

Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет
Кафедра «Машинобудування, мехатроніки і робототехніки»

«Допущено до захисту»
Зав. кафедри ММР
_____ к.т.н., доц.
Андрій ГРЕЧКА

Кваліфікаційна робота
за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
на тему:
«Проектування приводу подачі агрегатного верстата»
«Design of the feed drive of the aggregate machine»

Виконавець: здобувач вищої освіти
3мб курсу, групи ГМ-23мб-3
ОПП «Галузеве машинобудування»
Спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»

_____ Бацун Дмитро Юрійович
Керівник роботи: к.т.н., доц.
Андрій ГРЕЧКА

Рецензент: к.т.н., доц.
_____ Дмитро БОГАТИРЬОВ

[illegible]

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет

Кафедра

Рівень вищої освіти

Галузь знань

Спеціальність

Освітньо-професійна програма

Механіко-технологічний

Машинобудування,
мехатроніки і робототехніки

перший (бакалаврський)

13 Механічна інженерія

133 Галузеве машинобудування

Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ММР

Андрій ГРЕЧКА

«_____» _____ 2026 р.

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

Дмитра БАЦУНА

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Проектування приводу подачі агрегатного верстата

2. Керівник роботи:

к.т.н., доц., Андрій ГРЕЧКА

3. Строк подання роботи до захисту

«15» червня 2026 р.

4. Мета та завдання кваліфікаційної роботи:

Метою роботи є: проектування приводу подачі агрегатного верстата, що дає можливість забезпечення кінематичних та динамічних характеристик для виконання заданих технологічних операцій з високою точністю, продуктивністю та надійністю

Завдання:

- проаналізувати існуючі конструкції приводів агрегатних верстатів та визначити їх переваги і недоліки;
- обґрунтовувати вибір типу приводу подачі відповідно до заданих технічних вимог та умов експлуатації;
- виконати силовий розрахунок приводу подачі та визначити необхідну потужність двигуна;
- провести розрахунок на міцність відповідних деталей приводу подачі;
- виконати розрахунок та вибір напрямних приводів подачі;
- розробити конструкторську документацію на спроектований привід подачі;

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
РОЗДІЛ 1	Андрій ГРЕЧКА		
РОЗДІЛ 2	Андрій ГРЕЧКА		
РОЗДІЛ 3	Андрій ГРЕЧКА		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ п/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	При- мітка
1	Ознайомлення з завданням	Квітень 2026	Вик.
2	Вимоги до механізмів подачі	Квітень 2026	Вик.
3	Розрахунок пружних переміщень та найбільших тисків в напрямних повзуна	Травень 2026	Вик.
4	Розрахунок електромеханічного приводу подачі з безступінчатим регулюванням	Травень 2026	Вик.
5	Висновки	Червень 2026	Вик.
6	Графічна частина та оформлення	Червень 2026	Вик.

Дата видачі завдання

« 13 » квітня 2026 р.

Керівник роботи

Андрій ГРЕЧКА

(підпис)

Завдання прийнято до виконання

13 » квітня 2026 р.

Здобувач

Дмитро БАЦУН

(підпис)

АНОТАЦІЯ

Дмитро БАЦУН. Проектування приводу подачі агрегатного верстата. Кваліфікаційна робота для освітнього ступеня «бакалавр»: спеціальності 133 Галузеве машинобудування / наук. кер. Андрій ГРЕЧКА; ЦНТУ, 2026. – 43 с.

Графічна частина – 1 аркуш формату А1, 1 аркуш формату А2х4

Метою роботи є: проектування приводу подачі агрегатного верстата, що дає можливість забезпечення кінематичних та динамічних характеристик для виконання заданих технологічних операцій з високою точністю, продуктивністю та надійністю.

Для досягнення вказаної мети необхідно: проаналізувати існуючі конструкції приводів агрегатних верстатів та визначити їх переваги і недоліки; обґрунтовувати вибір типу приводу подачі відповідно до заданих технічних вимог та умов експлуатації; виконати силовий розрахунок приводу подачі та визначити необхідну потужність двигуна; провести розрахунок на міцність відповідних деталей приводу подачі; виконати розрахунок та вибір напрямних приводів подачі; розробити конструкторську документацію на спроектований привід подачі.

Актуальність роботи: Агрегатні верстати є основою сучасного автоматизованого виробництва в машинобудуванні. Підвищення їх продуктивності та точності є одним із пріоритетних завдань галузі, які також пов'язані з удосконаленням приводів подачі. Сучасні вимоги до точності обробки корпусних деталей постійно зростають, що вимагає проектування нових, більш досконалих конструкцій приводів подачі.

Практичне значення: Розроблена конструкція приводу подачі агрегатного верстата може бути впроваджена на машинобудівних підприємствах для забезпечення високоточної та високопродуктивної обробки корпусних деталей в умовах серійного та масового виробництва.

Ключові слова: агрегатні верстати, привод подачі, корпусні деталі, динамічні характеристики, міцність, напрямні.

ABSTRACT

Dmytro BATSUN. Design of the feed drive of the aggregate machine. Qualification work for the educational degree "bachelor": specialty 133 Industrial mechanical engineering/Scientific supervisor Andrii HRECHKA; CNTU, 2026.–43 p.

Graphic part – 1 sheet of A1 format, 1 sheet of A2x4 format

The aim of the work is: to design a feed drive for an aggregate machine tool capable of ensuring the required kinematic and dynamic characteristics for performing specified technological operations with high accuracy, productivity, and operational reliability.

To achieve the stated objective, it is necessary to accomplish the following tasks: to analyze existing feed drive designs for aggregate machine tools and evaluate their advantages and disadvantages; to substantiate the selection of the feed drive type in accordance with the specified technical requirements and operating conditions; to perform force calculations of the feed drive and determine the required motor power; to carry out strength calculations of the corresponding feed drive components; to perform the calculation and selection of feed drive guideways; and to develop the engineering documentation for the designed feed drive.

The relevance of the work: Aggregate machine tools constitute the basis of modern automated manufacturing in mechanical engineering. Increasing their productivity and machining accuracy is one of the priority objectives of the industry and is directly associated with the improvement of feed drive systems. Modern requirements for the machining accuracy of housing-type parts continue to increase, which necessitates the design of new and more advanced feed drive structures.

Practical significance: The developed feed drive design for the aggregate machine tool may be implemented at mechanical engineering enterprises to ensure high-precision and high-performance machining of housing-type parts under conditions of batch and mass production.

Keywords: aggregate machine tools, feed drive, housing-type parts, dynamic characteristics, strength, guideways.

Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет
Кафедра «Машинобудування, мехатроніки і робототехніки»

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи

на тему:

«Проектування приводу подачі агрегатного верстата»

КРБ.ГМ.26.11.02.000 ПЗ

Виконавець: здобувач вищої освіти
4 курсу, групи ГМ-23мб-3
ОПП «Галузеве машинобудування»
Спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»

Дмитро БАЦУН

Керівник роботи: к.т.н., доц.

Андрій ГРЕЧКА

ЗМІСТ

ВСТУП.....	9
РОЗДІЛ 1 ВИМОГИ ДО МЕХАНІЗМІВ ПОДАЧІ.....	11
РОЗДІЛ 2 РОЗРАХУНОК ПРУЖНИХ ПЕРЕМІЩЕНЬ ТА НАЙБІЛЬШИХ ТИСКІВ В НАПРЯМНИХ ПОВЗУНА.....	14
2.1. Вихідні дані до розрахунку	14
2.2. Методика розрахунку напрямних рухомих вузлів верстатів	15
2.3. Розрахунок напрямних повзуна	21
2.3.1. Розрахунок величин питомих тисків та контактних деформацій ..	21
2.3.2. Визначення осьової жорсткості повзуна механізму подачі.....	23
2.3.3. Розрахунок сил тертя в стиках напрямних повзуна.....	24
2.3.4. Розрахунок необхідної величини зусилля подачі	25
РОЗДІЛ 3 РОЗРАХУНОК ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ ПОДАЧІ З БЕЗСТУПІНЧАТИМ РЕГУЛЮВАННЯМ.....	26
3.1. Властивості приводу.....	26
3.2. Розрахунок передачі гвинт - гайка кочення	26
3.3. Вибір електродвигуна.....	35
ВИСНОВКИ	40
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	41

ВСТУП

Сучасний розвиток машинобудівної галузі характеризується постійно зростаючими вимогами до продуктивності, точності та надійності технологічного обладнання. В умовах серійного та масового виробництва особливого значення набуває застосування агрегатних верстатів, які забезпечують високу продуктивність обробки шляхом одночасного виконання декількох технологічних операцій на різних позиціях.

Агрегатні верстати широко застосовуються в автомобільних, авіаційних, приладобудівних та інших галузях промисловості для обробки корпусних деталей. Одним із ключових вузлів агрегатного верстата є привід подачі, який забезпечує переміщення силової головки або столу із заготовкою в процесі обробки. Від технічного рівня приводу подають лише залежність точності обробки, продуктивність верстата, якість оброблених поверхонь та надійність роботи обладнання в цілому.

Привід подачі агрегатного верстата є складним інженерним вузлом, що поєднує електричний або гідравлічний двигун, механічну передачу, прямі та систему керування. Правильний вибір типу приводу, його кінематичних і динамічних параметрів забезпечує стабільність процесу різання, точність розмірів оброблюваних деталей і довговічність верстата. Тому проектування приводу подачі агрегатного верстата є актуальним інженерним завданням, що вимагає комплексного підходу та застосування сучасних методів розрахунку і проектування [1, 2, 3]

Метою роботи є: проектування приводу подачі агрегатного верстата, що дає можливість забезпечення кінематичних та динамічних характеристик для виконання заданих технологічних операцій з високою точністю, продуктивністю та надійністю.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі :

- проаналізувати існуючі конструкції приводів агрегатних верстатів та визначити їх переваги і недоліки;

- обґрунтовувати вибір типу приводу подачі відповідно до заданих технічних вимог та умов експлуатації;
- виконати силовий розрахунок приводу подачі та визначити необхідну потужність двигуна;
- провести розрахунок на міцність відповідних деталей приводу подачі;
- виконати розрахунок та вибір напрямних приводів подачі;
- розробити конструкторську документацію на спроектований привід подачі.

Актуальність роботи. Агрегатні верстати є основою сучасного автоматизованого виробництва в машинобудуванні. Підвищення їх продуктивності та точності є одним із пріоритетних завдань галузі, які також пов'язані з удосконаленням приводів подачі. Сучасні вимоги до точності обробки корпусних деталей постійно зростають, що вимагає проектування нових, більш досконалих конструкцій приводів подачі.

Практичне значення. Розроблена конструкція приводу подачі агрегатного верстата може бути впроваджена на машинобудівних підприємствах для забезпечення високоточної та високопродуктивної обробки корпусних деталей в умовах серійного та масового виробництва.

Таким чином, проектування приводу подачі агрегатного верстата є актуальним інженерним завданням, рішення якого має важливе практичне значення для підвищення ефективності вітчизняного машинобудівного виробництва.

РОЗДІЛ 1

ВИМОГИ ДО МЕХАНІЗМІВ ПОДАЧІ

Приводи подачі призначені для забезпечення відносних рухів заготовки й інструмента при їхніх установчих переміщеннях або формоутворенні поверхні обробленої деталі.

Призначення автономно працюючого приводу подачі - забезпечити переміщення виконавчого органа (ВО) по траєкторії, визначуваною напрямними, у режимі, параметри якого не залежать від параметрів руху інших ВО. Такий режим використовується як при позиціонуванні, так і при контурній обробці, коли ділянка контуру обробленої деталі відповідає траєкторії руху даного ВО.

Призначення кількох одночасно працюючих приводів подачі з взаємозалежними параметрами руху - забезпечити переміщення ВО, що несуть інструменти або заготовки, по заданій просторовій траєкторії, причому кожен із приводів подачі при цьому забезпечує рух свого ВО з заданим у часу параметрами.

По функціональному призначенню всі приводи подачі можна розділити в залежності від характеру рухів подачі (допоміжні або формотворні), траєкторії переміщення ВО [прямолінійна або криволінійна (кругова)] і режиму управління переміщенням [із постійною (до відключення) заданою швидкістю; позиційний режим (контроль позиціонування в заданому положенні); режим, що стежить, (безупинний контроль положення ВО і швидкості переміщення)].

Проте цей розподіл якоюсь мірою умовно, тому що той самий привід може мати різноманітні функціональні призначення. Наприклад, ВО може здійснювати допоміжні і формотворні переміщення або працювати в стежачому і позиційному режимах при тому самому приводі подачі.

По основним конструктивним особливостям побудови приводів подачі їх можна також розділити, базуючись на таких класифікаційних

ознаках: джерело руху (привід головного руху; загальний двигун для механізмів переміщення по кількох осях координат; автономні двигуни для механізмів переміщення по кожній осі координат); число двигунів в одному приводі (загальний або роздільні двигуни для робочих подач і швидкого ходи); зв'язок механізму подачі [безпосередня; через постійні кінематичні ланки (редуктор); через змінні проміжні елементи; через коробку передач]; характер кінематичного ланцюга приводу (незамкнута самотня; незамкнута з вибіркою зазорів на окремих ділянках; замкнута з рівнобіжними гілками); вид вимірювальної системи (із безпосереднім або непрямим виміром переміщення ВО).

Вимоги до приводів подачі визначаються насамперед технологічними вимогами до верстатів. Силкові характеристики приводу повинні забезпечувати подолання сил різання, сил тертя, що виникають у механізмах приводу і напрямних ВО, а також динамічних сил, що виникають при перехідних процесах, наприклад при розгоні і гальмуванні ВО [4, 5, 6]

Кінематично привід повинен забезпечувати широкий діапазон швидкостей переміщення ВО, нижня межа якого визначається мінімальною робочою подачею і не перевищує кількох міліметрів (або навіть їхньою часткою) у хвилину, а верхня – швидкістю швидких ходів і досягає 10-20 м/хв (а в деяких випадках і більше). Вимоги до кінематичної точності приводів впливають із норм точності на позиціонування ВО, а також залежать від виду вимірювальної системи і можливості введення відповідної корекції в УЧПУ.

Вимоги до жорсткості механізму подачі визначаються не тільки умовами обмеження його деформації під дією робочого навантаження, але і якістю динамічної системи «привід подачі – напрямні ВО», що повинне забезпечувати повільність переміщення на всіх передбачених швидкостях і нормальній роботі приводу при перехідних процесах із прискореннями до $(0,5 \dots 0,8)g$, де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$. Для цього необхідно, щоб власна частота коливань

механізму подачі перевищувала верхню межу частот смуги пропускання стежачого приводу не менш ніж у 2-3 рази.

Вимоги до експлуатаційних якостей (висока стабільність, надійність і довговічність роботи, простота монтажу, обслуговування і регулювання, ремонтоздатність і забезпечення безпечної роботи персоналу) визначаються відповідними вимогами до верстатів, у яких використовуються приводи подачі. Експлуатаційні якості приводів подачі, як правило, підвищуються при їхньому блочно-модульному виконанні.

У загальному випадку привід подачі металорізального верстата складається зі стежачого приводу, виконавчого механізму приводу подачі і додаткових механізмів (пристроїв захисту, блокувань кінцевих положень, огорожень і т.п.). Стежачий привід містить, як правило, приводний двигун, систему управління двигуном і живлення його енергією (силовий перетворювач) і вимірювальну систему, вмонтовану в контур зворотного зв'язку [7, 8, 9]

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК ПРУЖНИХ ПЕРЕМІЩЕНЬ ТА НАЙБІЛЬШИХ ТИСКІВ В НАПРЯМНИХ ПОВЗУНА

2.1. Вихідні дані до розрахунку

Конструкція напрямних повзуна представлена на рис. 2.1.

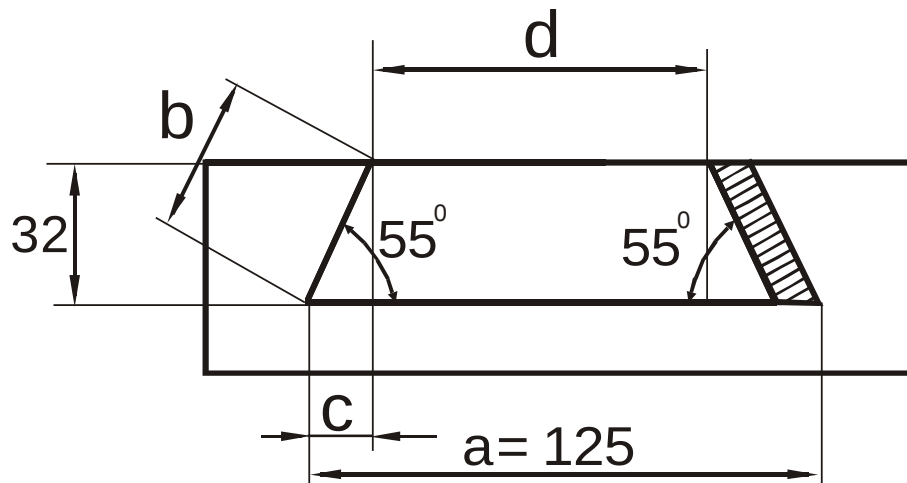


Рис. 2.1. Схема до розрахунку повзуна

Основні параметри напрямних повзуна:

$a = 125$ мм – ширина основної грані;

$b = 32$ мм – ширина бокових граней;

$h = 70$ мм – відстань від дзеркала повзуна до гвинта приводу подачі;

$\Delta = 0,015$ мм – зазор в стиках напрямних.

Схема навантаження повзуна технологічним зусиллям P_x та зусиллям подачі P_n наведена на рис. 2.2.

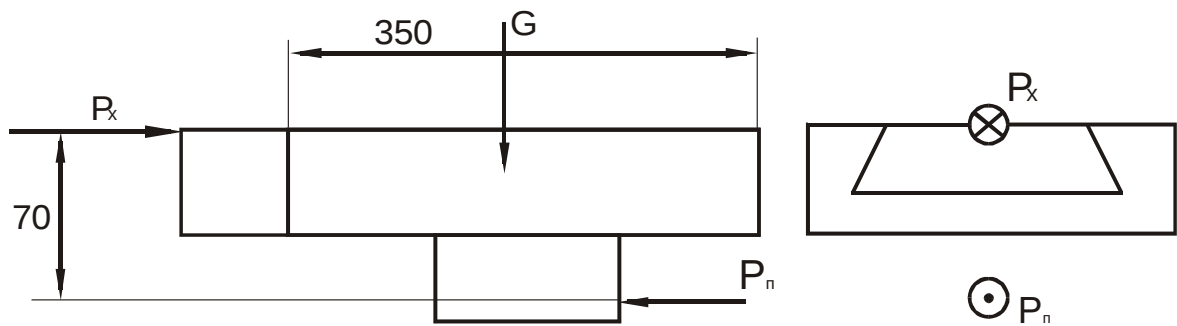


Рис. 2.2. Конструкція напрямних повзуна

$P_x = 6300 \text{ Н}$ – величина осьового навантаження;

$h = 70 \text{ мм}$ – висота розміщення зусилля P_x над дзеркалом повзуна

$L = 350 \text{ мм}$ – довжина повзуна.

Розрахунок площі перерізу повзуна:

$$c = h' \cdot \operatorname{tg} \beta = 32 \cdot \operatorname{tg} 55^\circ = 22,4066 \text{ мм}$$

$$S = (a - c) \cdot h' = (125 - 22,4066) \cdot 32 = 3283 \text{ мм}^2$$

Розрахунок об'єму повзуна:

$$V = S \cdot L' = 3283 \cdot 400 = 1313200 \text{ мм}^3$$

G – вага повзуна:

$$G = V \cdot \gamma = 1313200 \cdot 7,8 = 100 \text{ Н}$$

2.2. Методика розрахунку напрямних рухомих вузлів верстатів

Розрахунок проводиться за методикою [5]. Система координат розміщена наступним чином. Початок координат знаходиться в площині

напрямних на середині їх довжини. Вісь Z направлена по руху столу, вісь X лежить в основній площині напрямних і перпендикулярна напрямку руху. Вісь Y розташована перпендикулярно площині напрямних.

Аналіз розрахункової схеми показує, що діючі навантаження розміщені лише в площині YOZ , отже переміщення мають місце лише в результаті повороту повзуна в поздовжній площині напрямних.

На повзун діє момент M_x , величина якого дорівнює

$$M_x = P_x \cdot h = 6300 \cdot 70 = 441 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

При розрахунку приймаються наступні припущення [5]:

1. Деталі повзуна та корпусу абсолютно жорсткі, окрім поверхневих шарів, які зазнають контактних деформацій.
2. Контактні деформації пропорційні величині питомих тисків.
3. Похибками виготовлення напрямних можна знехтувати.

Розрахункова ширина стику допоміжних граней дорівнює:

$$b = h' / \sin \beta = 32 / \sin 55^\circ = 39,06 \text{ мм}$$

Приведена ширина стику допоміжних граней:

$$b_1 = b \cdot \cos^2 \beta = 39,06 \cdot \cos^2 55^\circ = 12,85 \text{ мм}$$

$$b_2 = b \cdot \cos^2 \beta / \xi = 39,06 \cdot \cos^2 55^\circ / 2,45 = 5,25 \text{ мм}$$

При повороті повзуна в поздовжній площині можливі три випадки розподілу тисків по довжині напрямних в залежності від величини перекидаючого моменту M_x :

1. Працюють тільки основні грані, тиски в яких розподіляються по всій довжині напрямних (рис. 2.3 а), виконується умова

$$\frac{M_x}{GL} < \frac{1}{6} \quad (2.1)$$

Кут повороту повзуна дорівнює

$$\varphi = \frac{12M_x k}{aL^3}. \quad (2.2)$$

Найбільші тиски дорівнюють

$$\sigma_{\max} = \frac{G}{aL} + \frac{6M_x}{aL^2}, \quad (2.3)$$

2. Працюють тільки основні грані, але тиски розподіляються не по всій довжині напрямних (рис. 2.3 б); виконуються умови

$$\frac{M_x}{GL} > \frac{1}{6}, \quad \varphi_x(L - L_k) < \Delta, \quad (2.4)$$

де L_k – довжина напрямних, що приймають участь у роботі,

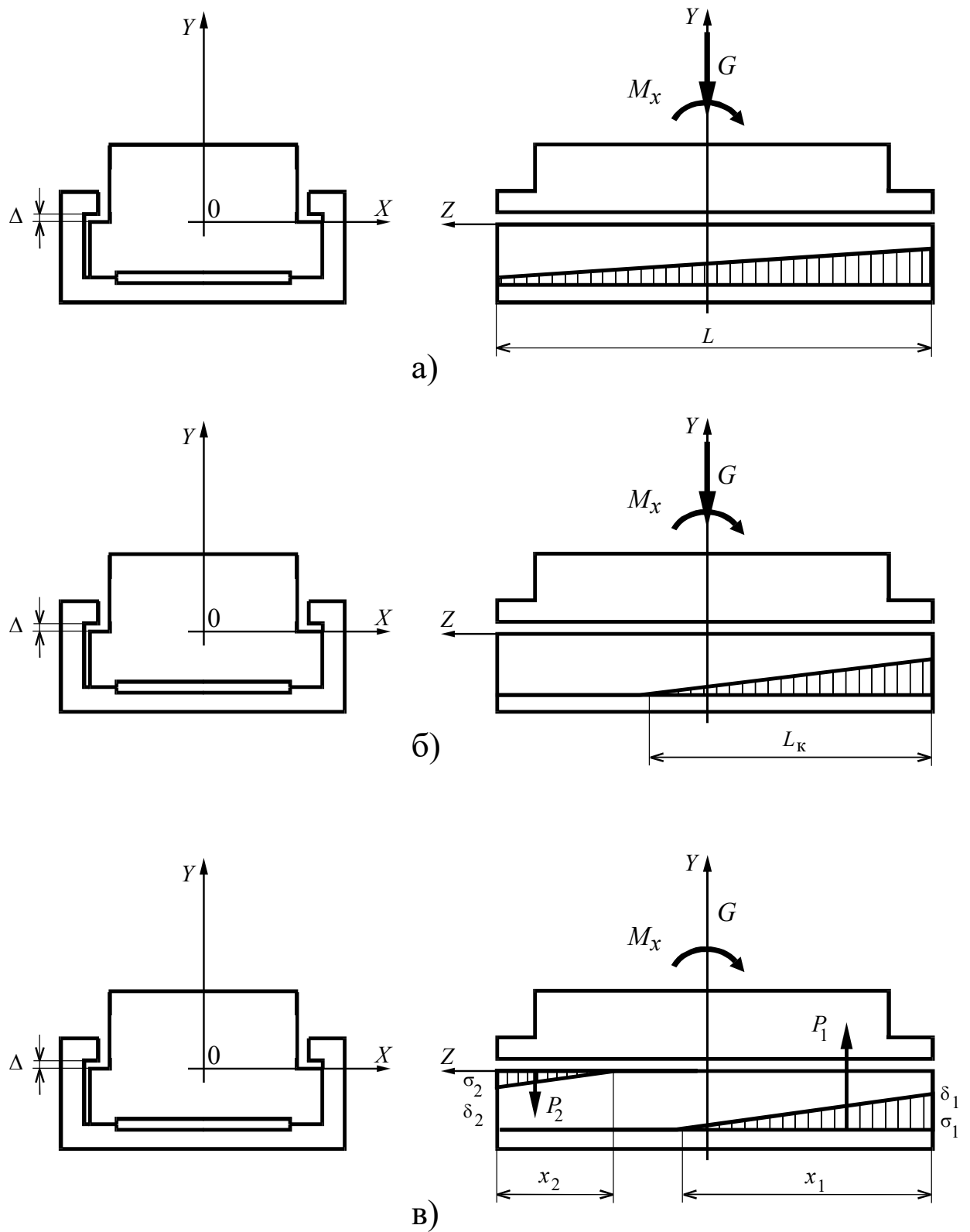


Рис. 2.3. Схема до розрахунку пружних переміщень в поздовжній площині напрямних

$$L_k = 3 \cdot L \cdot (0,5 - \frac{M_x}{GL}), \quad (2.5)$$

Кут повороту повзуна

$$\varphi_x = \frac{12M_x k c_\varphi}{aL^3}, \quad (2.6)$$

де c_φ - коефіцієнт, що враховує розподіл тисків не по всій довжині напрямних,

$$c_\varphi = \frac{1}{13,5 \frac{M_x}{GL} (1 - \frac{2M_x}{GL})}. \quad (2.7)$$

Найбільші тиски в напрямних

$$\sigma_{\max} = \frac{G}{1,5(0,5 - \frac{M_x}{GL})aL}. \quad (2.8)$$

3. Наявність зазорів в стику призводить до того, що певна частина напрямних довжиною x_2 не приймає участі в роботі; при цьому на іншій частина напрямних відчуває більш високі тиски (і контактні переміщення), ніж в випадку відсутності зазорів (рис. 2.3 в). Великий вплив зазорів на перерозподіл тисків і переміщень в стиках пов'язаний з тим, що реальні величини зазорів, як правило, більші величин контактних переміщень [10, 11, 12]

Кут повороту повзуна дорівнює

$$\varphi_x = \frac{\Delta}{L} + \frac{12M_x c_\varphi c_\Delta k}{aL^3}. \quad (2.9)$$

Умова застосування рішення

$$\frac{M_x}{GL} > \frac{1}{6} \text{ і } \frac{\Delta}{k\sigma} < \frac{\frac{M_x}{GL} - \frac{1}{6}}{1,5(0,5 - \frac{M_x}{GL})} \text{ або } \frac{M_x}{GL} > \frac{1}{2}. \quad (2.10)$$

Середній тиск на основних гранях від дії зовнішніх сил і ваги вузла

$$\sigma = \frac{G}{aL}. \quad (2.11)$$

Найбільший номінальний тиск від моменту M_x

$$\sigma_M = \frac{6M_x}{aL^2}. \quad (2.12)$$

Тут c_Δ - коефіцієнт, що враховує перерозподіл тисків по довжині напрямних в залежності від величини зазору і визначається по графіку [5, с. 94] у випадку загального навантаження моментом M_x : c_φ – коефіцієнт, що враховує участь в роботі неповної довжини грані та визначається по графікам в залежності від величини відношення приведених ширин допоміжної та основної граней $\mu = b / \xi a$.

2.3. Розрахунок напрямних повзуна

2.3.1. Розрахунок величин питомих тисків та контактних деформацій

Для встановлення випадку розподілу питомих тисків визначимо величину критерію $\frac{M_x}{GL}$

$$\frac{M_x}{GL} = \frac{0,441 \cdot 10^6}{100 \cdot 350} = 12,5 > \frac{1}{2}.$$

Встановлюємо, що має місце третій випадок розподілу питомих тисків на гранях напрямних, працюють як основні грані, так і допоміжні.

Розрахуємо величину питомих тисків від ваги повзуна

$$\sigma = \frac{G}{aL} = \frac{100}{125 \cdot 350} = 0,0023 \text{ Н/мм}^2.$$

Розраховуємо параметр μ

$$\mu = \frac{b_1 + b_2}{a} = \frac{39,06 + 39}{1,5 \cdot 40} = 0,53.$$

Визначаємо параметр $\frac{\Delta}{k\sigma}$

$$\frac{\Delta}{k\sigma} = \frac{0,015}{1,1 \cdot 10^{-2} \cdot 0,0023} = 593.$$

У відповідності до розрахованих значень визначаємо за графіками величини коефіцієнтів $c_\phi = 3,56$, $c_\Delta = 1,1$.

Кут повороту повзуна

$$\varphi_x = \frac{\Delta}{L} + \frac{12M_x c_\phi c_\Delta k}{aL^3} = \frac{0,015}{350} + \frac{12 \cdot 441 \cdot 10^3 \cdot 3,56 \cdot 1,1 \cdot 1,1 \cdot 10^{-3}}{125 \cdot 350^3} = 8,5 \cdot 10^{-5} \text{ рад.}$$

Найбільші тиски на основних гранях визначаємо за формулою

$$\sigma_{\max} = \sigma_M (K_\mu + K_\Delta), \quad (2.13)$$

де K_μ – коефіцієнт, що враховує участь в роботі допоміжних граней і визначається за графіками [5, с. 98]. При $\mu = 0,14$ та $\frac{M_x}{GL} = 12,5$ коефіцієнт $K_\mu = 1,85$;

K_Δ – коефіцієнт, що враховує вплив зазорів. При $\mu = 0,14$ та $\frac{\Delta}{k\sigma} = 593$ коефіцієнт $K_\Delta = 0,9$.

Таким чином, найбільший тиск на основних гранях дорівнює

$$\sigma_{\max} = 0,16 \cdot (1,85 + 0,9) = 0,44 \text{ Н/мм}^2.$$

Найбільший тиск на допоміжних гранях

$$\sigma'_{\max} = \sigma_{\max} K',$$

де K' – коефіцієнт, що визначається по графікам. При $\mu = 0,14$ та $\frac{\Delta}{k\sigma} = 593$ коефіцієнт $K' = 0,9$.

Таким чином

$$\sigma'_{\max} = 0,44 \cdot 3,7 = 1,628 \text{ Н/мм}^2.$$

2.3.2. Визначення осьової жорсткості повзуна механізму подачі

Осьова жорсткість повзуна приводу подачі розраховується як відношення

$$j_{\text{пл}} = \frac{P_x}{\delta}, \quad (2.14)$$

де P_x – осьове зусилля, яким навантажується повзун;

δ – переміщення у напрямку дії осьового зусилля P_x .

Згідно з попередніми розрахунками кут повороту повзуна відносно осі X під дією зусилля P_x складає φ_x .

Величина переміщення δ у точці прикладення зусилля P_x , яка розташована на висоті $h + h_1$, над напрямними, дорівнює

$$\delta = \varphi_x \cdot h = 8.5 \cdot 10^{-5} \cdot 70 = 0.00595 \text{ мм}.$$

Таким чином, осьова жорсткість повзуна складає

$$j_{\text{пл}} = \frac{6000}{0,00595} = 1,058 \cdot 10^6 \text{ Н/мм}.$$

2.3.3. Розрахунок сил тертя в стиках напрямних повзуна

Сили тертя в напрямних повзуна можна визначити за формулою

$$F_T = \mu(N_1 + N_2), \quad (2.15)$$

де $\mu = 0,2$ – коефіцієнт тертя в стиках напрямних [6];

N_1 – реакції основних граней;

N_2 – реакції допоміжних граней.

Для розрахунку сил тертя необхідно визначити величини реакцій в стиках основних та допоміжних граней. У відповідності до розрахункової схеми, зображеної на рис. 2.3 в, реакція в стику основних граней дорівнює

$$N_1 = \frac{1}{2} \sigma_{\max} \cdot x_1 \cdot a, \quad (2.16)$$

де $\sigma_{\max}$ – максимальна величина питомих тисків в стиках основних граней;

x_1 – довжина ділянки контакту основних граней;

a – приведена ширина стику основних граней.

Довжина контакту дорівнює

$$x_1 = \frac{\sigma_{\max} k}{\varphi_x} = \frac{0,44 \cdot 1,1 \cdot 10^{-2}}{8,5 \cdot 10^{-5}} = 56,94 \text{ мм.}$$

Тоді реакція в стику основних граней

$$N_1 = \frac{1}{2} \cdot 0,44 \cdot 56,94 \cdot 125 = 1566 \text{ Н.}$$

Реакція в стику допоміжних граней згідно з умовою рівноваги повзуна дорівнює

$$N_2 = N_1 - G, \quad (2.17)$$

де G – вага повзуна.

$$N_2 = 1566 - 100 = 1466 \text{ Н.}$$

Таким чином, сили тертя в напрямних повзуна дорівнюють

$$F_T = 0,2(1566 + 1466) = 606,2 \text{ Н.}$$

2.3.4. Розрахунок необхідної величини зусилля подачі

Необхідне зусилля подачі, яке повинне забезпечуватись кулькогвинтовою передачею приводу подачі, можна визначити за формулою

$$P_{\Pi} = P_x + F_T, \quad (2.18)$$

де P_x – осьове навантаження на повзун;

F_T – зусилля тертя в стиках напрямних.

$$P_{\Pi} = 6300 + 606,2 = 6906,2 \text{ Н.}$$

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ ПОДАЧІ З БЕЗСТУПІНЧАТИМ РЕГУЛЮВАННЯМ

3.1. Властивості приводу

Приводами подачі з безступінчатим регулюванням оснащують верстати з числовим програмним управлінням, гнучкі виробничі модулі, верстати з адаптивним управлінням. Такі приводи забезпечують широкий діапазон режимів обробки, максимальну продуктивність, високу точність позиціонування виконавчих органів.

Завдяки регулюванню електродвигуна та спрощенню механічної частини знижується навантаження на двигун, підвищується ККД двигуна, знижується його момент інерції, підвищується точність виконання команд.

В склад електромеханічного приводу подачі входять електродвигун, з'єднувальна муфта, тяговий пристрій та його опори [13, 14]

3.2. Розрахунок передачі гвинт - гайка кочення

Довжину різьби гвинта L , мм, визначимо за формулою:

$$L = l_{\text{в}} + l_{\text{к}} + 2l_{\text{п}} + 2l_{\text{н}},$$

де $l_{\text{в}}$ – переміщення виконавчого органу верстата, мм;

$l_{\text{к}}$ – довжина корпусу гайки, мм;

$l_{\text{п}}$ – довжина перебігу, мм;

$l_{\text{н}}$ – довжина неробочої частини гвинта, мм.

$$L = 175 + 80 + 2 \cdot 10 + 2 \cdot 7,5 = 290 \text{ мм.}$$

Номінальний діаметр гвинта d_0 беруть не меншим, ніж співвідношення $L/(20...25)$. Отже, маємо:

$$d_0 = 290/20 = 14,5 \text{ мм.}$$

В верстатобудуванні використовують гвинти з номінальним діаметром d_0 більше ніж 32 мм, забезпечуючи, таким чином, міцність, жорсткість, довговічність, стійкість гвинта за критичним осьовим зусиллям і критичною частотою обертів. Тому розрахунок передачі гвинт - гайка кочення будемо вести для гвинта з номінальним діаметром $d_0 = 32$ мм.

Згідно рекомендаціям [4] для гвинта з діаметром $d_0 = 32$ мм крок різьби $p = 5$ мм, діаметр кульок $d_1 = 3$ мм.

Гранично допустиме нормальне статичне навантаження P , мм, на одну кульку визначимо за залежністю:

$$P = k_{\sigma} \cdot d_1^2, \quad (3.1)$$

де k_{σ} – коефіцієнт, що залежить від допустимого контактного навантаження на поверхні кульки (для звичайної передачі $k_{\sigma}=70$).

$$P = 70 \cdot 3^2 = 630 \text{ Н.}$$

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

$$C_0 = P \cdot z_p \cdot u \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta, \quad (3.2)$$

де z_p – розрахункове число кульок в одному витку різьби;

u – число витків у гайці;

α – кут контакту кульки з гвинтом та гайкою;

β – кут піднімання різьби.

$$\beta = \arctg \frac{p}{\pi \cdot d_0}. \quad (3.3)$$

Так як

$$z_p = k_z \cdot z_1, \quad (3.4)$$

$$z_1 = \frac{\pi \cdot d_0}{d_1} - \frac{3 \cdot p}{d_1}, \quad (3.5)$$

де k_z – коефіцієнт, що враховує похибки виготовлення різьби гвинтового механізму (приймають 0,7...0,8);

z_1 – робоча кількість шариків в одному витку;

то маємо:

$$C_o = k_\sigma \cdot k_z \cdot d_1 (\pi d_0 - 3p) \cdot u \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta. \quad (3.6)$$

$$C_o = 70 \cdot 0,8 \cdot 3 \cdot (\pi \cdot 32 - 3 \cdot 5) \cdot 7 \cdot \sin 45^\circ \cdot \cos 2,85^\circ = 70994 \text{ Н}.$$

Допустимі контактні напруження при розрахунку на статичну міцність і довговічність (при базовій кількості циклів 10^7) практично співпадають. Приведені навантаження до базового числа циклів навантаження зручно виконувати за допомогою коефіцієнта довговічності [4]:

$$k_d = k_q \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot T \cdot n \cdot c_i}{10^7}}. \quad (3.7)$$

де k_q – коефіцієнт перемінності навантаження (при наявності попереднього натягу приймають $k_q = 0,9$);

T – розрахунковий строк служби передачі (звичайно приймають 10000 годин);

n – розрахункове число обертів за хвилину гвинта;

c_i – кількість циклів навантаження за один оберт гвинта.

$$n = \frac{n_{\max} + n_{\min}}{2}, \quad (3.8)$$

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

Мінімальна та максимальна частоти обертання гвинта відповідають мінімальній $V_{\max}$ та $V_{\min}$ максимальній швидкостям подачі стола:

$$n_{d_{\max}} = \frac{V_{\max}}{p}, \quad n_{d_{\min}} = \frac{V_{\min}}{p}. \quad (3.9)$$

$$c_i = 0,5 \cdot z_1 \left(1 + \frac{d_1}{d_0} \cos \alpha \right). \quad (3.10)$$

Отже,

$$n_{d_{\max}} = \frac{7000}{5} = 1400 \frac{\text{об}}{\text{хв}}, \quad n_{d_{\min}} = \frac{10}{5} = 2 \frac{\text{об}}{\text{хв}},$$

$$n = \frac{1400+2}{2} = 701 \frac{\text{об}}{\text{хв}},$$

$$c_i = 0,5 \cdot 28 \cdot \left(1 + \frac{3}{32} \cos 45^\circ\right) = 14,9,$$

$$k_d = 0,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 10000 \cdot 701 \cdot 14,9}{10^7}} = 7,7.$$

Допустиме навантаження C, H , за умови витривалості знайдемо за рівнянням:

$$C = \frac{C_o}{k_d}, \quad (3.11)$$

$$C = \frac{70994}{7,7} = 9220 \text{ Н}.$$

Попередній натяг, підвищуючи осьову жорсткість передачі, підвищує момент холостого ходу та знижує її довговічність. Тому сила попереднього натягу повинна бути вибрана обґрунтовано.

За мінімально допустиму силу натягу $P_{H_{\min}}$, Н, що відноситься до одної кульки, приймають таку силу, яка забезпечує збереження попереднього натягу у гвинтовій передачі при дії максимального повздовжнього зусилля $Q_{\max}$, Н:

$$P_{H_{\min}} = \frac{Q_{\max}}{2k_z \cdot z_1 \cdot u \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta} = \frac{Q_{\max} \cdot d_1}{2k_z \cdot (\pi \cdot d_0 - 3p) \cdot u \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta} \quad (3.12)$$

$$P_{H_{\min}} = \frac{7000 \cdot 3}{2 \cdot 0,8 \cdot (\pi \cdot 32 - 3 \cdot 5) \cdot 7 \cdot \sin 45^\circ \cdot \cos 2,85^\circ} = 31 \text{ Н}$$

Найбільша допустима сила натягу, що відноситься до одної кульки, при якій зберігається статична міцність механізму,

$$P_{H_{\max}} = P \cdot (1 - 0,55 \frac{Q_{\max}}{C_o}) \quad (3.13)$$

$$P_{H_{\max}} = 858 \cdot (1 - 0,55 \frac{7800}{70994}) = 596 \text{ Н}$$

В залежності від необхідної жорсткості передачі, її довговічності, допустимого нагрівання гвинта та особливостей вимірювального перетворювача переміщень силу натягу вибирають в інтервалі від $P_{H_{\min}}$ до $P_{H_{\max}}$. Звичайно приймають

$$P_H = (1,5 \dots 2) \cdot P_{H_{\min}}, \quad (3.14)$$

отже, маємо:

$$P_H = 1,75 \cdot 31 = 55 \text{ Н}$$

Гвинт, що працює на стиск, перевіряють на стійкість при найбільшому осьовому зусиллі $Q_{\max}$ за рівнянням:

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot k_y \cdot (\mu_i \cdot l)^2 \cdot Q_{\max}}{\pi^3 \cdot E}} \leq d_0, \quad (3.15)$$

де k_y – коефіцієнт запасу стійкості (для передачі гвинт - гайка кочення приймається рівним 3);

μ_i – коефіцієнт, що залежить від характеру защемлення кінців гвинта (при одному защемленому кінці та другому вільному $\mu_i = 2$);

l – найбільша відстань між гайкою і опорою гвинта, мм;

E – модуль пружності матеріалу гвинта, Н/мм².

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 3 \cdot (2 \cdot 285)^2 \cdot 7000}{\pi^3 \cdot 2,1 \cdot 10^5}} = 16, \text{ мм}.$$

Під час швидких переміщень робочого органу верстата, коли гвинт обертається з високою частотою, відцентрові сили можуть викликати втрату його стійкості, що вбачається у появі вібрацій. Критична частота обертання гвинта:

$$n_k = 5 \cdot 10^7 \cdot \frac{d_{\text{вн}} \cdot v \cdot k}{l^2} \leq n_{\text{max}}, \quad (3.16)$$

де $d_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр різьби гвинта, мм;

v – коефіцієнт, що залежить від способу закріплення гвинта (для одного жорстко закріпленого кінця гвинта, другого – вільного, $v = 0,7$);

k – коефіцієнт запасу (приймають 0,5...0,8).

$$n_k = 5 \cdot 10^7 \cdot \frac{29 \cdot 0,7 \cdot 0,5}{285^2} = 6248 \frac{\text{об}}{\text{хв}}.$$

Перевірку на осьову жорсткість j , Н/мм, приводу проводять для умови забезпечення жорсткості кулько-гвинтового механізму j_m , гвинта $j_{\text{гв}}$ та його опор j_o :

$$\frac{1}{j} \geq \frac{1}{j_{\text{КГМ}}} + \frac{1}{j_{\text{ГВ}}} + \frac{1}{j_o} \quad (3.17)$$

або

$$\frac{j_{\text{КГМ}} \cdot j_{\text{ГВ}} \cdot j_o}{j_{\text{КГМ}} \cdot j_{\text{ГВ}} + j_{\text{ГВ}} \cdot j_o + j_o \cdot j_{\text{КГМ}}} \geq j \quad (3.18)$$

Осьова жорсткість приводу впливає на можливість виникнення його резонансних коливань. Щоб не допустити резонансного режиму, власну частоту коливань механічної частини приводу f приймають в 3...3,5 рази більшою, ніж частота імпульсів, що виробляються системою вимірювання переміщень. Виходячи з допустимої частоти коливань механічної частини приводу f (для середніх і малих верстатів $f = 45...75$ Гц), визначають його потрібну жорсткість:

$$j = 4 \cdot 10^{-3} \cdot \pi^2 \cdot f^2 \cdot m, \quad (3.19)$$

де m – маса вузлів механічної частини приводу (ходового гвинта, виконавчого органу та встановлених на ньому пристосувань, заготовки), кг.

$$j = 4 \cdot 10^{-3} \cdot \pi^2 \cdot 70^2 \cdot 50 = 10 \frac{\text{Н}}{\text{мкм}}.$$

Жорсткість кулькогвинтового механізму з попереднім натягом і поверненням кульок через вкладиші при $r_1/r_2=0,96$

$$j_{\text{КГМ}} = 6k_{\delta} \cdot u \cdot \left(\frac{d_0}{p} - 1\right) \cdot \sqrt[3]{0,1P_{\text{н}} \cdot p}, \quad (3.20)$$

де k_{δ} – коефіцієнт, що враховує похибки виготовлення гайки, а також деформації у гвинтовому механізмі та в усіх його стиках (приймають рівним 0,3...0,5).

$$j_{\text{КГМ}} = 6 \cdot 0,4 \cdot 7 \cdot \left(\frac{32}{5} - 1\right) \cdot \sqrt[3]{0,1 \cdot 55 \cdot 5} = 274 \frac{\text{Н}}{\text{мкМ}}.$$

Найменша жорсткість ходового гвинта залежить від способу встановлення його на опорах. При односторонньому закріпленні

$$j_{\text{ГВ}} = \frac{\pi \cdot d_0^2 \cdot E}{4l_1}, \quad (3.21)$$

де l_1 – найбільша відстань від опори гвинта до середини гайки, мм.

$$j_{\text{ГВ}} = \frac{\pi \cdot 32^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{4 \cdot 285} = 592 \frac{\text{Н}}{\text{мкМ}}.$$

Приблизне значення жорсткості опор гвинта

$$j_o = ed_0 \quad (3.22)$$

де e – коефіцієнт, що враховує тип підшипників (для радіально-упорних підшипників $e = 5$).

$$j_o = 5 \cdot 32 = 160 \frac{\text{Н}}{\text{мкм}}.$$

Підставивши в рівняння (3.18) отриманні значення, маємо:

$$\frac{274 \cdot 592 \cdot 160}{274 \cdot 592 + 592 \cdot 160 + 160 \cdot 274} = 86 \frac{\text{Н}}{\text{мкм}}.$$

3.3. Вибір електродвигуна

Електродвигун для привода подачі вибирають виходячи з діючих навантажень, параметрів механічної характеристики привода, особливостей його циклу роботи [15, 16].

Необхідно задати мінімальну та максимальну швидкості робочої подачі стола, швидкість прискорених ходів, масу стола, пристосування, оброблюваної деталі, діаметр, крок і довжину ходового гвинта, час розгону стола до швидкості прискореного ходу, тривалість ввімкнення електродвигуна.

Частота обертання вала електродвигуна n_d , об/хв визначається за залежністю:

$$n_d = \frac{V}{p}, \quad (3.23)$$

де V – швидкість переміщення робочого органу верстату, що дорівнює швидкості хвилинної подачі, мм/хв.

Зокрема, мінімальній $V_{\max}$ та $V_{\min}$ максимальній швидкостям подачі стола відповідають мінімальна та максимальна частоти обертання двигуна:

$$n_{д_{\max}} = \frac{7000}{5} = 1400 \frac{\text{об}}{\text{хв}}, \quad n_{д_{\min}} = \frac{10}{2} = 5 \frac{\text{об}}{\text{хв}}.$$

Складовими приведенного до валу двигуна моменту статичного опору M_c для горизонтального встановленого механізму подачі є: момент M_p від сили різання та момент M_t від сили тертя в механізмах привода. Момент M_t дорівнює сумі трьох моментів, приведених до валу електродвигуна: моменту $M_{т.н}$ від сили тертя в напрямних, моменту $M_{т.гв}$ в гвинтовому механізмі та моменту $M_{т.п}$ в опорах ходового гвинта.

Таким чином, статичний момент привода при усталеному русі робочого органу на прискореному ході:

$$M'_c = M_p + M_t = M_p + M'_{т.н} + M_{т.гв} + M_{т.п} \quad (3.24)$$

та під час різання:

$$M''_c = M_p + M_t = M_p + M''_{т.н} + M_{т.гв} + M_{т.п} \quad (3.25)$$

Значення $M'_{т.н}$ і $M''_{т.н}$ приведенного моменту, обумовленого тертям в напрямних, розрізняються, тому що коефіцієнт тертя в них залежить від швидкості ковзання та навантаження.

Складові приведенного до валу двигуна моменту статичного опору для передачі гвинт - гайка кочення знаходять за такими залежностями:

$$M_p = \frac{P_o \cdot p}{2\pi \cdot \eta_{гв}}, \quad (3.26)$$

де P_o – сила в напрямку руху подачі, Н;

$\eta_{гв}$ – ККД передачі гвинт - гайка кочення;

$$M_{т.н} = \frac{F_{т.н} \cdot p}{2\pi \cdot \eta_{гв}}, \quad (3.27)$$

де $F_{т.н}$ – сила тертя в напрямних;

$$M_{т.в} = M_{х.х} = 0,5 \cdot P_n \cdot k_z \cdot z_1 \cdot u \cdot d_k \cdot (\sin(\beta + \varphi) - \sin(\beta - \varphi)), \quad (3.28)$$

де $M_{х.х}$ – момент холостого ходу передачі;

φ – приведений кут тертя;

$$M_{т.п} = \frac{(P + F_{т.н}) \cdot \mu_y \cdot d_c \cdot k_i}{3 \cdot \eta_{гв}}, \quad (3.29)$$

де μ_y – умовний коефіцієнт тертя ($\mu_y = 0,003 \dots 0,004$);

d_c – середній діаметр підшипника;

k_i – коефіцієнт, що враховує конструкцію опор ходового гвинта (для одної дуплексованої опори $k_i = 2$).

Приведений кут тертя знаходять з рівняння:

$$\varphi = \arctg \frac{f_k}{0,5 \cdot d_1 \cdot \sin \alpha}, \quad (3.30)$$

де f_k – коефіцієнт тертя кочення ($f_k = 0,00001$).

Визначивши значення складових

$$M_p = \frac{(6300 + 606) \cdot 0,005}{2\pi \cdot 0,9} = 6,37 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M'_{т.н} = \frac{100 \cdot 0,005}{2\pi \cdot 0,9} = 0,11 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M''_{т.н} = \frac{700 \cdot 0,005}{2\pi \cdot 0,9} = 0,74 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{т.в} = 0,5 \cdot 55 \cdot 0,8 \cdot 28 \cdot 7 \cdot 3,53 \times \\ \times (\sin(2,85 + 0,0005) - \sin(2,85 - 0,0005)) = 1,70 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{т.п} = \frac{(6300 + 700) \cdot 0,004 \cdot 0,036 \cdot 2}{3 \cdot 0,9} = 0,75 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

отримаємо:

$$M'_c = 6,7 + 0,11 + 1,80 + 0,75 = 9,44 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M''_c = 6,37 + 0,74 + 1,80 + 0,75 = 9,99 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Виходячи з статичних моментів M'_c і M''_c , частот обертання вала двигуна під час руху робочого органу зі швидкістю прискореного ходу та робочої подачі, вибирають двигун для спроектованого привода.

При повторно-короткочасному режимі роботи з тривалістю включення $T_B = 50\%$ двигун вибирають за моментом

$$M_{с_{TB}} = M''_c \cdot \frac{T_B}{100}. \quad (3.31)$$

$$M_{с_{TB}} = 9,99 \cdot \frac{50}{100} = 5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Двигун підходить для привода, якщо виконуються дві умови: 1) його номінальний момент M_n не менше моменту $M_{с_{ТВ}}$ у всьому діапазоні частот обертання ротора, який відповідає повному діапазону робочих подач стола; 2) номінальний момент M_n не менше моменту M'_c при усталеному русі робочого органу зі швидкістю прискореного переміщення.

Висунутим вимогам відповідає електродвигун постійного струму ВЭМ113 з номінальним моментом $M_n = 11 \text{ Н}\cdot\text{м}$ та максимальним частотою обертання ротора двигуна $n_{\max} = 2000 \text{ об/хв}$.

ВИСНОВКИ

В роботі виконано проектування приводу подачі агрегатного верстата, що дає можливість забезпечення кінематичних та динамічних характеристик для виконання заданих технологічних операцій з високою точністю, продуктивністю та надійністю.

Для досягнення поставленої мети було вирішено наступні задачі:

- проаналізовано існуючі конструкції приводів агрегатних верстатів та визначено їх переваги і недоліки;
- обґрунтовувано вибір типу приводу подачі відповідно до заданих технічних вимог та умов експлуатації;
- виконано силовий розрахунок приводу подачі та визначено необхідну потужність двигуна;
- проведено розрахунок на міцність відповідних деталей приводу подачі;
- виконано розрахунок та вибір напрямних приводів подачі;
- розроблено конструкторську документацію на спроектований привід подачі.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Модульно-параметричний принцип розробки проектів шестеренних гідравлічних машин. / Апаракін А.Р. // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки : зб. наук. пр. - Кропивницький : ЦНТУ, 2023. - Вип. 7 (38). – С. 51-58.
2. Валявський, І. А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою : навч. посіб. / І. А. Валявський, О. В. Лисенко, І. А. Лисенко ; М-во освіти і науки України, Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. - Кропивницький : ЦНТУ, 2023. - 281 с.
3. Shcherbyna K. Kinematics of cutting process while honing holes with a hone with variable geometry of sticks / K. Shcherbyna, A. Hrechka, V. Mazhara, T. Diachenko//Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград: КНТУ, 2020. – Вип.50. – С.159-164
4. Щербина К.К. Експериментальне дослідження деформації пружно-гвинтового хона / К.К. Щербина, М.М. Підгаєцький, В.А. Мажара, А.І. Гречка, Т.В. Дяченко // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки: зб. наук. пр. – Кропивницький : ЦНТУ, 2022. – Вип. 5 (36). – Ч. 2. – С. 31-38.
5. Апаракін А.Р. Синтез схем навантаження силових елементів кулькогвинтового гідропідсилювача з аксіальною структурою приводу / А.Р. Апаракін, П.М. Єрьомін, В.А. Мажара // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки. – Кропивницький: ЦНТУ, 2024. – Вип. 9 (40). - Ч. II. – С. 23-31.
6. Мажара В.А. Система автоматизованого проектування технологічного оснащення / В.А. Мажара, К.К. Щербина, А.М. Артюхов, С.А. Тененика, І.С. Шестаков // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кропивницький : ЦНТУ, 2024. – Вип. 54. – С. 12-23.

7. Кириченко А. М. Аналіз кінематики верстата з двохкоординатним механізмом паралельної структури "біпод" / А. М. Кириченко, Л. В. Ленченко, С. М. Заїка // Вісник Тернопільського державного технічного університету. - Тернопіль : ТДТУ, 2008. - № 2. - С. 74-81
8. Кириченко А. М. Дослідження кінематики трьохкоординатного верстата з комбінованою структурою / А. М. Кириченко, С. М. Заїка, Л. В. Ленченко // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. - Кіровоград : КНТУ, 2008. - Вип. 20. - С. 97-103.
9. Кириченко А. М. Визначення силових характеристик приводів обладнання з механізмами паралельної структури / А. М. Кириченко, С. М. Заїка // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. - Кременчук : КДПУ, 2008. - Вип. 5 (52), ч. 2. - С. 50-53.
10. Заїка С. М. Точність верстатів із плоскими механізмами паралельної структури / С. М. Заїка, А. М. Кириченко // Вісник Сумського державного університету. Серія "Технічні науки". - Суми : СумДУ, 2010. - № 4. - С. 19-23.
11. Кириченко А. М. Особливі положення плоских механізмів паралельної структури / А. М. Кириченко, С. М. Заїка, А. М. Федотьев // Вісник Кременчуцького державного університету імені Михайла Остроградського. - Кременчук : КДУ, 2010. - Вип. 5 (64), ч. 1. - С. 94-99.
12. Щербина К. Динамічний аналіз кульково-клинового хону в зоні малих переміщень / Щербина К., Мажара В., Торчілов Д., Заїка С., Масляніков В. // Вісник Хмельницького національного університету : Технічні науки. - Хмельницький: ХНУ, 2024. - №3 (337). - С.250-254.
13. Щербина К., Мажара В., Торчілов Д., Заїка А., Масляніков В. Дослідження повздовжньої сталості пружно-гвинтового хону з гвинтовими

канавками // Вісник Хмельницького національного університету : Технічні науки. - Хмельницький: ХНУ, 2025. - №2 (349). - С.493-499.

14. Щербина К., Заїка А., Заїка С., Мажара В., Скібінський Я. Управління точністю нарізання черв'ячних коліс збірними черв'ячними фрезами з поділенням на дві частини профілем інструментальної рейки // Вісник Хмельницького національного університету : Технічні науки. - Хмельницький: ХНУ, 2025. - №2 (349). - С.364-370.

15. Заїка, С., Заїка, А., Лисенко, О., & Скібінський, Я. (2025). Підвищення ефективності обробки отворів корпусних деталей із чавуну деформуючим протягуванням. Herald of Khmelnytskyi National University. Technical Sciences, 357(5.1), 167-174.