

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

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

_____ Андрій ГРЕЧКА
« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти

на тему:

«Розробка пінольного механізму з піноллю, що суміщена з гвинтом»

КРБ.ПМ.24.74.000.00.00.00 КР

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

_____ Сергій БУРЯК

Керівник роботи к.т.н., доцент

_____ Андрій ГРЕЧКА

Рецензент:

№ стр.	Форм.	Позначення	Найменування	Кільк. арк.	№ екз.	Примітка
1						
2			<i>Документація загальна</i>			
3						
4			<i>Розроблена вперше</i>			
5						
6	A4		<i>Завдання</i>	2		
7	A4		<i>Анотація</i>	2		
8	A4	<i>КРБ.ПМ.24.74.000.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Пояснювальна записка</i>	44		
9						
10						
11			<i>Документація</i>			
12			<i>по складальним одиницям</i>			
13						
14			<i>Розроблена вперше</i>			
15						
16	A4	<i>КРБ.ПМ.24.74.000.00.00.00</i>	<i>Головка силова з</i>			
17			<i>пінольним механізмом</i>	2		
18	*	<i>КРБ.ПМ.24.74.000.00.00.00 СК</i>	<i>Складальне креслення</i>	*		<i>*1 арк. ф. А0 2 арк. ф. А1×3</i>
19						<i>*1 арк. ф. А1</i>
20						
21						
22						
23						
24						
25						
26						
27						
28						
29						

					<i>КРБ.ПМ.24.74.000.00.00.00 ТП</i>			
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дат</i>				
<i>Розроб.</i>	<i>Буряк С.</i>				<i>Розробка пінольного механізму з піноллю, що суміщена з гвинтом (відомість проекту)</i>	<i>Літера</i>	<i>Лист</i>	<i>Листів</i>
<i>Перевірів</i>	<i>Гречка А.</i>							1
<i>Н. контр.</i>						<i>ЦНТУ</i>		
<i>Затв.</i>	<i>Гречка А.</i>					<i>гр. ПМ(ТМ)-21-3СК</i>		

Центральноукраїнський національний технічний університет

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ММіР

_____ Андрій ГРЕЧКА

« ____ » _____ 2024 р.

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

Сергія БУРЯКА

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Розробка пінольного механізму з піноллю, що суміщена з гвинтом

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

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

4. Мета та завдання випускної кваліфікаційної роботи

Мета роботи: розробка пінольного механізму з піноллю, що суміщена з гвинтом, для забезпечення максимальної навантажувальної здатності силового вузла в цілому.

Завдання:

- аналіз приводів подач з механізмом пінольного типу;
- вибір прототипу для розробки пінольного механізму з піноллю, що суміщена з гвинтом;
- розробка пінольного механізму з піноллю, що суміщена з гвинтом;
- проведення необхідних проектних і перевірочних розрахунків, що підтверджують працездатність запропонованої конструкції пінольного механізму.

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Патентний огляд та огляд літературних джерел.	25.04	вик.
2.	Вибір прототипу для конструювання та його огляд.	29.04	вик.
3.	Розробка пінольного механізму з піноллю, що суміщена з гвинтом.	06.05	вик.
4.	Розробка складального креслення силової головки.	13.05	вик.
5.	Виконання проектних і перевірочних розрахунків.	20.05	вик.
6.	Оформлення пояснювальної записки.	27.05	вик.
7.	Оформлення презентації роботи.	29.05	вик.
8.	Здача роботи на кафедрі та перевірка на антиплагіат.	01.06	вик.

Дата видачі завдання « ____ » _____ 2024 р.

Керівник роботи _____ Андрій ГРЕЧКА
(підпис)

Завдання прийнято до виконання « ____ » _____ 2024 р.

Здобувач вищої освіти _____ Сергій БУРЯК
(підпис)

Анотація

БУРЯК Сергій. Розробка пінольного механізму з піноллю, що суміщена з гвинтом. Кваліфікаційна робота за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти: ЦНТУ, 2024. – 50 с. Матеріали презентації 5 іл.

Розроблено пінольний механізм з піноллю, що суміщена з гвинтом. Покращення вихідних характеристик модернізованого вузла досягається за рахунок виконання на поверхні пінолі гвинта передачі гвинт-гайка кочення. Великі габарити гвинта дозволяють прикладати до пінолі значні сили подачі і сприймати значне технологічне навантаження. Суміщення сили подачі з віссю пінолі призводить до мінімізації втрат на тертя. Проведені проектні та перевірочні розрахунки основних передач вузла.

Актуальність: підвищення навантажувальної здатності пінольного механізму забезпечує зростання продуктивності роботи силового вузла в цілому.

Практичне значення: розроблено пінольний механізм з піноллю, що суміщена з гвинтом, з метою забезпечення максимальної навантажувальної здатності силового вузла в цілому, виконано необхідні проектні і перевірочні розрахунки, що підтверджують працездатність запропонованої конструкції зазначеного механізму.

Ключові слова: навантажувальна здатність, пінольний механізм, передача гвинт-гайка кочення.

Summary

BURIAK Serhii. Development of a pinole mechanism with a pinole combined with a screw. Qualification work at the first (bachelor's) level of higher education: CUNTU, 2024. – 50 p. Presentation materials 5 il.

It has been developed a pinole mechanism with a pinole combined with a screw. The improvement of the initial characteristics of the modernized unit is achieved by performing on the surface of the pinole of the screw of the screw-nut rolling transmission. The large dimensions of the screw allow you to apply significant feed forces to the pinole and perceive a significant technological load. Combining the feed force with the axis of the pinole leads to the minimization of friction losses. It were carried out design and verification calculations of the main transmissions of the unit.

Keywords: load capacity, pinole mechanism, screw-nut rolling transmission.

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

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи на тему:

«Розробка пінольного механізму з піноллю, що суміщена з гвинтом»

КРБ.ПМ.24.74.000.00.00.00 ПЗ

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

_____ Сергій БУРЯК

Керівник роботи к.т.н., доцент

_____ Андрій ГРЕЧКА

ЗМІСТ

	сторінка
ВСТУП	9
РОЗДІЛ 1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД СТАНУ РЕАЛІЗАЦІЇ ТЕХНІЧНОЇ ЗАДАЧІ	11
1.1 Тенденції розвитку силових вузлів з пінольними механізмами	11
1.2 Аналіз приводів подач з механізмами пінольного типу	15
1.3 Мета та задачі роботи	21
РОЗДІЛ 2 МОДЕРНІЗАЦІЯ ПІНОЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ ПОДАЧІ	23
2.1 Опис конструкції-прототипу	23
2.2 Опис вузла з модернізованим пінольним механізмом	27
2.3 Розрахунок зубчастого редуктора	31
2.4 Розрахунок та вибір кулькогвинтової передачі	38
ВИСНОВКИ	47
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	49

РОЗДІЛ 1

АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД СТАНУ РЕАЛІЗАЦІЇ ТЕХНІЧНОЇ ЗАДАЧІ

1.1 Тенденції розвитку силових вузлів з пінольними механізмами

Серед основних вимог до сучасного верстатобудування – забезпечення швидкого переходу від випуску одного виду продукції до іншого з максимально високими темпами виробництва при найменших витратах. Таким умовам відповідає технологічне обладнання, побудоване за агрегатно-модульним принципом [1].

За сталої номенклатури виробництва достатньо компонувати агрегатно-модульне технологічне обладнання з уніфікованих силових вузлів з жорстким циклом управління. За необхідності частої і швидкої зміни об'єкта виробництва використовують технологічне обладнання, побудоване на поєднанні агрегатного та модульного принципів з використанням засобів автоматизації переналагоджування обладнання, числового програмного управління. Перевагою такого обладнання є відсутність надлишкових функцій.

Перспективи розвитку агрегатно-модульного технологічного обладнання визначаються загальними для всього верстатобудування вимогами: підвищення продуктивності, точності, надійності, рівня автоматизації, розширення технологічних можливостей [2]. В умовах конкуренції до вимог додаються зниження собівартості виготовлення обладнання та зниження витрат на його утримання. Зазначені вимоги певним чином поєднані між собою, і їх задоволення на сучасному етапі відбувається шляхом інтенсифікації режимів обробки, зростання концентрації операцій, підвищення швидкості допоміжних рухів і операцій, точності виготовлення компонентів обладнання та відтворення траєкторії рухів виконавчими органами, надійності всіх елементів устаткування. Зазначені напрямки розвитку вимагають використання для компонування агрегатно-модульного

технологічного обладнання силових вузлів з високою навантажувальною здатністю, поєднаною з високою геометричною точністю при забезпеченні експлуатаційної та технологічної надійності.

Широкого розповсюдження в компонуванні агрегатно-модульного технологічного обладнання набули силові вузли з пінольними механізмами у якості приводу подачі [3]. Конструктивна близькість вихідних органів як приводу головного руху, так і приводу подачі забезпечує певний ряд переваг, як то зручний підвід інструменту до оброблюваної деталі, малі габарити і маса, значні швидкості холостих переміщень, можливість використання вузла як окремої самодіючої одиниці. Остання риса дозволяє називати силові вузли з такими механізмами моноблочними, які для забезпечення формоутворення обертальним і поступальним рухом не потрібно блокувати з іншими вузлами. Найбільш розповсюджена форма пінолі – циліндрична, при якій робота пінольного механізму визначається взаємодією тіл лише по одній поверхні, до того ж технологічно легко отримуваний, що сприяє простоті виготовлення, а його контактна жорсткість у нормальній до осі пінолі площині однакова у всіх напрямках [4].

Однак силовим вузлам з пінольними механізмами притаманні і ряд недоліків [4]:

- невелика довжина ходу (щоправда, певним чином компенсована більшою зручністю підвода інструмента);
- менша осьова та радіальна жорсткість механізму подачі;
- менша навантажувальна здатність механізму подачі;
- недостатня геометрична точність переміщень пінолі в напрямних.

Дані недоліки наведені у порівнянні з силовими вузлами блочного типу [5]. Однак слід зазначити, що блочні конструкції так цілком і не витіснили моноблочних. Це пов'язано з тим, що при зменшенні довжин ходів вихідного органу приводу подачі та при зменшенні потужності, необхідної для виконання процесу обробки, переваги блочних силових вузлів нівелюються і

на певному рівні переваги моноблочних силових вузлів стають вагомішими. Тому область застосування силових вузлів даного типу залишається значною.

У руслі сучасних тенденцій розвитку технологічного обладнання удосконалення і проектування нових конструкцій силових вузлів моноблочного типу відбувається за наступними напрямками [5, 6]:

- підвищення потужності і навантажувальної здатності приводів подач, широке впровадження безступінчатого регулювання швидкості подачі. Гідравлічні та пневмогідравлічні механізми, за рахунок яких раніше в основному і вирішувалося це завдання, замінюються на прямий привод гвинтової передачі від високомоментних двигунів. Спрощення конструкції приводу подачі дозволяє збільшити габарити пінольного механізму при незмінних розмірах корпусу, що позитивно відображається не тільки на власній жорсткості пінолі, але й шпиндельного вузла, розміщеного в ній. Знаходять застосування зубчасто-рейковий, рідше черв'ячно-рейковий механізми подачі;

- підвищення точності положення і руху пінолі. Удосконалюється технологія виготовлення напрямних, використовуються різноманітні антифрикційні матеріали, починають застосовуватись напрямні кочення;

- зростання швидкостей подачі при холостих рухах, розширення діапазонів безступінчатого регулювання. Досягається використанням нових типів двигунів, зокрема лінійних. Циліндрична форма напрямних для цього особливо зручна, оскільки соленоїдний тип двигунів є найбільш вивченим, а замкнені магнітні потоки створюють магнітну підвіску пінолі. Однак створення необхідної за величиною напруженості магнітного поля на даному етапі потребує використання магнітів з рідкоземельних металів, що дуже здорожує пінольні механізми;

- впровадження перемінної структури приводу подач. Синтез силових вузлів на основі її використання дозволяє вирішити проблему підвищення навантажувальної здатності в широких межах, але на сучасному

етапі обмежений відсутністю належного вирішення задачі забезпечення точності положення пінолі.

Враховуючи перелічені шляхи розвитку силових вузлів агрегатно-модульного технологічного обладнання, можна зробити наступні узагальнення:

1. Підвищення навантажувальної здатності приводу подачі досягається як за рахунок підвищення потужності двигунів, використання антифрикційних матеріалів, так і за рахунок впровадження перемінної структури приводу подачі.

2. Точність положення та траєкторії руху пінолі в напрямних підвищується завдяки удосконаленню технології їх виготовлення та використанню відповідних матеріалів.

3. Збільшення радіальної і осьової жорсткості пінолі та розташованого у ній шпиндельного вузла досягається за рахунок збільшення їх розмірів, що в свою чергу сприяє розширенню можливостей удосконалення їх конструкцій.

4. Безступінчасте регулювання і скорочення кінематичних ланцюгів відбувається за рахунок застосування прямого приводу від високомоментних двигунів із використанням гвинтової, зубчасто-рейкової, черв'ячно-рейкової передач, або застосування лінійних двигунів.

Отже, підвищення ефективності силових вузлів основним чином здійснюється за рахунок удосконалення конструкцій, побудованих з використанням традиційних підходів, впровадженням нових, але більш дорогих елементів конструкції, а застосування перемінної структури приводу подачі на даному етапі обмежується в основному підвищенням навантажувальної здатності.

1.2 Аналіз приводів подачі з механізмами пінольного типу

Силовий вузол з пінольними механізмом конструктивно об'єднує в одному корпусі і привод головного руху, і привод подачі, вихідним органом якого він власне і являється. Саме така об'єднаність, коли в принципі не потрібно ніяких додаткових механізмів для забезпечення формоутворення інструментом, що обертається, і сприяла домінуванню цих вузлів на початку впровадження агрегатного принципу у верстатобудуванні. В ході їх розвитку було розроблено чималу кількість різновидів, що в основному відрізняються використанням у якості привода подачі різного типу і конструкцій механізмів. Враховуючи існуючі класифікації та спираючись на наведені у літературі огляди конструкцій силових вузлів зазначеного типу, перерахуємо основні типи приводів та проведемо їх аналіз [7].

Приводи подачі з кулачковим механізмом, в основі яких використовується плоский, циліндричний чи торцевий кулачки. Параметри циклу подачі пінолі при роботі цих механізмів визначаються профілем кулачка, що різко зменшує можливість їх переналадки, оскільки будь-які зміни вимагають виготовлення і заміни кулачка. Невелика сила подачі, мала довжина ходу пінолі, невелика осьова жорсткість характерні для всіх кулачкових механізмів подачі. До їх переваг слід віднести простоту обслуговування, надійність у роботі завдяки простоті відтворення руху подачі. Вплив кулачка на пінольний механізм при русі останнього відображається дією двох сил, прикладених паралельно осі пінолі та дотично до неї у місці контакту кулачка з пальцем, позначених на рис. 1.1 відповідно $F_{\text{п}}$ та $F_{\text{д}}$ [4, 7].

Приводи подачі з гвинтовим механізмом найбільш перспективні на сучасному етапі. Параметри циклу подачі пінолі при роботі цих механізмів визначаються налагодженням електричної схеми та комплекту упорів. Ступінчата зміна величини подачі відбувається при використанні одного двигуна як для здійснення головного руху, так і руху подачі, шляхом

застосування гітар змінних зубчастих коліс, причому у ланцюгу приводу подачі з великою величиною редукції. Встановлення двох окремих двигунів здорожчує конструкцію, але водночас і спрощує її, скорочуючи кінематичні ланцюги та забезпечуючи можливість переходу до безступінчастого регулювання. Гвинтові механізми подачі більш жорсткі в осьовому напрямку та забезпечують більші сили подачі, що обмежуються можливостями не гвинтового механізму, а інших вузлів [4, 7].

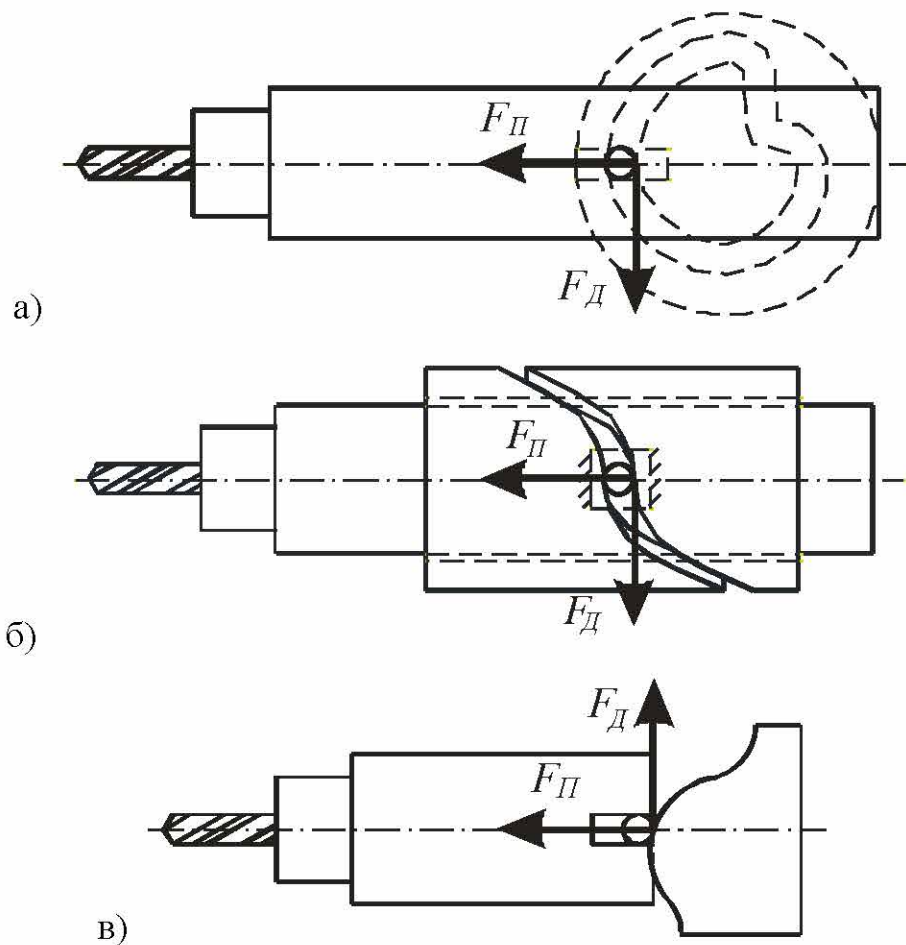


Рис. 1.1. Види кулачкових механізмів подачі пінолі:

- а) з плоским кулачком;
- б) з циліндричним кулачком;
- в) з торцевим кулачком

Основними недоліками застосування гвинтових механізмів у приводі подач у минулому були велика кількість електроапаратури, складність

електросхеми, складність отримання малих подач. На сучасному етапі ці недоліки усуваються використанням високомоментних двигунів з регулюванням швидкості обертання і застосуванням передач гвинт-гайка кочення.

Вплив гвинтової передачі на пінольний механізм при русі останнього наближено відображається дією однієї сили F_{II} , прикладеної паралельно осі пінолі, як показано на рис. 1.2. Однак якщо враховувати неточність виготовлення деталей передачі, то необхідно враховувати і дві інші сили, одна з яких буде направлена до осі пінолі, і друга – по дотичній до неї у місці миттєвого контакту пари гвинт-гайка. Для передачі гвинт-гайка кочіння, яка працює з попереднім натягом, варто враховувати тільки силу, прикладену паралельно осі пінолі. Необхідність витримувати велику точність паралельності осей пінолі та гвинта по всій довжині переміщень та складність регулювання зазору в найбільш розповсюдженій циліндричній формі напрямних сприяли невеликому поширенню даної конструкції. Більш поширеними є пінольні механізми з розташуванням осі гвинта співвісно з віссю пінолі.

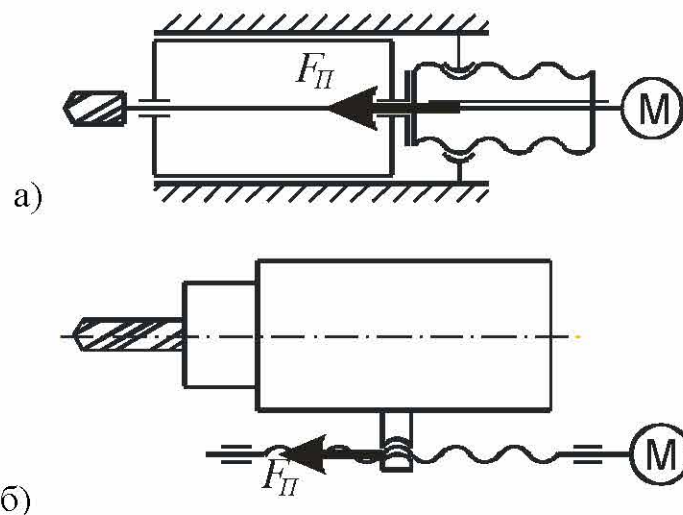


Рис. 1.2. Види гвинтових механізмів подачі пінолі:

- а) з співвісним розташуванням гвинта;
- б) з ексцентричним розташуванням гвинта

Приводи подачі з зубчасто-рейковим механізмом подібні за характеристиками до приводів з гвинтовим механізмом. Однак прямий привод від електродвигуна до зубчастого колеса має меншу тягову характеристику, ніж прямий привод від електродвигуна до гвинта, тому в зубчасто-рейкових механізмах використовують додаткову редукційну передачу. Вплив зубчасто-рейкової передачі на пінольний механізм відображається прикладенням двох сил, одна з яких прикладена паралельно осі пінолі, друга – перпендикулярно, позначених на рис. 1.3 відповідно F_{Π} та F_R .

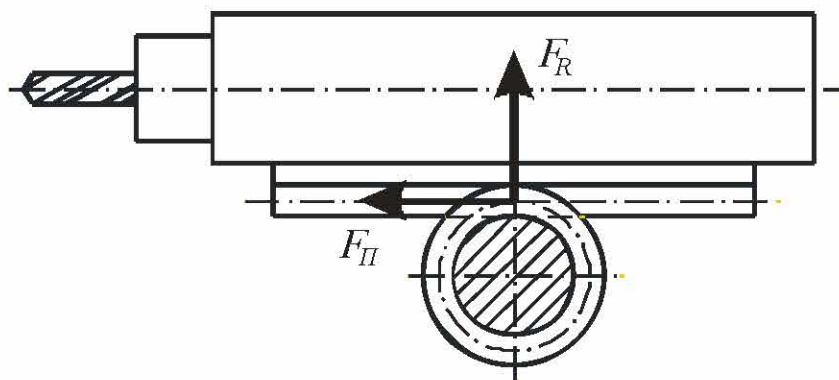


Рис. 1.3. Зубчасто-рейковий механізм подачі пінолі

При використанні шевронного зубчастого колеса можлива короткочасна дія сили, прикладеної по дотичній до осі пінолі у місці миттєвого контакту передачі. При використанні одного косозубого зубчастого колеса така сила є постійною, і за значної величини кута нахилу зубців виникають додаткові втрати на тертя. Подібні умови виникають і при роботі черв'ячно-рейкової передачі, а тому зазначені передачі в пінольних механізмах не знайшли широкого використання [5-7].

Приводи подачі з гідравлічним механізмом [3] забезпечують великі сили подачі з безступінчатим регулюванням швидкості подачі. До недоліків цих механізмів відносяться складність експлуатації і ремонту, складність гідропанелей управління, велика чутливість до температурних змін. Кінематична точність гідравлічних механізмів менша, ніж механічних. Вплив

гідравлічного механізму на пінольний механізм відображається прикладенням однієї сили F_{Π} , паралельної до осі пінолі або співвісно з нею, як показано на рис. 1.4. Однак велика гнучкість гідравлічного механізму дає великі можливості для реалізації різних конструктивних схем приводу подачі, тому складові сили подачі необхідно прикладати, виходячи з загального випадку.

Приводи подач з пневмогідравлічними механізмами [3] на відміну від гідравлічних не мають насосу. Але обмеженість тиску повітря на вітчизняних підприємствах призводить до того, що дані приводи мають малі сили подач та більші габарити. Інші переваги і недоліки у них ті ж самі, що й у гідравлічних механізмах. Дія на пінольний механізм сил від пневмогідравлічного механізму показана на рис. 1.5 і аналогічна до гідравлічного механізму.

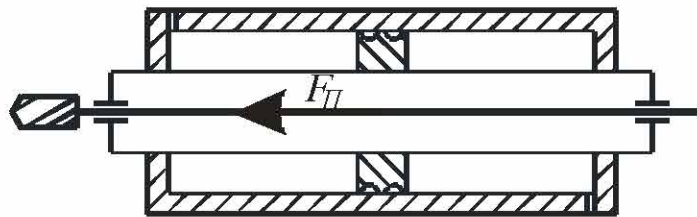


Рис. 1.4. Гідравлічний механізм подачі пінолі

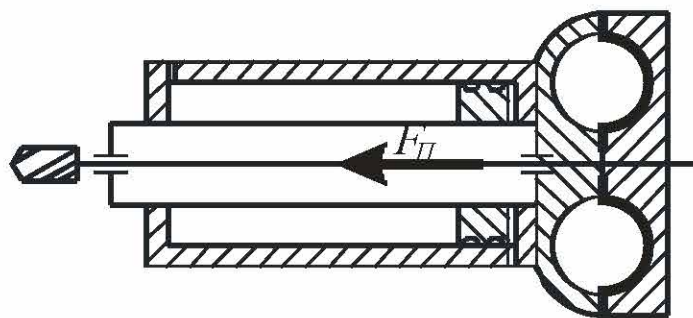


Рис. 1.5. Пневмогідравлічний механізм подачі пінолі

Приводи подач з лінійними двигунами, забезпечуючи широкий діапазон безступінчастого регулювання, велику швидкість холостих переміщень, мають і свої недоліки [4]. По-перше, для забезпечення значної

напруженості магнітного поля вимагають застосування рідкоземельних магнітів, а по-друге, обертання шпинделя у магнітному полі призводить до генерації струму, що у даному випадку є негативним явищем. Вплив лінійного двигуна на пінольний механізм виражається у прикладенні осьової сили F_{Π} .

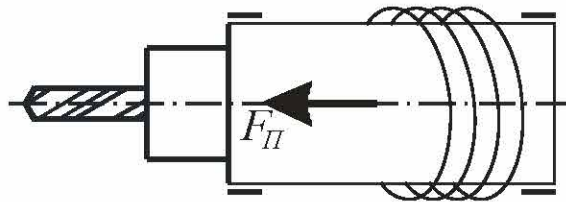


Рис. 1.6. Механізм подачі пінолі з лінійним двигуном

Рух пінолі в напрямних супроводжується виникненням сил тертя. Тертя – це складний фізичний процес, єдиної теорії якого до сих пір не створено. Однак перевірені практикою гіпотези стверджують, що при взаємному русі двох твердих тіл сила тертя пропорційна контактному тиску, який виникає на поверхні цих тіл [8, 9]. Визначення величини контактного тиску у більшості випадків є складною задачею теорії пружності, і на практиці часто використовують пропорційну залежність між силою реакції, що є інтегрованою величиною контактного тиску, прикладеного в точці рівноваги об'ємної епюри розподілу цього тиску на поверхні контакту по нормалі до останньої в зазначеній точці, і силою тертя, що діє в протилежному до вектора руху напрямку по дотичній до поверхні контакту. Величину коефіцієнта пропорційності, яку прийнято називати коефіцієнтом тертя, визначають в залежності від фізико-геометричних умов поверхонь контакту, серед яких основними являються форма, шорсткість поверхні, матеріал тіл, наявність змащення.

Обертання шпинделя, розміщеного в пінолі, внаслідок тертя в підшипникових вузлах призводить до виникнення реактивного обертаючого моменту, що направлений на поворот пінолі навколо своєї осі. Подібну дію викликають і деякі з наведених вище механізмів. Для запобігання повороту

пінолі найчастіше використовують рухомі шпонкові з'єднання, внаслідок чого виникає додаткова сила тертя.

В ході експлуатації пінольних механізмів та на основі накопиченого досвіду їх проектування було запропоновано багато вдосконалень. Частина з них втілилась у конструкціях силових вузлів, частина чекає своєї черги. Крім того, по всяк час пропонуються нові удосконалення. Кожне з них створює свій вплив на пінольний механізм, що виражається у дії додаткових сил, які необхідно приймати до уваги.

1.3 Мета та задачі роботи

Попередній аналіз приводів подач з механізмами пінольного типу показав, що одними з найбільш розповсюджених схем силового навантаження виконавчого органу є такі, що забезпечують прикладення результуючого вектору сили подачі вздовж осі пінолі. Відсутність ексцентриситету забезпечує максимальну навантажувальну здатність. При цьому у випадку використання гвинтових механізмів приводу подач найбільш компактними по довжині будуть такі пінольні механізми, в яких гвинт буде суміщений з піноллю. Враховуючи, що піноль є найбільшою деталлю в механізмі, конструктивна реалізація гвинта на її поверхні забезпечить максимально можливі тягові показники. Присутня при цьому схильність до перекосів може бути усунена іншими способами, наприклад, додатковими напрямними.

Виходячи з вищезазначеного аналізу, метою даної кваліфікаційної роботи буде розробка пінольного механізму з піноллю, що суміщена з гвинтом, для забезпечення максимальної навантажувальної здатності силового вузла в цілому. Поставлена мета буде досягнута шляхом вирішення таких задач:

- аналіз приводів подач з механізмом пінольного типу;

- вибір прототипу для розробки пінольного механізму з піноллю, що суміщена з гвинтом;
- розробка пінольного механізму з піноллю, що суміщена з гвинтом;
- проведення необхідних проектних і перевірочних розрахунків, що підтверджують працездатність запропонованої конструкції пінольного механізму.

РОЗДІЛ 2

МОДЕРНІЗАЦІЯ ПІНОЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ ПОДАЧІ

2.1 Опис конструкції-прототипу

В якості прототипу для модернізації пінольного механізму подачі обрана силова головка СМ 100.10, що входить до складу трьохкоординатного силового вузла СМ 100. Наряду із зазначеною силовою головкою вказаний силовий вузол оснащується координатно-силовими столами II габариту з керуванням від системи ЧПУ. При розробці силового вузла пінольного типу для підвищення його функціональних можливостей використовувалися деякі елементи по а.с. СРСР № 547326 [10]. Конструкція силової головки СМ 100.10 показана на рис. 2.1.

По циліндричним напрямним корпуса 1 силової головки переміщується піноль 2. В пінолі на підшипниках обертається шпindel 3. В залежності від виду виконуваних робіт передній кінець шпинделя може бути чотирьох виконань для свердлильних, розточувальних, фрезерних робіт. Підшипникові вузли монтуються з попереднім натягом по схемі: передній – триплекс, задній – дуплекс. Для компенсації неспіввісності шпинделя і шліцьової передачі обертання на шпindel передається через зубчасту муфту 4, яка також забезпечує зниження радіальних навантажень на задній кінець шпинделя. Зубчаста муфта жорстко зв'язана з шліцьовою втулкою 5, яка зчеплюється з шліцьовим валом 6. Існують два варіанта виконання шліцьової передачі 5-6 в силовій головці СМ 100.10.

В першому шліцьова передача виконана прямою, і привід подачі силового вузла в даному виконанні побудований і функціонує за традиційною структурою. В другому виконанні застосовується шліцьова передача з гвинтовими шліцями. Конструкція даного варіанту забезпечує функціонування приводу подачі силового вузла за перемінною структурою приводу.

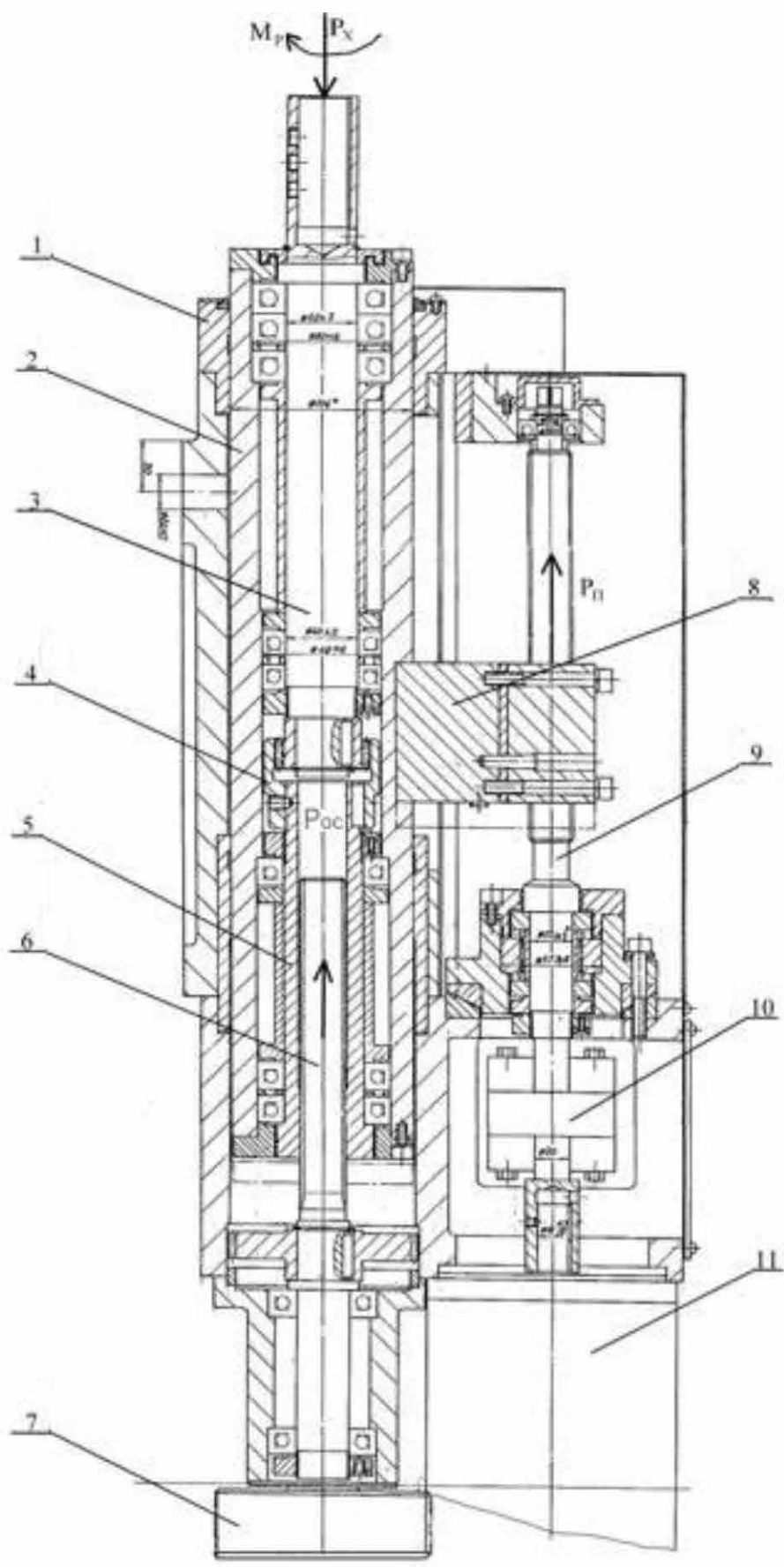


Рисунок 2.1. Конструкція силової головки СМ 100.10

Однак налагодження параметрів перемінної структури приводу при зміні умов роботи силової головки, наприклад, при зміні параметрів процесу обробки, вимагає виготовлення двох нових деталей шліцьової передачі 5-6 з іншим кутом нахилу шліців, що значно ускладнює процес переналагоджування. Передача обертання на шліцьовий вал 6 здійснюється за допомогою зубчатого редуктора (на рис. 1.7 показано лише ведене колесо), що в свою чергу отримує обертання від шківів 7 пасової передачі. Сама пасова передача і двигун головного руху на рис. 1.7 не приведені. Отже, налагоджування частоти обертання приводу головного руху здійснюється за допомогою зміни зубчатих коліс за умови постійної міжосьової відстані та зміни діаметрів шківів передачі. Для зменшення вартості силового вузла у приводі головного руху використовується більш дешевий асинхронний електродвигун. Таблиці чисел зубців зубчатих коліс наведені на складальному кресленні.

Подача пінолі 2 здійснюється за допомогою гайкового вузла 8, що переміщується від гвинта 9. Передача 8-9 – кулькогвинтова. Це покращує осьову жорсткість приводу подачі, забезпечує більш точне відтворення закону руху пінолі. Обертання гвинта 9 від електродвигуна постійного струму 11 здійснюється через запобіжну сальфону муфту 10. Зміна швидкості подачі – безступінчата.

На рис. 2.2 зображена компоновка трикоординатного силового вузла СМ 100.10. Вся конструкція багаткоординатного модуля монтується на рухомій платформі силового столу 1, який забезпечує рух по координаті X. Корпус даного столу виконує роль основи для всього трикоординатного вузла.

До рухомої платформи силового столу 1 кріпиться стійка 5. На стійці кріпиться корпус силового столу 6. Даний стіл забезпечує рух по координаті Y. На рухомій платформі силового столу 6 закріплена плита 2 з розміщеними на ній силовою головкою 3 та салазками. По останнім рухається електродвигун головного руху 4.

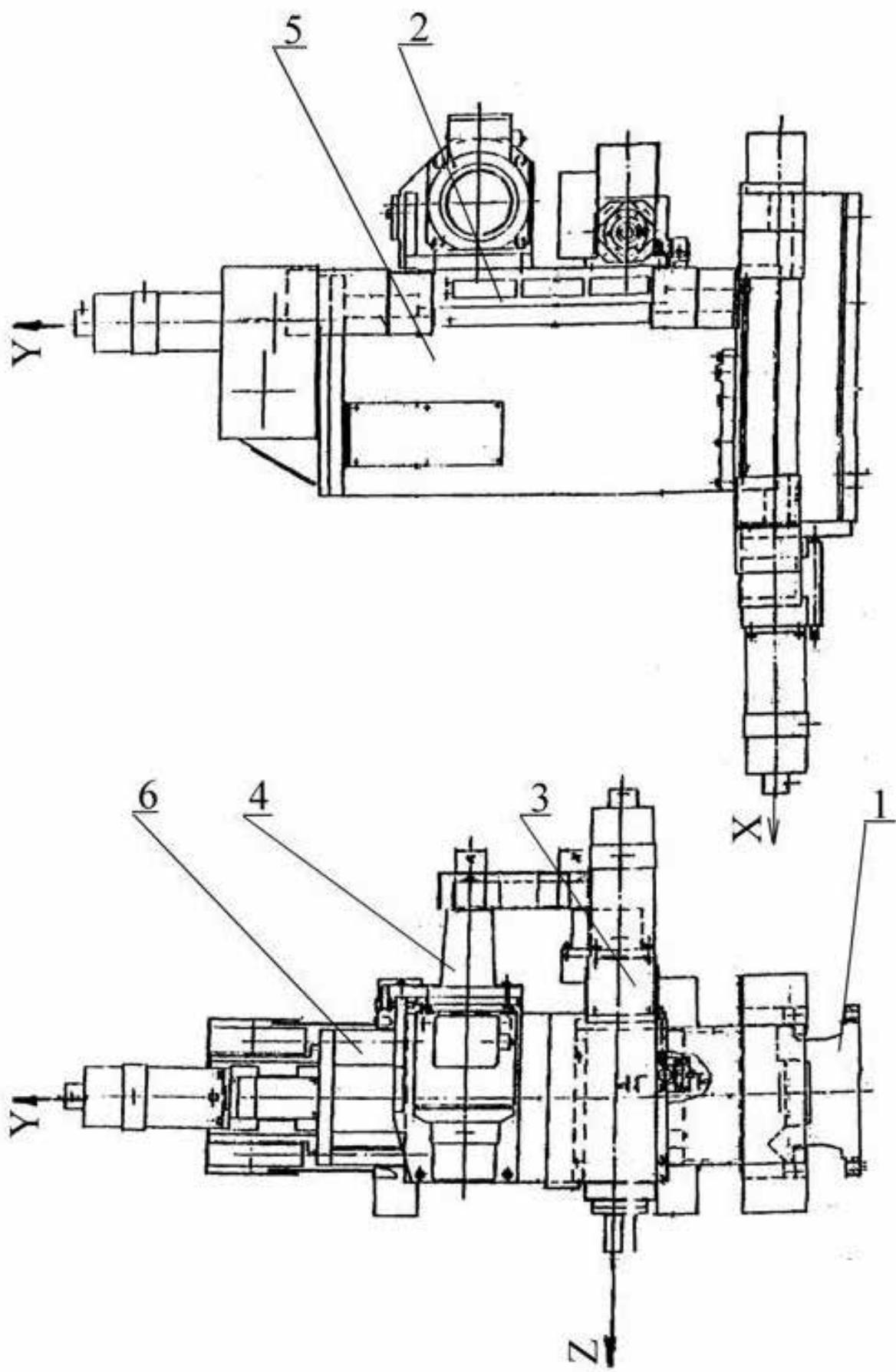


Рисунок 2.2. Трискоординатный силовой вузол STM 100

Переміщення двигуна головного руху здійснюється при заміні приводного пасу, при зміні шківів, а також при регулюванні натягу в пасовій передачі. Силкові столи 1 і 6 отримують переміщення від електродвигунів постійного струму. Управляється вся трикоординатна силова головка СМ 100.10 від системи ЧПУ.

Описана компоновка трьохкоординатного силового вузла забезпечує установчі і робочі переміщення інструмента в робочому просторі агрегатного верстата і автоматичної лінії по трьом координатах в автоматичному режимі за допомогою системи ЧПУ. Обробка поверхонь деталі забезпечується по кожній із двох чи трьох координат. Найбільш ефективно ця конструкція використовується при свердлінні отворів у корпусних деталях різних типорозмірів з різними координатами оброблюваних отворів одного діаметра. Заміна інструмента після переточувань чи при переході на свердління іншого діаметра здійснюється вручну.

Розроблена конструкція багаткоординатної силової головки забезпечує обробку в об'ємі $100 \times 100 \times 100$ мм і знайшла застосування при компоновці переналагоджуваних малих агрегатних верстатів. Вона може бути використана в якості окремої операційної станції в загальній компоновці переналагоджуваної автоматичної лінії.

2.2 Опис вузла з модернізованим пінольним механізмом

Конструкція вузла з модернізованим пінольним механізмом зображена на рис. 2.3. Силова головка складається з корпусу, який має проміжну поперечну стінку. Задня стінка корпусу відсутня. Її заміняє задня кришка корпусу силової головки, до якої кріпляться вузли приводу головного руху. Зверху корпус закривається кришкою, яка водночас слугує опорою для механізмів приводу подачі.

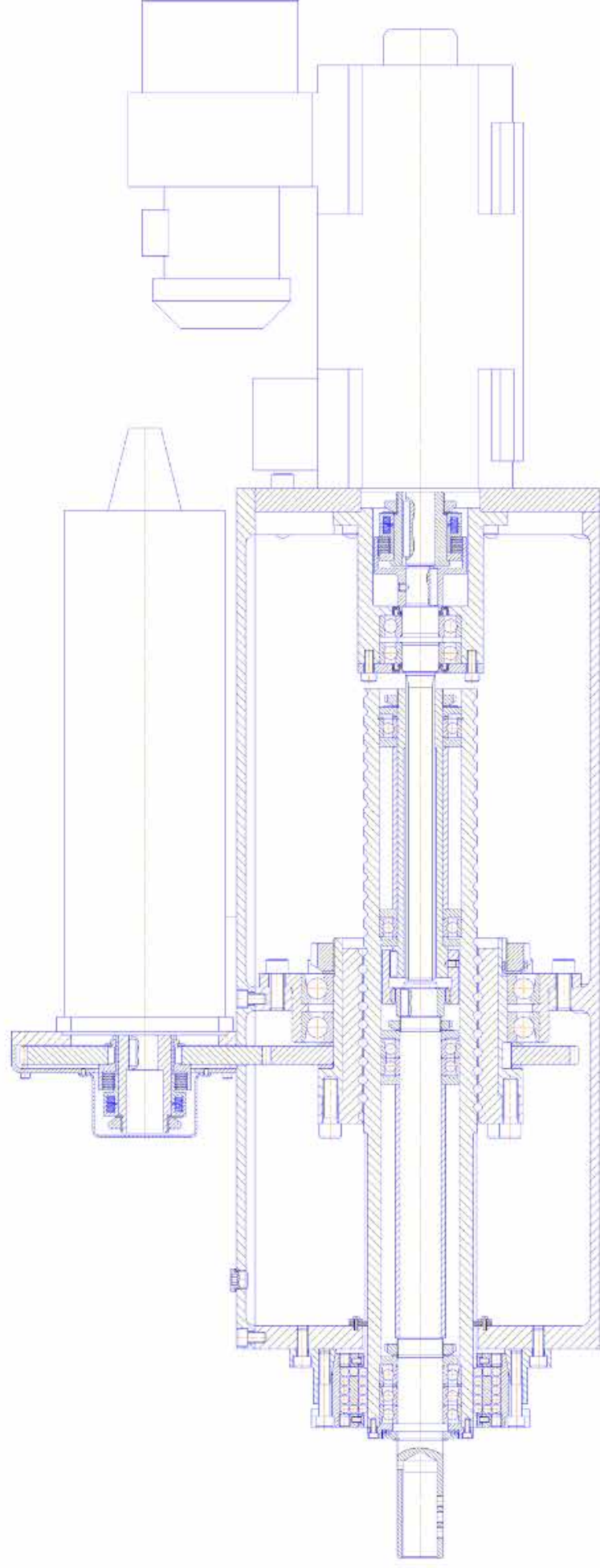


Рисунок 2.3. Вузол з пінольним механізмом подачі підвищеної навантажувальної здатності

Одними з головних характеристик силових вузлів агрегатно-модульного технологічного обладнання є точність і навантажувальна здатність. Саме на їх покращення і направлений дана робота.

Відомо, що найвища навантажувальна здатність пінольних механізмів силових головок агрегатно-модульного технологічного обладнання досягається при прикладанні сили подачі по осі пінолі. При цьому серед механічних приводів подач найбільшу силу подачі здатен забезпечити гвинтовий механізм. Гвинт у пінольних механізмах при суміщенні сили подачі з віссю пінолі може розташовуватися або позаду пінолі, або на поверхні пінолі. Саме другий варіант обрано при конструюванні даної силової головки. Великий діаметр гвинтової передачі дозволяє реалізувати великі сили подачі. В гвинтовій передачі може обертатися або гвинт, або гайка. Саме останній варіант обрано у даній конструкції, хоча він є і менш ефективним.

Вихідним органом приводу подачі даної силової головки є пінольний механізм. В задній частині пінолі на циліндричній поверхні виконано профіль спеціальної різьби гвинта передачі гвинт-гайка кочення. Гайка даної передачі кріпиться до втулки, на якій посаджені підшипники та ведене зубчасте колесо редуктора приводу подачі. Підшипники зовнішнім кільцем розташовані у стакані, що кріпиться до проміжної поперечної стінки корпусу.

Утворений підшипниковий вузол являється задньою опорою пінольного механізму. Натяг в підшипниках регулюється круглою корончастою гайкою і фіксується лапками стопорної шайби.

Для обертання гайки слугує зубчастий редуктор. Обертання зубчастому редуктору надається високомоментним двигуном постійного струму. Ведуче зубчасте колесо редуктора подачі посаджене на шийці зовнішньої напівмуфти фрикційної запобіжної муфти. Внутрішня напівмуфта жорстко зв'язана з валом двигуна приводу подачі. Сам двигун кріпиться до кутика, інша площиною якого весь механізм закріплюється на кришці корпусу силової головки.

Для унеможливлення обертання пінолі, а відповідно і гвинта передачі гвинт-гайка кочення, на передній частині зовнішньої циліндричної поверхні пінолі виконано чотири поздовжніх канавки круглого профілю, по яким переміщуються кульки опор кочення пінолі. Опори закріплюються на передній стінці корпусу силової головки і слугують передньою опорою пінолі. Натяг в цій опорі регулюється гвинтами.

В пінолі на підшипниках розміщено шпindelю. Обертання шпindelю надається двигуном постійного струму через запобіжну фрикційну муфту, шліцьовий вал, проміжну втулку, зубчасту муфту. Двигун приводу головного руху кріпиться до задньої кришки корпусу силової головки заодно з кронштейном шліцьового валу. На валу даного електродвигуна посаджена внутрішня напівмуфта фрикційної запобіжної муфти. Зовнішня напівмуфта кріпиться до задньої шийки шліцьового валу. Шліцьовий вал обертається на підшипниках, закріплених у кронштейні. Натяг у підшипниках регулюється гвинтами кришки кронштейна. Шліцьовою частиною вал входить у зачеплення з проміжною втулкою, що на підшипниках обертається в пінолі. На іншому кінці втулки закріплена зовнішня напівмуфта зубчастої компенсуючої муфти. Внутрішня напівмуфта кріпиться на задній шийці шпindelю. Дана конструкція дозволяє мінімізувати радіальне навантаження з боку приводу головного руху на шпindelю силової головки. Натяги в підшипниках проміжної втулки та підшипникових вузлах шпindelю регулюється круглими корончастими гайками і фіксується лапками стопорних шайб.

Змащення силової головки відбувається масляним туманом, що утворюється від обертання веденого зубчастого колеса редуктора приводу подач. Для заливки масла на верхній кришці корпусу силової головки передбачена заливна пробка. Злив мастила відбувається через дві задні зливні пробки на корпусі силової головки. Для вирівнювання рівня масла у двох порожнинах корпусу силової головки слугують отвори, які є у проміжній поперечній стінці.

Управляється силова головка від системи ЧПУ.

2.3 Розрахунок зубчастого редуктора

Для даного розрахунку використані методики, наведені у джерелах [11, 12]. Зубчаста передача даного редуктора передає обертання від двигуна приводу подачі до гайки передачі гвинт-гайка кочення. Параметри вихідного контуру даної передачі приймаємо згідно ГОСТ 13755-81. Оскільки колеса даної передачі будуть піддаватися загартовуванню, виконуємо проектний розрахунок з визначенням модуля передачі. Розрахункова формула має вигляд:

$$m \geq K_m \sqrt[3]{\frac{T_{2F} \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{FS1}}{u \cdot Z_1^2 \cdot \Psi_{bd} \cdot \sigma_{FP1}}},$$

де K_m – допоміжний коефіцієнт, для прямозубих передач $K_m = 14$;

T_{2F} – крутний момент на вихідному валу зубчастої передачі,

$$T_{2F} = 9.6 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині вінця $K_{F\beta} = 1.5$;

Y_{FS1} – коефіцієнт форми зуба, залежить від приведеного числа зубів:

$Z_{IP} = Z_1 = 66$, число зубів приймаємо попередньо, для даного випадку приймаємо $Y_{FS1} = 4.07$;

Z_1 – число зубів зубчатого колеса;

Ψ_{bd} – коефіцієнт довжини зуба, попередньо приймаємо $\Psi_{bd} = 0.07$;

σ_{FP1} – допустиме напруження при розрахунку на згин:

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{Flimb} \cdot Y_N \cdot Y_R \cdot Y_X \cdot Y_\delta \cdot K_R}{S_{Fmin}}$$

де $\sigma_{F\limb}$ – межа витривалості матеріалу розраховуємих зубів для віднульового циклу, для даного випадку приймаємо $\sigma_{F\limb} = 580$ МПа;

Y_N – коефіцієнт довговічності, при довготривалій експлуатації $Y_N = 1.0$;

Y_R – коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості перехідної поверхні, для даного випадку приймаємо $Y_R = 1.05$;

Y_X – коефіцієнт, що враховує розміри зубчатого колеса, для попередньо прийнятих розмірів $Y_X = 1.04$;

Y_δ – коефіцієнт, що враховує градієнт напруг та чутливість матеріалу до концентрації напруг, для даного випадку приймаємо $Y_\delta = 0.98$;

$S_{F\min}$ – коефіцієнт запасу міцності для запобігання втомлюванню та руйнуванню матеріалу, для даного випадку приймаємо $S_{F\min} = 1.7$;

K_R – коефіцієнт реверсивності прикладеного навантаження, для даного випадку приймаємо $K_R = 0.75$.

Розраховуємо значення допустимого напруження при розрахунку на згин, враховуючи прийняті коефіцієнти:

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{F\limb} \cdot Y_N \cdot Y_R \cdot Y_X \cdot Y_\delta \cdot K_R}{S_{F\min}} = \frac{580 \cdot 1}{1.7} \cdot 1.05 \cdot 1.04 \cdot 0.98 \cdot 0.75 = 274 \text{ МПа.}$$

Розраховуємо значення модуля передачі:

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_{2F} \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{FS1}}{u \cdot Z_1^2 \cdot \Psi_{bd} \cdot \sigma_{FP1}}} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{9.6 \cdot 1.5 \cdot 4.07}{1.27 \cdot 66^2 \cdot 0.07 \cdot 274}} = 2.37 \text{ мм.}$$

Приймаємо модуль передачі $m = 4.0$ мм.

Виконуємо проектний розрахунок геометричних параметрів евольвентної зубчатої передачі зовнішнього зачеплення.

Вихідні дані до розрахунку:

Модуль $m = 4.0$ мм.

Кут профілю зуба $\alpha = 20^\circ$.

Число зубів шестерні $z_1 = 66$.

Число зубів колеса $z_2 = 84$.

Кут нахилу зубів $\beta = 0^\circ$.

Коефіцієнт різниці зміщень $x_d = x_2 - x_1 = 0$.

Розрахункові параметри.

Ділильний коловий крок зубів:

$$p = \pi m = 3.14 \cdot 4.0 = 12.56 \text{ мм.}$$

Кут профілю торцевий:

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 0^\circ} = 0.364,$$

$$\alpha_t = \operatorname{arctg} 0.364 = 20^\circ.$$

Кут зачеплення:

$$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \frac{2x_d \operatorname{tg} \alpha}{z_2 + z_1} + \operatorname{inv} \alpha_t = \frac{2 \cdot 0 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{66 + 84} + \operatorname{inv} 20^\circ = 0.0149,$$

$$\alpha_{tw} = 20^\circ.$$

Міжосьова відстань:

$$a_w = \frac{(z_2 + z_1)m \cos\alpha_t}{2 \cos\beta \cos\alpha_{tw}} = \frac{(66 + 84)4.0 \cos 20^\circ}{2 \cos 0^\circ \cos 20^\circ} = 300 \text{ мм.}$$

Дільний діаметр шестерні:

$$d_1 = \frac{z_1 m}{\cos\beta} = \frac{66 \cdot 4.0}{\cos 0^\circ} = 264 \text{ мм.}$$

Дільний діаметр колеса:

$$d_2 = \frac{z_2 m}{\cos\beta} = \frac{84 \cdot 4.0}{\cos 0^\circ} = 336 \text{ мм.}$$

Передатне відношення u :

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{84}{66} = 1.27.$$

Початковий діаметр шестерні:

$$d_{w1} = \frac{2a_w}{u+1} = \frac{2 \cdot 264}{1.27+1} = 232.32 \text{ мм.}$$

Початковий діаметр колеса:

$$d_{w2} = \frac{2a_w u}{u+1} = \frac{2 \cdot 264 \cdot 1.27}{1.27+1} = 295.68 \text{ мм.}$$

Діаметр вершин зубів шестерні:

$$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1)m = 264 + 2(1 + 0)4.0 = 272 \text{ мм.}$$

Діаметр вершин зубів колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2(h_a^* + x_2)m = 336 + 2(1 + 0)4.0 = 344 \text{ мм.}$$

Діаметр впадин зубів шестерні:

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1)m = 264 - 2(1 + 0.2 - 0)4.0 = 254.4 \text{ мм.}$$

Діаметр впадин зубів колеса:

$$d_{f2} = d_2 - 2(h_a^* + c^* - x_2)m = 336 - 2(1 + 0.2 - 0)4.0 = 326.4 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт торцевого перекриття:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos\beta = \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{66} + \frac{1}{84} \right) \right] \cos 0^\circ = 1.79.$$

Коефіцієнт осьового перекриття:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w}{p_x} = \frac{20}{12.56} = 1.59.$$

Сумарний коефіцієнт перекриття:

$$\varepsilon_v = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1.79 + 1.59 = 3.38.$$

На підтвердження працездатності розрахованої зубчатої евольвентної передачі зовнішнього зачеплення проведемо її розрахунок на контактну міцність. Умова міцності має вигляд:

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t \cdot K_A K_{Hv} K_{H\beta} K_{H\alpha} u + 1}{b \cdot d_1 u}} \leq \sigma_{HP},$$

де F_t – колова сила на ділільному діаметрі в торцевому перетині:

$$F_t = \frac{2T}{d} = \frac{2 \cdot 9.6 \cdot 1000}{336} = 58 \text{ Н},$$

K_A – коефіцієнт, що враховує зовнішнє динамічне навантаження, для даного випадку приймаємо $K_A = 1.0$;

K_{Hv} – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, яке виникає в зачепленні, для даного випадку приймаємо $K_{Hv} = 1.01$;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантажень по довжині контактних ліній, для даного випадку приймаємо $K_{H\beta} = 1.35$;

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами, для прямозубих коліс $K_{H\alpha} = 1.0$;

Z_E – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів спряжених зубчастих коліс, для даного випадку приймаємо $Z_E = 190$;

Z_H – коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь зубів в полюсі зачеплення, для даного випадку приймаємо $Z_H = 2.49$;

Z_ε – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній, для даного випадку приймаємо $Z_\varepsilon = 0.9$;

σ_{HP} – допустиме напруження при розрахунку на контактну

міцність:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_N}{S_{Hmin}} Z_L Z_R Z_v Z_X,$$

де σ_{Hlim} – допустиме напруження при довготривалому навантаженні з постійним режимом, для даного випадку приймаємо $\sigma_{Hlim} = 850$ МПа;

Z_N – коефіцієнт довговічності, при довготривалій експлуатації
 $Z_N = 1.0$;

Z_L – коефіцієнт, що враховує наявність змащення, для даного випадку приймаємо $Z_L = 1.0$;

Z_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість спряжених поверхонь зубів, для даного випадку приймаємо $Z_R = 0.95$;

Z_v – коефіцієнт, що враховує колову швидкість, для даного випадку приймаємо $Z_v = 0.99$;

Z_X – коефіцієнт, що враховує розмір зубчатого колеса, для даного випадку приймаємо $Z_X = 1.0$;

S_{Hmin} – коефіцієнт запасу міцності, для даного випадку приймаємо $S_{Hmin} = 1.2$.

Розраховуємо значення допустиме напруження:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_N}{S_{Hmin}} Z_L Z_R Z_v Z_X = \frac{850 \cdot 1}{1.2} \cdot 1 \cdot 0.95 \cdot 0.99 \cdot 1 = 665 \text{ МПа.}$$

Виконуємо перевірку умови працездатності зубчастої передачі зовнішнього зачеплення по контактній міцності:

$$\begin{aligned}\sigma_H &= Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t \cdot K_A K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma} K_{H\delta} K_{H\epsilon} u + 1}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u + 1}{u}} = \\ &= 190 \cdot 2.49 \cdot 0.9 \sqrt{\frac{58 \cdot 1 \cdot 1.01 \cdot 1.35 \cdot 1 \cdot 1.27 + 1}{20 \cdot 264} \cdot \frac{1.27 + 1}{1.27}} = \\ &= 70 \text{ МПа} < \sigma_{HP} = 665 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Умова міцності виконується, працездатність передачі забезпечена.

2.4 Розрахунок та вибір кулькогвинтової передачі

Для даного розрахунку використані методики, наведені у джерелах [11, 12]. Кулькогвинтова передача складається з гвинта та гайки і слугує для перетворення обертального руху в поступальний. В кулькогвинтових передачах на гвинті і в гайці виконані гвинтові канавки (різьба) криволінійного профілю, що слугують дорожками кочення для кульок, розміщених між витками гвинта і гайки. Найбільше розповсюдження отримала різьба з напівкруглим профілем. При цьому обертання закріпленої від осьових переміщень гайки викликає поступальний рух гвинта, або обертання закріпленого від осьових переміщень гвинта приводить до осьового переміщення гайки.

Основні геометричні параметри передачі: номінальний діаметр d_0 , тобто діаметр розташування центрів тіл кочення, крок P різьби і діаметр D_w тіл обертання (зазвичай $D_w = 0,6P$).

Переваги кулькогвинтової передачі: можливість створення великих осьових сил; малі втрати на тертя (ККД передачі 0,9 і вище); можливість отримання поступального руху з високою точністю; малі габарити при високій навантажувальній здатності; значний ресурс.

До недоліків слід віднести складність конструкції гайки, необхідність високої точності виготовлення і доброго захисту передачі від забруднень.

З метою усунення осьового зазору в сполученні гвинт-гайка і підвищення тим самим осьової жорсткості і точності переміщення відомого елемента кулькогвинтові передачі збирають з попереднім натягом.

Для передачі з напівкруглим профілем різьби натяг створюють установкою двох гайок з подальшим відносним їх осьовим зсувом. Відносний зсув гайок здійснюють установкою прокладок між ними або їх відносним кутовим поворотом.

Профіль різьби і конструкцію гайки (канал повернення кульок, регулювання натягу і т.д.) визначає завод-виробник.

Критерії працездатності і розрахунок кулькогвинтрової передачі.

Кулькогвинтова передача повинна задовольняти наступним критеріям працездатності:

- контактній статичній міцності робочих поверхонь гвинта, гайки і шариків;
- опору контактній втомі робочих поверхонь;
- заданій жорсткості;
- статичній стійкості;
- динамічній стійкості;
- міцності стержня гвинта.

Розрахунок передачі.

Відповідно до основних критеріїв працездатності кулькогвинтових передач розрахунок ведуть по динамічній вантажопідйомності для попередження втомного руйнування (викришування робочих поверхонь) і по статичній вантажопідйомності для попередження пластичної деформації тіл і поверхонь кочення.

Визначення коригуючих коефіцієнтів.

Вплив точності виготовлення передачі враховують введенням до розрахункових формул коефіцієнтів K_T , K_{T0} , K_{TR} . При виконанні розрахунків для ймовірності P_t безвідмовної роботи більше 90 % вводять коефіцієнт K_p . Для заданих умов визначаємо: $K_T = 0,95$, $K_{T0} = 0,9$, $K_{TR} = 1$, $K_p = 0,68$.

Зазвичай використовують одноконтурну ($z = 1$) трьохвиткову гайку. Для передач з іншим числом робочих витків вводять в розрахунок коефіцієнти K_i , K_{i0} врахування числа витків гайки. Для заданих умов при $i_B = 2$ визначаємо: $K_i = 1,42$, $K_{i0} = 1,5$.

Такі параметри передачі, як вантажопідйомність і жорсткість, вказані в стандарті для кулькогвинтових передач з трьохвитковими гайками. При числі витків 1, 2, 4, 5 і 6 значення динамічної вантажопідйомності повинні бути зменшені в K_i раз, а значення статичної вантажопідйомності і осьової жорсткості - в K_{i0} раз.

Зниження динамічної і статичної вантажопідйомності із зменшенням твердості поверхні кочення нижче $61HRC_3$ враховують відповідно коефіцієнтами K_H і K_{H0} , значення яких обчислюють за формулами:

$$K_H = (HRC_3/61)^3; K_{H0} = (HRC_3/61)^{4.4}.$$

Для заданих умов визначаємо: $K_H = 1$, $K_{H0} = 1$.

Вплив якості матеріалу деталей передачі на опір контактній втомі враховують введенням коефіцієнта K_M . Зазвичай $K_M = 1$, але при виготовленні кулькогвинтових передач із високоякісних сталей, отриманих електрошлаковим чи вакуумним переплавом, приймають K_M рівним 1,4 і 1,7 відповідно.

Таким чином, коригуючі коефіцієнти K і K_0 для обчислення розрахункових значень відповідно динамічної і статичної вантажопідйомності:

$$K = K_T K_p K_H K_M / K_i; K = 0,95 \cdot 0,68 \cdot 1,0 \cdot 1,0 / 1,42 = 0,45;$$

$$K_0 = K_{T0} K_{H0} / K_{i0}; K = 0,9 \cdot 1,0 / 1,5 = 0,6.$$

Попередній вибір типорозміру кулькогвинтової передачі.

З метою прискорення вибору типорозміру кулькогвинтової передачі з числа стандартних можна використовувати наступні рекомендації. Для передачі з натягом мінімально необхідна базова динамічна вантажопідйомність з умови збереження натягу і досягнення необхідної жорсткості:

$$C_{a \min} = 1.25 F_{\max} / K ;$$

$$C_{a \min} = 1.25 \cdot 28000 / 0.45 = 77777 \text{ Н.}$$

По таблицям стандарту підбирають типорозмір, що задовольняє вимозі $C_a \geq C_{a \min}$ для передач з натягом. З урахуванням конструкторських вимог та для заданих умов вибираємо передачу 125×20 мм.

Вибираємо для обраного типорозміру кулькогвинтової передачі значення наступних параметрів: номінальний діаметр $d_0 = 125$ мм, крок різьби $P = 20$ мм і діаметр тіл обертання $D_w = 10,0$ мм, базова динамічна вантажопідйомність $C_a = 278000$ Н, базова статична вантажопідйомність $C_{0a} = 729000$ Н.

Розраховуємо значення скоригованої динамічної C_{ap} та скоригованої статичної C_{0ap} вантажопідйомності:

$$C_{ap} = K C_a = 0,45 \cdot 278000 = 125000 \text{ Н}; C_{0ap} = K_0 C_{0a} = 0,6 \cdot 729000 = 437000 \text{ Н.}$$

Для передачі з натягом виконують оцінку вибраного типорозміру передачі по можливій силі $F_{нат}$ попереднього натягу і максимально досяжної

жорсткості R_{\max} .

Щоб в процесі роботи не відбулося повного розвантаження неробочої гайки, силу $F_{\text{нат}}$ (Н) попереднього натягу назначають рівною $F_{\text{нат}} = (0,1 \dots 0,2) C_{\text{ар}}$ за умови $F_{\text{нат}} \geq 0,25 F_{\max}$. Для заданих умов визначаємо: $F_{\text{нат}} = (0,1 \dots 0,2) \cdot 125000 = 12500$ Н, умова $F_{\text{нат}} = 12500$ Н $\geq 0,25 F_{\max} = 7000$ Н виконується.

Вихідними умовами значення максимальної необхідної жорсткості не задається. Тому розраховуємо фактичну жорсткість кулькогвинтової передачі:

$$R_{\text{фак}} = 2.6 K_{\text{тR}} d_0^{0.89} D_w^{-0.56} (i_{\text{в}} K_z)^{0.67} F_{\text{нат}}^{0.33},$$

де K_z – коефіцієнт, що враховує неповноту робочого витка унаслідок наявності кульок в перепускному каналі:

$$K_z = 1 - 3 \sin \left(\arctg \left(\frac{Pz}{\pi d_0} \right) \right).$$

Маємо:

$$K_z = 1 - 3 \sin \left(\arctg \left(\frac{20 \cdot 1}{\pi \cdot 125} \right) \right) = 0.85$$

$$R_{\text{фак}} = 2.6 \cdot 1 \cdot 125^{0.89} \cdot 10^{-0.56} (3 \cdot 0.85)^{0.67} \cdot 12500^{0.33} = 2216 \text{ Н/мм.}$$

Розрахунок гвинта на статичну стійкість.

Гвинт передачі сприймає значне осьове навантаження. В залежності від осьової фіксації гвинт, що обертається, працює на розтяг або стиснення. Розраховуємо значення критичної сили $F_{\text{кр}}$, Н, по Ейлеру:

$$F_{\text{кр}} = \frac{\pi^3 E d^4}{64 S (\mu l)^2},$$

де E – модуль пружності матеріалу гвинта;

d – діаметр різьби по впадинам, для попередніх розрахунків можна приймати $d = d_0 - D_w$;

S – коефіцієнт запасу, $S = (1,4 \dots 4)$ (зазвичай $S = 3$);

μ – коефіцієнт, що залежить від способу закріплення гвинта;

l – довжина навантаженої (неопорної) ділянки гвинта.

Маємо:

$$F_{\text{кр}} = \frac{\pi^3 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 115^4}{64 \cdot 3 \cdot (2 \cdot 370)^2} = 10,8 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Умова міцності $F_{\text{max}} = 21000 \text{ Н} \leq F_{\text{кр}} = 10,8 \cdot 10^6 \text{ Н}$ виконується.
Статична стійкість гвинта забезпечена.

Перевірка на динамічну стійкість.

Граничну частоту обертання кулькогвинтової передачі регламентують двома чинниками: критичною частотою $n_{\text{кр}}$ обертання та лінійною швидкістю руху шарика, останню в свою чергу обмежують фактором:

$$d_0 n \leq 8 \cdot 10^4 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}.$$

Критичну частоту обертання розраховують із умови запобігання резонансу:

$$n_{\text{кр}} = 5 \cdot 10^7 \nu K_{\text{в}} d / l^2,$$

де ν – коефіцієнт, що залежить від способу закріплення гвинта;

K_B – коефіцієнт запасу по частоті обертання, $K_B = 0,5 \dots 0,8$.

Маємо:

$$n_{кр} = 5 \cdot 10^7 \cdot 0,7 \cdot 0,65 \cdot 125 / 370^2 = 20770 \text{ хв}^{-1}.$$

Обмеження по лінійній швидкості шарика дає значення $8 \cdot 10^4 / 125 = 640 \text{ хв}^{-1}$. Таким чином встановлюємо, що гранична частота обертання кулькогвинтової передачі складає $n_{гр} = 640 \text{ хв}^{-1}$.

Визначення коефіцієнту корисної дії передачі.

Коефіцієнт корисної дії кулькогвинтової передачі, що перетворює обертальний рух в поступальний:

при ведучому гвинті

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi K_{нат}}{\operatorname{tg}(\psi + \rho)},$$

при ведучій гайці

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\psi - \rho) K_{нат}}{\operatorname{tg} \psi},$$

де ψ – кут підйому різьби, рад:

$$\psi = \operatorname{arctg} \left(\frac{Pz}{\pi d_0} \right);$$

$K_{нат}$ – коефіцієнт, що враховує вплив натягу;

ρ – приведений кут тертя в різьбі, рад:

$$\rho = \operatorname{arctg}\left(\frac{f_k}{0.5D_w \sin \alpha}\right),$$

де f_k – коефіцієнт тертя кочення, мм, $f_k = 0,005 \dots 0,015$ мм;

α – кут контакту, $\alpha = 45^\circ = 0,785$ рад.

Коефіцієнт, що враховує вплив натягу при невеликому натягу $K_{\text{нат}} = 1$.

Розраховуємо інші показники:

$$\rho = \operatorname{arctg}\left(\frac{0.01}{0.5 \cdot 10 \cdot \sin 0.785}\right) = 2.83 \cdot 10^{-3} \text{ рад};$$

$$\psi = \operatorname{arctg}\left(\frac{20 \cdot 1}{\pi \cdot 125}\right) = 0.0509 \text{ рад.}$$

Розраховуємо значення ККД передачі:

при ведучому гвинті

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(0.0509) \cdot 1}{\operatorname{tg}(0.0509 + 0.0028)} = 0.95,$$

при ведучій гайці

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(0.0509 - 0.0028) \cdot 1}{\operatorname{tg}(0.0509)} = 0.94.$$

Момент холостого ходу для передачі з натягом:

$$M_{x,x} = \frac{0.5 \cdot 10^{-3} F_{\text{нат}} d_0 \sin(2\rho)}{K_T \cos(\psi + \rho) \cos(\psi - \rho)} =$$

$$= \frac{0.5 \cdot 10^{-3} \cdot 12500 \cdot 125 \cdot \sin(2 \cdot 0.0028)}{0.95 \cdot \cos(0.0509 + 0.0028) \cdot \cos(0.0509 - 0.0028)} = 4.62 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Розрахунок передачі завершено, працездатність забезпечена.

ВИСНОВКИ

У даній кваліфікаційній роботі за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти розв'язане важливе технічне завдання розробки пінольного механізму з піноллю, що суміщена з гвинтом, для забезпечення максимальної навантажувальної здатності силового вузла в цілому.

При розв'язанні даного завдання вирішено наступні задачі:

- проаналізовано приводи подач з механізмом пінольного типу;
- обрано прототип для розробки пінольного механізму з піноллю, що суміщена з гвинтом;
- розроблено пінольний механізм з піноллю, що суміщена з гвинтом;
- проведено необхідні проектні і перевірочні розрахунки, що підтверджують працездатність запропонованої конструкції пінольного механізму.

Розроблено пінольний механізм подачі силової головки з управлінням від ЧПУ з метою покращення вихідних характеристик шляхом забезпечення прикладення сили подачі співвісно з віссю напрямних. При цьому досягається мінімізація втрат на тертя, що сприяє високій енергоефективності даного силового вузла. Даний ефект досягнуто тим, що на поверхні пінолі виконано гвинт передачі гвинт-гайка кочення. Рух подачі пінолі забезпечується шляхом обертання гайки, для чого використано окремий привід подачі.

Для фіксації гвинта від обертання слугують опори пінолі, що також виконують функції передньої напрямної кочення. В якості задньої напрямної виступає гайка передачі гвинт-гайка кочення, яка розміщена в окремому підшипниковому вузлі. Обертання шпинделя надається через шліцьове прямобочне з'єднання від окремого електродвигуна. Всі приводи забезпечені фрикційними запобіжними муфтами, що налагоджуються на необхідний крутний момент.

Проведено проектні та перевірочні розрахунки основних передач пінольного механізму подачі силової головки та отримано підтвердження їх працездатності. Використання передачі гвинт-гайка кочення великого діаметру дозволяє сприймати велике технологічне навантаження та прикладати до пінолі значні сили подачі. Використання напрямних кочення дозволяє очікувати велику радіальну жорсткість пінольного механізму.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 1) Агрегатно-модульне технологічне обладнання: у 3-х частинах. Під заг. ред. Ю.М. Кузнецова. Навч. посібник для ВНЗ. – Кіровоград, 2003. – 507 с.
- 2) Тимофеев Ю.В., Карпусь В.Е., Кропалев О.А., Шелковой А.Н, Слипченко С.Е. Направление совершенствования агрегатированного металлообрабатывающего оборудования // Резание и инструмент. – Вып. 49.- Харьков: Основа, 1995. – с. 125-128.
- 3) Агрегатные станки средних и малых размеров / Ю.В. Тимофеев, В.Д. Хицан , М.С. Вассерман, В.В. Громов; Под общ ред. Ю.В. Тимофеева. – М.: Машиностроение, 1985. – 248 с.
- 4) Гречка А.І. Підвищення точності і навантажувальної здатності пінольних механізмів агрегатно-модульного технологічного обладнання : дис. на здоб. наук. ступ. канд. техн. наук. Спец. 05.03.01 – Процеси механічної обробки, верстати та інструменти / А.І. Гречка ; наук. кер.: А.М. Кириченко. – Кіровоград, 2008. – 218 с.
- 5) Крижанівський В.А. Результати дослідження умов функціонування виконавчих органів приводів подач. // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний зб. «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин» – Кіровоград, 1999. – Вип. 27. – с. 111-114.
- 6) Крижанівський В.А. Синтез схем навантаження виконавчих органів приводу подачі силових вузлів моноблочного типу агрегатних верстатів на основі загальної схеми навантаження // Збірник праць КДТУ, 2000. – с. 7.
- 7) Крижанівський В.А. Структурно-схемний аналіз традиційних структур силових вузлів агрегатних верстатів // Наукові нотатки: Міжвузівський збірник (напряом "Інженерна механіка") – Луцьк: Луцький державний технічний університет, 1999. – Вип.6. – с. 6-10.
- 8) Орликов М.Л. Динамика станков. – К.: Высшая школа, 1989. – 272 с.

9) Орликов М.Л., Антоновский Е.Я. Передача сил в механизмах и методы уменьшения потерь на трение. – В кн.: Динамика машин. – М.: Машиностроение, 1966.

10) А. с. 547326 СССР, МКИЗ В 23 Q 37/00. Силовая головка к агрегатному станку / В. М. Пестунов, Ю. В. Лебедев, В. А. Крыжановский (СССР). – № 1970275/08 ; заявл. 23.11.73 ; опубл. 25.02.77, Бюл. № 7. – 2 с.

11) Рудь Ю.С. Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2-е вид., переробл. - Кривий Ріг: Видавець ФО-П Чернявський Д.О., 2015. – 492 с.

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

ДОДАТКИ

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кількість	Примітка
				<u>Документація загальна</u>		
				<i>Розроблена вперше</i>		
*			КРБ.ПМ.24.74.000.00.00.00 СК	Складальне креслення		*1 арк. ф. А0 2 арк. ф. А1х3
						*1 арк. ф. А1
				<u>Складальні одиниці</u>		
*		1		Пінольний механізм	1	
		2		Привід головного руху	1	
		3		Привід подачі	1	
		4		Опора пінолі	4	
				<u>Деталі</u>		
		11		Корпус	1	
		12		Кришка	1	
		13		Пробка	2	
		14		Прокладка	2	
		15		Скребок	1	
		16		Пластина	1	
		17		Стакан	1	

					КРБ.ПМ.24.74.000.00.00.00 СК			
Зм.	Лист	№ докум	Підп.	Дата				
Розроб.	Буряк				ГОЛОВКА СИЛОВА З ПІНОЛЬНИМ МЕХАНІЗМОМ (специфікація)	Літ.	Лист	Листів
Перевір.	Гречка						1	2
Н. контр.						ЦНТУ		
Затв.	Гречка					гр. ПМ(ТМ)-21-3СК		

