище, ніж без натягу, і набагато вище, ніж у напрямних ковзання при тих же розмірах. Застосування чавуну для виготовлення напрямних з натягом не рекомендується.

Для кулькових напрямних з діаметром кульки 5 мм рекомендується натяг (з урахуванням додаткового навантаження напрямних зовнішніми навантаженнями і вагою рухомих частин за нормаллю до площини напрямних) 5 мкм, при діаметрі кульки 10-15 мм - близько 10 мкм (у тому й іншому випадку навантаження на одне тіло кочення становить 10-100 Н) при розрахунку на одне тіло кочення, а для роликових напрямних з діаметром роликів 5 мм - не більше 10 мкм, при діаметрі ролика 10 мм і більше - 10-15 мкм, що приблизно відповідає початковому навантаженню на одне тіло кочення 300-500Н.

Втрати на тертя для кулькових та роликових сталевих напрямних не перевищують 20-50 Н при коефіцієнті тертя $f = 0,001$, а для чавунних напрямних вони в 2,5 рази вищі. У кулькових і роликових напрямних за відсутності мащення початкова сила тертя на 10 - 15% вище, а при пластичному мащенні на 10-15% нижче, ніж при змащуванні рідким маслом. При неякісному виготовленні сепаратора або його поганому направленні сила тертя може зрости більш ніж у 5 разів. Збільшення мікронерівності з 7-8 мкм до 15-20 мкм збільшує силу тертя в 2 рази, а їх зменшення до 3-4 мкм зменшує силу тертя в 1,5 раза.

Напрявні кочення застосовують у обробних центрах свердлильно-фрезерно-розточувальної групи, верстатах з ЧПУ високої точності малих та середніх розмірів, круглошліфувальних, безцентрово-шліфувальних верстатах [15, 17, 19].

Розглянемо лінійні напрямні як різновид напрямних кочення.

Переваги лінійних напрямних такі:

- 1) Висока точність позиціонування. Коли завантажена пластина переміщається по напрямній прямолінійного руху, фрикційний контакт між завантаженою пластиною і станиною виникає контакт, що котиться. Коефіцієнт тертя складає лише 1/50-у традиційного контакту, і різниці між динамічним і статичним коефіцієнтами тертя невелика. Тому ковзання практично відсутнє під час переміщення столу.

2) Тривалий термін служби із високоточним переміщенням. У традиційному ковзанні помилки в точності викликані нерівномірним розподілом масляної плівки. Недостатнє мащення викликає знос між поверхнями дотику, які стануть дедалі більше неточними. Навпаки, контакт, що котиться має набагато менший знос тому, механізм може працювати тривалий час, забезпечуючи високу точність переміщення.

3) Високошвидкісний рух можливий з невеликою потужністю приводу. Оскільки лінійна напрямна має невеликий фрикційний опір, знижується потужність приводу подач необхідна для переміщення завантаженого столу.

4) Рівна вантажопідйомність у всіх напрямках. Лінійна напрямна може сприймати навантаження у всіх напрямках. Звичайні лінійні напрямні ковзання можуть лише приймати невеликі окремі навантаження у бік, що паралельний поверхні зіткнення.

5) Легкість установки та взаємозамінність.

6) Простота мащення. У традиційній ковзаючій системі недостатнє мащення призводить до зношування поверхні. З напрямною прямолінійного руху, мастильний матеріал може бути легко подаватися через мастильний ніпель на лінійному блоці напрямної. Також можна використовувати централізовану систему мащення.

Напрямним кочення характеризуються малим зношуванням і як наслідок високою довговічністю. Це обумовлюється низьким коефіцієнтом тертя у зоні контакту кульок чи роликів з біговими доріжками. Низька сила тертя дозволяє досягти необхідної рівномірності переміщень при малих подачах. До недоліків напрямних кочення відносять низьке демпфування у напрямку руху при малих швидкостях руху та порівняно висока вартість.

З перерахованих вище варіантів напрямних найбільш раціонально застосування напрямних кочення. Цей тип напрямних найповніше задовольняє поставленим вимогам.

Напрявні змащуються пластичним мастилом або масляним туманом. Для захисту від забруднень застосовуються лабіринтні ущільнення, розташовані вздовж них.

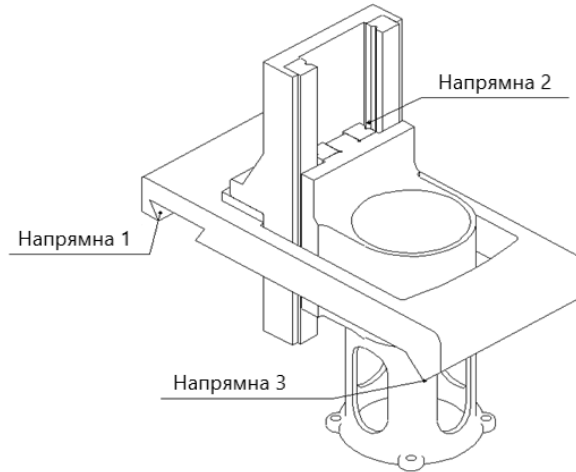


Рисунок 2.24 – Схема розташування напрямних шпиндельного вузла

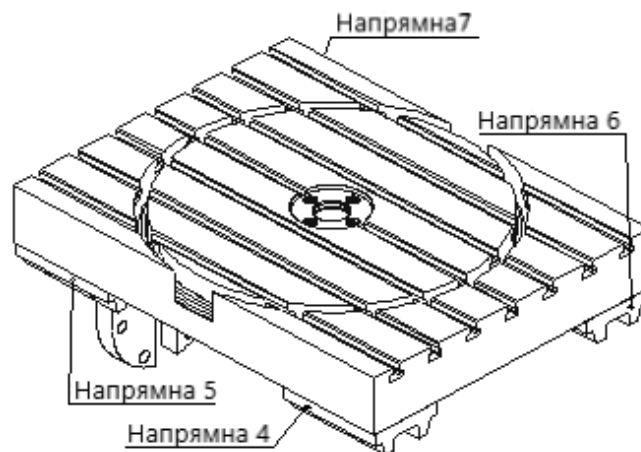


Рисунок 2.25 – Схема розташування напрямних столу

2.1.4.1 Вибір виду та типу напрямних для приводу головного руху та столу

Проаналізувавши перелічені вище види напрямних кочення, приймаємо:

- напрямна 2 (рисунок 2.24) - кулькова напрямна із зустрічними призмами. Даний вид напрямних простий у виготовленні, має малі габаритні розміри і вони здатні сприймати невеликі навантаження);

- напрямні 1, 3 (рисунок 2.24) та 4, 5, 6, 7 (рисунок 2.25) – лінійні напрямні з кульковими танкетками.

Для збереження точності переміщення необхідно забезпечити високу жорсткість. Вибрані види напрямних дозволяють витримати необхідні вимоги.

2.1.4.2 Вибір матеріалу для напрямних кочення

Для чавунних напрямних кочення рекомендується чавуни СЧ20, СЧ30 та низьколеговані чавуни з НВ 220-230. Ці чавуни мало відрізняються один від одного за зносостійкістю.

Для сталевих накладних напрямних з попереднім натягом або без нього рекомендуються сталі ШХ9 при товщині до 12 мм, ШХ15 при товщині до 20 мм, 9ХС при товщині до 40 мм та ХВГ при товщині до 50 мм та об'ємному гартуванні. Сталі 9ХС і ХВГ мають менші жолоблення при гартуванні, ніж інші. З цементованих сталей застосовуються сталі 20Х і 18ХГТ при глибині гартованого шару після обробки щонайменше 0.8—1 мм. Навантажувальна здатність напрямних кочення з цементованих сталей нижче сталі, підданої об'ємному гартуванню, при гартуванні ТВЧ в 1.3 рази, при азотуванні в 1.6 рази і більше в залежності від глибини азотованого шару, при цементації в 1.3-1.5 рази. Твердість загартованих напрямних рекомендується $HRC \geq 61$ при розкиданні твердості не більше чотирьох одиниць. Жорсткість напрямних кочення залежить від точності виготовлення напрямних та розмірності тіл кочення. У великих верстатах жорсткість напрямних без преднатягу досягає 500-700 Н/мкм і у випадку V-подібної та плоскої напрямної на 25-50% нижче. У невеликих верстатах жорсткість напрямних з преднатягом коливається в межах 330-1000 Н/мкм. Жорсткість

кулькових напрямних в 1.5-2 рази нижче за жорсткість роликів напрямних. Хорошу вібростійкість мають напрямні з попереднім натягом у напрямку перпендикулярному напрямку руху. Збільшенням натягу зростає частота власних коливань зменшується амплітуда коливань у резонансі.

Точність установчих рухів по напрямних кочення набагато вище, ніж по напрямних ковзання, і становить для них 0.1-0.3 мкм порівняно з 2-5 мкм при застосуванні антифрикційного масла та гідророзвантаження та 10-20 мкм у загальному випадку. Направні ковзання повинні мати відхилення від прямолінійності не більше 0,02-0,03 мм на 1000 мм (для верстатів нормальної точності) і при шабровці - до 12-18 плям на квадратний дюйм. Для напрямних кочення бажано, щоб відхилення від прямолінійності для верстатів того ж класу точності не перевищувало 8-10 мкм на довжині контакту, а для точних верстатів класу 6 мкм. Відхилення призначаються з умови, щоб накопичене на довжині ролика відхилення від паралельності становило 0.3-0.6 мкм.

Для сталевих напрямних кочення рекомендується задавати шорсткість обробленої поверхні кочення не нижче $R_a=0.16$ мкм і на площині прилавки $R_a=0.63$ мкм. Для чавунних напрямних необхідно задавати глибину шабровочних западин, яка не повинна перевищувати 0,01 мм у нормальному виконанні. При глибині западин 0,005 мм жорсткість збільшується в 2 рази, а при глибині 0,015 мм зменшується в 2 рази і втрати на тертя збільшуються в 2 рази.

Сталеві загартовані напрямні доцільно застосовувати при високих навантаженнях; при великих динамічних та ударних навантаженнях; у конструкціях із попереднім натягом; при труднощі забезпечення оптимального захисту. У переважній більшості випадків ці напрямні виконують накладними (рисунк 2.26), та лише у окремих випадках у вузлах невеликих верстатів їх виконують заодно з корпусом.

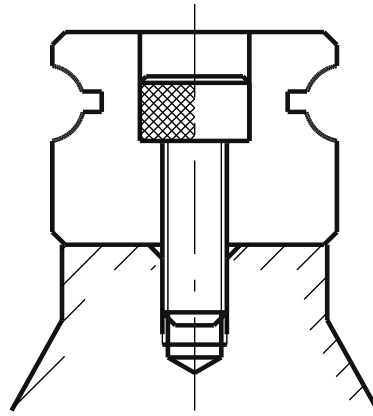


Рисунок 2.26 – Приклад накладної напрямної

Приймаємо накладні напрямні із попереднім натягом.

Так як за наявності попереднього натягу робити напрямні з чавуну не рекомендується, то прийmemo такі марки сталей:

- для горизонтальних 9ХГС
- для вертикальних ШХ15 (рекомендуються при товщині до 15мм).

2.2.2 Розрахунок та вибір кульково-гвинтової передачі для приводу подач

2.2.2.1 Розрахунок передачі на працездатність

Вихідними для розрахунку передачі є – довжина гвинта, спосіб установки гвинта на опорах, ряд значень осьового навантаження на передачу, ряд частот обертання гвинта. Осьові навантаження на гвинт визначають для різних операцій, що виконуються на верстаті.

Номінальний діаметр гвинта d_0 вибирають із співвідношення

$$d_0 = L / (20 \dots 25) \quad (2.3)$$

Довжина різьби гвинта визначається за формулою [15]:

$$L = l_{\text{и}} + l_{\text{к}} + 2l_{\text{у}} + 2l_{\text{п}} + 2l_{\text{н}} \quad (2.4)$$

де $l_{\text{и}}$ - переміщення виконавчого органу верстата, мм;

$l_{\text{к}}$ - Довжина корпусу гайки, мм;

$l_{\text{у}}$ - Ширина ущільнення кульково-гвинтового механізму, мм;

$l_{\text{п}}$ - Довжина перебігу, мм;

$l_{\text{н}}$ - Довжина неробочої частини гвинта, мм.

Відповідно до існуючих типорозмірів передачі та заданих параметрів приймаємо: для приводу переміщення столу - $l_{\text{и}}=300$ мм, $l_{\text{к}}=52$ мм, $l_{\text{у}}=5$ мм, $l_{\text{п}}=4$ мм, $l_{\text{н}}=5$ мм; для приводу переміщення шпиндельного вузла - $l_{\text{и}}=230$ мм, $l_{\text{к}}=52$ мм, $l_{\text{у}}=5$ мм, $l_{\text{п}}=4$ мм, $l_{\text{н}}=5$ мм; для вертикального переміщення шпинделя - $l_{\text{и}}=130$ мм, $l_{\text{к}}=52$ мм, $l_{\text{у}}=5$ мм, $l_{\text{п}}=4$ мм, $l_{\text{н}}=5$ мм.

Визначаємо довжину різьби гвинта:

для переміщення столу

$$L = l_{\text{и}} + l_{\text{к}} + 2l_{\text{у}} + 2l_{\text{п}} + 2l_{\text{н}} = 300 + 52 + 10 + 8 + 10 = 380 \text{ мм}$$

для переміщення шпиндельного вузла

$$L = l_{\text{и}} + l_{\text{к}} + 2l_{\text{у}} + 2l_{\text{п}} + 2l_{\text{н}} = 230 + 52 + 10 + 8 + 10 = 310 \text{ мм}$$

для вертикального переміщення шпинделя

$$L = l_{\text{и}} + l_{\text{к}} + 2l_{\text{у}} + 2l_{\text{п}} + 2l_{\text{н}} = 130 + 52 + 10 + 8 + 10 = 210 \text{ мм}$$

Визначаємо номінальний діаметр гвинта:

$$d_{01} = L/25 = 380/25 = 15,2 \text{ мм},$$

$$d_{02} = L / 25 = 310 / 25 = 12,4 \text{ мм},$$

$$d_{03} = L / 25 = 210 / 25 = 8,4 \text{ мм}$$

Для всіх трьох приводів переміщень приймаємо номінальний діаметр гвинта $d_0 = 16 \text{ мм}$.

Діаметр тіл кочення визначається кроком різьби t . Відповідно до більшості відомих конструкцій прийнято $d_1 = 0,6t$ [16]. Крок t приймаємо мінімальний задля забезпечення високої дискретності переміщень – $t=2,5 \text{ мм}$. Тоді $d_1 = 0,6t = 0,6 \cdot 2,5 = 1,5 \text{ мм}$.

Радіус канавки гвинта та гайки визначаємо із співвідношення:

$$r_2 = (0.515 \dots 0.525) d_1 \quad (2.5)$$

$$r_2 = 0.52 \cdot 1.5 = 0.78 \text{ мм}$$

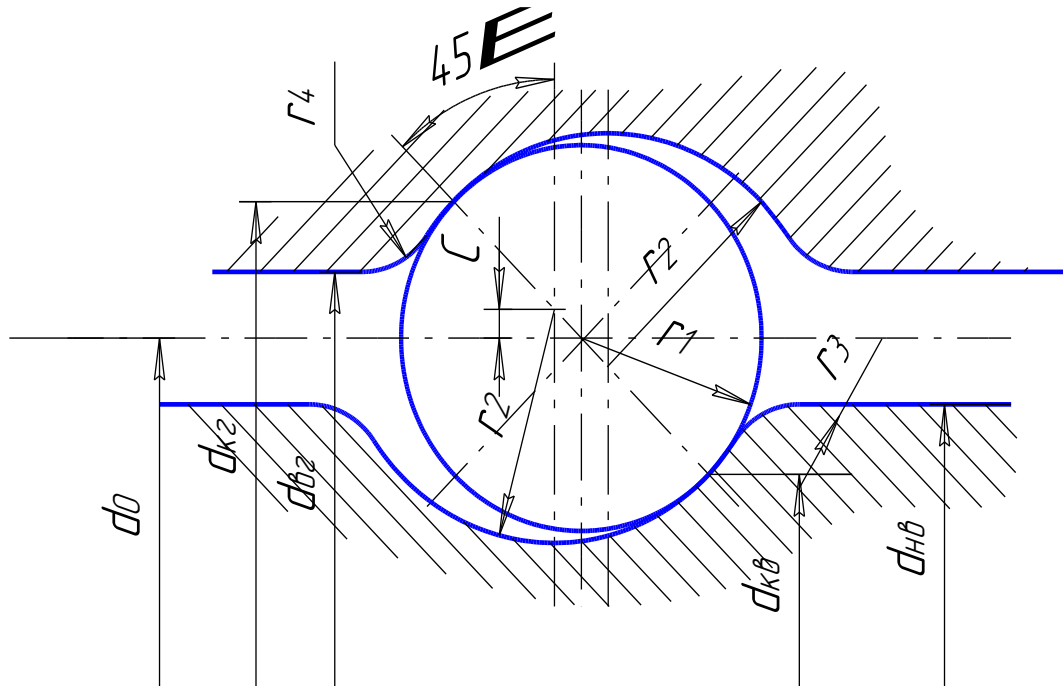


Рисунок 2.27 – Геометрія профілю різьби

Прийнято такі співвідношення розмірів профілю, показані на рисунку 2.27:

$$\begin{aligned}\alpha &= 45^\circ; C_1 = C_2 = 0.707(r_2 - r_1), \\ d_{\text{нв}} &= d_0 - 2[(r_1 + r_3 \cos(\alpha + \gamma) - r_3)], \\ d_{\text{кв}} &= d_0 - 1.41r_1; d_{\text{кг}} = d_0 + 1.41r_1; \gamma^\circ = \frac{a}{r_1} \cdot \frac{180^\circ}{\pi}, \\ d_{\text{вг}} &= d_0 + \frac{d_0 + d_{\text{нв}}}{2}; r_3 \approx 0.2r_1; r_4 \approx 0.15r_1\end{aligned}$$

Виходячи із співвідношення $\frac{r_1}{r_2} = 0.95 \div 0.97$, розраховуємо основні геометричні елементи профілю:

$$\begin{aligned}C_1 = C_2 &= 0.707(r_2 - r_1) = 0.707 \cdot (0.78 - 0.75) = 0.021 \text{ мм}, \\ d_{\text{кв}} &= d_0 - 1.41r_1 = 16 - 1.41 \cdot 0.75 = 14.94 \text{ мм}, \\ d_{\text{кг}} &= d_0 + 1.41r_1 = 16 + 1.41 \cdot 0.75 = 17.0575 \text{ мм}, \\ r_3 &\approx 0.2r_1 = 0.2 \cdot 0.75 = 0.15 \text{ мм}, \\ r_4 &\approx 0.15r_1 = 0.15 \cdot 0.75 = 0.1125 \text{ мм}\end{aligned}$$

Гранично допустиме нормальне статичне навантаження на одну кульку визначається за залежністю:

$$P = k_\sigma d_1^2 \quad (2.7)$$

де k_σ - Коефіцієнт, що залежить від допустимої контактної напруги на поверхні кульки σ_n ; при $\sigma_n = 3800 \text{ МПа}$ $k_\sigma = 70$.

$$P = k_\sigma d_1^2 = 70 \cdot 1.5^2 = 157.5 \text{ Н}$$

Статична вантажопідйомність C_0 - це гранично допустиме осьове навантаження на гвинт, в результаті дії якої виникає загальна залишкова деформація тіл кочення, гайки та гвинта в найбільш навантаженій зоні контакту, що дорівнює 0,0001 діаметра тіла кочення:

$$C_0 = Pz_p u \sin \alpha \cos \beta \quad (2.8)$$

де z_p - Розрахункова кількість кульок в одному витку різьблення;

u - Число витків у гайці; $u=6$.

α - кут контакту кульки з гвинтом та гайкою;

β - Кут підйому різьблення.

Кут підйому різьблення:

$$\beta = \frac{\operatorname{arctg} t}{\pi \cdot d_0} = \frac{\operatorname{arctg} 2.5}{3.14 \cdot 16} = \frac{60.1985}{50.24} = 1.198^\circ \quad (2.9)$$

Робоча кількість кульок в одному витку:

$$z_1 = \pi d_0 / d_1 - 3p / d_1 \quad (2.10)$$

Розрахункова кількість кульок в одному витку:

$$z_p = k_z z_1 \quad (2.11)$$

Де $k_z = 0,7 \dots 0,8$ – коефіцієнт, враховує похибки виготовлення різьблення гвинтового механізму.

Визначаємо робоче та розрахункове числа кульок в одному витку:

$$z_1 = \pi d_0 / d_1 - 3p / d_1 = 3.14 \cdot 16 / 1.5 - 3 \cdot 2.5 / 1.5 = 28,$$

$$z_p = k_z z_1 = 0.75 \cdot 28 = 21$$

Визначаємо статичну вантажопідйомність:

$$C_0 = Pz_p u \sin \alpha \cos \beta = 157.5 \cdot 21 \cdot 6 \cdot \sin 45 \cdot \cos 1.198 = 14026 \text{ Н}$$

Динамічною вантажопідйомністю передачі C називають таке постійне осьове навантаження, яке має витримати кулько-гвинтовий механізм протягом 106 оборотів.

Оскільки для даної передачі відсутня циклограма навантаження, визначення динамічної вантажопідйомності передачі виконуватимемо табличним методом, тобто коли береться якась базова вантажопідйомність, характерна для передачі даного типорозміру, а потім вводяться поправочні коефіцієнти, що враховують особливості навантаження та конструкції передачі, розрахунок якої ми виконуємо .

Розрахункова динамічна вантажопідйомність передачі обчислюється за такою формулою:

$$C_p = K C_T \quad (2.12)$$

де C_T - табличне значення динамічної вантажопідйомності даного типорозміру передачі, Н; $C_T = 5000 \text{ Н}$;

K - корегуючий коефіцієнт.

Корегуючий коефіцієнт визначається за такою формулою:

$$K = K_T \cdot K_p \cdot K_H \cdot K_M / K_i \quad (2.13)$$

де K_M - Кориговальний коефіцієнт; $K_M=1$;

K_P - Кориговальний коефіцієнт; $K_P=1,1$;

K_T - Коефіцієнт безвідмовної роботи; $K_T=0,68$ для 98%;

K_H - Корируючий коефіцієнт по твердості; $K_H=1$;

K_i - Коефіцієнт, що залежить від числа робочих контурів; $K_i=2$.

$$K_H = \left(\frac{HRC}{61} \right)^3 = 1,$$

$$K = K_T \cdot K_P \cdot K_H \cdot K_M / K_i = 0.68 \cdot 1.1 \cdot 1 \cdot 1 / 2 = 0.374$$

Тоді C_p дорівнює:

$$C_p = K C_T = 0.374 \cdot 5000 = 1870 \text{ Н}$$

2.2.2.2 Розрахунок передачі на довговічність

Розрахунок на довговічність по втомних напруг поверхневих шарів контактуючих тіл передачі гвинт-гайка виконується виходячи з умови, що контактні напруги, визначені за навантаженням, наведеною до базової кількості циклів навантаження, не повинні перевищувати межу поверхневої стійкості, яка відповідає базовій кількості циклів навантаження.

Допустимі контактні напруги при розрахунку на статичну міцність і довговічність практично збігаються. Наведені навантаження в залежності від базового числа циклів навантаження зручно визначати за допомогою коефіцієнта довговічності [5]:

$$K_d = K_q \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot T \cdot n \cdot c_i}{10^7}} \quad (2.14)$$

де K_q - Коефіцієнт змінності навантаження; $K_q=0,9$;

T -розрахунковий термін служби передачі; $T=10000$ год;

n -розрахункова кількість обертів за хвилину гвинта;

c_i - кількість циклів навантаження за один оберт гвинта.

$$n = \frac{n_{\max} + n_{\min}}{2} \quad (2.15)$$

де $n_{\max}$ і $n_{\min}$ - відповідно максимальне та мінімальне число обертів гвинта за хвилину.

$$c_i = 0.5 \cdot z_1 \left(1 + \frac{d_1}{d_0} \cos \alpha \right) = 0.5 \cdot 28 \left(1 + \frac{1.5}{16} \cos 45^\circ \right) = 14,93 \quad (2.16)$$

Визначаємо коефіцієнт довговічності:

$$n = \frac{n_{\max} + n_{\min}}{2} = 16000 + 1000 / 2 = 8500 \text{ об/хв},$$

$$K_D = K_q \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot T \cdot n \cdot c_i}{10^7}} = 0.9 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 10000 \cdot 8500 \cdot 14.93}{10000000}} = 19.66 \cdot 0.9 = 17,7$$

Допустиме навантаження C , H , за умови стійкості, знайдемо за формулою:

$$C = \frac{C_0}{K_D} \quad (2.17)$$

$$C = \frac{14026}{17,7} = 820 \text{ Н}$$

ВИСНОВКИ

- Проведено аналіз компоновок фрезерних верстатів та обрано компоновку яка найповніше відповідає заданим вихідним даним;
- проведено порівняльний аналіз існуючих типів приводів головного руху для вертикально-фрезерних верстатів. В якості приводу було обрано мотор-шпинделя FAM 100, також було спроектовано шпиндельний вузол;
- проведено порівняльний аналіз існуючих конструкції приводів подач верстатів з високошвидкісною обробкою. Обрана конструкція приводу подач складається з сервоприводу за передачі гвинт-гайка кочення;
- обрано та обґрунтовано вибір напрямних осьових переміщень верстату для високошвидкісної обробки;
- Кульково-гвинтову передачу для приводу подач розраховано на довговічність та працездатність.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ashley S., High – speed machining goes mainstream, Mechanical Engineering, May 1995, (56 – 61).
2. Воронин А.Ю., Современные системы управления высокоскоростным фрезерованием
3. Физика резания и трения металлов и кристаллов. Избранные труды. Кузнецов В.Д. Изд-во «Наука», М., 1977. 310 с.
4. Швецов В.Н. Опыты по обработке металлов на сверхвысоких скоростях. – ЖТФ, 1941, №11.
5. Розенберг А.М., Калашников К.Ф., Судовцев А.Ф. К вопросу об обработке металлов на сверхвысоких скоростях. – Газ. «Красное знамя», Томск, 1940, 4 мая.
6. Теория резания. Физические основы и тепловые процессы в технологических системах: Учеб. для вузов / П.И.Ящерицын, М.Л.Еременко, Е.Э.Фельдштейн. – Мн.:Выш. шк., 1990. – 512с.:ил.
7. Кузнецов Ю.Н. Станки с ЧПУ: Учеб. пособие. – К.: Выща шк., 1991. – 278с.: ил.
8. Агрегатные станки малых и средних размеров/ В.Э. Пуш, Р. Пигерт, В.Л. Сосонкин; Под. Ред. В.Э. Пуша. – М.:Машиностроение, 1978. – 216с.
9. Молчанов Г.Н. Повышение эффективности обработки на станках с ЧПУ. – М.: Машиностроение, 1979. – 140 с.
10. Палк К.И. Системы управления механической обработкой на станках.– Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 1984. – 215с.
11. Байков В.Д., Вашкевич С.Н. Решение траекторных задач в микропроцессорных системах ЧПУ/ Под.ред. В.Б.Смолова. – Л.: Машиностроение, 1986. – 106 с.
12. Жарков И.Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом. – Л., 1986.

13. Зорев Н.Н. Вопросы механики процесса резания металлов. – М., 1956.
14. Корсаков В.С. Точность механической обработки. – М., 1961.
15. Кудинов В.А. Динамика станков. – М., 1967.
16. Потапов В.А. Высокоскоростная обработка / В.А. Потапов, Г.И. Айзеншток. – М., 1986. – 60 с.
17. Справочник технолога машиностроителя. В 2-х т. Т.2 /Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп.- М.: Машиностроение, 1985. 496 с., ил.
18. Потапов В.А. Современное оборудование для сверхскоростной обработки / В.А. Потапов // Станки и инструмент. – 1993. – № 5. – С. 36–38.
19. Smith S. Тенденции развития высокоскоростной обработки / S. Smith // ASME: Journal of Manuf. Science, 2002. – Nr. 4, V. 119. – С. 664–666.
20. Popoli, B. Шпиндели для высокоскоростной обработки / B. Popoli // Tooling & Production. – 2002. – Nr. 5, V. 68. – С. 60–62