

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:

«Розробка шпиндельної бабки фрезерного верстата з ЧПУ»

«Development of a CNC milling machine headstock»

Виконавець: здобувач вищої освіти

3-мб курсу, групи ПМ-23мб-3,

ОПП «Прикладна механіка»

Спеціальності 131 «Прикладна механіка»

_____ Ткаченко Дмитро Сергійович

Керівник роботи: к.т.н., доц.

_____ Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

Рецензент: к.т.н., доц.

_____ Любов ОЛІЙНИЧЕНКО

Кропивницький – 2026

Центральноукраїнський національний технічний університет

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ММР
Андрій ГРЕЧКА

«_____» _____ 2026 р.

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

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Розробка шпиндельної бабки фрезерного верстата з ЧПУ

2. Керівник роботи: к.т.н., доц., Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

3. Строк подання роботи до захисту «15» червня 2026 р.

4. Мета та завдання кваліфікаційної роботи:

Метою роботи є: розробка конструкції шпиндельної бабки фрезерного верстата з ЧПУ, що забезпечує забезпечення технічних характеристик для високоточної та високопродуктивної обробки деталей.

Завдання:

- проаналізувати існуючі конструкції шпиндельних бабок фрезерних верстатів з ЧПУ та програмування їх переваг і недоліків;
- обґрунтовувати вибір конструктивної схеми шпиндельної бабки відповідно до заданих технічних вимог;
- виконати силовий розрахунок шпиндельного вузла;
- провести розрахунок шпинделя на жорсткість та міцність;
- виконати розрахунок та вибір підшипників шпиндельного вузла;
- розробити конструкторську документацію на спроектовану шпиндельну бабку.

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
РОЗДІЛ 1	Іван ВАЛЯВСЬКИЙ		
РОЗДІЛ 2	Іван ВАЛЯВСЬКИЙ		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ п/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	При- мітка
1	Вступ	Квітень 2026	Вик.
	Аналітичний огляд	Квітень 2026	Вик.
2	Розрахунок та проектування шпиндельної бабки		
	фрезерного верстата з ЧПУ	Травень 2026	Вик.
3	Висновки	Травень 2026	Вик.
4	Графічна частина та оформлення	Червень 2026	Вик.

Дата видачі завдання « 13 » квітня 2026 р.

Керівник роботи _____ Іван ВАЛЯВСЬКИЙ
(підпис)

Завдання прийнято до виконання 13 » квітня 2026 р.

Здобувач _____ Дмитро ТКАЧЕНКО
(підпис)

АНОТАЦІЯ

Дмитро ТКАЧЕНКО. Розробка шпиндельної бабки фрезерного верстата з ЧПУ. Кваліфікаційна робота для освітнього ступеня «бакалавр»: спеціальності 131 Прикладна механіка / наук. кер. Іван ВАЛЯВСЬКИЙ; ЦНТУ, 2026. 38 с.

Графічна частина – 3 аркуш формату А1, 1 аркуш формату А2х4

Метою роботи є: розробка конструкції шпиндельної бабки фрезерного верстата з ЧПУ, що забезпечує забезпечення технічних характеристик для високоточної та високопродуктивної обробки деталей.

Для досягнення вказаної мети необхідно виконати наступні задачі: проаналізувати існуючі конструкції шпиндельних бабок фрезерних верстатів з ЧПУ та програмування їх переваг і недоліків; обґрунтовувати вибір конструктивної схеми шпиндельної бабки відповідно до заданих технічних вимог; виконати силовий розрахунок шпиндельного вузла; провести розрахунок шпинделя на жорсткість та міцність; виконати розрахунок та вибір підшипників шпиндельного вузла; розробити конструкторську документацію на спроектовану шпиндельну бабку.

Актуальність роботи. обумовлена необхідністю створення високоточного та надійного шпиндельного вузла, здатного забезпечити ефективну роботу фрезерного верстата з ЧПУ в умовах сучасного автоматизованого виробництва. Підвищення точності та продуктивності обробки є одним із пріоритетних завдань машинобудівної галузі, вирішення яких неможливо без розробки та впровадження досконалих конструкцій шпиндельних вузлів.

Практичне значення: розроблена конструкція шпиндельної бабки фрезерного верстата з ЧПУ може бути впроваджена на машинобудівних підприємствах для високоточної та високопродуктивної обробки складних просторових поверхонь деталей.

Ключові слова: шпиндельна бабка, фрезерний верстат з ЧПУ, просторові деталі, високопродуктивна обробка.

ABSTRACT

Dmytro TKACHENKO. Development of a CNC milling machine headstock. Qualification work for the educational degree "bachelor": specialty 131 Applied mechanics / Scientific supervisor Ivan VALIAVSKYI; CNTU, 2026. 38 p.

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

The aim of the work is: to develop the design of a spindle headstock for a CNC milling machine capable of ensuring the technical characteristics required for high-precision and high-performance machining of parts.

To achieve the stated objective, it is necessary to accomplish the following tasks: to analyze existing designs of spindle headstocks for CNC milling machines and evaluate their advantages and disadvantages; to substantiate the selection of the spindle headstock structural configuration in accordance with the specified technical requirements; to perform force calculations of the spindle unit; to carry out stiffness and strength analysis of the spindle; to perform the calculation and selection of spindle unit bearings; and to develop the engineering documentation for the designed spindle headstock.

The relevance of the work lies in: determined by the necessity to develop a high-precision and reliable spindle unit capable of ensuring efficient operation of a CNC milling machine under conditions of modern automated manufacturing. Improving machining accuracy and productivity is one of the priority tasks of the mechanical engineering industry, the solution of which is impossible without the development and implementation of advanced spindle unit designs.

Practical significance: The developed spindle headstock design for the CNC milling machine may be implemented at mechanical engineering enterprises for high-precision and high-performance machining of complex spatial surfaces of parts.

Keywords: spindle headstock, CNC milling machine, spatial parts, high-performance machining.

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

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи

на тему:

«Розробка шпиндельної бабки фрезерного верстата з ЧПУ»

КРБ.ПМ.26.05.02.00.00

Виконавець: здобувач вищої освіти,
3-го року навчання, групи ПМ-23мб-3,
ОПП «Прикладна механіка»
Спеціальності 131 «Прикладна механіка»

Ткаченко Дмитро Сергійович

Керівник роботи: к.т.н., доц.

Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

ЗМІСТ

Вступ	8
1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД.....	9
1.1. Характеристика та розвиток фрезерних верстатів.....	9
1.2. Аналіз існуючого парку фрезерних верстатів.....	11
2. РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ ШПИНДЕЛЬНОЇ БАБКИ ФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТА З ЧПУ	13
2.1. Загальна характеристика розробки шпиндельної бабки	13
2.2. Розрахунок приводу головного руху	13
2.3. Розрахунок пасової передачі.....	16
2.4. Розрахунок зубчастої передачі.....	21
2.5. Розрахунок підшипників.....	28
2.5.1. Розрахунок жорсткості опор шпинделя.....	29
2.5.2. Розрахунок довговічності підшипників.....	31
2.5.3. Розрахунок жорсткості шпиндельного вузла	32
ВИСНОВКИ	35
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	36

ВСТУП

Сучасне машинобудування характеризується постійно зростаючими вимогами до точності, продуктивності та автоматизації технологічних процесів. Одним із ключових напрямків розвитку металообробного обладнання є широке впровадження фрезерних верстатів з числовим програмним керуванням (ЧПУ), які забезпечують високу точність обробки складних просторових поверхонь в умовах автоматизованого виробництва.

Фрезерні верстати з ЧПУ набули широкого застосування в авіаційних, автомобільних, приладобудівних та інших галузях промисловості, де висувуються підвищені вимоги до якості виготовлення деталей. Ефективність роботи такого верстата значною мірою збільшується конструкцією його шпиндельної бабки — одного з найвідповідальніших вузлів, які також впливають на точність, жорсткість та динамічність усіх характеристик верстата.

Шпиндельна бабка фрезерного верстата з ЧПУ є складним конструктивним вузлом, що забезпечує передачу крутного моменту від приводу до інструменту, сприймає сили різання та забезпечує необхідну точність обертання шпинделя. Від правильного проектування шпиндельної бабки залежить якість обробки поверхні, стійкість інструменту та довговічність верстата в цілому. Тому розробка шпиндельної бабки фрезерного верстата з ЧПУ є актуальним інженерним завданням, що вимагає застосування сучасних методів розрахунку та проектування.

Метою дипломної роботи є розробка конструкції шпиндельної бабки фрезерного верстата з ЧПУ, що забезпечує забезпечення технічних характеристик для високоточної та високопродуктивної обробки деталей.

Для досягнення поставленої мети необхідно таке завдання :

- проаналізувати існуючі конструкції шпиндельних бабок фрезерних верстатів з ЧПУ та програмування їх переваг і недоліків;
- обґрунтовувати вибір конструктивної схеми шпиндельної бабки відповідно до заданих технічних вимог;
- виконати силовий розрахунок шпиндельного вузла;
- провести розрахунок шпинделя на жорсткість та міцність;
- виконати розрахунок та вибір підшипників шпиндельного вузла;
- розробити конструкторську документацію на спроектовану шпиндельну бабку.

1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД

1.1. Характеристика та розвиток фрезерних верстатів

Сучасне фрезерне металообробне обладнання (МО) призначене для обробки: внутрішніх та зовнішніх фасонних поверхонь, площин, прямих і гвинтових канавок багатолезовим інструментом (фрез), крім того на такому обладнанні можна обробляти внутрішні і зовнішні різьби та прямо зубчасті косо зубчасті колеса.

Враховуючи великий обсяг виконуваних робіт на фрезерному МО та велику кількість різних типів фрез, які застосовують при цьому розглянемо основні фрезерні роботи, які найбільш розповсюджені в машинобудуванні:

- фрезерування циліндричними фрезами – для обробки поверхонь;
- фрезерування дисковими фрезами – для обробки пазів, уступів;
- фрезерування кінцевими фрезами – для обробки пазів, уступів, фасонних поверхонь;
- фрезерування торцевими фрезами – для обробки поверхонь, уступів, пазів;
- фрезерування фасонними фрезами – для виготовлення різноманітних фасонних поверхонь.

За характером виконуваних робіт фрезерні верстати поділяють на універсальні (загального призначення), спеціалізовані і спеціальні.

Верстати універсальні ділять на горизонтально-фрезерні, вертикально-фрезерні консольні та без консольні; консольні широко універсальні, поздовжньо-фрезерні.

Спеціалізовані фрезерні верстати об'єднують: карусельно-фрезерні, копіювально-фрезерні, шпоночно-фрезерні, барабанно-фрезерні, фрезерно-обточувальні, фрезерно-центрувальні та ін..

Спеціальні фрезерні верстати об'єднують решту типів фрезерного МО, яке проектується для комплексної фрезерної обробки конкретних поверхонь деталі, наприклад: поздовжньо фрезерний верстат барабанного типу для обробки торців головок шатунів і т. ін. [1, 2, 3]

Фрезерний верстат призначений для обробки металевих заготовок фрезою, яка здійснює головний обертальний рух, а рух подачі може здійснювати заготовка або фрезерна головка. Головний обертальний рух фрези і рух подачі заготовки або фрези в фрезерному МО будуть формоутворюючими рухами, які будуть створюватись відповідними механізмами при наявності відповідних кінематичних ланцюгів та ланок їх налагодження. Допоміжні рухи в фрезерному МО необхідні для підготовки процесу різання і до них відносяться рухи, які зв'язані з налагоджуванням і настроюванням верстата, його керуванням, закріпленням та відкріпленням деталі чи інструмента, швидким підводом інструмента до поверхні, що оброблюється, та його швидким відведенням, або швидким підведенням деталі до інструмента та її швидкого відведення після обробки.

В якості ознаки розмірної характеристики прийняті розміри стола фрезерного верстата. По цій ознаці фрезерні верстати мають п'ять градацій, мм:

Розмір 0... Площа стола 200x800

Розмір 1... Площа стола 250x1000

Розмір 2... Площа стола 320x1250

Розмір 3... Площа стола 400x1600

Розмір 4... Площа стола 500x2000

Найбільш розповсюдженим фрезерним МО є горизонтальні, універсальні і вертикальні фрезерні верстати. [4, 5, 6]

З часом почали з'являтися фрезерні верстати з ЧПУ. Спочатку конструкція верстата залишалася незмінною, тобто на них ніби навішували вузли програмного управління, з редукторами і датчиками зворотного зв'язку, при цьому залишались незмінними всі форми ручного управління. Але з часом фрезерні верстати з ЧПУ удосконалювалися, з'явилися удосконалені інструментальні магазини, тобто з автоматичною зміною інструмента. Тобто на фрезерних верстатах з ЧПУ для збільшення продуктивності реалізують максимально можливі режими різання, застосовуючи високостійкий інструмент, що настроюється поза верстатом. [7, 8, 9]

1.2. Аналіз існуючого парку фрезерних верстатів.

В даний час існує багато різновидів фрезерних верстатів. На виробництвах фрезерні верстати займають п'яту частину від усього парку верстатів.

Розрізняють дві основні групи фрезерних верстатів: універсальні (загального призначення) та спеціалізовані. До універсальних фрезерних верстатів відносять горизонтально-фрезерні (рис.1.1,а), вертикально-фрезерні (рис.1.1,б) та поздовжньо-фрезерні. До спеціалізованих фрезерних верстатів відносять шпоночко-фрезерні, шліце-фрезерні, карусельно-фрезерні та інші верстати.[10]



Рис.1.1. Виконання фрезерних верстатів

З появою комп'ютерних технологій почали їх застосовувати і до фрезерних верстатів, так з'явилися фрезерні верстати з ЧПУ, які полегшували людську працю та швидкість виконуваних робіт. Фрезерні верстати з ЧПУ так як і звичайні фрезерні верстати, тобто горизонтально-фрезерні, вертикально-фрезерні та поздовжньо-фрезерні. В свою чергу вертикально-фрезерні верстати з ЧПУ поділяють на консольні (наприклад, 6Р11Ф3, 6Р13Ф3), що мають меншу масу і займають меншу площу в одноінструментальному (рис. 1.2, а) і багатоінструментальному з РГ (рис. 1.2, б) виконаннях, проте через низьку жорсткість у варіанті з ЧПУ мало перспективи. У безконсольних верстатах вертикальне переміщення має фрезерна голівка, а стіл установлений на масивній підставці з переміщеннями по осях X' і Y' , що забезпечує високу

жорсткість. Безконсольні верстати (наприклад у мод. 6520Ф3) можуть бути одноінструментальними (рис. 1.2, в) або з РГ (рис.1.2,г) [12].

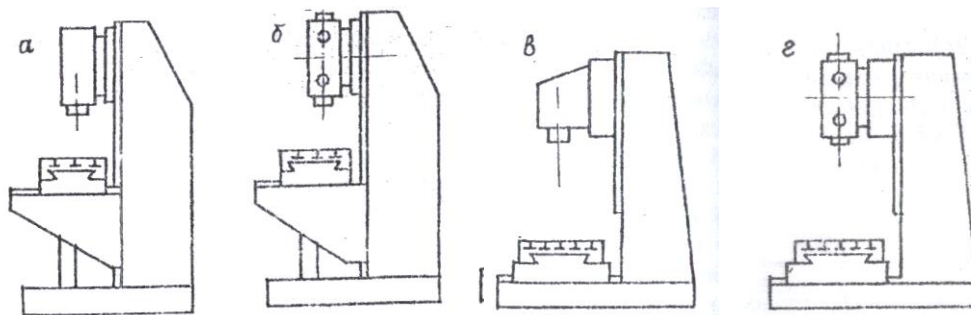


Рис.1.2. Виконання фрезерних верстатів з ЧПУ

Розвиток фрезерних верстатів з ЧПУ починався з того, що верстати залишалися з незмінною конструкцією, але мали вузли програмного управління, згодом створювали приводи подач, автоматичну зміну інструменту, змінювали швидкість головного руху. Це привело до появи багатоопераційних верстатів. Фрезерні верстати з ЧПУ користуються попитом, так як вже не потрібно докладати багато зусиль для виконання певної операції. Скоротився час обробки деталей, почали використовувати більш міцні інструментальні матеріали, ніж раніше.[11]

1.Визначаємо КПД привода:

$$\eta_{\text{общ.}} = \eta_{\text{нас.}} \times \eta_{\text{ред.}} \times \eta_{\text{л.}} \times \eta_{\text{подш.}}, \quad (2.1)$$

де $\eta_{\text{нас.}}$ - ККД клинопасової передачі, $\eta_{\text{нас.}} = 0,94 \div 0,96$ по табл.. 1.1. [12],

приймаємо $\eta_{\text{нас.}} = 0,95$;

$\eta_{\text{ред.}}$ - ККД редуктора, $\eta_{\text{нас.}} = 0,97 \div 0,98$ по табл.. 1.1. [12], приймаємо

$\eta_{\text{ред.}} = 0,98$;

$\eta_{\text{зубч.}}$ - ККД зубчатої циліндричної передачі, $\eta_{\text{зубч.}} = 0,92 \div 0,94$ по табл. 1.1.

[12], приймаємо $\eta_{\text{зубч.}} = 0,93$;

$\eta_{\text{подш.}}$ - ККД підшипників, $\eta_{\text{подш.}} = 0,99$ по табл. 1.1. [12].

$$\eta_{\text{общ.}} = 0,95 \times 0,98 \times 0,93 \times 0,99 = 0,86.$$

Потужність даного фрезерного універсального верстата з ЧПУ:

$N = 2.2$ кВт, $n = 1425$ об/хв

Загальне передаточне число розбиваємо за ступенями:

$$U = U_{\text{нас.}} \times U_{\text{ред.}} \times U_{\text{зубч.}}, \quad (2.2)$$

де $U_{\text{нас.}}$ - передаточне число пасової передачі, $U_{\text{нас.}} = 2$ по табл..1.2 [12];

$U_{\text{ред.}}$ - передаточне число пасової передачі, $U_{\text{ред.}} = 4$ по табл..1.2 [12];

$U_{\text{зубч.}}$ - передаточне число пасової передачі, $U_{\text{зубч.}} = 4$ по табл..1.2 [12];

$$U = 2 \cdot 4 \cdot 4 = 32.$$

Визначаємо число обертів на валах привода:

Число обертів ел. двигуна:

$$n_{\text{ел.дв.}} = 1425 \text{ об / хв.}$$

Число обертів на вхідному валу редуктора:

$$n_2 = \frac{n_{\text{ел.дв.}}}{U_{\text{нас.}}}, \quad (2.3)$$

$$n_2 = \frac{1425}{2} = 712,5 \text{ об / хв.}$$

Приймаємо по паспорту верстата: $n_2 = 720 \text{ об / хв.}$

Число обертів на вихідному валу редуктора:

$$n_3 = \frac{n_2}{U_{ред.}}, \quad (2.4)$$

$$n_3 = \frac{720}{4} = 180 об / хв .$$

Число обертів на вихідному валу ланцюгової передачі:

$$n_4 = \frac{n_3}{U_{ланц.}}, \quad (2.5)$$

$$n_4 = \frac{180}{4} = 45 об / хв .$$

Визначаємо кутові швидкості на валах привода:

Кутова швидкість на вхідному валу редуктора:

$$\omega_1 = \frac{\pi \times n_2}{30}, \quad (2.6)$$

$$\omega_1 = \frac{3,14 \times 720}{30} = 74,398 рад / с .$$

Кутова швидкість на вихідному валу редуктора:

$$\omega_2 = \frac{\pi \times n_3}{30}, \quad (2.7)$$

$$\omega_2 = \frac{3,14 \times 180}{30} = 18,85 рад / с .$$

Кутова швидкість на вихідному валу ланцюгової передачі:

$$\omega_3 = \frac{\pi \times n_4}{30}, \quad (2.8)$$

$$\omega_3 = \frac{3,14 \times 45}{30} = 4,712 рад / с .$$

Визначаємо потужність на валах привода:

Потужність на вхідному валу редуктора:

$$N_1 = N_{ел.дв.} \times \eta_{нас.}, \quad (2.9)$$

$$N_1 = 2,2 \times 0,95 = 2,09 кВт .$$

Потужність на вихідному валу редуктора:

$$N_2 = N_1 \times \eta_{ред.}, \quad (2.10)$$

$$N_2 = 2,09 \times 0,98 = 2,048 кВт .$$

Потужність на вихідному валу ланцюгової передачі:

$$N_3 = N_2 \times \eta_{зубч.}, \quad (2.11)$$

$$N_3 = 2,048 \times 0,92 = 1,905 \text{ кВт}.$$

Визначаємо обертові моменти на валах привода:

Обертовий момент на входному валу редуктора:

$$T_1 = \frac{N_1}{\omega_1}, \quad (2.12)$$

$$T_1 = \frac{2,09 \times 10^3}{74,398} = 27,719 \text{ Нм} = 27,719 \times 10^3 \text{ Нмм}.$$

Обертовий момент на вихідному валу редуктора:

$$T_2 = \frac{N_2}{\omega_2}, \quad (2.13)$$

$$T_2 = \frac{2,048 \times 10^3}{18,85} = 108,66 \text{ Нм} = 108,66 \times 10^3 \text{ Нмм}.$$

Обертовий момент на вихідному валу ланцюгової передачі:

$$T_3 = \frac{N_3}{\omega_3}, \quad (2.14)$$

$$T_3 = \frac{1,905 \times 10^3}{4,712} = 404,217 \text{ Нм} = 404,217 \times 10^3 \text{ Нмм}.$$

2.3. Розрахунок пасової передачі.

В самому простому вигляді пасова передача (рис.2.2) складається з ведучого та веденого шківів та гнучкого зв'язку – паса, який надягнений на шківви з натягом У поєднанні із зубчатою передачею ремінну встановлюють на менш навантажений швидкохідний ступінь.

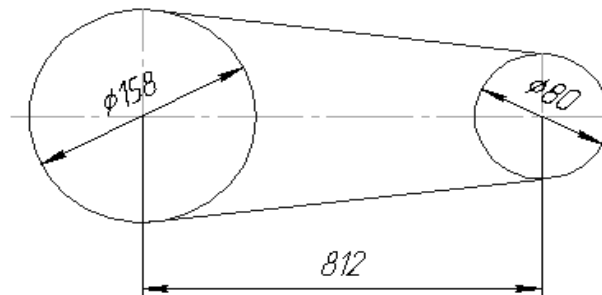


Рис.2.2. Схема клинопасової передачі.

Клинова форма паса з боковими робочими поверхнями забезпечує збільшення тягової здатності паса за рахунок підвищеного тертя. Це дозволяє, в порівнянні з плоскостасовою передачею, понизити натяг ремня, зменшити зусилля на вали і опори, а також кут обхвату і міжосьові відстані. Проте клинові паси більш жорсткі, мають велику масу, що обмежує швидкість експлуатації, із-за великої висоти профілю випробовують підвищені напруження згину, внутрішні деформації і нагрів. [12]

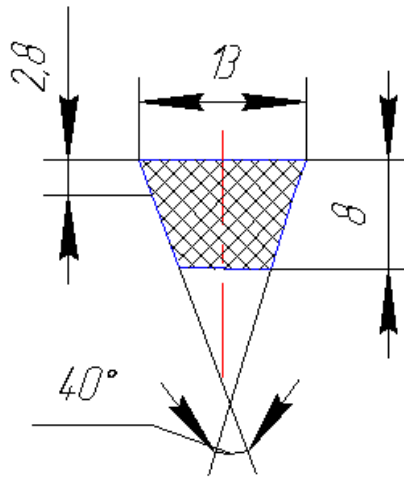


Рис. 2.3. Клинопасова передача.

Пасові передачі переважно використовують для передавання потужностей у діапазоні 0,2...50кВт.

Клинопасові передачі (рис.2.3) рекомендовано застосовувати при відносно великих передаточних відношеннях, вертикальному та нахиленому застосуванні паралельних осей валів, вимоги малогабаритності передачі та менших навантажень на опори валів, передачі енергії на декілька валів.

Вихідні дані з попередньо проведених розрахунків:

$$N_{т.} = 2,2 \text{ кВт}, \quad \eta_{ел.дв.} = 1425 \text{ об/хв.}$$

$$\text{Частота обертання ведучого валу: } \eta_{вед} = 720 \text{ об/хв}$$

$$\text{Передаточне відношення: } U_{нас} = 2 \text{ по табл. 1.2 [12]}$$

$$\text{Коефіцієнт ковзання паса: } \xi = 0,015$$

По ГОСТ 1284.1-89 згідно частоті обертання и потужності, яка передається, вибираємо пас типу А з діаметром ведучого шківу 80мм.

Обертальний момент:

$$T = \frac{N_{m.}}{\omega_1}, \quad (2.15)$$

де ω_1 - кутова швидкість ведучого шківу, де ω_1

$$\omega_1 = \frac{\pi \times n_{ел.дв.}}{30}, \quad (2.16)$$

$$\omega_1 = \frac{3,14 \times 1425}{30} = 149,226 \text{ рад/с},$$

$$T = \frac{2,2 \times 10^3}{149,226} = 14,743 \text{ Нм} = 14,743 \times 10^3 \text{ Нм}.$$

Діаметр меншого шківу за формулою:

$$d_1 \approx (3 \div 4) \sqrt[3]{T}, \quad (2.17)$$

$$d_1 = (3 \div 4) \sqrt[3]{14,743 \times 10^3} \approx (73,6 \div 98) \text{ мм}.$$

Згідно ГОСТ 1284.1-80 приймаємо шків діаметром 80мм для пасу типу А котрий передає потужність 2,06Нм.

Діаметр більшого шківу (ведучого):

$$d_2 = U_{pee.} \times d_1 (1 - \xi), \quad (2.18)$$

$$d_2 = 2 \times 80 (1 - 0,015) = 158 \text{ мм}.$$

Уточнюємо передаточне відношення:

$$U_{nac.} = \frac{d_2}{d_1 (1 - \xi)}, \quad (2.19)$$

$$U_{nac.} = \frac{158}{80(1 - 0,015)} = 2,00.$$

При цьому кутова швидкість складає:

$$\omega = \frac{\omega_{дв.}}{U_{nac.}}, \quad (2.20)$$

$$\omega = \frac{149,226}{2,00} = 74,613 \text{ рад/с}.$$

Розбіг між тим, що було отримано з попереднього розрахунку:

$$\frac{74,613 - 74,398}{74,613} \times 100\% = 0,29\%.$$

набагато менше допустимого $\pm 3\%$.

Виходячи з цього приймаємо шків діаметрами:

$$d_1 = 80 \text{ мм та } d_2 = 158 \text{ мм}.$$

Міжосьова відстань $d_p = 158 \text{ мм}$ потрібно приймати за формулою:

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + T_0, \quad (2.21)$$

де T_0 - висота пасу по ГОСТ 1284.1-80

$$a_{\min} = 0,55(80 + 158 + 6) = 134 \text{ мм},$$

$$a_{\max} = d_1 + d_2, \quad (2.22)$$

$$a_{\max} = 80 + 158 = 238 \text{ мм}.$$

Довжина пасу попередньо приймаємо $L_{\text{нас}} = 800 \text{ мм}$.

Розрахункова довжина пасу:

$$L = 2 \times L_{\text{нас}} + 0,5\pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \times L_{\text{нас}}}. \quad (2.23)$$

$$L = 2 \times 800 + 0,5 \times 3,14(80 + 158) + \frac{(158 - 80)^2}{4 \times 800} = 1600 + 373,66 + \frac{78^2}{3200} = 1975,6 \text{ мм}$$

По ГОСТ 1284.1-80 вибираємо пас довжиною 2000 мм.

Уточнене значення міжосьової відстані з урахуванням стандартної довжини пасу:

$$a_n = 0,25[L - (0,5\pi(d_1 + d_2))] + \sqrt{(L - (0,5\pi(d_1 + d_2)))^2 - 2 \cdot (d_2 - d_1)^2} \quad (2.24)$$

$$\begin{aligned} a_n &= 0,25[(2000 - (0,5 \cdot 3,14(80 + 158)))] + \sqrt{[(2000 - (0,5 \cdot 3,14(80 + 158)))]^2 - 12168} = \\ &= 0,25[1626,34 + \sqrt{2632814}] = 812 \text{ мм} \end{aligned}$$

При монтажі необхідно забезпечити можливість зменшення міжосьової відстані на $0,01L = 0,01 \times 2000 = 20 \text{ мм}$ для забезпечення надівання пасів на шків та можливості збільшення на $0,025L = 0,025 \times 2000 = 50 \text{ мм}$ для збільшення натягу пасів.

Кут обхвату шківів по формулі:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \frac{d_2 - d_1}{a_n} \quad (2.25)$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \frac{158 - 80}{812} = 175^\circ$$

Коефіцієнт режиму роботи, котрий враховує умови експлуатації передачі (режим роботи легкий) $C'_p = 1$ по табл. 2.8 [12].

Коефіцієнт котрий враховує вплив довжини пасу $C_n' = 1,15$ по табл. 2.19 [12].

Коефіцієнт котрий враховує вплив кута обхвату при $\alpha = 175^\circ$; $C_\alpha = 0,98$ по табл. 2.18 [12].

Коефіцієнт котрий враховує кількість пасів у передачі: $C_z = 0,90$ по табл. 2.18 [12].

Кількість пасів у передачі:

$$z' = \frac{z}{C_z}, \quad (2.26)$$

де z - розрахункове число пасів, де z

$$z = \frac{N_m}{[N]}, \quad (2.27)$$

де $[N]$ - допустима потужність на один пас, де $[N]$

$$[N] = (N_0 C_\alpha C + \Delta N_n) C_p, \quad (2.28)$$

де N_0 - потужність, яка допускається на один пас, $N_0 = 0,62$ по табл. 2.15 [12];

ΔN_n - поправка, яка враховує зменшення впливу на довговічність згину пасу на великому шківі із збільшенням передаточного числа, де

$$\Delta N_n = 0,0001 \Delta T_n n_\delta \quad (2.116)$$

де ΔT_n - поправка до крутного моменту на передаточне відношення, $\Delta T_n = 1,1 H \cdot m$ по табл. 2.20 [12].

$$\Delta N_n = 0,0001 \cdot 1,1 \cdot 1425 = 0,16 \text{ кВт},$$

$$[N] = (0,62 \cdot 0,98 \cdot 1,15 + 0,16) \cdot 1 = 0,86 \text{ кВт},$$

$$z = \frac{2,2}{[0,86]} = 2,6,$$

$$z' = \frac{2,6}{0,9} = 2,9.$$

Приймаємо число пасів $z' = 3$.

Визначаємо швидкість пасу:

$$V = 0,5 \times \omega_{ел.дв.} \times d_1, \quad (2.30)$$

$$V = 0,5 \times 149,226 \times 80 \times 10^{-3} = 5,9 м/с.$$

$Q = 0,18 \frac{Hc^2}{м^2}$ - коефіцієнт котрий враховує вплив центробіжних сил.

Визначаємо силу початкового натягу одного клинового паса:

$$F_0 = \frac{780N}{VC_{\alpha}C_p z'} + qV^2, \quad (2.31)$$

де q - погонна маса паса, $q = 0,1 кг/м$ по табл. 2.12 [12].

$$F_0 = \frac{780 \cdot 2,2}{5,9 \cdot 0,98 \cdot 1} + 0,1 \cdot 5,9^2 = 296,8 + 3,481 = 300,3 Н$$

Розраховуємо потужність на валу:

$$F_{\epsilon} = 2 \times F_0 \times z' \times \sin \frac{\alpha_1}{2}, \quad (2.32)$$

$$F_{\epsilon} = 2 \times 300,3 \times 3 \sin \frac{175}{2} = 2 \times 300,3 \times 3 \sin 87,5 = 1800 Н.$$

Розраховуємо ширину шківів:

$$B_{ш.} = (z' - 1) \times e + 2f, \quad (2.33)$$

де e - відстань між першою та наступною канавкою, $e = 15 \pm 0,3 мм$ по табл. 2.21 [12];

f - відстань від початку канавки до її середини, $f = 10^{+2}_{-1} мм$ по табл. 2.21 [12];

$$B_{ш.} = (3 - 1) \times 15 + 2 \times 10 = 50 мм$$

2.4. Розрахунок зубчастієї передачі

Серед механічних передач зубчаті отримали найбільш широке розповсюдження (рис. 2.4).

Переваги цих передач: висока навантажувальна здатність та надійність у роботі; постійність передаточного числа; високий ККД; компактність; робото здатність в широкому діапазоні навантажень та швидкостей; технологічність виготовлення.

Недоліки: джерело шуму та вібрацій; чутливість до погрешностей виготовлення та монтажу; висока собівартість виготовлення точних передач.

Зубчасті передачі застосовуються у механізмах найточніших приладів, де розміри коліс вимірюються кількома міліметрами, так і в найпотужніших машинах із розмірами коліс до 10м.

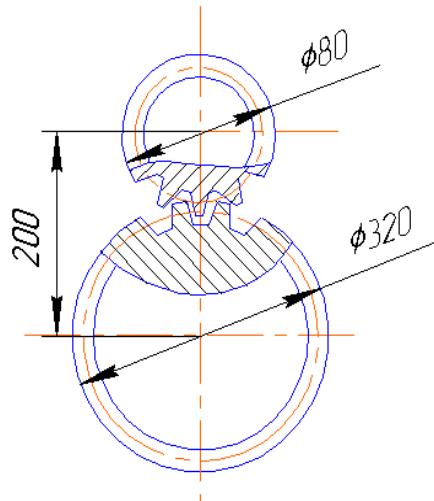


Рис.2.4. Схема зубчастої передачі.

Данні для розрахунку:

Кутова швидкість вхідного валу:

$$\omega_1 = 74,398 \text{ рад / с}$$

Кутова швидкість на вихідному валу редуктора:

$$\omega_2 = 18,85 \text{ рад / с}$$

Обертний момент на вхідному валу редуктора:

$$T_1 = 27,719 \text{ Нм} = 27,719 \times 10^3 \text{ Нмм}$$

Передаточне відношення: $U=4$.

Так, як не існує особливих вимог по відношенню до габаритних розмірів передачі, вибираємо матеріали із середніми механічними характеристиками.

Для шестерні Сталь 13 – термічної обробітки – покращена твердість $HV=230$, для колеса Сталь 13 – термічної обробітки – поліпшена, але твердість на 30 одиниць нижча від $HV = 200$.

Допустимі контактні напруження:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{Hlimb} \times K_{HL}}{[S_H]}, \quad (2.34)$$

де, σ_{Hlimb} - границя контактної витривалості при базовому числі циклів, де σ_{Hlimb}

$$\sigma_{Hlimb} = 2HB + 70, \quad (2.35)$$

де HB - твердість по поверхні зубів менша $HB = 350$ і термічної обробітки - покращення по табл.3.2 [2.2];

$$\sigma_{Hlimb} = 2 \cdot 200 + 70 = 470 \text{ Н / мм}^2$$

K_{HL} - коефіцієнт довговічності, $K_{HL} = 1$ при тривалій роботі.

$[S_n]$ - коефіцієнт безпечності для шестерні із допустимим напруженням,

$$[S_n] = 1,10.$$

$$[\sigma_{H1}] = \frac{470 \times 1}{1,1} = 428 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{(2HB + 70)K_{HL}}{[S_H]}, \quad (2.36)$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{(2 \times 200 + 70) \times 1}{1,1} = 428 \text{ МПа}$$

Тоді розрахункове допустиме контактне напруження буде:

$$[\sigma_H] = 0,45 \times ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]), \quad (2.15)$$

$$[\sigma_H] = 0,45 \times (482 + 428) = 385,2 \text{ МПа}$$

Потрібна умова виконання:

$$[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_{H2}], \quad (2.38)$$

$$428 \leq 1,23 \cdot 385,2,$$

$$428 \leq 473,8$$

Умова виконується.

По табл. 3.1[14] не дивлячись на симетричне роз положення коліс відносно опор приймаємо коефіцієнт $K_{H\beta} = 1,25$.

Приймаємо для прямозубих коліс коефіцієнт ширини $\psi_{ba} \leq 0,25$ венцю по міжосьовій відстані із умови контактної витривалості активних поверхонь зубів:

$$a_w = K_a \times (U + 1) \times \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 U^2 \psi_{ba}}} \quad (2.39)$$

де K_α - допоміжний коефіцієнт, $K_\alpha = 49H / \text{мм}^2$ по табл. 3.1[14];

T_2 - момент, який передається валом шестерні,

$K_{H\beta}$ - коефіцієнт концентрації навантаження, $K_{H\beta} = 1,25$ по табл. 3.1 [14];

ψ_{ba} - коефіцієнт ширини зубчатого колеса, приймаємо для прямозубих коліс коефіцієнт ширини $\psi_{ba} \leq 0,25$ вінцю по міжосьовій відстані із умови контактної витривалості активних поверхонь зубів.

$$a_w = 49 \times (4 + 1) \times \sqrt[3]{\frac{246 \times 10^3 \times 1,25}{385,2^2 \times 4^2 \times 0,25}} = 245 \cdot \sqrt[3]{0,518} = 245 \times 0,80 = 196 \text{ мм}.$$

Найближче значення можливої відстані по ГОСТ 2185-85: $a_w = 200 \text{ мм}$.

Нормальний модуль зачеплення:

$$m_n = (0,01 \div 0,02) a_w, \quad (2.40)$$

$$m_n = (0,01 \div 0,02) \times 200 = 2 \div 4 \text{ мм}$$

Приймаємо по ГОСТ 9563-80: $m_n = 2,5 \text{ мм}$.

Визначаємо число зубів шестерні:

$$z_1 = \frac{2 \times a_w}{(U + 1) \times m_n}, \quad (2.41)$$

$$z_1 = \frac{2 \times 200}{(4 + 1) \times 2,5} = 32$$

Приймаємо $z_1 = 32$,

тоді,

$$z_2 = z_1 \times U, \quad (2.42)$$

$$z_2 = 32 \times 4 = 128.$$

Основні розміри шестерні і колеса:

$$d_1 = m_n \times z_1, \quad (2.43)$$

$$d_1 = 2,5 \times 32 = 80 \text{ мм},$$

$$d_2 = m_n \times z_2, \quad (2.44)$$

$$d_2 = 2,5 \times 128 = 320 \text{ мм}.$$

Перевірка:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}, \quad (2.13)$$

$$a_w = \frac{80 + 320}{2} = 200 \text{ мм}.$$

Діаметр вершин зубів:

$$d_{a_1} = d_1 + 2 \times m_n, \quad (2.46)$$

$$d_{a_1} = 80 + 2 \times 2,5 = 85 \text{ мм},$$

$$d_{a_2} = d_2 + 2 \times m_n, \quad (2.47)$$

$$d_{a_2} = 320 + 2 \times 2,5 = 313,75 \text{ мм}.$$

Діаметр впадин зубів:

$$d_{f_1} = d_1 - 2,5 \times m_n, \quad (2.48)$$

$$d_{f_1} = 80 - 2,5 \times 2,5 = 73,75 \text{ мм},$$

$$d_{f_2} = d_2 - 2,5 \times m_n, \quad (2.49)$$

$$d_{f_2} = 320 - 2,5 \times 2,5 = 313,75 \text{ мм}.$$

Ширина колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} \times a_w, \quad (2.50)$$

$$b_2 = 0,25 \times 200 = 50 \text{ мм}$$

Ширина шестерні:

$$b_1 = b_2 + 5, \quad (2.51)$$

$$b_1 = 50 + 5 = 55 \text{ мм}$$

Визначаємо коефіцієнт ширини по діаметру:

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}, \quad (2.52)$$

$$\psi_{bd} = \frac{55}{80} = 0,68$$

Колова швидкість та степінь точності передачі:

$$V = \frac{\omega_1 d_1}{2}, \quad (2.53)$$

$$V = \frac{75,36 - 80}{2 \times 10^3} = 3,01 \text{ м/с}$$

При такій швидкості для прямозубих передач зі швидкістю до 5м/с потрібно призначати 8 степінь точності ГОСТ 1643-81 при цьому $K_{H\alpha} = 1,1$

$$K_H = K_{H\beta} \times K_{H\alpha} \times K_{HV}, \quad (2.54)$$

де K_{HV} - коефіцієнт динамічного навантаження, $K_{HV} = 1,1$ - для прямозубих передач по табл.2.7 [53];

$K_{H\alpha}$ - коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілення навантаження між зубцями, $K_{H\alpha} = 1$ по табл.2.14 [13];

$K_{H\beta}$ - коефіцієнт нерівномірності навантаження, $K_{H\beta} = 1,1$ по рис.2.2 [13];

$$K_H = 1,1 \times 1 \times 1,1 = 1,21$$

Перевірка контактних напружень:

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_H (U + 1)^3}{b_2 \times U^2}}, \quad (2.14)$$

$$\sigma_H = \frac{310}{200} \sqrt{\frac{246 \times 10^3 \times 1,21 \times (4 + 1)^3}{50 \times 4^2}} = 1,55 \sqrt{46509} = 1,55 \times 215,6 = 334,2 \text{ МПа} < [\sigma_H]$$

Сили, які діють у зачепленні:

Колова:

$$F_t = \frac{2 \times T_1}{d_1}, \quad (2.56)$$

$$F_t = \frac{2 \times 6,3 \times 10^3}{80} = 157,5 \text{ Н}$$

Радіальна:

$$F_a = F_t \times \tan \alpha = F_t \times \tan 20^\circ, \quad (2.57)$$

$$F_a = 157,5 \times 0,36397 = 57,3 \text{ Н}$$

Перевірка зубів на витривалість по напруженням згину для прямозубих передач:

$$\sigma_F = \frac{F_t \times K_F \times Y_F}{b_{m_n}}, \quad (2.58)$$

де K_F - коефіцієнт навантаження, де K_F

$$K_F = K_{F\beta} \times K_{FV}, \quad (2.59)$$

де $K_{F\beta}$ - коефіцієнт концентрації навантаження, $K_{F\beta} = 1,05$ по рис.2.2 [13];
 K_{FV} - коефіцієнт динамічного навантаження, $K_{FV} = 1,25$ по табл. 2.14 [13];

$$K_F = 1,05 \times 1,25 = 1,31$$

Y_{Fi} - коефіцієнт котрий враховує форму зуба який залежить від еквівалентності зуба, $Y_{F1} = 3,75$, $Y_{F2} = 3,60$;

Допустиме напруження по формулі:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{lim b}^o}{[S_F]} \quad (2.60)$$

де $\sigma_{lim b}^o$ - гранична напруга, яка не залишає залишкових деформацій або крихкого злому зуба, по табл.3.9 [14] для Сталі 13 покращеної при твердості $HB \leq 350$:

$$\sigma_{lim b}^o = 1,8HB \quad (2.12)$$

для шестерні: $\sigma_{lim b}^o = 1,8 \times 230 = 415 \text{ МПа}$;

для колеса: $\sigma_{lim b}^o = 1,8 \times 200 = 360 \text{ МПа}$;

$[S_F]$ - коефіцієнт безпеки, де $[S_F]$

$$[S_F] = [S_F]' \times [S_F]'' \quad (2.62)$$

де $[S]'$ - коефіцієнт, який враховує нестабільність характеристики матеріалу, $[S]' = 1,75$ по табл..3.19 [12];

$[S]''$ - коефіцієнт, який враховує спосіб отримання заготовки та умови експлуатації передачі, $[S]'' = 1$ по табл..3.21 [12];

З цього випливає що:

$$[S_F] = 1,75 \times 1 = 1,75$$

Допустиме напруження:

для шестерні: $[\sigma_{F1}] = \frac{415}{1,75} = 237 \text{ МПа}$;

$$\text{для колеса: } [\sigma_{F_2}] = \frac{360}{1,75} = 206 \text{ МПа.}$$

$$\text{Знаходимо відношення: } \frac{[\sigma_F]}{Y_F}$$

$$\text{для шестерні: } \frac{237}{3,75} = 63,2 \text{ МПа;}$$

$$\text{для колеса: } \frac{206}{3,60} = 67,5 \text{ МПа.}$$

Подальший розрахунок потрібно вести зубів колеса, для котрого знайдене відношення – менше.

Перевіримо міцність зубів колеса за формулою для прямозубого зачеплення:

$$\sigma_F = \frac{157,5 \times 1,31 \times 3,60}{50 \times 2,5} = 5,94 \text{ МПа} \leq [\sigma_{F_2}] = 206 \text{ МПа}$$

Умова міцності витримана.

2.5. Розрахунок підшипників.

В шпиндельних вузлах сучасних верстатів в основному застосовують підшипники кочення. Для них характерні невеликі витрати на тертя та легка система змазки. Підшипники кочення забезпечують високу точність обертання шпинделя та необхідну вібростійкість, вони надійно працюють при зміні частот обертання та навантажень в широких діапазонах, зручні в експлуатації.

В даному проекті буде розраховуватись однорядний роликовий конічний підшипник.

Конічні роликопідшипники застосовують в опорах, які працюють з відносно невеликими частотами обертання та які сприймають значні комбіновані навантаження. Для підвищення жорсткості передньої опори підшипники встановлюють по О- образній схемі. Із-за великих втрат на терті їх параметр швидкохідності звичайно не перевищує $3 \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}$, допустимий діапазон регулювання частоти обертання дорівнює 100.

Конічний однорядний роликопідшипник призначен для сприйняття радіальних та осьових навантажень. Від звичайних роликових підшипників

відрізняється наступним: має маленький кут конуса доріжок кочення, завдяки чому понижується тиск роликів на борт внутрішнього кільця та підвищується радіальна жорсткість. На внутрішньому кільці відсутній малий борт, що дає змогу обробляти доріжку кочення з підвищеною точністю

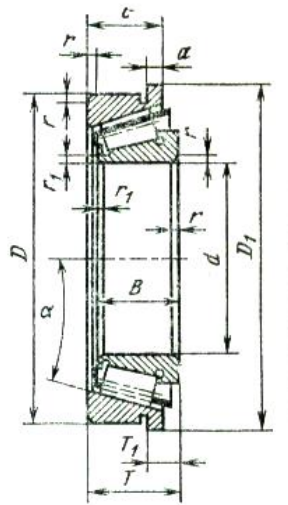


Рис.2.4. Роликовий однорядний конічний підшипник.

Роликопідшипник конічний однорядний сприймає одночасно значну радіальну та односторонню осьову навантаження. У порівнянні з радіально-упорними однорядними шарикопідшипниками радіальна вантажопідйомність його вища на 90%. Цей підшипник дуже зручний у зборці, розборі та регулюванні зазорів і тому широко розповсюджен. [15]

2.5.1. Розрахунок жорсткості опор шпинделя.

Передньою та задньою опорою шпинделя є конічні однорядні роликопідшипники серії 67000, а точніше 67208 з такими параметрами:

$d = 40\text{мм}$, $D = 80\text{мм}$, $T = 19,75\text{мм}$, $c = 16\text{мм}$, $B = 20\text{мм}$, $r = 2\text{мм}$, $r_1 = 0.8\text{мм}$;

параметр осьового навантаження: $e = 0,38$;

коефіцієнт осьового навантаження: $Y = 1.56$

вантажопідйомність: динамічна $C = 46.5\text{кН}$;

статична $C_0 = 32\text{кН}$;

гранична частота обертання: $n = 6300 \text{ об/хв.}$

Розраховуємо осьову жорсткість опори:

$$j_a = 1.5 \cdot C^{\frac{2}{3}} \cdot F_H^{\frac{1}{3}} \cdot (i_1^{\frac{2}{3}} + i_2^{\frac{2}{3}}), \quad (2.63)$$

де

$$C = 10^5 \cdot Z \cdot \sin^{\frac{5}{2}} \alpha \sqrt{1.25 \cdot d_m}. \quad (2.64)$$

де Z - число тіл кочення в підшипнику, $Z=12$, по табл. 20[12];

α - фактичний кут контакту в підшипнику, який змінюється під дією попереднього натягу ($\alpha=15\dots26^\circ$), приймаємо $\alpha = 15^\circ$;

d_m – діаметр шарика, мм;

$$C = 10^5 \cdot 12 \cdot \sin^{\frac{5}{2}} 15^\circ \sqrt{1.25 \cdot 10} = 22521.$$

F_H – сила натягу, по табл. 6.15 [15], $F_H=1570\text{H}$;

i_1, i_2 - кількість підшипників в опорах.

$$j_a = 1.5 \cdot 22521^{\frac{2}{3}} \cdot 580^{\frac{1}{3}} \cdot (1^{\frac{2}{3}} + 1^{\frac{2}{3}}) = 9976 \text{ H}.$$

Розраховуємо кутову жорсткість:

$$j = \frac{M}{\varphi} = \frac{1}{32} (d + D^2) j_a, \quad (2.65)$$

де M - затискний момент, який діє на шпиндель;

φ – кут нахилу пружної осі шпинделя в опорі;

d - внутрішній діаметр підшипника;

D - зовнішній діаметр підшипника;

$$j = \frac{1}{32} (40 + 80^2) \cdot 9976 = 14053 \frac{\text{кН} \cdot \text{мм}}{\text{рад}}.$$

Розраховуємо радіальну жорсткість підшипника:

$$j_r = 7300 l^{0.8} Z^{0.9} F^{0.1} \cos^2 \alpha \sin^{-0.1} \alpha \quad (2.66)$$

де l - ефективна довжина ролика, $l = 15\text{мм}$;

α - кут нахилу осі роликів, $\alpha = 15^\circ$

$$j_r = 7300 \cdot 15^{0.8} \cdot 12^{0.9} \cdot 580^{0.1} \cos^2 15 \sin^{-0.1} 15 = 157\text{кН}.$$

2.5.2. Розрахунок довговічності підшипників

Номінальна довговічність підшипника розраховується:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p, \quad (2.67)$$

де C - динамічна вантажопідйомність підшипника;

p - степеневий показник, для роликот підшипників $p = \frac{10}{3}$;

P - еквівалентне розрахункове навантаження, де P

$$P = VF_r K_\sigma K_T \quad (2.68)$$

де F_r - постійне по величині та напрямку радіальне навантаження,

$$F_r = 5614\text{Н};$$

V - коефіцієнт обертання, при обертанні внутрішнього кільця підшипника відносно напрямку навантаження $V = 1$;

K_σ - коефіцієнт безпеки, $K_\sigma = 1 \dots 1,2$ по табл. 19 [116], приймаємо $K_\sigma = 1$;

K_T - температурний коефіцієнт, значення якого в залежності від робочої температури підшипника, $K_T = 1.10$;

$$P = 5614 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,10 = 6175,4\text{Н}$$

$$L = \left(\frac{46500}{6175.4} \right)^{\frac{10}{3}} = 837\text{млн.об.}$$

Визначаємо довговічність підшипника:

$$L_h = \frac{10^6 L}{10n} \quad (2.69)$$

$$L_h = \frac{10^6 \cdot 837}{10 \cdot 6300} = 13286_{\text{год.}}$$

2.5.3. Розрахунок жорсткості шпиндельного вузла

На жорсткість розраховують вузли, шпинделів всіх типів. При цьому визначають пружне переміщення шпинделя в перетині його переднього кінця для якого проводиться стандартна перевірка вузла, шпинделя, на жорсткість. Це переміщення приймають як пружне переміщення переднього кінця шпинделя.

У переміщенні враховують тільки деформації тіла шпинделя і його опор. Власні деформації оброблюваної деталі, ріжучого інструменту, конічного або іншого з'єднання інструменту з шпинделем визначають додатковими розрахунками, що не відносяться до розрахунку вузла, шпинделя на жорсткість.[15]

Приводний елемент шпинделя розташований між його опорами (рис. 2.4). Ця схема типова для фрезерних верстатів, а також для багатоопераційних верстатів з ЧПУ. Радіальне пружне переміщення шпинделя в розрахунковій точці складається з наступних переміщень: δ_{1Q} тіла шпинделя під дією сили Q на приводному елементі; δ_{2Q} , викликане деформацією опор від сили Q , δ_{1P} тіла шпинделя під дією сили різання P ; δ_{2P} , викликане деформацією опор від сили P .

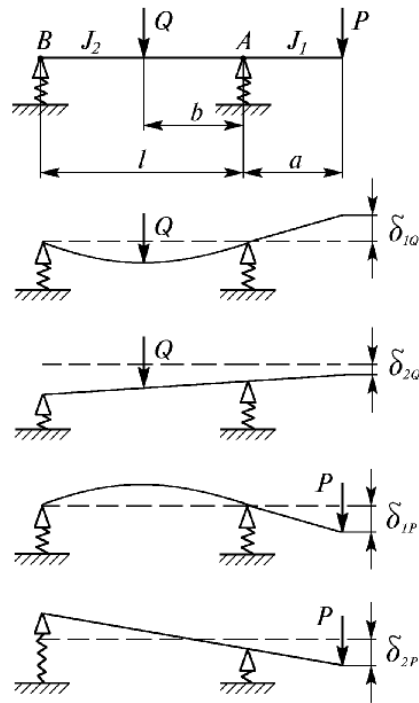


Рис. 2.4. Складаюче переміщення шпинделя в розрахунковому перерізі.

Розраховуємо пружне переміщення переднього кінця шпинделя:

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 = P \left[\frac{a^3}{3 \cdot E \cdot I_1} + \frac{a^2 l (1 - \varepsilon)}{3 \cdot E \cdot I_2} + \frac{j_A a^2 (1 - \varepsilon) + j_r (l + a(1 - \varepsilon))^2}{j_A j_r l^2} \right] + Q(1 - \varepsilon) \left[\frac{j_r (1 + a) - j_a (l - b)}{j_A j_r l^2} - \frac{a(b^3 + 2bl^2 - 3b^2 l)}{3EI_2 l} \right], \quad (2.70)$$

де l - відстань між передньою і задньою опорами, де $l = 200 \text{ мм}$;

a - виліт переднього кінця шпинделя, де $a = 100 \text{ мм}$;

b - відстань від приводного елемента до передньої опори, де $b = 120 \text{ мм}$;

P - сила, яка діє на передній виліт шпинделя, $P = 4500 \text{ Н}$ по табл. 6.21 [15];

Q - сила, яка діє на шпиндель, де $Q = 3650 \text{ Н}$ по табл. 6.20 [15];

I_1 - середнє значення осьового моменту інерції перетину консолі, де I_1

$$I_1 = \frac{\pi D^4}{64} - \frac{\pi d^4}{64}, \quad (2.71)$$

$$I_1 = \frac{3,14 \cdot 80^4}{64} - \frac{3,14 \cdot 40^4}{64} = 235,5 H \cdot мм^4$$

I_2 - середнє значення осьового моменту інерції перетину шпинделя між опорами, де I_2

$$I_2 = \frac{\pi D^4}{64} - \frac{\pi d^4}{64}, \quad (2.72)$$

$$I_2 = \frac{3,14 \cdot 80^4}{64} - \frac{3,14 \cdot 40^4}{64} = 235,5 H \cdot мм^4.$$

E - модуль пружності матеріалу шпинделя, приймаємо $E = 2 \cdot 10^{11}$;

ε - коефіцієнт защемлення в передній опорі, $\varepsilon = 0,2 \dots 0,6$, приймаємо $\varepsilon = 0,5$;

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 = 4500 \left[\frac{100^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 235,5} + \frac{100^2 \cdot 200(1 - 0,5)}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 235,5} + \frac{9976 \cdot 100^2(1 - 0,5) + 157000(200 + 100(1 - 0,5))^2}{9976 \cdot 157000 \cdot 200^2} \right] +$$

$$+ 3650(1 - 0,5) \left[\frac{157000(1 + 100) - 9976(200 - 120)}{9976 \cdot 157000 \cdot 200^2} - \frac{100(120^3 + 2 \cdot 120 \cdot 200^2 - 3 \cdot 120^2 \cdot 200)}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 235,5 \cdot 200} \right] = 0,711$$

Визначаємо кут повороту в передній опорі:

$$\theta = \frac{1}{3EI_2} \left[Pal - \frac{Q}{2l} (b^3 - 2bl^2 - 3b^2l) \right], \quad (2.73)$$

$$\theta = \frac{1}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 235,5} \left[4500 \cdot 100 \cdot 200 - \frac{3650}{2 \cdot 200} (120^3 - 2 \cdot 120 \cdot 200^2 - 3 \cdot 120^2 \cdot 200) \right] = 1,706 \cdot 10^{-6}$$

Введемо в залежність безрозмірне відношення характеризуючи відносну довжину між опорної частини шпинделя та знаходимо оптимальне значення λ , тобто по вимогам жорсткості оптимальну відстань між опорами шпинделя.

$$\lambda = \frac{l}{a}, \quad (2.74)$$

$$\lambda = \frac{200}{100} = 2,0.$$

За результатами виконаних розрахунків виконуємо проект шпиндельної бабки фрезерного верстата з ЧПУ. Розроблюємо робочі креслення

ВИСНОВКИ

В роботі розроблено конструкцію шпиндельної бабки фрезерного верстата з ЧПУ, що забезпечує забезпечення технічних характеристик для високоточної та високопродуктивної обробки деталей.

Для досягнення поставленої мети було вирішено наступні задачі:

- проаналізовано існуючі конструкції шпиндельних бабок фрезерних верстатів з ЧПУ та програмування їх переваг і недоліків;
- обґрунтовано вибір конструктивної схеми шпиндельної бабки відповідно до заданих технічних вимог;
- виконано силовий розрахунок шпиндельного вузла;
- проведено розрахунок шпинделя на жорсткість та міцність;
- виконано розрахунок та вибір підшипників шпиндельного вузла;
- розроблено конструкторську документацію на спроектовану шпиндельну бабку.

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.