

РЕФЕРАТ

ПЗ: 61 с., 8 рис, 2 табл., 22 джерела, 1 додаток.

Об'єкт дослідження – токарно-гвинторізний верстат.

Метод дослідження – розрахунково-аналітичний.

Мета роботи – модернізація токарно-гвинторізного верстата.

Модернізація токарно-гвинторізного верстата згідно застосованої схеми дає можливість обробляти з високою точністю та продуктивністю довгі нежорсткі вали з титанових та жароміцних сплавів. У дипломному проекті виконано розрахунки модернізованих вузлів

ВЕРСТАТ, РІЗЕЦЬ, РЕМІННА ПЕРЕДАЧА, ЧАТОТА ОБЕРТАННЯ,
СУПОРТ, ШПИНДЕЛЬНА БАБКА, ШВИДКІСТЬ, ПОДАЧА, ДЕТАЛЬ,
ЗАГОТІВКА, ПРИСТОСУВАННЯ.

ABSTRACT

ES with 61 p., 8 fig., 1 tab., 22 sources, 1 applications.

Object of research is a screw-cutting lathe.

The research method is analytical calculation.

The principle of operation is the modernization of the machine tool.

Modernization of screw-cutting lathe в залежності від chosen scheme забезпечує ability до handle high precision and productivity. Modernization of screw-cutting lathe according to the application schema provides the ability to handle high precision and producivity of non-rigid long shafts of titanium alloys and superalloys.

THE MACHINE TOOL, CUTTER BIT, BELT TRANSFER, ROTARY SPEED, SUPPORT, SPINDLE BOX, SPEED, CARRYING-IN, DETAIL, WORKPIECE BLANK, DEVICE.

ЗМІСТ

	С.
Перелік умовних позначень, символів, одиниць, скорочень та термінів.....	7
Вступ	9
1 Актуальність виконуваної роботи	11
2 Визначення основних технічних характеристик верстата	16
2.1 Аналіз завдання	16
2.2 Вибір інструменту та параметрів різання	17
2.3 Вибір електродвигуна приводу головного руху	20
2.4 Розробка кінематики верстата	21
3 Конструювання основних вузлів верстата	23
3.1 Привід головного руху	23
3.2 Привід поздовжньої подачі	46
3.3 Механізм радіальних супортів	50
3.4 Система змащення верстата	54
4 Технічні характеристики верстата	56
Висновок	57
Перелік посилань	58
Додаток А – Розрахунок параметрів різання	60

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ
ТА ТЕРМІНІВ

ГГК	гвинт-гайка кочення
ДС	державний стандарт
кл.	клас
мал.	малюнок
с.	сторінка
табл.	таблиця
чол.	людин
ЧПУ	числове програмне управління
°	градус
%	відсоток
кВт	кіловат
кН	кілоньютон
кН/мкм	кілоньютон на мікрометр
МПа	мегапаскаль
мм	міліметр
мм ²	міліметр квадратний
мм ⁴	міліметр у четвертому ступені
мм/хв	міліметрів за хвилину
мм/об	міліметрів на оберт
млн. об	мільйонів обертів
хв	хвилина
хв-1	хвилина в мінус першому ступеню
м	метр
м/с ²	метрів за секунду у квадраті
м/хв	метрів за хвилину

м/с	метрів за секунду
Н	ньютон
Н·м	ньютон на метр
Н/мм	ньютон на міліметр
об/хв	обертів за хвилину
год	година
шт.	штука
кг	кілограм
кгс	кілограмсила

ВСТУП

Науково-технічна революція викликає переозброєння всіх галузей народного господарства та насамперед, машинобудування та приладобудування. Розвивається автоматизація та механізація всіх виробничих процесів. Все це призводить до необхідності модернізації існуючого парку обладнання (силами заводів чи власників обладнання) із мінімальними економічними витратами.

Розвиток галузей важкого машинобудування, як-от автомобілебудування, авіабудування, суднобудування призводить до масового випуску типових деталей. Це зумовлює необхідність модернізації універсального устаткування вирішення вузьких, спеціалізованих завдань виробництва. Одним із таких завдань є підвищення продуктивності обробки нежорстких деталей високої точності без використання люнетів. Можливості універсального устаткування на разі сильно обмежені точністю одержуваних деталей. Метою даної роботи є модернізація існуючого токарного верстата для обробки нежорстких деталей високої точності з жароміцних сплавів. Для цього потрібно вирішити такі завдання:

1. Досягнення високої точності обробки незалежно від довжини та жорсткості деталі;
2. Зміна діапазону регулювання, дискретності та методу регулювання частот обертання приводу головного руху для підбору найбільш оптимальних режимів різання;
3. Зміна діапазону регулювання, дискретності та методу регулювання приводу подач для забезпечення обробки деталей складного профілю;
4. Підвищення рівня автоматизації верстата.

Для вирішення поставлених завдань пропонується наступне: заміна поперечного супорта на механізм радіальних супортів, що забезпечує взаємну компенсацію тангенційної складової сили різання за рахунок трьох радіальних супортів з індивідуальним приводом; заміна коробки швидкостей на

регульований двигун постійного струму; заміна коробки подач та механізму швидких переміщень кроковим двигуном; інтегрування системи ЧПУ.

1 АКТУАЛЬНІСТЬ ВИКОНУВАНОЇ РОБОТИ

Серед розмаїття деталей машин та обладнання, понад 35% займають деталі типу тіл обертання. Одними з найбільш трудномістких при виготовленні є деталі, що мають малу жорсткість, особливо нежорсткі вали. До нежорстких відносяться вали, у яких довжина перевищує діаметр більш ніж у 12 разів. Зважаючи на це, технологічна система верстат-пристосування-інструмент-заготівка виявляється вкрай податливою до дії зовнішніх поперечних сил і динамічних факторів, що супроводжують процес різання. У зв'язку з цим обробка таких деталей пов'язана зі значними труднощами, що обумовлюються деформацією оброблюваної деталі під дією зусилля різання, а також виникнення вібрації деталі в процесі обробки, які бувають настільки інтенсивними, що на практиці змушують суттєво знижувати режим різання, вдаватися до багатопрохідної обробки

Для підвищення продуктивності та якості обробки довгих циліндричних поверхонь, зазвичай застосовують різні опори (наприклад люнети), які підвищують жорсткість заготівки. При цьому схема установки люнетів, їх конструкція, характер закріплення, вибір технологічних баз, мають вирішальний вплив на продуктивність обробки та точність діаметральних розмірів валу.

Люнети бувають рухомі та нерухомі.

Нерухомий люнет (рисунок 1.1) встановлюється на станину станка та кріпиться знизу скобою. Ці люнети використовують на токарних станках в якості основних та допоміжних базуючих пристосувань. Окрім основного застосування, нерухомий люнет в кількості від одного до декількох використовують для підтримки схильних до вібрацій, особливо нежорстких участків заготівок для їх точіння з використанням рухомого люнету. Нерухомий люнет токарного станка складається з чавунного литого корпусу 2 який має профіль установчої бази відповідно до профілю станка для роботи на якому він призначений. Через вісь з корпусом люнету з'єднується відкидна

кришка 1, яка в робочому положенні зімкнута з корпусом лунету гайкою, притянутою на відкидному болту. У нерухомого лунета зазвичай є три незалежно рухаючихся кулачка, які оснащені змінними накінецьниками 4 які зажимають деталь за допомогою гвинтів з рукояткою 3. Оброблювана деталь 5 базується в нерухомому лунеті по поверхні, яка не підлягає обробці з низкою шерохватістю та високою точністю по формі.

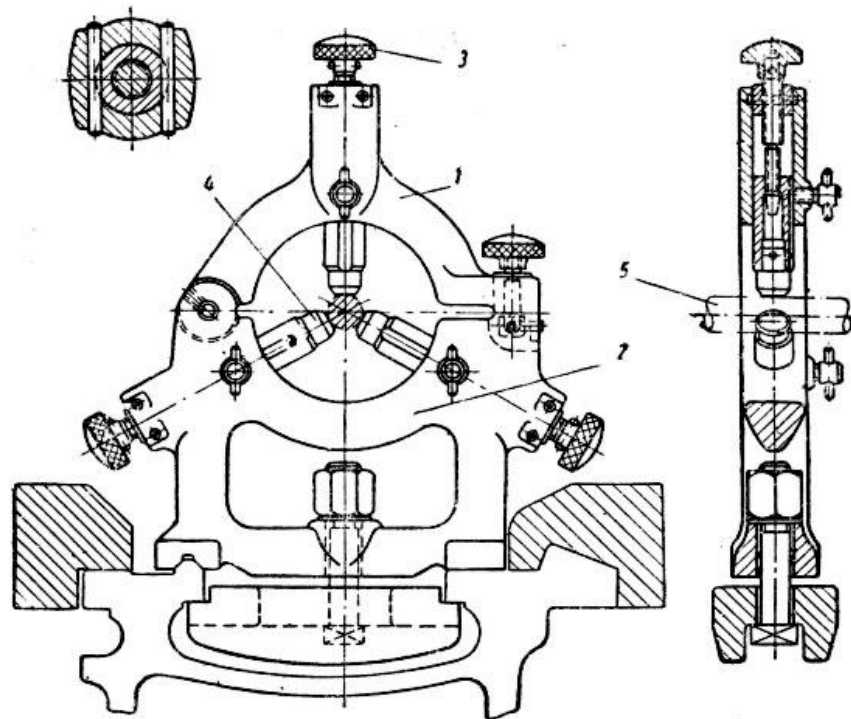


Рисунок 1.1 - Схема нерухомого лунету

Обробку в ньому ведуть таким чином обточують деталь до канавки тобто до місця де знаходиться лунет потім перевертають деталь встановлюючи її знову в центрах і закріпивши в лунеті обробляють решту валу. Кулачки нерухомого лунету повинні бути встановленні точно діаметром деталі з центром на осі шпинделя.

Рухомий лунет кріпиться на каретці супорта. Разом з нею він, слідуючи за різцем, рухається вздовж деталі, і підтримує її в місці докладання зусилля, оберігаючи від прогину. Рухомий лунет застосовують при чистовому обточуванні довгих деталей Його кулачки висувують і закріплюють так само як і кулачки нерухомого лунета.

Як показала практика, використання люнетів при обробці довгих валів не завжди допомагає досягти результату, оскільки через складну конфігурацію валів використовувати рухомі люнети можна тільки на обмеженій ділянці, а нерухомі не дають необхідної точності. Для підвищення продуктивності та точності пропонується використовувати принципово нову схему обробки, в якій віджимання деталі компенсуватиметься за рахунок взаємного врівноваження сил різання.

У ході аналізу завдання стало очевидним, що базовий верстат за своїми характеристиками не може забезпечити високопродуктивну обробку. Заміна регулювання частот обертання за допомогою коробки швидкостей регулювання електродвигуном постійного струму – один із способів модернізації застарілого обладнання. Така заміна дозволить забезпечити необхідний діапазон частот обертання шпинделя і прибрати вібрації від зубчастих коліс, що працюють, крім цього знижуються витрати на ремонт і обслуговування верстата.

Для забезпечення високої точності та продуктивності обробки замість поперечного супорта пропонується механізм радіальних супортів. Основною сферою застосування верстата, що модернізується, буде обробка нежорстких валів складної форми. У таких випадках пристосування типу рухомий люнет не можуть забезпечити високої продуктивності обробки, так як складна конфігурація валу робить їх застосування недоцільним через постійну необхідність переналагодження під різні ділянки валу. Крім зручності використання та скорочення часу на переналагодження пристрій має перевагу в точності обробки розмірів та відсутності похибок форми, так як сили різання, що виникають при обробці, врівноважуються взаємно. Умовою врівноваження сил різання є рівність площ шару, що зрізається. Площа шару, що зрізається визначається двома параметрами – глибиною різання, і подачею. З цього випливають два варіанти побудови пристрою:

- розбиттям припуску (глибини різання) на три рівні частини;
- розбиттям подачі на три рівні частини.

Розглянемо перший варіант - розбиття припуску на три рівні частини. У такому випадку кожен різець знімає частину припуску, що дозволяє швидко видалити поверхневий шар і значно знизити похибки форми заготовки. Істотним недоліком даного методу є необхідність точного налаштування положення різців один щодо одного – щоб різці зрізали однакову площу перерізу. Траєкторія їх руху повинна точно повторюватися і проходити по одній і тій же гвинтовій лінії. Вершини різців повинні бути зміщені один щодо одного на величину, що дорівнює $1/3$ подачі. Кожна зміна подачі супроводжується перенастроюванням супортів, що призводить до втрати продуктивності у разі ручного регулювання або підвищення вартості пристосування у разі автоматизованого регулювання. Даний метод рекомендується застосовувати у разі масового та великосерійного виробництва при чорновій та попередній обробці деталей з дефектним поверхневим шаром великої глибини. Для обробки деталей складного профілю цей метод не застосовується.

Схема розподілу припуску та сил різання представлена на рис. 1.2.

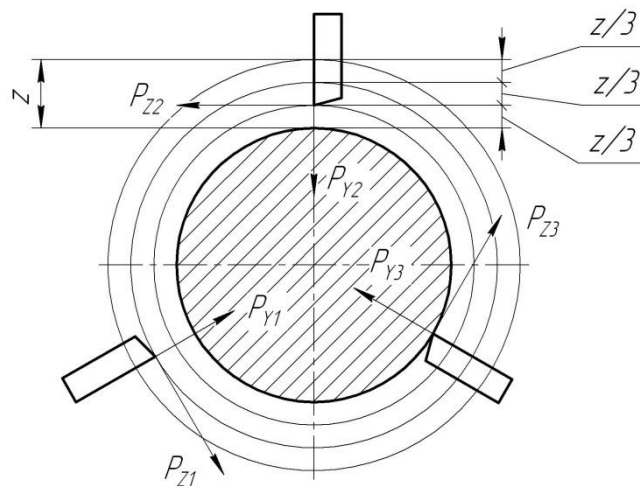


Рисунок 1.2 – Схема розподілу припуску та сил різання

Розглянемо другий варіант - розбиття подачі на три рівні частини. У такому разі вершини різців завжди встановлюються в одній площині, відповідно усувається недолік першого методу. Даний метод добре піддається

автоматизації при керуванні пристроями ЧПУ, оскільки зміна подачі не впливає на взаємне положення різців, а налаштування глибини різання здійснюється для кожного різця окремим електродвигуном. Перевагою даного методу є: підвищена продуктивність (до 5 разів у порівнянні з універсальним обладнанням), відсутність похибок форми, обробка легко автоматизується. Крім того, застосування багатограних непереточуваних твердосплавних пластин економить час на переналагодження. Цей метод рекомендується застосовувати у разі серійного та великосерійного виробництва при напівчистовій та чистовій обробці деталей складної конфігурації із застосуванням пристроїв ЧПУ.

Схема розподілу сил різання представлена на рис. 1.3.

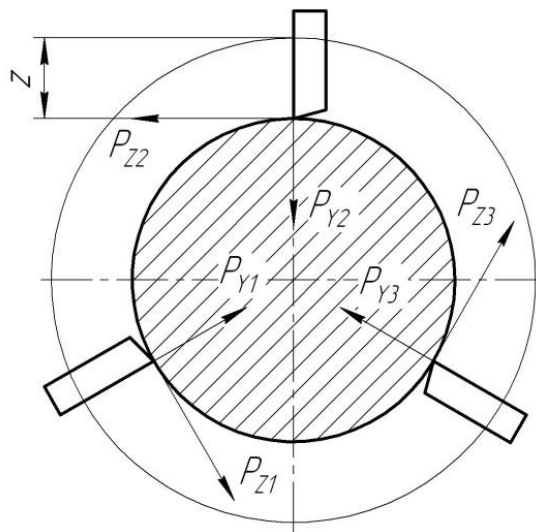


Рисунок 1.3 – Схема розподілу сил різання

Для проектування застосуємо метод побудови пристрою на основі розбиття подачі на три рівні частини. Застосування трьох інструментів обумовлено тим, що це мінімальна кількість інструментів, що забезпечує взаємне врівноваження сил різання.

2 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕРСТАТА

2.1 Аналіз завдання

Відповідно до завдання на дипломний проект необхідно модернізувати токарний верстат для обробки нежорстких деталей високої точності з жароміцних сплавів.

Модернізації піддаються такі вузли верстата:

- привід головного руху;
- механізм радіальних супортів;
- привід подач.

Вихідні дані для модернізації:

- 1) розміри заготовки: $D_{\max} = 40$ мм, $D_{\min} = 20$ мм, $L_{\max} = 1000$ мм;
- 2) матеріал оброблюваних деталей: жароміцний сплав, що деформується, на залізонікелевій основі - ХН77ТЮР; сплави на основі титану – ВТ6, ВТ6С;
- 3) граничні значення глибин різання: $t_{\min} = 0,5$ мм, $t_{\max} = 2,0$ мм;
- 4) граничні значення подач: сплав ХН77ТЮР - $s_{\min} = 0,12$ мм/об, $s_{\max} = 0,45$ мм/об; сплави ВТ6, ВТ6С - $s_{\min} = 0,3$ мм/об, $s_{\max} = 1,5$ мм/об;
- 5) дискретність переміщення радіальних супортів $\geq 0,001$ мм;
- 6) безступінчасте регулювання обертання шпинделя;
- 7) умовний розмір кінця шпинделя 6 за ДС 12593-93;
- 8) габаритні розміри верстата не більше: $3195 \times 1190 \times 1500$ мм;
- 9) основний інструмент: різці з розмірами перерізу державки різця: 16×20 мм.

Оскільки механізм радіальних супортів має великий поздовжній габарит, як базовий верстат для модернізації використовується верстат з максимальною довжиною оброблюваної заготовки. $L_{\max} = 1400$ мм.

2.2 Вибір інструменту та параметрів різання

Залежно від хімічного складу та з метою забезпечення задовільної оброблюваності різанням, жароміцні сталі та сплави мають різну структуру: феритну, мартенситно-феритну, аустенітну та аустенітно-мартенситну. Найгірша оброблюваність жароміцних сталей та сплавів, у порівнянні з конструкційною сталлю, визначається їх фізико-механічними характеристиками, хімічними властивостями, структурою, теплофізичними показниками. При їх обробці виділяється значна кількість теплоти, тому різко зростає температура у зоні різання. Це сприяє активізації адгезійних та дифузійних процесів, інтенсифікує зношування робочих поверхонь інструментів. Зазначені особливості жароміцних сталей і сплавів різко погіршують їхню оброблюваність різанням у порівнянні зі звичайними конструкційними сталями.

При обробці сплавів пред'являються особливі вимоги до характеристик міцності і зносостійкості ріжучого інструменту. Робочі поверхні його лез, повинні бути ретельно доведені та піддані спеціальній хімічній обробці, з метою утворення на них міцних плівок, що знижують коефіцієнт тертя. Швидкість різання з підвищенням жароміцності сталей і сплавів знижується до 15...20 разів у порівнянні з обробкою звичайної конструкційної сталі. При цьому в 2-2,8 рази зростають сили різання, що є причиною більш високих температур у зоні різання, а також малих періодів стійкості ріжучого інструменту.

Тому майже на всіх операціях механічної обробки деталей із жароміцних сплавів використовують інструмент оснащений твердим сплавом, структура яких складається а) із вольфрамових твердих сплавів, структура яких складається із зерен карбиду вольфрама, сцементованого кобальтом б) титано-вольфрамових твердих сплавів, структура яких складається із зерен твердого розчину карбиду вольфрама в карбіді титана, сцементованих кобальтом в) титано-тантало-вольфрамових твердих сплавів, структура яких

складається із зерен твердого розчину карбідів титана-карбідів тантала-карбідів вольфрама, цементованих кобальтом.

Кожна група твердих сплавів розрізняється по хімічному складу та фізико-механічним властивостям. Сплави вольфрамової групи при однаковому хімічному складі відрізняються розмірами зерен карбідів, що зумовлює різницю механічних властивостей та область їх застосування.

Крупнозернисті сплави мають меншу зносостійкість і теплостійкість, але більшу прочність, вони краще сприймають удар та циклічні навантаження. Тому їх краще використовувати при чорновому точінні. Інструменти із сплавів мелкозернистої структури (ВКЗМ) внаслідок їх більшої зносостійкості ніж сплави ВКЗ та ВК6 та ВК6М але дещо меншої опірності ударам, вібраціям та навантаженням варто застосовувати при чистових та напівчистових операціях обробки.

Для розрахунку режимів різання в якості основного інструменту вибираємо токарні різці тип 5 зі змінними чотиригранними пластинами відігнуті з головним кутом у плані $\varphi = 45^\circ$, допоміжним кутом у плані $\varphi_1 = 45^\circ$. Матеріал пластин для попередньої обробки – твердий сплав ВК6М; для чистової та напівчистової обробки – твердий сплав ВКЗМ. Кількість інструментів, що одночасно працюють, 3 шт.

Параметри різання при точінні сплавів, що важко обробляються, визначаємо (Додаток А) за нормативами [20] і зводимо в таблицю 2.1.

Таблиця 2.1 – Параметри різання

Параметр	Позначення	Значення
Сплав ХН77ТЮР, попереднє точіння різцями з пластинами зі сплаву ВК6М		
Швидкість різання	V , м/хв	24,75
Глибина різання	t , мм	2
Подача	s , мм/об	0,15
Стійкість інструменту	T , хв	60

Продовження таблиці 2.1

Частота обертання шпинделя (для $D = 40$ мм)	n , об/хв	197
Тангенційна сила різання	P_z , Н	1440
Ефективна потужність різання	$N_э$, кВт	0,78
Сплав ХН77ТЮР, чистове точіння різцями з пластинами зі сплаву ВК3М		
Швидкість різання	V , м/хв	34,5
Глибина різання	t , мм	0,5
Подача	s , мм/об	0,04
Стійкість інструменту	T , хв	60
Частота обертання шпинделя (для $D = 20$ мм)	n , об/хв	549
Тангенційна сила різання	P_z , Н	215
Ефективна потужність різання	$N_э$, кВт	0,16
Титановий сплав ВТ6, ВТ6С, попереднє точіння різцями з пластинами зі сплаву ВК6М		
Швидкість різання	V , м/хв	44
Глибина різання	t , мм	1
Подача	s , мм/об	0,5
Стійкість інструменту	T , хв	60
Частота обертання шпинделя (для $D = 40$ мм)	n , об/хв	350
Тангенційна сила різання	P_z , Н	800
Ефективна потужність різання	$N_э$, кВт	0,71
Титановий сплав ВТ6, ВТ6С, чистове точення різцями з пластинами зі сплаву ВК3М		
Швидкість різання	V , м/хв	96
Глибина різання	t , мм	0,5
Подача	s , мм/об	0,1
Стійкість інструменту	T , хв	60
Частота обертання шпинделя (для $D = 20$ мм)	n , об/хв	1528
Тангенційна сила різання	P_z , Н	120
Ефективна потужність різання	$N_э$, кВт	0,24

Для забезпечення обробки привід головного руху верстата повинен забезпечувати обробку в діапазоні частот обертання шпинделя від $n = 197$ об/хв до $n = 1528$ об/хв.

2.3 Вибір електродвигуна приводу головного руху

Для визначення характеристик електродвигуна здійснимо розрахунок потужності необхідної для різання. Як відомо [9] електродвигуни постійного струму працюють у двох основних режимах: у режимі постійної потужності та в режимі постійного крутного моменту. У режимі постійної потужності електродвигун працює в діапазоні частот від номінальної до максимальної частоти. У режимі постійного моменту діапазоні частот від номінальної до нуля, при цьому потужність електродвигуна знижується лінійно. З цього випливає, що потрібно визначити потужність електродвигуна при робочій частоті та перерахувати її за номінальної частоти. Також слід врахувати, що в багатоінструментальній обробці ефективна потужність різання визначається як сумарна потужність окремих інструментів.

Потужність приводного електродвигуна визначимо за формулою [2.1]:

$$N_{Дв} = \frac{k \cdot N_{\text{э}} \cdot n_{\text{ном}}}{\lambda \cdot \eta \cdot n_p}, \text{ кВт} \quad (2.1)$$

де k – кількість інструментів, що одночасно беруть участь в обробці, $k = 3$;

$N_{\text{э}}$ - Ефективна потужність різання, $N_{\text{э}} = 0,78$ кВт;

$n_{\text{ном}}$ – номінальна частота обертання двигуна, $n_{\text{ном}} = 1000$ об/хв;

λ - Коефіцієнт допустимого навантаження, який приймається $\lambda = 1,2 \dots 1,3$, приймаємо $\lambda = 1,25$;

η - К.п.д. ланцюги головного руху верстата при номінальному навантаженні,
 $\eta = 0,70 \dots 0,85$, приймаємо $\eta = 0,8$;

n_p - Розрахункова частота обертання електродвигуна, $n_p = 200$ об/хв.

$$N_{Дв} = \frac{3 \cdot 0,78 \cdot 1000}{1,25 \cdot 0,8 \cdot 200} = 11,7 \text{ кВт}$$

Вибираємо 4-полюсний короткозамкнений асинхронний регульований електродвигун постійного струму типу 1PH7133-7ND02-2EM1 виробництва фірми Siemens, захищеного виконання, з примусовим повітряним охолодженням, з вбудованою вимірювальною системою (інкрементальний датчик) $n = 1000$ об/хв, максимальна частота обертання $n_{\max} = 8000$ об/хв, потужність $N_{Дв} = 12$ кВт, крутний момент $T = 114,6$ Н·м.

2.4 Розробка кінематики верстата

У верстаті, що модернізується, кінематична схема спрощується за рахунок виключення коробки швидкостей. В результаті крутний момент від валу електродвигуна через клинопасову передачу передається безпосередньо на шпindel. Приймаємо розташування двигуна на підмоторній плиті. Вібрації та тепло від двигуна не знижують точність обробки.

У загальному вигляді структурна формула коробки виглядає так [9]:

$$z = p_1 \cdot p_2 \cdot \dots \cdot p_m, \quad (2.2)$$

де z – кількість щаблів частот обертання шпинделя;

p_1, p_2, \dots, p_m – кількість кінематичних пар у відповідній групі передач;

1, 2, ..., m - Індокси, що визначають порядок конструктивного розміщення груп вздовж ланцюга передач від електродвигуна до шпинделя.

Структурна формула верстата, що модернізується, має вигляд:

$$z = 1_1. \quad (2.3)$$

З структурної формули будемо кінематичну схему верстата (рисунок 2.4).

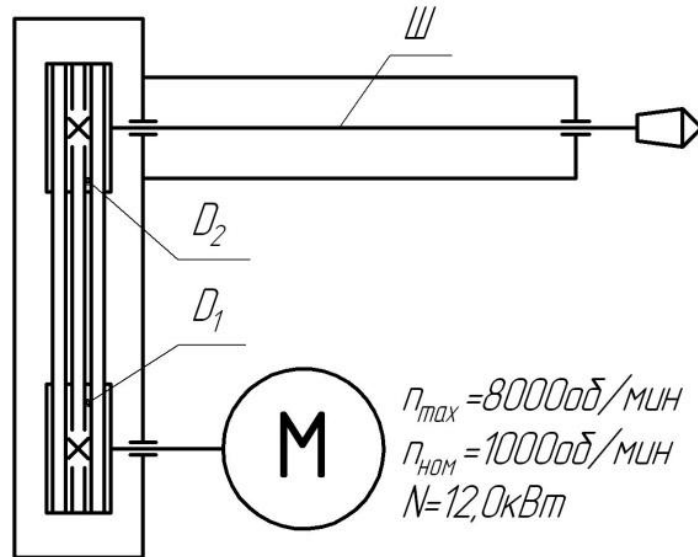


рисунок 2.4 – Кінематична схема приводу головного руху

3 КОНСТРУЮВАННЯ ОСНОВНИХ ВУЗЛІВ ВЕРСТАТА

3.1 Привід головного руху

Привід головного руху верстата здійснює обертання шпинделя. У приводі головного руху модернізованого верстата зроблено такі конструктивні зміни:

- для спрощення коробки швидкостей та забезпечення діапазону регулювання частот обертання шпинделя механічна коробка швидкостей демонтована, а асинхронний двигун замінений на регульований двигун постійного струму;

- замінено шків ремінної передачі, оскільки замінено електродвигун, а ведений шків тепер встановлений безпосередньо на шпинделі. При цьому кількість тип і довжина ременів залишилася незмінною.

Привід масляного насоса виготовляється від ведучого шківа;

- через великі осьові навантаження в передній опорі радіальний підшипник 3182120К замінений на радіально-упорний підшипник 697920Л;

- змінена конструкція задньої опори, радіально упорні підшипники 46216 розміщені у стакані. Підшипники та захисна шайба зміщені ближче до передньої опори для виділення на шпинделі посадкового місця під ведений шків. Заміна підшипників задньої опори не провадилася;

- круглі гайки та механізми їх стопоріння замінені на більш надійні та компактні прецизійні стопорні гайки типу MMR фірми IBC із вбудованим стопором;

- шпиндель верстата доопрацьований механічним способом виготовлення посадкових місць під ведений шків і підшипники.

Привід складається з регульованого електродвигуна 1PH7133-7ND02-2EM1, ремінної передачі та шпиндельної бабки з горизонтально розташованим шпинделем.

Двигун 52 встановлений на підмоторній плиті 21 верстата всередині станини. На вал електродвигуна 52 насаджений ведучий шків 7, на який

крутний момент передається через шпонку 42. За допомогою клинових ременів 51 крутний момент передається на ведений шків 8, встановлений за задньою опорою шпинделя 6. Крутний момент від ведомого шківка 6 на 8 шпонки 43. Ведений шків 8 закріплюється на шпинделі 6 за допомогою круглої гайки 49 з вбудованим стопором.

У передній опорі шпинделя 6 встановлений роликовий дворядний конічний підшипник з буртом на зовнішньому кільці 37. Регулювання натягу передньої опори здійснюється круглою гайкою 50. Від довільного розкручування кругла гайка 50 стопориться вбудованим стопором. На торці корпусу 1 встановлена кришка 11 з канавковим ущільненням для запобігання витіканню олії. Кришка 11 і механізм кріплення швидкозмінних затискних пристроїв закритий кожухом 12, який утримується пружними кульками 14.

У задній опорі встановлені два радіально-упорні кулькові підшипники 36. Регулювання натягу в задній опорі здійснюється за рахунок круглої гайки 49.

3.1.1 Розрахунок потужності на валах

Потужність на валах визначається за формулою [15]:

$$N_i = N_{i-1} \cdot \eta_i = N_{i-1} \cdot \eta_p^\alpha \cdot \eta_z^\beta \cdot \eta_n^\gamma, \text{ кВт}, \quad (3.1)$$

де N_i - Потужність на i -тому валу, кВт;

N_{i-1} - Потужність на $i-1$ -ом валу, кВт;

η_i - К.п.д. передачі від $i-1$ -го валу до i -тому валу;

η_p - К.п.д. ремінної передачі, $\eta_p = 0,97 \dots 0,99$, приймаємо $\eta_p = 0,97$;

η_z - К.п.д. зубчастої передачі, зубчата передача відсутня, $\eta_z = 1$;

η_n - К.п.д. одного підшипника, $\eta_n = 0,9975 \dots 0,9985$, приймаємо $\eta_n = 0,9975$;

α, β, γ – кількість ремінних передач, зубчастих передач та підшипників на валу відповідно, $\alpha = 1, \beta = 0, \gamma = 4$.

Розрахункова потужність на шпинделі:

$$N_{ш} = 12 \cdot 0,97^1 \cdot 1^0 \cdot 0,9975^4 = 11,524 \text{ кВт},$$

Визначення крутного моменту на валах

Крутний момент визначається за формулою [15]:

$$T_i = 9550 \cdot \frac{N_i}{n_i}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.2)$$

де T_i - крутний момент на i -Тому валу, Н·м;

N_i - Потужність на i -тому валу, кВт;

n_i - Розрахункова частота обертання i -того валу, об/хв.

$$T_{ш} = 9550 \cdot \frac{11,524}{1000} = 110 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

Визначення передавального числа ремінної передачі

Електродвигун 1PH7133-7ND02-2EM1 забезпечує регулювання частоти обертання шпинделя в діапазоні 1000...1600 об/хв у режимі постійної потужності, а в діапазоні 200...1000 об/хв у режимі постійного крутного моменту. Крутний момент двигуна $T = 114,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$, тому приймаємо передатне число ремінної передачі $U = 1$.

3.1.2 Розрахунок клинопасової передачі

Розрахунок ремінної передачі проводимо згідно з рекомендаціями [15].

Виходячи зі значення крутного моменту $T = 110$ Н·м вибираємо переріз ремня Б (рисунок 3.1) та діаметр шківів $D_1 = 200$ мм.

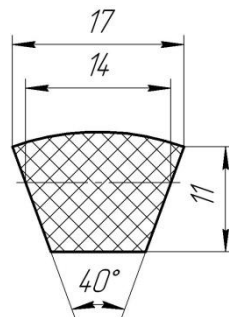


Рисунок 3.1 – Розміри перерізу ремня

Визначаємо розрахунковий діаметр веденого шківів:

$$D_{2p} = D_1 \cdot U, \text{ мм} \quad (3.3)$$

Де U – передавальне число клинопасової передачі, $U = 1,0$.

$$D_{2p} = 200 \cdot 1,0 = 200 \text{ мм},$$

Приймаємо стандартний діаметр шківів $D_2 = 200$ мм.

Дійсне передатне відношення ремінної передачі з урахуванням прослизання:

$$U_d = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)}, \quad (3.4)$$

де ε - Коефіцієнт відносного прослизання ременя, $\varepsilon = 0,01$.

$$U_{\delta} = \frac{200}{200 \cdot (1 - 0,01)} = 1,01. \quad (3.5)$$

Відхилення передавального числа не повинно перевищувати гранично допустимого:

$$\Delta U \leq [\Delta U], \quad (3.6)$$

де $[\Delta U]$ - граничне відхилення передавального числа, $[\Delta U] = \pm 4\%$.

Відхилення передавального числа визначається за такою формулою:

$$\Delta U = \frac{U - U_{\delta}}{U} \cdot 100\% \quad (3.7)$$

$$\Delta U = \frac{1,0 - 1,01}{1,0} \cdot 100\% = -1,0\%,$$

$$\Delta U = -1\% < [\Delta U] = \pm 4\%.$$

Умова виконується.

Розрахуємо окружну швидкість ременя:

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с} \quad (3.8)$$

де n_1 - Розрахункова частота обертання валу двигуна, $n_1 = 1000$ об/хв.

$$V = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 1000}{60 \cdot 1000} = 10,47 \text{ м/с}. \quad (3.9)$$

Визначаємо міжосьову відстань:

$$a = [07...3] \cdot (D_1 + D_2), \text{ мм} \quad (3.10)$$

$$a = 2 \cdot (200 + 200) = 800 \text{ мм.}$$

Визначаємо довжину ременя:

$$L_p = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}, \text{ мм} \quad (3.11)$$

$$L_p = 2 \cdot 800 + \frac{3,14}{2} \cdot (200 + 200) + \frac{(200 - 200)^2}{4 \cdot 800} = 2228,31 \text{ мм.}$$

Приймаємо стандартну довжину ременя $L = 2240$ мм.

Розрахуємо дійсну міжосьову відстань:

$$a_o = 0,25 \left[(L - \omega) + \sqrt{(L - \omega)^2 - 8q} \right], \text{ мм,} \quad (3.12)$$

$$\omega = \pi \cdot \frac{D_1 + D_2}{2}, \text{ мм} \quad (3.13)$$

$$q = \left(\frac{D_2 - D_1}{2} \right)^2, \text{ мм}$$

(3.14)

$$\omega = 3,14 \cdot \frac{200 + 200}{2} = 628,32 \text{ мм,}$$

$$q = \left(\frac{200 - 200}{2} \right)^2 = 0 \text{ мм,}$$

$$a_o = 0,25 \left[(2240 - 628,32) + \sqrt{(2240 - 628,32)^2 - 8 \cdot 0} \right] = 805,84 \text{ мм.}$$

Кут обхвату α_1 ременем меншого шківa істотно впливає на тягову здатність ременя, рекомендується кут α_1 приймати не менше $\alpha_1 = 120^\circ$.

Кут обхвату меншого шківa не повинен бути меншим від допустимого:

$$\alpha_1 \leq [\alpha_{\min}], \quad (3.15)$$

де $[\alpha_{\min}]$ - Припустимий кут обхвату меншого шківa, $[\alpha_{\min}] = 110^\circ$.

Визначимо кут обхвату за формулою:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a_o} \cdot 57,3^\circ, \quad (3.16)$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{200 - 200}{805,84} \cdot 57,3^\circ = 180^\circ,$$

$$\alpha_1 = 180^\circ > [\alpha_{\min}] = 110^\circ.$$

Умова виконується.

Визначення числа пробігів ременя є попередньою оцінкою довговічності ременя. Число пробігів ременя не повинно перевищувати допустимого числа:

$$P \leq [P], \text{ с-1}, \quad (3.17)$$

де $[P]$ – допустима кількість пробігів ременя, $[P] = 10 \text{ з } 1$.

Визначаємо число пробігів ременя:

$$P = \frac{V}{L} \leq [P], \text{ с-1}, \quad (3.18)$$

$$P = \frac{10,47}{2,24} = 4,67 \text{ з } 1,$$

$$P = 4,67 \text{ з } 1 < [P] = 10 \text{ з } 1.$$

Умова виконується.

Розрахуємо допустиму потужність на один клиновий ремінь:

$$[N] = (N_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L + \Delta P_u) \cdot C_p, \text{ МПа}, \quad (3.19)$$

де N_0 - Потужність, яка передається одним ременем перерізу Б при числі шківів 2, при діаметрі меншого шківa $D_1 = 200$ мм, при передавальному числі $U = 1,0$,

при куті обхвату меншого шківів $\alpha_1 = 180^\circ$, при вихідній довжині $L = 2240$ мм, при частоті обертання меншого шківів $n_1 = 1000$ об/хв, при спокійному навантаженні, при двозмінній роботі, $N_0 = 3,93$ кВт;

C_α - Коефіцієнт, який враховує вплив кута обхвату на тягову здатність:

$$C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - \alpha_1), \quad (3.20)$$

$$C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - 180^\circ) = 1,0.$$

C_L - Коефіцієнт, який враховує вплив на довговічність довжини ременя L залежно від відношення даної довжини ременя $L = 2240$ мм до вихідної $l_0 = 2240$ мм

$$C_L = \sqrt[6]{\frac{L}{l_0}}, \quad (3.21)$$

$$C_L = \sqrt[6]{\frac{2240}{2240}} = 1,0,$$

ΔN_u – поправка, яка враховує зменшення впливу вигину ременя на веденому шківі на довговічність із збільшенням передавального числа, кВт:

$$\Delta N_u = 10^{-4} \Delta T_u \cdot n_1, \text{ кВт}, \quad (3.22)$$

де ΔT_u – поправка до моменту на провідному шківі, який може передавати ремінь за рахунок зниження напруги вигину на провідному шківі в залежності від передавального числа, $\Delta T_u = 2$ Н·м.

$$\Delta N_u = 10^{-4} \cdot 2 \cdot 1000 = 0,2 \text{ кВт},$$

C_p - Коефіцієнт режиму роботи, при спокійному навантаженні та роботі в 2 зміни, $C_p = 0,85$;

$$[N] = (3,93 \cdot 1,0 \cdot 1,0 + 0,2) \cdot 0,85 = 3,51 \text{ кВт.}$$

Максимальна кількість ременів у передачі (з урахуванням нерівномірності розподілу навантаження між ременями) не повинна перевищувати рекомендованого:

$$z_p \leq [z_{\text{дон}}], \quad (3.23)$$

де $[z_{\text{дон}}]$ – рекомендована кількість ременів у передачі, $[z_{\text{дон}}] = 8$.

Необхідна кількість ременів:

$$z_p = \frac{N}{[N] \cdot C_z}, \quad (3.24)$$

де N - Потужність на валу, $N = 12$ кВт;

C_z - Коефіцієнт кількості ременів, $C_z = 0,75$.

$$z_p = \frac{12}{3,51 \cdot 0,75} = 4,56.$$

Приймаємо кількість ременів $z = 5$.

$$z = 5 < [z_{\text{дон}}] = 8. \quad (3.25)$$

Умова виконується.

Розрахуємо силу попереднього натягу ременя з урахуванням додаткового натягу ременя від дії відцентрових сил:

$$F_0 = \frac{780 \cdot N \cdot C_L}{V \cdot C_\alpha \cdot C_p \cdot z} + q_m \cdot V^2, \text{ Н}, \quad (3.26)$$

де q_m - Маса 1м довжини ременя, $q_m = 0,18$ кг/м.

$$F_0 = \frac{780 \cdot 12 \cdot 1,0}{10,47 \cdot 1,0 \cdot 0,85 \cdot 5} + 0,18 \cdot 10,47^2 = 230 \text{ Н.}$$

Розрахуємо силу тиску ременя на шпindelь:

$$F_R = 2F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}, \text{ Н,} \quad (3.27)$$

$$F_R = 2 \cdot 230 \cdot 5 \cdot \sin \frac{180^\circ}{2} = 2300 \text{ Н.}$$

Розрахуємо окружну силу:

$$F_t = \frac{1000N}{V}, \text{ Н,} \quad (3.28)$$

$$F_t = \frac{1000 \cdot 12}{10,47} = 1146 \text{ Н.}$$

Ремінь на міцність перевіряють за умовою:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma]_p, \text{ МПа,} \quad (3.29)$$

де σ_{\max} - максимальна напруга ременя, МПа;

$[\sigma]_p$ – допустима напруга ременя, $[\sigma]_p = 10$ МПа.

Максимальна напруга ременя складається із суми напруги розтягування (з урахуванням напруги від дії відцентрових сил) та напруги вигину:

$$\sigma_{\max} = \sigma_p + \sigma_{из}, \text{ МПа,} \quad (3.30)$$

де σ_p - Напруга розтягування ременя, МПа:

$$\sigma_p = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2 \cdot A \cdot z}, \text{ МПа,} \quad (3.31)$$

де A - Площа перерізу ремня, $A = 138 \text{ мм}^2$.

$$\sigma_p = \frac{230}{138} + \frac{1146}{2 \cdot 138 \cdot 5} = 2,5 \text{ МПа.}$$

σ_{uz} - Напряга вигину ремня, МПа:

$$\sigma_{uz} = E_{uz} \frac{2y_0}{D_1}, \text{ МПа,} \quad (3.32)$$

де E_{uz} – модуль пружності матеріалу ремня на вигин, $E_{uz} = 80 \dots 100 \text{ МПа}$,
приймаємо $E_{uz} = 100 \text{ МПа}$;

y_0 - Відстань від поверхні ремня до центру, $y_0 = 4 \text{ мм}$.

$$\sigma_{uz} = 100 \cdot \frac{2 \cdot 4}{200} = 4,0 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{\max} = 2,5 + 4,0 = 6,5 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{\max} = 6,5 \text{ МПа} < [\sigma]_p = 10 \text{ МПа.}$$

Умова виконується.

Ресурс ремінної передачі для середньо навантаженої ремінної передачі повинен бути не меншим за допустиме:

$$t_h \geq [t_h]_{\min} \text{ год} \quad (3.33)$$

де $[t_h]_{\min}$ - Мінімальний ресурс передачі, для середньонавантаженої передачі
 $[t_h]_{\min} = 2000 \text{ год}$.

Розрахуємо ресурс передачі:

$$t_h = \left(\frac{\sigma_{\text{lim}}}{\sigma_{\text{max}}} \right)^m \frac{N_0 \cdot C_{uz}}{3600 \cdot \Pi \cdot Z_{uz}} \text{ГОД.} \quad (3.34)$$

де σ_{lim} - Обмежена межа витривалості ременя при базі випробувань N_0 циклів навантаження $\sigma_{\text{lim}} = 9 \dots 10$ МПа, приймаємо $\sigma_{\text{lim}} = 9$ МПа;

m - Показник ступеня кривої втоми, $m = 8$;

N_0 – базова кількість циклів навантаження, $N_0 = 10^7$;

C_{uz} - Коефіцієнт, що враховує різний ступінь впливу напруг вигину ременя на провідному і веденому шківках:

$$C_{uz} = \frac{2}{1 + \left[\left(\sigma_p + \frac{\sigma_{uz}}{U_\sigma} \right) \frac{1}{\sigma_{\text{max}}} \right]^m}, \quad (3.35)$$

$$C_{uz} = \frac{2}{1 + \left[\left(2,5 + \frac{4,0}{1,01} \right) \frac{1}{6,5} \right]^8} = 1,024.$$

Z_{uz} - Число шківів у передачі, $Z_{uz} = 2$.

$$t_h = \left(\frac{9}{6,5} \right)^8 \frac{10^7 \cdot 1,024}{3600 \cdot 4,67 \cdot 2} = 4116 \text{ год,}$$

$$t_h = 4116 \text{ год} > [t_h]_{\text{min}} = 2000 \text{ год.}$$

Умова виконується.

3.1.3 Розрахунок шпинделя на жорсткість

Розрахунок і конструктивне оформлення шпинделя має власну специфіку проти звичайними валами. На конструкцію шпинделя впливають

вимоги жорсткості та точності його обертання, що визначає його розміри, розташування та вид опор, а також вид приводу та ін.

Прогин шпинделя залежить від його конструкції і сил, що діють на нього. У цьому верстаті шпиндель є навантаженим, тобто. на нього діють сили різання, сили в ремінній передачі та розподілене навантаження. Механізм радіальних супортів конструктивно виконано так, що сили різання (P_z і P_y) взаємно врівноважуються.

Схема дії сил різання (P_z і P_y) на шпиндель під час використання пристрою многолезцового точіння представлена рисунку 1.2.

На шпиндель модернізованого верстата діють два основні навантаження: розподілене навантаження від ваги шпинделя і згинальне навантаження від сили тиску ремня на шпиндель у робочих умовах.

Схема впливу сил на шпиндель представлена рисунку 3.2.

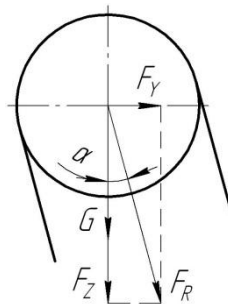


Рисунок 3.2 – Схема дії сил на шпиндель

Розподілене навантаження визначається за формулою:

$$q = \frac{G}{l}, \text{ Н/мм} \quad (3.36)$$

де G - Вага шпинделя, Н;

$$G = m \cdot g, \text{ Н}, \quad (3.37)$$

де m - Маса шпинделя, $m = 36,4$ кг;

g - прискорення вільного падіння, $g = 9,81$ м/с².

$$G = 36,4 \cdot 9,81 = 357 \text{ Н.}$$

l - Довжина шпинделя, $l = 1200$ мм.

$$q = \frac{357}{1200} = 0,2975 \text{ Н/мм,}$$

Діаметри шківів ремінної передачі однакові, тому лінії дії сил у гілках ременя паралельні, отже, сила тиску ременя на вал спрямована вздовж міжосьової лінії, що з'єднує вісь валу електродвигуни та вісь шпинделя. За конструкцією верстата кут нахилу міжосьової лінії приблизно дорівнює $\alpha = 15^\circ$.

Розкладемо силу тиску ременя на шпиндель на складові по координатних осях:

$$F_Y = F_R \cdot \sin \alpha, \text{ Н,} \quad (3.38)$$

$$F_Z = F_R \cdot \cos \alpha, \text{ Н,} \quad (3.39)$$

де F_R - Сила тиску ременя на вал, $F_R = 2300$ Н;

α – кут нахилу лінії дії сили тиску ременя на вал, $\alpha = 15^\circ$.

$$F_Y = 2300 \cdot \sin 15^\circ = 595 \text{ Н,}$$

$$F_Z = 2300 \cdot \cos 15^\circ = 2222 \text{ Н,}$$

Для визначення прогину необхідно розрахувати навантаження в опорах та визначити радіальну жорсткість опори шпинделя.

Орієнтовно оцінити радіальну жорсткість опор залежно від типу підшипника та діаметра його отвору можна за графіками [5].

У передній опорі *A* верстата встановлений один роликовий дворядний конічний підшипник з буртом на зовнішньому кільці 697920Л з діаметром отвору $d = 100$ мм. Радіальна жорсткість такого підшипника, встановленого з гарантованим натягом. $j = 1,16$ кН/мкм або $j = 1138000$ Н/мм [21]. Радіальна жорсткість передньої опори *A* дорівнює $j_A = 1138000$ Н/мм.

У задній опорі *B* верстата встановлені два кулькових радіально-упорних однорядних високошвидкісних підшипника з діаметром отвору $d = 80$ мм. Радіальна жорсткість такого підшипника, встановленого з гарантованим натягом. $j = 0,12$ кН/мкм або $j = 117720$ Н/мм [21]. Радіальна жорсткість задньої опори *B* дорівнює $j_B = 235440$ Н/мм.

Сумарний прогин шпинделя визначається за такою формулою:

$$y = \sqrt{y_Y^2 + y_Z^2}, \text{ мм} \quad (3.40)$$

де y_Y – алгебраїчна сума прогинів від усіх сил, що діють у горизонтальній площині *Y*, мм;

$$y_Y = y_{YF_Y}, \text{ мм} \quad (3.41)$$

де y_{YF_Y} - прогин шпинделя від дії горизонтальної складової F_Y сили F_R тиску ремня на шпиндель, мм;

y_Z - алгебраїчна сума прогинів від усіх сил, що діють у вертикальній площині *Z*, мм.

$$y_Z = y_{ZG} + y_{ZF_Z}, \text{ мм} \quad (3.42)$$

де y_{ZF_Z} - прогин шпинделя від дії вертикальної складової F_Z сили F_R тиску ремня на вал, мм.

y_{zG} - прогин шпинделя від дії розподіленого навантаження q від ваги шпинделя G , мм.

Прогин шпинделя від дії сили F_R тиску ремня на шпиндель в обох площинах визначаємо за формулою:

$$y_F = F \cdot \left[\frac{c \cdot (a+b)}{j_A \cdot a^2} + \frac{b \cdot (a+c)}{j_B \cdot a^2} + \frac{a \cdot b \cdot c}{6E \cdot I} \right], \text{ мм} \quad (3.43)$$

де F - сила, що діє на шпиндель за задньою опорою B , в даному випадку це сила F_R , Н;

a – відстань між передньою та задньою опорами, $a = 948$ мм;

b - Відстань від середини передньої опори A до переднього торця шпинделя, $b = 105$ мм;

c - Відстань від середини задньої опори B до площини дії сили F_R , $c = 81$ мм;

j_A – радіальна жорсткість передньої опори A , $j_A = 1138000$ Н/мм;

j_B – радіальна жорсткість задньої опори B , $j_B = 235440$ Н/мм;

E – модуль пружності матеріалу шпинделя, $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

I - осьовий момент інерції перерізу шпинделя, мм⁴

$$I = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{64}, \text{ мм}^4, \quad (3.44)$$

де D - Зовнішній діаметр шпинделя, $D = 92$ мм;

d - Внутрішній діаметр шпинделя, $d = 52$ мм.

$$I = \frac{3,14 \cdot (92^4 - 52^4)}{64} = 5944000 \text{ мм}^4.$$

Визначимо прогини шпинделя від дії сили F_R

$$y_{F_y} = 595 \cdot \left[\frac{81 \cdot (948 + 105)}{1138000 \cdot 948^2} + \frac{105 \cdot (948 + 81)}{235440 \cdot 948^2} - \frac{948 \cdot 105 \cdot 81}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 5944000} \right] = -0,000288 \text{ мм},$$

$$y_{F_z} = 2222 \cdot \left[\frac{81 \cdot (948 + 105)}{1138000 \cdot 948^2} + \frac{105 \cdot (948 + 81)}{235440 \cdot 948^2} - \frac{948 \cdot 105 \cdot 81}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 5944000} \right] = -0,001062 \text{ мм}.$$

Прогин шпинделя від дії розподіленого навантаження q від ваги шпинделя G визначаємо за формулою:

$$y_q = -\frac{q \cdot l_4}{2a^2} \cdot \left[\frac{l_3 \cdot (l_4 + 2c)}{J_A} - \frac{b \cdot (l_4 + 2b)}{J_B} \right] +$$

$$+ \frac{q \cdot l_4 \cdot a \cdot b}{24E \cdot I \cdot a^2} \cdot \left[\frac{l_3 \cdot b^3}{l_4} - \frac{l_3^4}{l_4} + 2(l_4 - 2c) \cdot a^2 \right], \text{ мм} \quad (3.45)$$

де q – розподілене навантаження від ваги шпинделя G , $q = 0,2975$ Н/мм;

l_3 - Відстань від торця шпинделя до середини задньої опори B , $l_3 = 1053$ мм;

l_4 – відстань від торця шпинделя до площини дії сили F_R , $l_4 = 1134$ мм.

Визначимо прогин шпинделя від дії розподіленого навантаження q

$$y_q = -\frac{0,2975 \cdot 1134}{2 \cdot 948^2} \cdot \left[\frac{1053 \cdot (1134 + 2 \cdot 81)}{1138000} - \frac{105 \cdot (1134 + 2 \cdot 105)}{235440} \right] +$$

$$+ \frac{0,2975 \cdot 1134 \cdot 948 \cdot 105}{24 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 5944000 \cdot 948^2} \cdot \left[\frac{1053 \cdot 105^3}{1134} - \frac{1053^4}{1134} + 2(1134 - 2 \cdot 81) \cdot 948^2 \right] = 0,000703 \text{ мм}$$

Сумарний прогин шпинделя:

$$y_y = -0,000288 \text{ мм},$$

$$y_z = -0,001062 + 0,000703 = -0,000359 \text{ мм},$$

$$y = \sqrt{(-0,000288)^2 + (-0,000359)^2} = 0,00046 \text{ мм}.$$

Сумарний прогин шпинделя не повинен перевищувати допустимого:

$$y \leq [y], \text{ мм} \quad (3.46)$$

де y - прогин шпинделя від дії всіх сил, мм;

$[y]$ – допустимий прогин шпинделя, мм

$$[y] = 0,0001 \cdot a, \text{ мм} \quad (3.47)$$

де a – відстань між передньою та задньою опорами, $a = 948$ мм.

$$[y] = 0,0001 \cdot 948 = 0,0948 \text{ мм.}$$

Результати розрахунків порівнюємо з допустимими значеннями

$$y = 0,00046 \text{ мм} < [y] = 0,0948 \text{ мм}$$

Умова точності обробки виконується.

Схема дії сил і прогин шпинделя показано на рисунку 3.3.

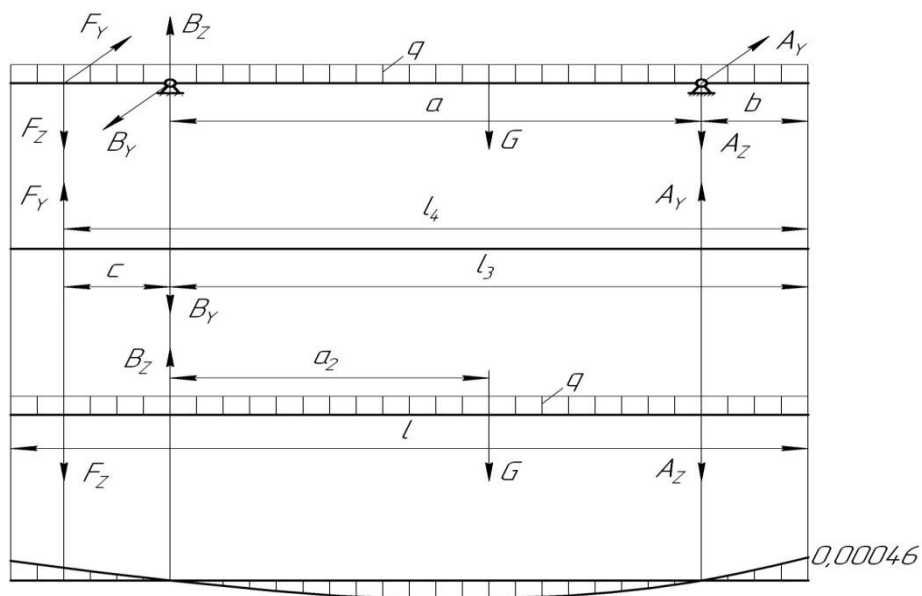


Рисунок 3.3 – Схема дії сил та прогин шпинделя

3.1.4 Розрахунок підшипників

В опорах шпиндельного вузла верстата, що модернізується, застосовуються підшипники кочення. Підшипники кочення забезпечують високу точність обертання шпинделів (радіальне биття 0,01...0,03мм) та необхідну вібростійкість, вони надійно працюють при зміні частоти обертання та навантажень у широких діапазонах, зручні в експлуатації. Підшипники кочення характеризуються двома основними параметрами - здатністю і швидкохідністю, що несе.

Узагальненим показником швидкохідності опор шпинделів з радіальними, радіально-упорними та завзято-радіальними підшипниками є параметр швидкохідності

$$d_m n_{\max} = d_m \cdot n_{\max}, \text{ мм/хв}, \quad (3.48)$$

де d_m - Середній діаметр підшипника, мм;

$$d_m = 0,5(D + d), \text{ мм} \quad (3.49)$$

де D - Зовнішній діаметр підшипника, мм;

d - Внутрішній діаметр підшипника, мм.

n_{\max} – максимальна частота обертання підшипника, об/хв.

Для визначення ресурсу роботи підшипників визначимо реакції опор.

Знаходимо реакції опор шпинделя із рівнянь моментів.

Визначимо реакцію передньої опори A у горизонтальній площині Y з рівняння рівності моментів:

$$\sum M_{BY} = F_Y \cdot c - A_Y \cdot a = 0, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.50)$$

де c - Відстань від опори B до площини дії сил F_Y і F_Z , $c = 81$ мм;

a - Відстань між опорами A і B , $a = 948$ мм.

$$A_Y = \frac{F_Y \cdot c}{a}, \text{ Н}, \quad (3.51)$$

$$A_Y = \frac{595 \cdot 81}{948} = 51 \text{ Н}.$$

Визначимо реакцію передньої опори A у вертикальній площині Z з рівняння рівності моментів:

$$\sum M_{BZ} = A_Z \cdot a + F_Z \cdot c - G \cdot a_2 = 0, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.52)$$

де a_2 - Відстань від опори B до лінії дії сили G (До центру маси), $a_2 = 567$ мм.

$$A_Z = \frac{G \cdot a_2 - F_Z \cdot c}{a}, \text{ Н}, \quad (3.53)$$

$$A_Z = \frac{357 \cdot 567 - 2222 \cdot 81}{948} = 24 \text{ Н}.$$

Визначимо реакцію задньої опори B у горизонтальній площині Y з рівняння рівності моментів:

$$\sum M_{AY} = B_Y \cdot a - F_Y \cdot (a + c) = 0, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.54)$$

$$B_Y = \frac{F_Y \cdot (a + c)}{a}, \text{ Н}, \quad (3.55)$$

$$B_Y = \frac{595 \cdot (948 + 81)}{948} = 646 \text{ Н}.$$

Визначимо реакцію задньої опори B у вертикальній площині Z з рівняння рівності моментів:

$$\sum M_{AZ} = Z \cdot (a + c) + G \cdot (a - a_2) - B_Z \cdot a = 0, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.56)$$

$$B_z = \frac{F_z \cdot (a + c) + G \cdot (a - a_2)}{a}, \text{ Н}, \quad (3.57)$$

$$B_z = \frac{2222 \cdot (948 + 81) + 357 \cdot (948 - 567)}{948} = 2555 \text{ Н}.$$

Визначимо сумарні реакції опор:

$$A = \sqrt{A_y^2 + A_z^2}, \text{ Н}, \quad (3.58)$$

$$B = \sqrt{B_y^2 + B_z^2}, \text{ Н}, \quad (3.59)$$

$$A = \sqrt{51^2 + 24^2} = 56,4 \text{ Н},$$

$$B = \sqrt{646^2 + 2555^2} = 2635 \text{ Н}.$$

Осьове навантаження, що виникає в процесі роботи, сприймається передньою опорою. Для визначення осьової сили різання скористаємося залежністю:

$$P_x = k(0,3 \dots 0,4)P_z, \text{ Н}, \quad (3.60)$$

де k – кількість інструментів, що беруть участь у обробці, $k = 3$;

P_z - максимальна тангенційна сила різання, що виникає в процесі роботи,

$P_z = 1510 \text{ Н}$.

$$P_x = 3 \cdot 0,35 \cdot 1510 = 1585,5 \text{ Н}.$$

Передня опора.

Вибираємо роликовий дворядний конічний підшипник із буртом на зовнішньому кільці типу 697920Л, $D = 152 \text{ мм}$, $d = 100 \text{ мм}$, $B = 92 \text{ мм}$; $C = 271800 \text{ Н}$, $\alpha = 6,5^\circ$, $[d_m n_{\max}] = (3,9 \dots 4,2) \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{мін}^{-1}$. Гранична частота обертання $n = 3300 \text{ об/хв}$.

Перевіримо підшипник за параметром швидкохідності [9]:

$$d_m = 0,5(152 + 100) = 126 \text{ мм},$$

$$d_m n_{\max} = 126 \cdot 1600 = 201600 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1},$$

$$d_m n_{\max} = 2,016 \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1} < [d_m n_{\max}] = (3,9 \dots 4,2) \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}.$$

Розрахункова швидкохідність підшипника вбирається у допустиму.

Еквівалентне динамічне навантаження для роликового дворядного конічного підшипника визначаємо за формулою [15]:

$$P_r = XF_r + YF_a, \text{ Н}, \quad (3.61)$$

де X - Коефіцієнт динамічного радіального навантаження, $X = 1,0$;

F_r - Радіальне навантаження в опорі, $F_r = A = 56,4 \text{ Н}$;

Y - Коефіцієнт динамічного осьового навантаження, $Y = 3,95$;

F_a - осьове навантаження в опорі, $F_a = 1585,5 \text{ Н}$.

$$P_r = 1,0 \cdot 56,4 + 3,95 \cdot 1585,5 = 6319 \text{ Н}.$$

Базовий розрахунковий ресурс при 90% надійності визначаємо за такою формулою:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_r} \right)^k, \text{ млн. про}, \quad (3.62)$$

де C – базова динамічна вантажопідйомність, $C = 271800 \text{ Н}$;

k - показник ступеня, $k = 3$.

$$L_{10} = \left(\frac{271800}{6319} \right)^3 = 79580 \text{ млн. об.}$$

Ресурс роботи підшипника в годиннику визначаємо за формулою [15]:

$$L_{10h} = \frac{10^6 \cdot L_{10}}{60 \cdot n} \text{ год.} \quad (3.63)$$

де n - максимальна робоча частота обертання підшипника, $n = 1600$ об/хв.

$$L_{10h} = \frac{10^6 \cdot 79580}{60 \cdot 1600} = 828957 \text{ год.}$$

Задня опора.

Вибираємо два кулькові радіально-упорні дворядні підшипники 5-46216 за ДС 831-75, $D = 140$ мм, $d = 80$ мм, $B = 26$ мм; $C = 60000$ Н, $\alpha = 26^\circ$, $[d_m n_{\max}] = 8 \cdot 10^5$ мм·мін-1. Гранична частота обертання змащування пластичним матеріалом $n = 7500$ об/хв, масляним туманом $n = 13000$ об/хв.

Перевіримо підшипник за параметром швидкохідності [9]:

$$d_m = 0,5(140 + 80) = 110 \text{ мм,}$$

$$d_m n_{\max} = 110 \cdot 1600 = 176000 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1},$$

$$d_m n_{\max} = 1,76 \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1} < [d_m n_{\max}] = 8 \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{мін}^{-1}.$$

Розрахункова швидкохідність підшипника вбирається у допустиму.

Еквівалентне динамічне навантаження для кулькових радіально-упорних підшипників визначаємо за формулою 1.60:

$$P_r = 0,67 \cdot 2635 + 1,41 \cdot 0 = 1765 \text{ Н.}$$

Базовий розрахунковий ресурс при 90% надійності не розраховуємо через те, що навантаження в опорі $P_r = 1765$ Н значно менше вантажопідйомності двох підшипників з динамічною вантажопідйомністю $C = 60000$ н.

3.2 Привід поздовжньої подачі

Привід поздовжньої подачі верстата забезпечує робочу поздовжню подачу та швидке переміщення супортів. У токарно-гвинторізному верстаті привід поздовжньої подачі кінематично пов'язаний із приводом головного руху. У приводі подач верстата, що модернізується, зроблено наступні конструктивні зміни:

- коробка подачі та фартух повністю демонтовані за винятком ходового гвинта та ходового валу. Механізм швидких переміщень супорту повністю демонтовано;

- різцетримач демонтований. Поперечна подача здійснюється на механізмі радіальних супортів для кожного інструменту окремо індивідуальними кроковими двигунами;

- виготовлено новий механізм поздовжньої подачі. Привід поздовжнього переміщення супорта здійснюється за рахунок трифазного серводвигуна.

Ручна подача не передбачена, керування подачами, як і частотою обертання шпинделя, виконується на пульті ЧПУ.

Кінематична схема модернізованого приводу поздовжньої подачі показана на рисунку 3.4.

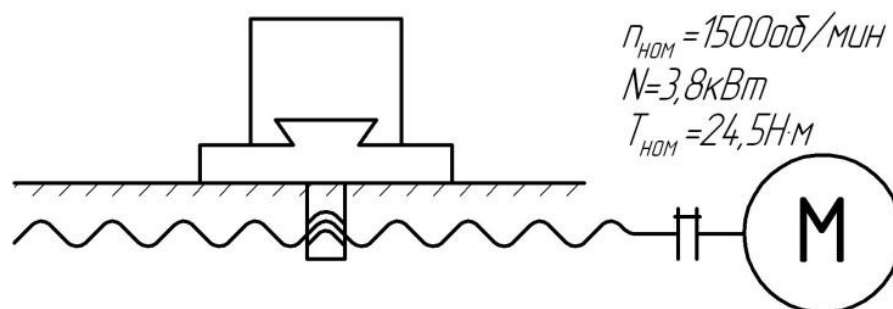


Рисунок 3.4 – Кінематична схема приводу поздовжньої подачі

Привід поздовжньої подачі складається з ходового гвинта, який отримує крутний момент від серводвигуна через сильфонну муфту. Серводвигун кріпиться на кришці механізму швидких переміщень верстата за допомогою склянки. Муфта складається з двох алюмінієвих напівмуфт, з'єднаних між собою гофрою з нержавіючої сталі. Передача крутного моменту від валу електродвигуна на муфту і від муфти на ходовий гвинт здійснюється за рахунок сил тертя.

Визначення частоти обертання ротора двигуна [9].

Швидкість поздовжнього супорта верстата дорівнює швидкості хвилинної подачі. Швидкість хвилинної подачі визначається за такою формулою:

$$v_m = s \cdot n, \text{ мм/хв}, \quad (3.64)$$

де s - Подача, мм /об;

n - Частота обертання шпинделя, об / хв.

Мінімальна швидкість переміщення поздовжнього супорта верстата буде у разі чистового точення сплаву ХН77ТЮР різцями з пластинами із твердого сплаву ВКЗМ.

$$v_m = 0,04 \cdot 560 = 22,4 \text{ мм/хв} .$$

Максимальна швидкість швидкого переміщення поздовжнього супорту відповідає паспортній – $v_{б.н.} = 3800 \text{ мм/хв}$.

Частота обертання ротора двигуна визначається за такою формулою:

$$n_o = \frac{v}{p}, \text{ об/хв}, \quad (3.65)$$

де v - Швидкість переміщення супорта, мм / хв;

p - Крок ходового гвинта, $p = 12$ мм.

$$n_{\text{дmin}} = \frac{22,4}{12} = 1,867 \text{ об/хв},$$

$$n_{\text{дmax}} = \frac{3800}{12} = 316,7 \text{ об/хв}.$$

Визначення статичного моменту приводу .

У модернізованому верстаті статичний момент приводу поздовжньої подачі визначається за такою формулою:

$$T_C = T_P + T_G + T_{m.n.} + T_{m.o.}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (3.66)$$

де T_P – момент від сили різання

$$T_P = \frac{P_x \cdot p}{2\pi \cdot \eta_6}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (3.67)$$

де P_x - осьова складова сили різання, $P_x = 1585,5$ Н;

p - Крок ходового гвинта, $p = 0,012$ м.

η_6 – к.п.д гвинтової передачі

$$\eta_6 = \frac{\text{tg}\beta}{\text{tg}(\beta + \rho)}, \quad (3.68)$$

$$\beta = \text{arctg} \frac{p}{\pi \cdot d_2}, \quad (3.69)$$

де β - Кут підйому гвинтової лінії ходового гвинта;

ρ - Кут тертя, для малих швидкостей $\rho = 6...8^\circ$, приймаємо $\rho = 7^\circ$.

p - Крок ходового гвинта, $p = 12$ мм;

d_2 - Середній діаметр ходового гвинта, $d_2 = 38$ мм.

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{12}{\pi \cdot 38} = 5,74^\circ,$$

$$\eta_e = \frac{\operatorname{tg} 5,74^\circ}{\operatorname{tg}(5,74 + 7^\circ)} = 44,5\%,$$

$$T_p = \frac{1585,5 \cdot 0,012}{2\pi \cdot 0,445} = 6,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

T_G – момент від сили тяжіння вантажів, що переміщуються у вертикальній або похилій площині:

$$T_G = \frac{G \cdot p \cdot \sin \alpha}{2\pi \cdot \eta_e}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (3.70)$$

де G - сила тяжіння:

$$G = m \cdot g, \text{ Н}, \quad (3.71)$$

де m - Маса всіх частин, що переміщуються, $m = 350$ кг;

g - прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

$$G = 350 \cdot 9,81 = 3433,5 \text{ Н}.$$

α – кут нахилу лінії руху вантажів щодо горизонтальної поверхні, $\alpha = 0^\circ$ мм.

$$T_G = \frac{3433,5 \cdot 0,012 \cdot \sin 0^\circ}{2\pi \cdot 0,445} = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$T_{m.n.}$ – момент від сили тертя у напрямних:

$$T_{m.n.} = \frac{F_{m.n.} \cdot p}{2\pi \cdot \eta_e}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (3.72)$$

де $F_{m.n.}$ – сила тертя у напрямних:

$$F_{m.n.} = f \cdot m \cdot g, \text{ Н}, \quad (3.73)$$

де f - Коефіцієнт тертя в напрямних, $f = 0,08$;

$$F_{m.n.} = 0,08 \cdot 350 \cdot 9,81 = 274,68 \text{ Н},$$

$$T_{m.n.} = \frac{274,68 \cdot 0,012}{2\pi \cdot 0,445} = 1,18 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$T_{m.o.}$ – момент від сили тертя в опорах ходового гвинта:

$$T_{m.o.} = \frac{(P_X + F_{m.n.}) \cdot \mu \cdot d_m \cdot k}{3\pi \cdot \eta_6}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (3.74)$$

де μ - Умовний коефіцієнт тертя, $\mu = 0,003 \dots 0,004$, приймаємо $\mu = 0,004$;

d_m - Середній діаметр підшипника, $d_m = 0,0385$ м;

k - Коефіцієнт, що враховує конструкцію опор ходового гвинта, $k = 2$.

$$T_{m.o.} = \frac{(1585,5 + 274,68) \cdot 0,004 \cdot 0,0385 \cdot 2}{3\pi \cdot 0,445} = 0,14 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$T_C = 6,8 + 0 + 1,18 + 0,13 = 8,11 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

На основі статичного моменту приводу вибираємо електродвигун.

Як приводний двигун вибираємо трифазний серводвигун 1FT6102-8AB71-1SG0-1P64 фірми Siemens із збудженням постійним магнітом у компактному виконанні, з вбудованою вимірювальною системою (багатополюсний резольвер), з такими параметрами: номінальна частота обертання $n_{ном} = 1500$ об/хв, потужність $N_{де} = 3,8$ кВт, номінальний крутний момент $T_{ном} = 24,5$ Н · м.

Прийнятий електродвигун має момент $T_{ном} = 24,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ більшим, ніж розрахунковий $T_c = 8,11 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Вибрана муфта сильфонна NKL 150/3338 здатна передавати крутний момент $T = 150 \text{ Н} \cdot \text{м}$, що так само перевищує розрахунковий момент. І двигун і муфта підходять до використання у приводі поздовжньої подачі.

3.3 Механізм радіальних супортів

У модернізованому верстаті заводський поперечний супорт демонтується, але в його місце, на напрямні типу ластівчин хвіст, встановлюється механізм радіальних супортів.

Механізм радіальних супортів складається з масивної чавунної стійки 7, на якій радіально розташовані два супорти 1 і один супорт 2, які фактично є поперечними супортами. Відмінність двох супортів 1 від супорта 2 полягає лише у розміщенні контрольно-вимірювальних елементів при складанні. У супорті 2 вони встановлені праворуч для полегшення доступу оператора до індикатора. Кожен супорт 1 та 2 обладнаний індивідуальним приводом поперечної подачі. Щоб супорти 1 і 2 своїми приводами не впиралися в каретку - супорти 1 і 2 встановлені на підставки 8. Для регулювання зазору в напрямних типу ластівчин хвіст з протилежної сторони від супортів 1 і 2 в пазу стійки 5 розміщений регулювальний клин 9. Клин 9 підтискається направляючим поздовжнього супорта чотирма настановними гвинтами 20. Стійка 9 кріпиться до поздовжнього супорту трьома гвинтами 22 та двома гвинтами 23. Після вивіряння у поперечному напрямку стійка фіксується від зміщення двома штифтами 27.

3.3.1 Радіальний супорт

Радіальний супорт є механізм, що здійснює поперечну подачу інструменту.

Основа 7 встановлюється на напрямну 6 за допомогою з'єднання типу ластівкин хвіст. Для регулювання зазорів у з'єднанні ластівкин хвіст передбачений клин 14. Паз на підставі 7 робиться з ухилом, у свою чергу на клині 14 робиться зворотний ухил. Клин 14 має паз, куди входить головка 15 гвинта. При затягуванні гвинта 15 клин 14 переміщається в підставі 7 і вибирає зазор. Після складання напрямної 6 з основою 7 і клином 14 перевірити зусилля переміщення супорта дорівнює 50Н. На призматичні напрямні основи 7 встановлюється корпус різцетримача 9. Положення корпусу різцетримача 9 в поперечному щодо осі радіального супорта напрямку регулюється гвинтом 40 по упору 21 при відпущених гайках 43. Упор 21 стопориться від провороту штифтом 51. надійно затягуються. Для запобігання сходу основи 7 з напрямної 6 і виходу гвинта ВГК передачі гвинт-гайка кочення 1 максимальна довжина ходу обмежується 20-ма міліметрами. Для цього на підставі 7 встановлений палець 17, який входить у паз упору 16 встановленого на направляючій 6 і обмежує переміщення основи 7. Ріжучий інструмент вставляється в паз корпусу різцетримача 9 і затискається двома гвинтами 35 і планкою 18. На задній частині супорта 9 встановлений корпус 8, в якому збирається передача гвинт-гайка кочення 1 (ГГК). Для захисту від забруднення передачі ГГК 1 на торці корпусу 8 встановлена кришка 19. Гвинт передачі ВГК 1 своїм кінцем встановлюється в стійці 2 на завзятих підшипниках 46. Регулювання натягу в підшипниках 46 проводиться гайкою 43. Від довільного розкручування. Електродвигун 61 кріпиться до стійки 2 через фланець 10. Усередині фланця встановлена сильфонна муфта 60, яка з'єднує вал електродвигуна 61 з гвинтом передачі ГГК 1. Сильфонна муфта 60 складається двох розрізаних алюмінієвих напівмуфт з'єднаних між собою гофрою. Передача крутного моменту здійснюється за рахунок сил тертя в напівмуфтах. Монтаж муфти 60

виконується всередині фланця 10, для цього у фланці зроблені монтажні отвори для доступу до гвинтів муфти 60. Для запобігання витіканню олії з фланця 10 в нього вклеюється металеве кільце 20, в яке в свою чергу встановлена манжета 45. 11 зі шпилькою 13, за якою налаштовується Індикатор ИЧ10 кл.1. Індикатор закріплюється в оправці 12, яка встановлена на 6 напрямної.

Передача гвинт-гайка кочення (ГГК) складається з гвинта зі спеціальним різьбленням СП25х5, корпусу та двох гайок із зовнішніми зубчастими вінцями. Регулювання натягу передачі ГГК відбувається з допомогою повороту гайок однією зуб, тобто. обидві гайки витягуються та повертаються на один зуб від свого номінального положення. За рахунок різної кількості зубів (кількість зубів однієї гайки відрізняється від числа зубів другої гайки на 1) відбувається зміщення доріжок і виходить натяг у передачі.

Частоти обертання ротора двигуна визначаються за формулами 3.64-3.65.

Мінімальна швидкість поперечного переміщення супорта верстата буде у разі чистового точення сплаву ХН77ТЮР різцями з пластинами із твердого сплаву ВКЗМ.

$$v_m = 0,04 \cdot 560 = 22,4 \text{ мм/хв.}$$

Максимальна швидкість швидкого переміщення поздовжнього супорту відповідає паспортній $v_{\text{б.н.}} = 1900 \text{ мм/хв.}$

$$n_{\text{дmin}} = \frac{22,4}{5} = 4,48 \text{ об/хв,}$$

$$n_{\text{дmax}} = \frac{1900}{5} = 380 \text{ об/хв.}$$

У приводі подач використовується передача ВГК із кроком гвинтової лінії. $p = 5 \text{ мм,}$ к.п.д. передачі ВГК $\eta_g = 0,85 \dots 0,9,$ приймаємо $\eta_g = 0,85.$ У

поперечному супорті два супорти з трьох рухаються під кутом $\alpha = 30^\circ$, а третій вертикально, загальна маса частин, що переміщуються $m = 9,5$ кг. Привід подачі супорта має подолати момент від радіальної P_Y складової сили різання. Для визначення радіальної сили різання скористаємося залежністю:

$$P_Y = k(0,4\dots0,5)P_Z, \text{ Н}, \quad (3.75)$$

де k – кількість інструментів, що беруть участь у обробці, $k = 3$;

P_Z - максимальна тангенційна сила різання, що виникає в процесі роботи,

$$P_Z = 1510 \text{ Н}.$$

$$P_Y = 3 \cdot 0,45 \cdot 1510 = 2038,5 \text{ Н}.$$

Статичний момент приводу поперечної подачі визначається за формулами 3.66-3.74:

$$T_P = \frac{2038,5 \cdot 0,005}{2\pi \cdot 0,85} = 1,908 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$G = 9,5 \cdot 9,81 = 93,2 \text{ Н},$$

$$T_G = \frac{93,2 \cdot 0,005 \cdot \sin 30^\circ}{2\pi \cdot 0,85} = 0,044 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$T_{m.n.} = \frac{7,46 \cdot 0,005}{2\pi \cdot 0,85} = 0,007 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_{m.o.} = \frac{(2038,5 + 7,46) \cdot 0,004 \cdot 0,0275 \cdot 2}{3\pi \cdot 0,85} = 0,056 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$T_C = 1,908 + 0,044 + 0,007 + 0,056 = 2,015 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

На основі статичного моменту приводу вибираємо електродвигун.

Як приводний двигун вибираємо п'ятифазний кроковий електродвигун A41K-M599-S фірми AUTONICS з такими параметрами: частота обертання $n = 0\dots2500$ об/хв, крутний момент $T = 4,1$ Н · м.

Прийнятий електродвигун має момент $T = 4,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$ більшим, ніж розрахунковий $T_c = 2,015 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Вибрана сильфонна муфта ВКЛ/4,5/14/14 здатна передавати момент, що крутить $T = 4,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$, що так само перевищує розрахунковий момент. І двигун і муфта підходять до використання у приводі радіального супорта.

3.4 Система змащення верстата

У верстаті застосовано автоматичну централізовану систему мастила шпиндельної бабки.

Шестеренний насос, що приводиться від електродвигуна приводу головного руху через ремінну передачу, засмоктує масло з резервуара і подає його через сітчастий фільтр до підшипників шпинделя і на розподільні лотки. Приблизно через хвилину після включення електродвигуна починає обертатися диск масловказівника на шпиндельній бабці. Його постійне обертання свідчить про нормальну роботу системи змащення. Зі шпиндельної бабки масло через заливний сітчастий фільтр з магнітним вкладишем зливається в резервуар. У процесі роботи необхідно стежити за обертанням диска масловказівника на шпиндельній бабці. При його зупинці необхідно відразу вимкнути верстат і очистити сітчастий фільтр. Для цього його треба вийняти з корпусу резервуара, попередньо від'єднавши труби, відвернути гайку, розташовану в нижній частині, зняти сітчасті елементи, що фільтрують, в пластмасовій оправі. Кожен елемент промити в гасі до повного очищення. Не можна спричинити пошкодження дрібної сітки. Після очищення фільтр зібрати, продувати фільтруючі елементи стисненим повітрям, оскільки це може встановити резервуар і приєднати труби.

Для очищення заливного фільтра з магнітним вкладишем його потрібно увалити з резервуара, зняти кришку, вийняти зі склянки магнітний вкладиш і промити всі поверхні у гасі.

Сітчастий та заливний фільтр чистити не рідше одного разу на місяць. Фільтри обов'язково чистити перед та після кожної заміни масла.

Щодня перед початком роботи потрібно перевіряти за вказівником рівень олії в резервуарі та при необхідності доливати його через отвір заливного фільтра. При заміні олії злив із резервуара здійснюється через пробку в днище резервуара. Перед тим, як заповнити резервуар олією, його треба очистити та промити гасом.

Мастило направляючих радіального супорта і передачі гвинт-гайка кочення проводиться при складанні, мастило закладається в масляні канавки супорта. У процесі роботи мастило періодично заповнюється через встановлені маслянки.

Мастило опор ходового гвинта і задньої бабки здійснюється гнітами з резервуарів, в які масло заливається через отвір, що закривається ковпачком. Причому резервуар задньої бабки заповнюється до витікання олії через отвір на лицьовій стороні корпусу.

Інші крапки змащуються вручну за допомогою маслянки. Заміну масла проводити суворо керуючись вказівками картки мастила.

4 ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕРСТАТА

Технічні характеристики верстата вказані в таблиці 4.1

Таблиця 4.1 - Технічні характеристики верстата

Загальні показники	Значення
Кількість частот подачі	0,04...0,5мм/об
Кількість частот подачі	безступінчасте
Дискретність подання	0,001мм
Глибина різання	0,5...2,0мм
Частота обертів	200...1600об/хв
Кількість частот обертання	безступінчасте
Двигун приводу головного руху	1PH7133-7ND02-2EM1 $n = 0...8000$ об/хв, $N = 12$ кВт, $T = 114,6$ Н·м
Двигун приводу поздовжньої подачі	1FT6102-8AB71-1SG0-1P64 $n = 0...1500$ об/хв, $N = 3,8$ кВт, $T = 24,5$ Н·м
Двигун приводу поперечної подачі	A41K-M599-S, $n = 0...2500$ об/хв, $T = 4,1$ Н·м
Довжина	3515мм
Ширина	1000мм
Висота	1600мм
Вага	3225кг

ВИСНОВОК

Дипломний проект на тему “Модернізація токарного верстата для обробки нежорстких деталей високої точності з жароміцних сплавів” розроблено у відповідності з завданням та наказом.

Було розраховано та модернізовано такі компоненти верстата: коробка швидкостей замінена на регульований електродвигун постійного струму; механізм поздовжньої подачі, механізм швидких переміщень та фартух замінені на привід поздовжнього переміщення з кроковим електродвигуном; супорт замінено на механізм радіальних супортів. При конструюванні верстата застосовувалися сучасні методи проектування з урахуванням тенденцій розвитку машинобудівної галузі якість за розумною ціною.

У дипломі виконано розрахунки режимів різання, виходячи з результатів яких: обрано кінематичну схему; визначено передатні відносини ланок приводу головного руху, розраховано ремінну передачу; підібрані необхідні електродвигуни. Для забезпечення автоматичного оброблення може застосовуватися система ЧПУ.

Модернізований верстат відповідає заданим вимогам.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Допуски та посадки: Довідник. У 2-х ч. ч. 1. / В.Д. М'яков, М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагінський, 6-те вид., перероб. та дод. - Л.: Машинобудування, 1982. - 543 с.
2. Обробка металів різання: Довідник технолога. / А.А. Панов, В.В. Анікін, Н.Г. Бойм та ін; За заг. ред. А.А. Панова. - М.: Машинобудування, 1988. - 736 с.
3. Довідник нормувальника-машинобудівника: Технічне нормування верстатних робіт. У 4-х т. т. 2. / За ред. Є.І. Стружестраха. - М.: МАШГІЗ, 1961. - 892 с.
4. СТП 15-96. Стандарт підприємств: Пояснювальна записка до курсових та дипломних проектів. Вимоги та правила оформлення. - Запоріжжя: ЗНТУ, 1996. - 36 с.
5. Колектив авторів за ред. д-ра техн. наук Д.М. Решетова. Деталі та механізми металорізальних верстатів, т.е.1. М.: Машинобудування, 1972. - 664 с.
6. Горохів В. А. Проектування та розрахунок пристосувань: Навч. посібник для студентів вузів машинобудівних спец. - Мн.: Вища школа, 1986. - 238 с.
7. Горошкін А.К. Пристрої для металорізальних верстатів: Довідник. - М.: Машинобудування, 1971. - 384 с.
8. Кащук В.А., Верещагін О.Б. Довідник шліфувальника. - М.: Машинобудування, 1988. - 478 с.
9. Кочергін А.І. Конструювання та розрахунок металорізальних верстатів та верстатних комплексів: Курсове проектування. - Мн.: Вища школа, 1991. - 382 с.
10. Вардашкін Б.М. Верстатні пристрої: Довідник. У 2-х т. Т. 1. - М.: Машинобудування, 1984. - 591 с.

11. Одинарцев І.А. та ін. Довідник інструментальника. / За ред. І.А. Одинарцева. - Л.: Машинобудування, 1987. - 846 с.
12. Шоботов В.М. Громадянська оборона: Навчальний посібник. - К.: Центр навчальної літератури, 2006. - 438 с.
13. Ансер М.А. Пристосування для металорізальних верстатів: Розрахунки та конструкція. - Л.: МАШГІЗ, 1960. - 623 с.
14. Воробйов І.І. Ремінні передачі: навч. - М.: Машинобудування, 1979. - 168 с.
15. Анур'єв В. І. Довідник конструктора-машинобудівника. У 3-х т. т. 2. - М.: Машинобудування, 2001. - 912 с.
16. Горбацкевич А.Ф., Шкред В.А. Курсове проектування за технологією машинобудування: Навчальний посібник. - 5-те видання, стереотипне. Передрук з четвертого видання 1983 р. - М.: ТОВ ВД "Альянс", 2007. - 256 с.
17. Довідник технолога-машинобудівника. У 2-х т. т. 1 / За ред. А.М. Дальського, А.Г. Косилової, Р.К. Мещерякова, А.Г. Сулова. - 5-те вид., Перероб. та дод. - М.: Машинобудування-1, 2001. - 912 с.
18. Довідник технолога-машинобудівника. У 2-х т. т. 2 / За ред. А.М. Дальського, А.Г. Сулова, А.Г. Косилової, Р.К. Мещерякова. - 5-те вид., Перероб. та дод. - М.: Машинобудування-1, 2001. - 944 с.
19. Барановський Ю.В. Режимы різання металів: Довідник. - М.: Машинобудування, 1972. - 409 с.
20. Гуревич Я.Л. Режимы різання матеріалів, що важко обробляються: Довідник. - М.: Машинобудування, 1986. - 240 с.
21. Пуш В. Е. Металорізальні верстати: Підручник для машинобудівних втузів. - М.: Машинобудування, 1986. - 256 с.
22. Кіркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Розрахунок та проектування деталей машин: Навч. посібник для техн. вишів. - Х.: Основа, 1991. - 276 с.

Додаток А

Розрахунок параметрів різання

Сплав ХН77ТЮР попереднє точіння різцями з пластинами зі сплаву ВК6М:

Швидкість різання розраховується за формулою

$$V = \frac{\pi * D * n}{1000} ; \text{ м/хв}$$

де D – діаметр заготовки, мм

n - частота обертання шпінделя об/хв

$$V = \frac{3.14 * 40 * 197}{1000} = 24.75 \text{ м/хв}$$

Тангенційна сила різання розраховується за формулою:

$$P_Z = C_p * v^{-0.15} * S^{0.75} * t^{0.85}; \text{ кгс}$$

Де C_p – справочний коефіцієнт окремий для кожного сплаву;

S - подача мм/об;

t – глибина різання мм;

Показники ступеню беруться із справочника [20]

$$P_Z = 500 * 24.75^{-0.15} * 0.15^{0.75} * 2^{0.85} = 146 \text{ кгс} = 1440 \text{ Н}$$

$$N_e = \frac{P_Z * V}{60 * 1020}; \text{ кВт}$$

$$N_e = \frac{1440 * 24.75}{60 * 1020} = 0.78 \text{ кВт}$$

Сплав ХН77ТЮР чистове точіння різцями з пластинами зі сплаву ВК3М:

$$V = \frac{\pi * D * n}{1000} ; \text{ м/хв}$$

$$V = \frac{3.14 * 20 * 549}{1000} = 34.5 \text{ м/хв}$$

$$P_Z = C_p * v^{-0.15} * S^{0.75} * t^{0.85} ; \text{ кгс}$$

$$P_Z = 500 * 34.75^{-0.15} * 0.004^{0.75} * 0.5^{0.85} = 21.9 \text{ кгс} = 215 \text{ Н}$$

$$N_e = \frac{P_Z * V}{60 * 1020} ; \text{ кВт}$$

$$N_e = \frac{215 * 34.5}{60 * 1020} = 0.16 \text{ кВт}$$

Титановий сплав ВТ6, ВТ6С, попереднє точіння різцями з пластинами зі сплаву ВК6М:

$$V = \frac{\pi * D * n}{1000} ; \text{ м/хв}$$

$$V = \frac{3.14 * 40 * 350}{1000} = 44 \text{ м/хв}$$

$$Pz = Cp * v^{-0.1} * S^{0.75} * t^{0.9} ; \text{ кгс}$$

$$Pz = 200 * 44^{-0.1} * 0.5^{0.75} * 1^{0.9} = 81,5 \text{ кгс} = 800 \text{ Н}$$

$$Ne = \frac{Pz * V}{60 * 1020} ; \text{ кВт}$$

$$Ne = \frac{800 * 44}{60 * 1020} = 0.71 \text{ кВт}$$

Титановий сплав ВТ6, ВТ6С, чистове точіння різцями з пластинами зі сплаву ВК3М:

$$V = \frac{\pi * D * n}{1000} ; \text{ м/хв}$$

$$V = \frac{3.14 * 20 * 1528}{1000} = 96 \text{ м/хв}$$

$$Pz = Cp * v^{-0.1} * S^{0.75} * t^{0.9} ; \text{ м/хв}$$

$$Pz = 200 * 96^{-0.1} * 0,1^{0.75} * 0,5^{0.9} = 12,2 \text{ кгс} = 120 \text{ Н}$$

$$Ne = \frac{Pz * V}{60 * 1020} ; \text{ кВт}$$

$$Ne = \frac{120 * 96}{60 * 1020} = 0.24 \text{ кВт}$$