

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему Удосконалення конструкції та дослідження жорсткісних характеристик стійки вертикально-фрезерного верстата

Виконав: студент (ка) 6 курсу, групи МВм-61
напряму підготовки (спеціальності) 133 –
Галузеве машинобудування
(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

	Флісак А.О. (прізвище та ініціали)
Керівник	Шанайда В.В. (прізвище та ініціали)
Нормоконтроль	Кобельник В.Р. (прізвище та ініціали)
Завідувач кафедри	Крупа В.В. (прізвище та ініціали)
Рецензент	

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій

Кафедра Конструювання верстатів, інструментів та машин

Освітньо-кваліфікаційний рівень магістр

Напрямок підготовки _____

(шифр і назва)

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри к.т.н., доцент

Володимир КРУПА

« » _____ 2025 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

ФЛІСАКУ АНДРІЮ ОМЕЛЯНОВИЧУ

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Удосконалення конструкції та дослідження жорсткісних характеристик стійки вертикально-фрезерного верстата

керівник проекту (роботи) Шанайда Володимир Васильович, к.т.н., доцент,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від 15 серпня 2025 року № 4/7-756

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 19 грудня 2025 р.

3. Вихідні дані до проекту (роботи) паспорт вертикально-фрезерного верстата базовий технологічний процес виготовлення деталі Корпус КС6В-12.097.661.8;
робочі креслення окремих вузлів верстата

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Аналітичний розділ: провести огляд та виконати аналіз проблематики кваліфікаційної роботи; здійснити інформаційно-патентний пошук. Виконати розрахунки інерційних характеристик вала шпинделя. Визначити напрям подальших досліджень. Описати методи проведення дослідження; сформулювати модель вивчення об'єкта дослідження. Відобразити результати оприлюднення отриманих результатів. Розробити заходи з ОП та БНС.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Титульний аркуш – 1 арк. ф.А1; ; Інструментальне забезпечення мехобробки – 1 арк. ф.А1;
Кінематична схема верстата – 1 арк. ф.А1; Привід головного руху верстата – 2 арк. ф.А1;
Аналіз компоновальної схеми верстата – 1 арк. ф.А1; Аналіз розрахункових схем – 1 арк. ф.А1;
Результати проведених досліджень – 1 арк. ф.А1.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Безпека в надзвич.			
ситуаціях	ас. каф. ОХ Теслюк В.М.		
Охорона праці	к.т.н., доц. Сеник А.А.		

7. Дата видачі завдання 25 серпня 2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
	<i>Службове призначення та характеристика типового представника об'єкту виробництва</i>	<i>29.08.2025 р.</i>	
	<i>Аналіз конструктивних особливостей деталі-представника</i>	<i>29.08. 2025 р.</i>	
	<i>Аналіз схем формоутворення</i>	<i>29.08.2025 р.</i>	
	<i>Аналіз параметрів жорсткості вала шпинделя</i>	<i>21.11. 2025 р.</i>	
	<i>Інформаційно-патентний огляд</i>	<i>23.11. 2025 р.</i>	
	<i>Аналіз методик та методів для виконання дослідження</i>	<i>25.11. 2025 р.</i>	
	<i>Розробка математичної моделі проведення дослідження</i>	<i>25.11. 2025 р.</i>	
	<i>Аналіз отриманих результатів</i>	<i>02.12. 2025 р.</i>	
	<i>Розробити заходи з охорони праці</i>	<i>04.12.2025 р.</i>	
	<i>Розробити заходи з безпеки у надзвичайних ситуаціях</i>	<i>06.12. 2025 р.</i>	
	<i>Оформлення графічної частини</i>	<i>18.12. 2025 р.</i>	
	<i>Оформлення пояснювальної записки</i>	<i>18.12. 2025 р.</i>	
	<i>Оформлення презентації доповіді</i>	<i>19.12. 2025 р.</i>	

Студент

(підпис)

Флісак А.О.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Шанайда В.В.

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Флісак А.О. Удосконалення конструкції та дослідження жорсткісних характеристик стійки вертикально-фрезерного верстата // Флісак Андрій Омелянович: кваліфікаційна робота магістра: 133 – галузеве машинобудування/ кер. В.В. Шанайда. Тернопіль : факультет інженерії машин, споруд та технологій, кафедра конструювання верстатів інструментів та машин, група МВм-61 : ТНТУ, 2025.

Метою роботи є розрахунок та аналіз величини деформацій, а також дослідження напружено-деформованого стану несучої колони вертикально фрезерного верстата.

У кваліфікаційній роботі проведено аналіз теоретичних досліджень стосовно організації обробки на верстатах фрезерної групи. Проведено аналіз схем формотворення та на їх основі сформовано кінематичну схему для зубофрезерного верстата. Належну увагу приділено дослідженню компоновальної схеми вертикально-фрезерного верстата Здійснено 3D моделювання несучої колони фрезерного верстата. Виконано дослідження напружено-деформованого стану колони з використанням програмних модулів засобів 3D моделювання. Проведено розрахунок та аналіз складових елементів у сумарній похибці процесу механічної обробки, відхилення від заданих параметрів форм оброблюваних поверхонь. При виконанні проєктних розрахунків виокремлено раціональні підходи щодо розв'язку задач стосовно оптимізації форм корпусних деталей Розроблено заходи з охорони праці та безпеки життєдіяльності в умовах механообробного виробництва.

Об'єкт дослідження: несуча колона вертикально фрезерного верстата.

Предмет дослідження: деформації несучої колони та її напружено-деформований стан.

Методи дослідження: при виконанні кваліфікаційної роботи було застосовано асоціативний метод через пошук нових рішень через вивчення

аналогічних конструкцій; метод теоретичних досліджень через використання алгоритмів аналізу та синтезу; інженерний аналітичний метод через застосування методу скінченних елементів та метод комп'ютерного моделювання через використання CAD системи для віртуального моделювання та тестування.

Загальні висновки:

1. Процес проєктування нового виробничого устаткування, в тому числі і металорізальних верстатів, передбачає, що нова техніка буде забезпечувати кращі експлуатаційні показники у порівнянні із прототипами.
2. Сучасні досягнення інформаційних технологій дають можливість активно використовувати мережеві технології, бази даних, штучний інтелект та нейронні мережі для оперативного пошуку інформації та прийняття виважених рішень.
3. Запропоновані кінематичні параметри приводу головного руху верстата у достатній мірі задовольняють виробничі потреби та відповідають умовам та обмеженням для кінематичних розрахунків.
4. При розрахунку найбільш навантажених пар шестерень встановлено, що їх геометричні параметри забезпечують умову контактної міцності $\sigma_H \leq [\sigma_H] \rightarrow 450 \text{ МПа} \leq 484 \text{ МПа}$.
5. При розрахунку найбільш навантажених пар шестерень встановлено, що їх геометричні параметри забезпечують умову міцності на згин $68 \text{ МПа} \leq [\sigma_F] = 278 \text{ МПа}$.
6. З'ясовано, що основні деформації і відхилення осі шпинделя зумовлені жорсткістю конструкції та контактними деформаціями.
7. Максимальне сумарне зміщення осі шпинделя під максимальним навантаженням не перевищує 0,04 мм.
8. Максимальне сумарне кутове відхилення осі шпинделя від номінального положення не перевищує $6,7 \cdot 10^{-4}$ рад.

9. Розрахункова жорсткість прийнятої конструкції стійки перевищує мінімально допустиме значення для фрезерних верстатів майже у 3 рази ($C=100 \text{ Н/мк} > [C]=29 \text{ Н/мк}$).
10. Прийняті геометричні параметри вертикальної стійки фрезерного верстата повністю задовольняють умови працездатності та експлуатаційні вимоги до таких верстатів.

ANNOTATION

Flisak A. Improvement of the design and study of the stiffness characteristics of the column of a vertical milling machine // Flisak Andrii: Thesis work for obtaining the educational qualification of Master degree of specialty 133 - Industrial machinery engineering / Supervisor: V. Shanaida. Ternopil: Faculty of Engineering of Machines, Structures and Technologies, Department of Machine Tool and Instrument Design, Group MVm-61: TNTU, 2025.

The aim of this qualification work is to calculate and analyze the magnitude of deformations, as well as to investigate the stress-strain state of the load-bearing column of a vertical milling machine. The study includes a theoretical analysis of machining processes on milling-type machines, with particular attention given to the formation schemes and the development of a kinematic diagram for a gear milling machine. The layout of the vertical milling machine is examined in detail.

A 3D model of the machine's load-bearing column was created, and its stress-strain behavior was analyzed using software modules for 3D modeling. The study also includes calculations and analysis of the components contributing to the total error in the machining process, including deviations from the specified surface shape parameters. Rational approaches to optimizing the geometry of housing-type parts were identified during the design calculations.

Occupational safety and life protection measures were developed for conditions typical of mechanical manufacturing environments.

Object of study: Load-bearing column of a vertical milling machine

Subject of study: Deformations and stress-strain state of the column

Research methods: Associative method — exploring new solutions through the study of analogous designs; Theoretical method — applying algorithms of analysis and synthesis; Engineering analytical method — using the finite element method; Computer modeling — employing CAD systems for virtual modeling and testing

General Conclusions

1. The design of new manufacturing equipment, including metal-cutting machines, aims to achieve improved operational performance compared to existing prototypes.
2. Modern information technologies enable the active use of network systems, databases, artificial intelligence, and neural networks for efficient information retrieval and informed decision-making.
3. The proposed kinematic parameters of the main drive meet production requirements and comply with the constraints of kinematic calculations.
4. Calculations of the most heavily loaded gear pairs confirm that their geometric parameters satisfy the condition of contact strength: $\sigma_H \leq [\sigma_H] \rightarrow 450\text{MPa} \leq 484\text{MPa}$.
5. The bending strength condition is also met: $68\text{MPa} \leq [\sigma_F] = 278\text{MPa}$.
6. The main deformations and spindle axis deviations are caused by structural rigidity and contact deformations.
7. The maximum total displacement of the spindle axis under peak load does not exceed 0.04 mm.
8. The maximum angular deviation of the spindle axis from its nominal position does not exceed $6,7 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$.
9. The calculated rigidity of the column structure exceeds the minimum allowable value for milling machines by nearly threefold: $(C=100 \text{ H/мк} > [C]=29 \text{ H/мк})$.
10. The adopted geometric parameters of the vertical column fully meet the operational and performance requirements for such machines.

З М І С Т

	стор.
ВСТУП	11
1 АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ	13
1.1 Огляд та аналіз проблематики кваліфікаційної роботи	13
1.2 Інформаційно-патентний пошук	15
1.3 Висновки по розділу, постановка мети та задач дослідження	22
1.3.1 Завдання дослідження	24
2. ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ	26
2.1 Аналіз виконавчих рухів механізмів верстату	26
2.2 Попередній вибір двигуна	28
2.3 Попередній кінематичний аналіз приводу головного руху верстата	31
2.4 Уточнений розрахунок двигуна приводу головного руху	31
2.5 Спосіб керування кількістю обертів	33
2.6 Конструювання та розрахунок окремих вузлів верстату	35
2.6.1 Шпиндельний вузол. Призначення і технічні вимоги	35
2.6.2 Пасова передача. Геометричні параметри	38
2.6.3 Зубчаста передача	40
2.6.4 Система кріплення різального інструмента	43
2.7 Загальний силовий розрахунок	45
2.7.1 Математична модель розрахунку жорсткості шпиндельного вузла	45
2.7.2 Привід подач	46
2.7.2.1 Опис конструкції і принципу роботи приводу подач	46
2.7.2.2 Структура приводу подач	47
2.7.2.3 Конструктивні параметри передачі гвинт – гайка кочення	48
3 ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	53
3.1 Аналіз результатів попередніх досліджень	53
3.2 Зміст досліджень	54
3.2.1 Аналіз деформацій і кутів осьових переміщень шпинделя при деформації колони	54
3.2.2 Аналіз деформацій і кутів повороту осі шпинделя від контактних деформацій	57

3.2.3	Дослідження зміщення і кута повороту осі шпинделя в стику платформи з плитою	58
3.2.4	Дослідження зміщення і кута повороту осі шпинделя при згині станини	59
3.2.5	Дослідження зміщення і кута повороту осі шпинделя при контактних деформаціях у напрямних стола	62
3.2.6	Зміщення і кут повороту осі шпинделя від контактних деформацій в поворотному столі	63
3.3	Дослідження жорсткості вертикальної стійки при зустрічному фрезеруванні	65
3.3.1	Зміщення осі шпинделя при деформації вертикальної стійки	65
3.3.2	Зміщення вісі шпинделя з врахуванням контактних деформацій в стиках шпиндельної бабки з вертикальною колоною	67
3.3.3	Зміщення шпинделя при контактних деформаціях стику платформи і плити	69
3.3.4	Деформація осі шпинделя за рахунок контактних деформацій в напрямних поворотного стола	71
3.4	Твердотіле моделювання та автоматизоване дослідження	72
3.4.1	CAD системи та результати дослідження	75
3.4.1.1	Етап побудови ескізу при моделюванні деталей	76
3.4.1.2	Результати автоматизованого проєктування	76
3.5	Обговорення та аналіз отриманих результатів	78
3.6	Висновки за результатами дослідження	79
4	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	80
4.1	ОХОРОНА ПРАЦІ	80
4.1.1	Інструкція з безпечних прийомів роботи при обслуговуванні верстатів з ЧПУ	80
4.2.	БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	84
4.2.1	Дії населення в надзвичайних ситуаціях (пожежа)	84
	Загальні висновки	88
	Перелік посилань	89
	Додатки	94

ВСТУП

У сучасному машинобудуванні забезпечення високої точності та стабільності процесів обробки є однією з ключових вимог до металообробного обладнання. Одним із визначальних факторів, що впливає на якість фрезерування, є жорсткість конструкції вертикально-фрезерного верстата. Цей параметр визначає здатність елементів верстата протистояти деформаціям під дією сил різання, зберігаючи геометричну точність взаємного положення інструмента та заготовки.

Аналіз наукових джерел свідчить про активне застосування експериментальних методів та математичного моделювання для оцінки жорсткості конструкцій. Експериментальні підходи включають вимірювання деформацій при навантаженні, аналіз спектрів вібрацій, а також оцінку точності обробки при змінних режимах фрезерування. Моделювання методом скінченних елементів дозволяє виявити критичні зони втрати жорсткості, оптимізувати геометрію вузлів та прогнозувати поведінку конструкції при різних навантаженнях. Особливу увагу дослідники приділяють шпиндельному вузлу, оскільки його радіальне та торцеве биття безпосередньо впливає на подачу на зуб і формування мікрогеометрії поверхні. Навіть незначні відхилення у жорсткості шпинделя можуть спричинити суттєві похибки у розмірах та формі оброблюваних деталей.

На основі аналізу літератури та патентних рішень виділяють кілька ефективних методів підвищення жорсткості конструкції. Серед них - застосування матеріалів з високим модулем пружності, оптимізація геометрії напрямних та з'єднань для зменшення люфтів, впровадження демпфуючих елементів у шпиндельний вузол, а також використання гідростатичних опор для зменшення тертя та підвищення стабільності. Ці заходи дозволяють не лише покращити точність обробки, а й підвищити продуктивність верстата, зменшити витрати на фінішні операції та продовжити термін служби інструменту.

Метою подальших досліджень у цьому напрямі є глибший аналіз впливу конструктивних параметрів вертикально-фрезерного верстата на його жорсткість, визначення критичних зон втрати жорсткості та розробка рекомендацій щодо її підвищення з метою покращення точності обробки.

Жорсткість елементів конструкції верстата визначає його здатність протистояти деформаціям під дією сил різання. Недостатня жорсткість призводить до втрати точності, появи вібрацій, погіршення шорсткості поверхні та зниження ресурсу інструменту.

Серед вузлів, які мають визначальний вплив на оцінку показників жорсткості верстата виокремлюють: шпиндельний вузол, стіл і напрямні, раму та станину.

Шпиндельний вузол: радіальне та торцеве биття шпинделя з фрезою суттєво впливає на подачу на зуб, що змінює шорсткість поверхні.

Стіл та напрямні: геометрична точність і якість складання напрямних визначають стабільність положення заготовки.

Рама та станина: масивність і матеріал конструкції впливають на загальну жорсткість системи.

Недостатня жорсткість окремих вузлів, зокрема шпиндельного вузла, напрямних столу та станини, призводить до появи вібрацій, втрати точності, погіршення шорсткості оброблюваної поверхні та зниження ресурсу ріжучого інструменту. Саме тому дослідження жорсткісних характеристик верстатів є актуальним напрямом у галузі підвищення ефективності обробки.

1. Аналітичний розділ

1.1. Огляд та аналіз проблематики кваліфікаційної роботи

Технічне забезпечення виконання технологічного процесу механічної обробки має безпосередній вплив на точність виконання технологічних операцій та продуктивність виробничого циклу. Сформовано комплекс теоретичних положень та розроблено напрями пошуку нових технічних рішень [1] для вирішення окремих технічних протиріч. Серед багатьох розглядуваних аспектів слід виокремити жорсткість несучих частин верстатного обладнання [2]; точність позиціювання оброблюваних деталей та металорізальних інструментів [3]; точність відтворення рухів формотворення тощо [4, 5].

Аналіз типових технологічних процесів, які реалізують при виготовленні корпусних деталей різних геометричних розмірів та форм [6, 7] показав доцільність запровадження принципу концентрації операцій в межах одного верстатного модуля. Такий підхід забезпечить дотримання принципу збереження постійності баз за рахунок одного встановлення [7]. Забезпечення принципу концентрації операцій [6, 7, 8], як правило, сприяє можливості реалізувати багатокоординатну обробку із залученням додаткових силових модулів навколо оброблюваної деталі або її переміщення по робочих станціях або реалізації її додаткових переміщень відносно металорізальних інструментів у зоні обробки.

Не менш важливо підібрати раціональні схеми подачі металорізальних інструментів у зону обробки, забезпечити умови для їх найефективнішого використання при забезпечення належної продуктивності та точності механічної обробки [9 - 11]. Значний вплив на точність механічної обробки та продуктивність має і організаційна схема компоновки верстата [5, 12 - 14]. Раціональне розміщення функціональних блоків металорізального верстата у їх взаємозв'язку стосовно зони різання визначає ефективність та надійність функціонування такого обладнання [15 - 18].

Технологічні пристрої для закріплення деталей мають забезпечувати відповідну точність розміщення базових поверхонь і їх надійну фіксацію. Зменшення кількості допоміжних рухів на будь якому етапі веде до скорочення загального часу процесу обробки. Такого ефекту досягають за рахунок впровадження автоматизації у процесах заміни металорізальних інструментів та на етапах встановлення заготовки та зняття обробленої деталі; раціоналізації параметрів режимів різання [19 - 22], керування установчими та холостими ходами виконавчих органів технологічного обладнання. Застосування прогресивних режимів різання при використанні сучасних конструкцій металообробних інструментів, впровадження безступеневого регулювання частот обертання шпинделя та швидкості подачі також сприяють підвищенню ефективності виробничого процесу [14, 18, 20, 23, 24].

Одним із параметрів щодо дотримання точності механічної обробки є забезпечення плавності ходів формотвірних рухів, які забезпечують виконавчі органи металорізального верстата. Як видно із попередньо викладених міркувань, реалізація сучасних підходів до проєктування металообробного устаткування [25] вимагає забезпечення і дотримання у процесі механічної обробки параметрів жорсткості несучих систем верстата. Звідси випливає, що про розробці нових конструкції металообробного устаткування слід звернути увагу на наступні три спрямування:

1. Для забезпечення необхідної геометричної форми деталі слід призначати як найменшу кількість формотвірних рухів шляхом призначення металообробного обладнання з раціональною компоновкою та дотримання принципу постійності баз при виборі металорізальних інструментів.

2. Виконати детальний аналіз приводу головного руху і формувати його конструктивне рішення враховуючи можливість призначити прогресивні режими різання з використанням сучасного інструментального забезпечення.

3. Приводи для забезпечення переміщення виконавчих органів формувати виходячи з вимог забезпечення швидкохідності та точності

позиціонування; надійності фіксації заготовок та інструментів у заданих позиціях.

1.2. Інформаційно-патентний пошук

Вже тривалий час на підприємствах використовують металорізальні верстати, оснащені системами автоматичної заміни інструментів та програмного управління, відомі як багатоопераційні верстати. Ці верстати розроблені для ефективної обробки корпусних деталей, які містять отвори, а також виробів, подібних до важелів, плит та кронштейнів.

Фрезерно-свердлильно-розточні верстати з автоматичною заміною інструментів виробляють у варіантах з обмеженою кількістю інструментів, що розміщуються у гніздах револьверних головок, а також у модифікаціях з великим асортиментом інструментів (понад 100), які зберігаються у спеціалізованих інструментальних магазинах різноманітної конструкції.

Зростання загальних вимог до мобільності, переналаштування виробничого обладнання в галузі машинобудування та потреба в автоматизації виробництва не великими серіями призвели до розробки верстатів з автоматичною заміною інструментів. З'явилися токарні верстати ("Токарні центри"), в котрих замість традиційних револьверних головок застосовують інструментальні магазини з великою кількістю інструментів.

Розглянемо конструктивні особливості багатоопераційних верстатів. До них належать: одношпиндельні верстати або верстати з револьверними головками, шпинделі яких працюють послідовно. Деякі зарубіжні компанії виробляють верстати з двома шпинделями, один з яких призначений для виконання важких робіт, а другий - для легких. Шпиндель може здійснювати реверсування та автоматично фіксуватися під будь-яким кутом. Реверсування використовується під час деяких розточувальних операцій та при автоматичній заміні інструменту.

Автоматичну заміну інструментів в процесі обробки проводять шляхом позиціювання револьверної інструментальної головки у необхідне положення чи шляхом автоматичного розвантаження або завантаження шпинделя оправками з інструментами з інструментального магазину за допомогою автооператора.

Сучасні верстати оснащені приводами, які дозволяють автоматично змінювати режими обробки при заміні інструментів. Процес механічної обробки деталей з різних боків верстати обладнані точними поворотними столами, які можуть індексуватися на 90° або бути повернутими під необхідним кутом. Для синхронізації встановлення заготовок з основним часом роботи верстати додатково оснащують допоміжними пристроями, котрі забезпечують скорочення часу на заміну заготовок до кількох секунд. Механізми подач виконавчих органів верстата виготовляють з приводом за допомогою безмуфтових зубчастих коліс та кулькових гвинтів. Сучасні верстати оснащують позиційними або неперервними (контурними) системами програмного управління. Такі системи відслідковують переміщення вузлів верстата, процес заміни металорізальних, контрольно-вимірювальних інструментів, а також заготовок, параметрами повороту столу із оброблюваною деталлю, автоматичним регулюванням зміни частоти обертання шпинделя, швидкості переміщення вузлів подач.

Конструктивні схеми фрезерно-свердлильно-розточних верстатів різноманітні. Багатоопераційні верстати реалізовані з компоновками, характерними для вертикально-свердлильних, горизонтальних та вертикально-фрезерних консольних і безконсольних, координатно-розточних, поздовжньо-фрезерних та верстатах порталного типу.

Проведемо короткий аналіз компоновальних схем верстатного устаткування різних типів.

Серед різноманіття компоновальних схем слід виокремити компоновки, які характерні як для верстатів фрезерної групи, як і для верстатів токарної групи. Це компоновки з наявністю револьверної головки (рис. 1.1.). На цій схемі представлено безконсольний вертикально-фрезерний верстат з револьверною

головкою. Револьверна головка для кріплення комплекту металорізальних інструментів встановлена на шпиндельній бабці. Остання закріплена з можливістю переміщення вздовж вертикальної стійки по осі Z у верстатній системі координат. Робочий стіл призначений для закріплення оброблюваних деталей і може забезпечити рухи подач по осях X і Y .

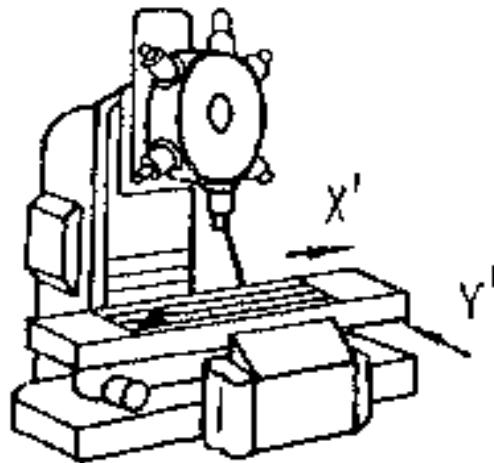


Рисунок 1.1 – Компонувальна схема вертикально-фрезерного верстата з револьверною головкою.

Також існує різноманітність пристроїв для автоматичної зміни інструменту та заготовки. Ці пристрої мають значний вплив на розробку компоновань верстатів, висуваючи низку вимог. Наприклад, для забезпечення процесу швидкої автоматичної зміни інструменту, компоновальні схеми мали би забезпечувати такі вимоги: мінімальні переміщення вздовж осей координат при зміні інструменту, збереження постійності розміщення осі шпинделя при зміні інструментів та розміщення вільних інструментів позаду робочої зони верстата.

Іншу групу компоновальних схем можна проаналізувати на прикладі компоновальної схеми горизонтально - розточного верстата з рухомою колоною. У цій схемі інструментальний магазин розташований на окремій стійці, яка може переміщатися по направляючих до шпинделя верстата і від нього (рис. 1.2). Маніпулятор для виконання заміни інструментів може бути розміщений як на

стійці з інструментальним магазином, так і на шпиндельній бабці верстата. За необхідності інструментальний магазин підводять до шпинделя верстата і автооператором чи маніпулятором проводять заміну металорізальних інструментів. Попередньо, інструмент, який вже виконав операцію механічної обробки, переміщують зі шпинделя у вільне гніздо інструментального магазину.

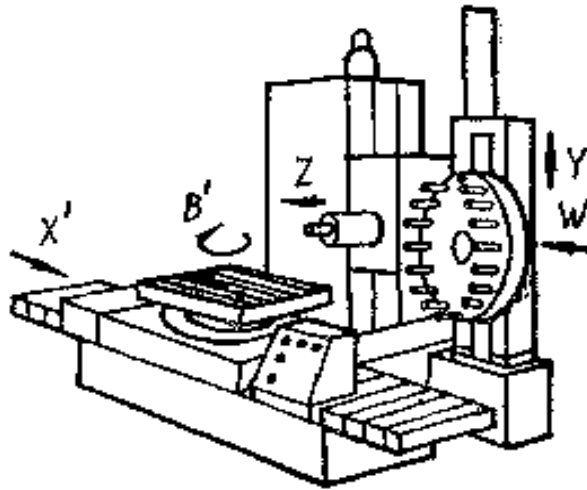


Рисунок 1.2 – Компонувальна схема горизонтально - розточного верстата.

В ряді випадків вирішальне значення на процес формування компонентів схеми може мати метод заміни інструментів чи заготовки. На прикладі заготовки, коли формуємо комплекс рухів стосовно переміщення двох прямолінійних столів чи зміни положень для поворотних столів, позиціонування таких столів виконують з фіксацією їх позиції з метою забезпечення співвісності отворів, які можуть бути розточуваними з двох протилежних боків оброблюваної деталі. Не менш важливо витримати перпендикулярність оброблюваних площин до площини різання металорізального інструмента [17, 18, 26]. За звичай індикаторні поворотні столи мають чотири-вісім робочих позицій. Іноді їх число може бути в межах тридцять шість – сімдесят дві позиції.

Окрема категорія компонентів схем може мати стосунок до організації роботи столів-транспортів для багатьох операційних верстатів (рис. 1.3). Особливу увагу викликає організація роботи цих транспортних столів. В одному із варіантів їх виконання завантаження деталі для виконання механічної обробки

та її вивантаження може проходити на одній і тій же позиції, поки інша деталь проходить обробку. В іншому випадку ми спостерігаємо поточкову схему, при якій процеси завантаження заготовки та вивантаження обробленої деталі відбувається на різних робочих позиціях.

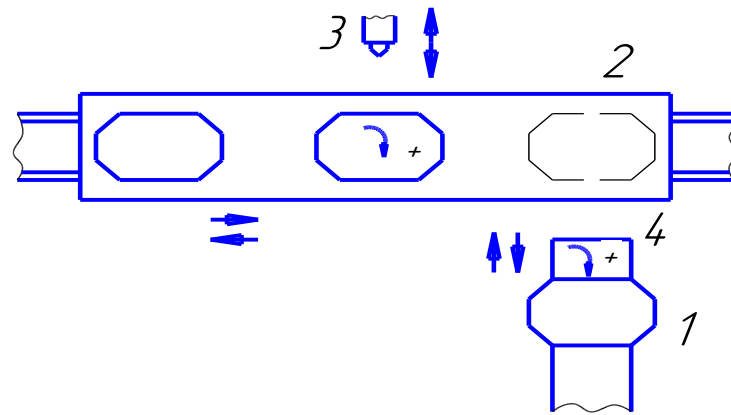


Рисунок 1.3 – Компонувальна схема з одним поточковим столом.

Оброблювану деталь (рис. 1.3) встановлюють на поворотній плиті або у кріпильному пристрої 1 і подають до стола верстата. На столі верстата розташований завантажувально-розвантажувальний механізм 2, котрий приймає і фіксує плиту або кріпильний пристрій. Завантажувально-розвантажувальний механізм підводить деталь з плитою в робочу зону шпинделя верстата 3. Завантажувально-розвантажувальні операції виконують в той час, коли пристрій 1 знаходиться в зоні дії автооператора 4.

Схема кантування деталі на верстаті з двома рухомими столами показана на рис. 1.4. Робочий стіл 5 змонтовано на поворотних напрямляючих 6.

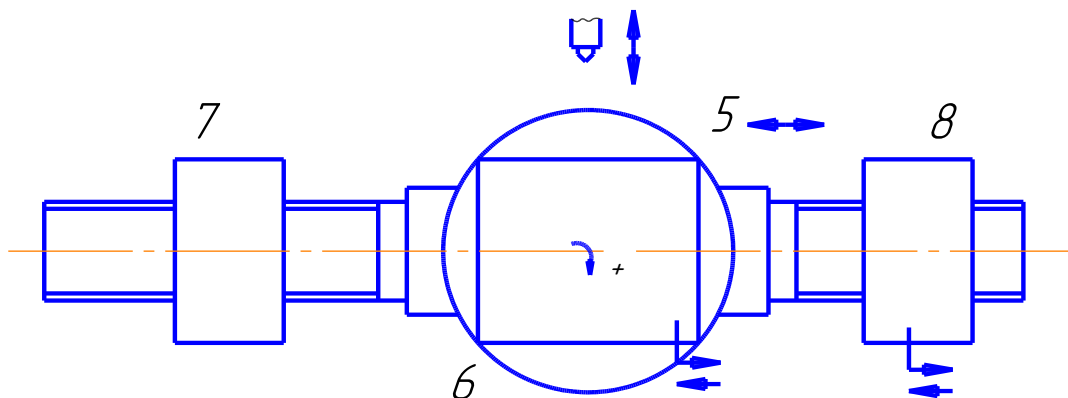


Рисунок 1.4 – Компонувальна схема для кантування деталей.

По завершенню процесу обробки деталі з чотирьох боків стіл 5 автоматично переміщує деталь до установчої позиції 7 для операції завантаження – розвантаження. В той же час, в зону обробки з позиції 8 подують іншу деталь для механічної обробки.

Верстатам автоматом та верстатам оснащеним системами ЧПК притаманна така конструктивна особливість, як наявність механізму для автоматизованої заміни металорізальних інструментів у процесі механічної обробки (рис. 1.5). У найбільш раціональних конструктивних рішеннях металорізальні інструменти кріплять в оправках поза межами верстата і далі розміщують в інструментальних магазинах. В цих магазинах сформовано гнізда, в яких розміщують оправки з металорізальними інструментами. Існує декілька систем контролю за розташуванням інструментального забезпечення у гніздах інструментального магазину, а також конструктивних варіантів забезпечення подачі необхідного інструменту в зону обробки. Такі пристрої можуть бути оснащеними спеціальними автооператорами.

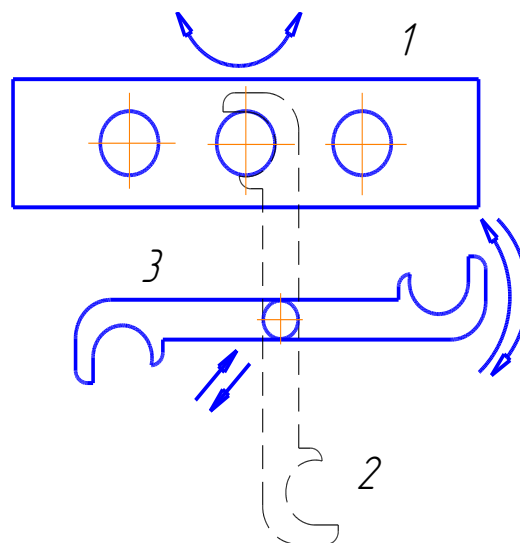


Рисунок 1.5 – Компонувальна схема з одним інструментальним столом.

На рисунку 1.5 представлено схему для автоматичної зміни інструмента з використанням автооператора. Автооператор розміщений між інструментальним магазином та шпинделем верстата. Автооператор оснащений двома схватами. В одному із них знаходиться інструмент для подачі в зону

обробки, а в іншому буде інструмент, який виконав необхідну роботу. Автоматична заміна інструмента здійснюється в деякій послідовності. У процесі виконання технологічної операції на верстаті інструментальний магазин 1 буде переведено у положення в якому необхідний інструмент знаходиться у позиції завантаження-розвантаження. Після завершення роботи інструмента із зони обробки шпиндель 2 подають в позицію завантаження-розвантаження. Автооператор 3 займає таке положення, при якому може одночасно провести захоплення нового інструменту в інструментальному магазині та відпрацьованого інструменту у шпинделі верстата. Далі відбувається одночасне захоплення обидвох інструментів. Автооператор виконує поступальний рух вздовж своєї осі і в такий спосіб виймає попередній інструмент із шпинделя, а необхідний з інструментального магазину. Далі оператор виконує проворот навколо осі на 180° замінюючи місцями попередній і наступний інструменти. На завершальному етапі маніпулятор знову виконує осьове переміщення. При цьому переміщення новий інструмент проходить закріплення у шпинделі металорізального верстата, а відпрацьований інструмент фіксується у гнізді інструментального магазину.

З метою скорочення часу для заміни металорізальних інструментів досить часто використовують шпиндельні головки. В цьому випадку, коли один шпиндель виконує процес механічної обробки, інший шпиндель проходить процедуру розвантаження-завантаження. Цей процес відбувається за допомогою автооператора за попередньо описаною схемою. Після завершення процедури із заміни інструментів шпиндельна головка, як правило, повертається на 180° проворотним механізмом із фіксацією та вводить в зону обробки інший шпиндель з необхідним інструментом. Заміна інструментів може займати час відведений для роботи першого шпинделя, а час заміни шпинделів триває 1-2 с.

В багатошпиндельних верстатах кількість поетапно використовуваних в роботі інструментів досягає декількох десятків. Окрім того, необхідно виконувати операції заміни зношених інструментів чи переорієнтації твердосплавних пластин. Враховуючи вище перелічені потреби на виробництві

вдосконалюють механізми з координування інструмента в магазині. Серед них активно впроваджено систему автоматичного розрізнення номерів інструментів і вибір необхідного інструменту за сигналом ЧПК. При фіксованому розташуванні металорізальних інструментів в інструментальному магазині після зміни інструменту у шпинделі і гнізді магазину порядковість нумерації не порушується, але інструменти в гніздах магазину поступово переміщуються на одну позицію. Повторне використання інструменту буде можливим після його перестановки у необхідне гніздо. Звідси можна зробити висновок, що в інструментальному магазині розміщувати інструменти, у порядку їх черговості використання, можна для забезпечення операцій механічної обробки із не значною їх кількістю.

У виробничих умовах довели свою ефективність багатоопераційні верстати. Їх використання є найбільш доцільним, коли на одному об'єкті виробництва потрібно виконувати багато простих операцій, наприклад: свердління, фрезерування, розточування, різенарізання тощо. У цьому випадку реалізують принцип концентрації операцій в межах одного верстата, що дозволяє скоротити кількість транспортних операцій, завантажувально-розвантажувальних операцій, кількість допоміжного персоналу з обслуговування верстатного обладнання.

1.3. Висновки по розділу, постановка мети та задач дослідження

Процес проектування нового виробничого устаткування, в тому числі і металорізальних верстатів, передбачає, що нова техніка буде забезпечувати кращі експлуатаційні показники у порівнянні із прототипами. Для досягнення поставлених завдань проводять огляд технічної літератури, патентних джерел, даних наукових досліджень [27, 28]. Крім того, сьогодення дає можливість активно використовувати мережеві технології, бази даних [29], штучний інтелект та нейронні мережі [18] для оперативного пошуку інформації та прийняття виважених рішень.

При аналізі специфікацій вузлів металообробного устаткування ми бачимо велику кількість деталей, які перебувають у різних видах зв'язків між собою та певним чином взаємодіють між собою. У сучасних конструкціях вузлів металорізальних верстатів використовують різноманітні види профільних з'єднань [30] для забезпечення високоточного позиціювання спряжуваних деталей.

Проте, слід виокремити ряд вузлів верстата, у котрих обов'язковою умовою для забезпечення працездатного стану є дотримання зазорів між окремими деталями. Серед них можна вказати: рухомі гільзи, обертові деталі, в т.ч. у шпинделі, затискні механізми і патрони, рухомі столи та супорти верстатів [31]. Звідси випливає, що в остаточному конструктивному рішенні неможливо повністю позбутися похибок позиціювання та позиційних зміщень при виконанні спряження деталей. Мінливі температурні режими роботи, наявність періодичних протягів та вібрацій [32], наявність повітряного пилу та частинок від зношування контактних поверхонь, зміна характеру та величин навантаження деталей від не постійності процесу механічної обробки [33] в зоні різання, носить випадковий вплив [34] на характер взаємного спряження деталей. Випадкові величини щодо зміни умов спряження деталей у конструкції вузла чи механізму верстата є одним із визначальних факторів, які впливають на параметри точності технологічних машин.

Донедавна, при проектуванні деталей металорізальних верстатів, використовували, переважно, спрощені розрахункові схеми, в яких реальні конструкції представляли у вигляді найпростіших моделей балок та пластин. Широко застосовували емпіричні співвідношення, отримані з узагальнених розрахунків на існуючих деталях машин.

Сьогодні числові методи стали поширеними в обчислювальній практиці. Ці методи особливо ефективні для конструкцій зі складною геометрією, включаючи розриви фізичних та механічних властивостей матеріалу, та за складних граничних умов. Одним з найбільш широко використовуваних числових методів є метод скінченних елементів (МСЕ), який передбачає явну

апроксимацію розв'язку на малих підобластях - скінченних елементах. Для інтерполяції використовуються різні порядки координатних функцій.

Цей метод (MCE) покладено в основу розрахункових модулів більшості сучасних систем проектування – ANSYS, Cosmos Works, NASTRAN, Inventor, Solid Works і ін.

Разом з тим, в одночас із MCE, в останнє десятиліття, активно впроваджують інший чисельний метод, а саме метод граничних елементів (МГЕ). В основі цього методу покладено не кінцево-різницеві схеми, а аналітичні моделі на базі інтегральних рівнянь описуваної задачі та їх фундаментальні рішення. Цей метод має багато переваг перед MCE, але реалізація алгоритмів МГЕ можлива при використанні високопродуктивного математичного ядра системи проектування та 3D моделювання. У цьому методі дискретизації підлягає не весь об'єм об'єкта проектування, а лише його геометричні межі. На цих межах в системі лінійних алгебраїчних рівнянь, аналітичним методом розраховують значення шуканих параметрів, а напружено-деформований стан у точках внутрішнього об'єму обчислюють з використанням інтегральних рівнянь.

Мета роботи – визначити величини деформацій та дослідити напружено-деформований стан несучої колони вертикально фрезерного верстата.

Предмет дослідження – деформації несучої колони та її напружено-деформований стан.

Об'єкт дослідження – несуча колона вертикально фрезерного верстата.

1.3.1 Завдання дослідження

1. Виконати проектні процедури моделювання для формування твердотілої моделі вертикальної колони фрезерного верстата.
2. Провести попередню обробку 3D моделі несучої колони фрезерного верстата.
3. Виконати дослідження напружено-деформованого стану колони з використанням програмних модулів засобів 3D моделювання.

4. Провести аналіз звітів за результатами автоматизовано аналізу конструкції вузла.
5. Провести розрахунок та аналіз складових елементів у сумарній похибці процесу механічної обробки, відхилення від заданих параметрів форм оброблюваних поверхонь.
6. Виокремити раціональні підходи щодо розв'язку задач стосовно оптимізації форм корпусних деталей.
7. Узагальнити отримані результати розрахунків та досліджень.

2. ПРОЄКТНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Аналіз виконавчих рухів механізмів верстату

Для утворення зовнішніх, внутрішніх циліндричних поверхонь, а також плоских і різьбових поверхонь, тощо призначають необхідні формоутворюючі рухи. На основі аналізу схем формоутворення формують структурно – кінематичну схему верстата.

Для створення більшості геометричних поверхонь необхідно забезпечити виконання простих рухів. Складні рухи використовують для формоутворення а поверхонь гвинтового типу. Компонувальна схема верстата, яка забезпечує виконання необхідних формотвірних рухів подана на рисунку 2.1.

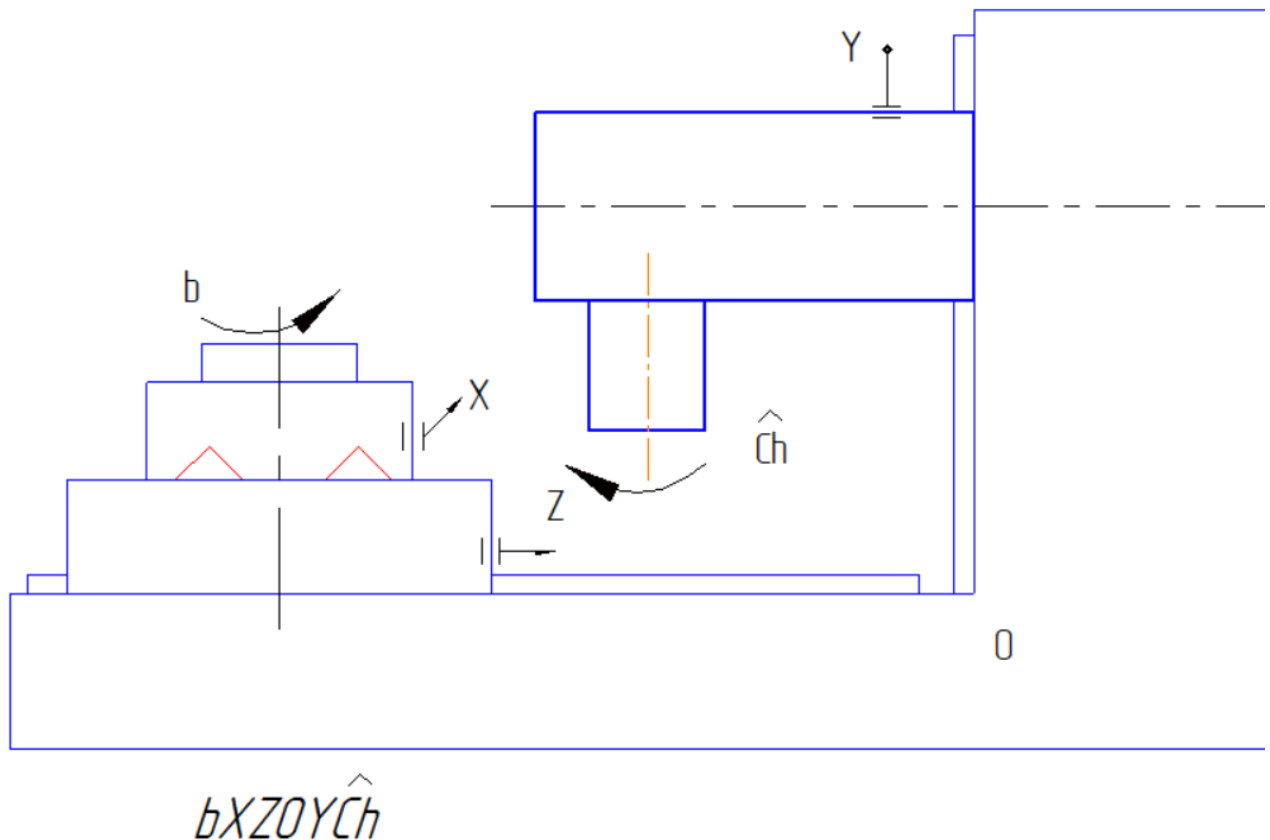


Рисунок 2.1 – Раціональна компонентна схема верстата

Для узгодження взаємодії та зв'язків між окремими функціональними блоками верстата розроблено структурно-кінематичну схему верстата (рис. 2.2). Побудова такої схеми сприяє розумінню кінематичних зв'язків та схем роботи

окремих кінематичних ланцюгів. Також структурно-кінематична схема дозволяє узгодити процес забезпечення рухів подачі та установчих рухів. Сформована структурно-кінематична схема надає максимально повне розуміння організаційної будови верстата і передусє конкретному кінематичному розрахунку.

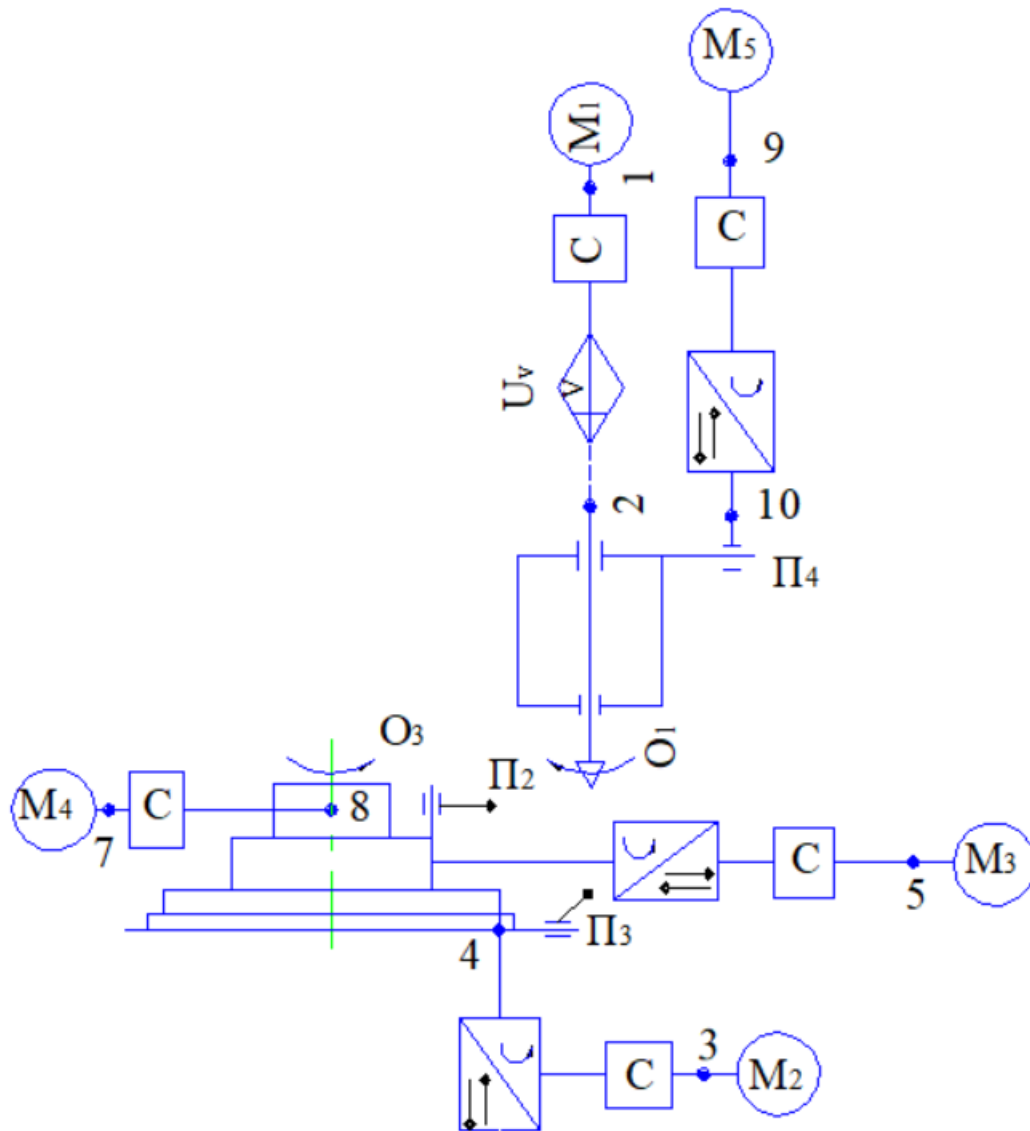


Рисунок 2.2 – Структурно-кінематична схема верстата

По зовнішньому кінематичному зв'язку $1-2$, в якому реалізовано механізм зміни швидкості, від двигуна M_1 забезпечено головний рух O_1 . Внутрішній кінематичний зв'язок – опори – шпиндель.

Рух подач забезпечено переміщенням заготовки по нормалі до осі шпинделя по руху $П_2$ і реалізовано від двигуна $М_3$ через механізм перетворення обертового руху в поступальний.

Установчі рухи $П_3$, $П_4$, забезпечують переміщення стола з заготовкою і шпиндельної бабки. Приводами цих рухів є ті ж механізми, які використовують при русі $П_2$.

2.2. Попередній вибір двигуна

Вибір двигуна приводу головного руху проводимо з врахуванням сумарного ККД всіх передач у ланцюгу шпиндель-виконавчий орган:

$$N_{\text{ном}}^{\text{д}} = \frac{N_{\text{е}}}{\eta} \quad N_{\text{ном}}^{\text{д}} = \frac{9}{0,85} = 10,5 \text{ кВт} \quad (2.1)$$

Враховуючи систематичні втрати потужності при холостому ході доцільно попередньо прийняти параметри електродвигуна $2ПН-225МГ$ з наступними параметрами: $N_{\text{ном}} = 15 \text{ кВт}$; $n_{\text{ном}} = 750 \text{ об/хв}$; $n_{\text{min}} = 160 \text{ об/хв}$; $n_{\text{max}} = 2500 \text{ об/хв}$.

Діапазон регулювання приводу:

$$D_{\text{пр.}} = \frac{n_{\text{max}}}{n_{\text{min}}} \quad D_{\text{пр.}} = \frac{2000}{40} = 50 \quad (2.2)$$

Розділяємо діапазон регулювання двигуна і визначаємо перший діапазон регулювання при постійній потужності:

$$D_{\text{дв}}(N) = \frac{n_{\text{д. max}}}{n_{\text{д. ном}}} \quad D_{\text{дв}}(N) = \frac{2500}{750} = 3,3 \quad (2.3)$$

Як видно із поданих розрахунків діапазон регулювання приводу достатньо великий. Діапазон регулювання при постійній потужності у порівнянні із загальним діапазоном є незначним. Приймаємо за допустиме регулювання при постійному крутному моменту. Звідси діапазон регулювання двигуна при постійному крутному моменту буде:

$$D'_{\text{дв}}(M) = \frac{n_{\text{ном.}}}{n_{\text{min}}} \quad D'_{\text{дв}}(M) = \frac{750}{160} = 4,7 \quad (2.4)$$

Тепер діапазон регулювання двигуна:

$$D_{дв} = D_{дв}(N) \cdot D'_{дв}(M) = \frac{P_{дв.мах}}{P_{дв.мин}} \quad D_{дв} = \frac{2500}{160} = 15,6 \quad (2.5)$$

Діапазон ступеневого регулювання :

$$D_{ст} = \frac{D_{п}}{D_{дв}} \quad D_{ст} = \frac{50}{15,6} = 3,2 \quad (2.6)$$

Вказаний діапазон доцільно реалізувати структурою при наявності групи перебору:

$$Z_{ст} = 1 + 1 \cdot 2_{(1)}$$

У верстатах оснащених ЧПК використовують двигуни постійного струму і регулювання швидкостей проводять не безступенево, а використовуючи ступеневе регулювання з малим значенням $\phi = 1,26 \dots 1,06$.

Приймаємо $\phi = 1,26$. В цьому випадку в діапазоні двигуна при $N = const$ забезпечено фіктивне число ступенів регулювання:

$$Z_{фiкт} = \frac{lg D_{дв}(N)}{lg \phi} + 1 \quad Z_{фiкт} = \frac{lg 3,3}{lg 1,26} + 1 \approx 6 \quad (2.7)$$

Розраховуємо $Z_{фiкт}$ при $M = const$:

$$Z_{фiкт} = \frac{lg D_{дв}(M)}{lg \phi} + 1 \quad Z_{фiкт} = \frac{lg 4,7}{lg 1,26} + 1 \approx 8 \quad (2.8)$$

$$Z_{заг} = \frac{lg D_{пр.}}{lg \phi} + 1 \quad Z_{заг} = \frac{lg 50}{lg 1,26} + 1 \approx 18 \quad (2.9)$$

Згідно прийнятої структури $Z_{заг}$ можна сформувати нормальну структуру приводу:

$$Z = (6_{(1)} \cdot 1 + 8_{(1)} \cdot 1) \cdot 2_{(8)} = 22$$

Оскільки ми отримали 22 ступені регулювання, а за розрахунками необхідно 18, то в останній групі доцільно замінити характеристику.

Структурна формула має вигляд:

$$Z = (6_{(1)} \cdot 1 + 8_{(1)} \cdot 1) \cdot 2_{(5)} = 18$$

Відповідно до цієї структурної формули будуємо структурну сітку та графік чисел обертів.

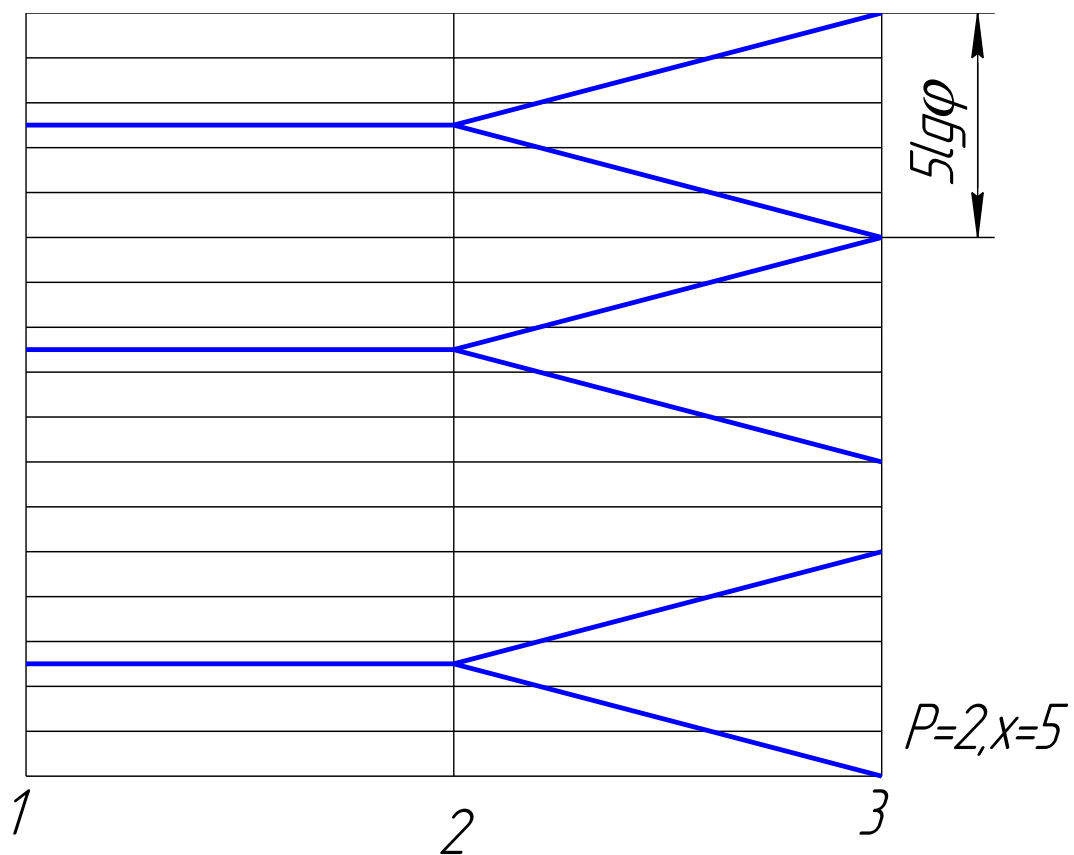


Рисунок 2.3 – Структурна сітка

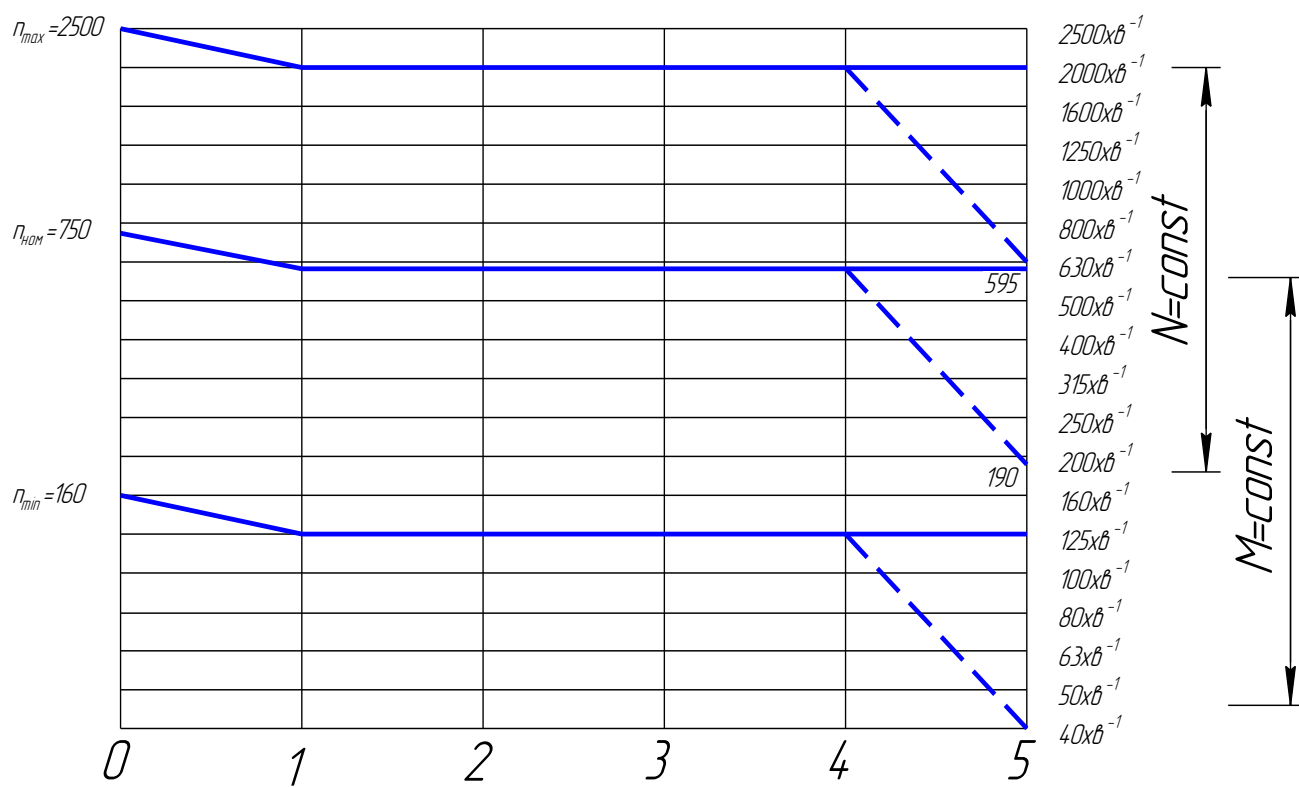


Рисунок 2.4 – Графік чисел обертів

2.3 Попередній кінематичний аналіз приводу головного руху верстата

За результатами проектних робіт при формуванні структурної сітки та графіку чисел обертів можна, попередньо, запропонувати структуру кінематичної схеми приводу головного руху фрезерного верстата (рис. 2.5):

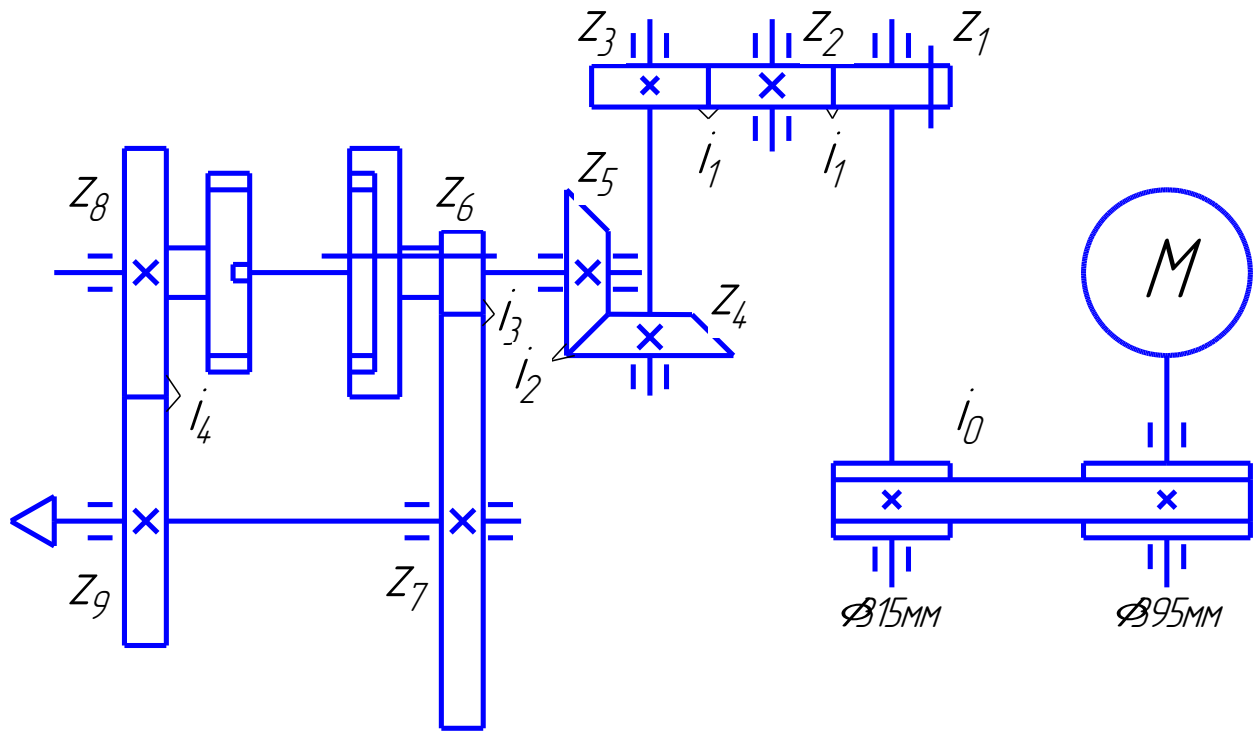


Рисунок 2.5 – Принципова кінематична схема приводу головного руху (повернуто)

Визначаємо передаточні відношення:

$$i_0 = \frac{1}{1,26};$$

$$i_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{z_2}{z_3} = \phi^0 = 1; \quad i_2 = \frac{z_4}{z_5} = \phi^0 = 1; \quad i_3 = \frac{z_6}{z_7} = \phi^{-5} = \frac{1}{3,175}; \quad i_4 = \frac{z_8}{z_9} = \phi^0 = 1.$$

2.4 Уточнений розрахунок двигуна приводу головного руху

Розрахунок потужності приводу верстату проводить за критерієм забезпечення максимальної потужності для забезпечення процесу різання у зоні обробки.

За даними довідникових таблиць встановлено, що для фрезерування фрезою $\varnothing 200\text{мм}$ деталі зі сталі необхідно забезпечити потужність у зоні різання $N_{max}=9\text{кВт}$.

Відповідно до запропонованої структури кінематичної схеми для приводу головного руху видно, що цей ланцюг має не велику кількість компонентів і є достатньо коротким, тому приймаємо коефіцієнт корисної дії для втрат у ланцюзі головного руху $\eta=0,85$.

$$N_{ном}^д = \frac{N_{e\max}}{\eta} \qquad N_{ном}^о = \frac{9}{0,85} = 10,6\text{кВт} \qquad (2.10)$$

Прогнозуємо втрати потужності для холостого ходу ланцюга головного руху:

$$N_{x.x.} = k_M \cdot d_{cp} \cdot (n_1 + n_2 + n_3 + n_4 + n_5 + C_{n.ми}) \qquad (2.11)$$

де: $k_M = 4 \cdot 10^{-4}$ - коефіцієнт для випадку втрат на тертя в елементах приводу;

d_{cp} - середній діаметр валів в ланцюгу передач, окрім шпинделя.

$$C = K_{ми} \cdot \frac{d_{cp}}{d_{шн}} \qquad (2.12)$$

де: $K_{ми} = 1,5$ - для підшипників кочення.

Визначаємо діаметри валів:

$$d_i = 115 \cdot \sqrt[4]{\frac{N_{ef}}{n_i \cdot \eta}} \qquad (2.13)$$

$$d_1 = 115 \cdot \sqrt[4]{\frac{9}{500 \cdot 0,85}} = 47\text{мм}; \qquad d_2 = d_3 = 115 \cdot \sqrt[4]{\frac{9}{400 \cdot 0,85}} = 48\text{мм}$$

$$d_4 = d_5 = 115 \cdot \sqrt[4]{\frac{9}{400 \cdot 0,85}} = 48\text{мм}; \qquad d_{шн} = 115 \cdot \sqrt[4]{\frac{9}{125 \cdot 0,85}} = 62\text{мм}$$

Для аналізу беремо діаметри валів $d=50\text{мм}$, а для шпинделя $d_{шн}=70\text{мм}$.

$$C = 1,5 \cdot \frac{70}{50} = 2,1$$

$$N_{x.x.} = 4 \cdot 10^{-4} \cdot 5 \cdot (500 + 400 + 400 + 400 + 400 + 2,1 \cdot 125) = 4,7\text{кВт}$$

Звідси розрахункова потужність електродвигуна:

$$N_{ел.дв.мах} = \frac{N_{эф.мах}}{k \cdot \eta} + N_{х.х.} \quad (2.14)$$

де: $k = 1,2$ - коефіцієнт періодичної короткочасної дії навантаження для електродвигуна.

$$N_{ел.дв.мах} = \frac{9}{1,2 \cdot 0,96} + 4,7 = 12,5 кВт$$

За розрахунковим значенням потужності $N_{дв.}$ обираємо електродвигун з найбільш близьким значенням потужності:

електродвигун постійного струму 2ПН-225МГ, який має наступні технічні характеристики:

$$N_{ном} = 15 кВт; \quad n_{мах} = 2500 об/хв; \quad \eta = 0,85; \quad j = 0,525 кг \cdot м^2;$$

$$\Pi_{ном} = 750 об/хв; \quad M_{ном} = 191 Н \cdot м; \quad I = 79 А; \quad \varepsilon = 1819 рад/с^2;$$

$$n_{min} = 160 об/хв; \quad U = 220 В; \quad M_{мах} = 955 Н \cdot м \quad m = 230 кг.$$

2.5 Спосіб керування кількістю обертів

Оскільки в приводі буде використовуватись електродвигун постійного струму, то найбільш ефективним методом регулювання його швидкості буде використання тиристорної системи керування, яка забезпечує просте і надійне регулювання (рис. 2.6).

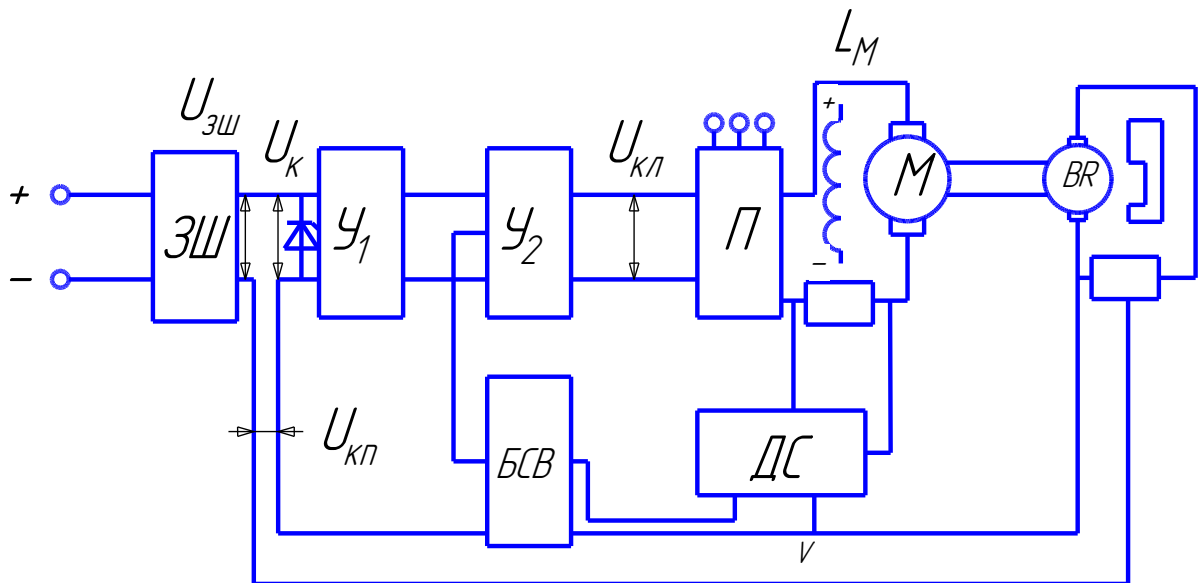


Рисунок 2.6 – Функціональна схема системи керування приводу головного руху

У склад функціональної схеми керування кількістю обертів двигуна постійного струму входять:

M, L_M – обмотки збудження двигуна і двигун постійного струму;

Π – перетворювач тиристорний;

U_1, U_2 – підсилювачі сигналу;

$ЗШ$ – блок керування кількістю обертів;

$БСВ$ – блок розмикання ланцюга по струму;

V – обмежувач сигналу;

$U_{ЗШ}, U_K, U_{КП}, U_3$ – напруга блоку керування швидкістю, напруга керування обертами, напруга для керування перетворювачем сигналів, напруга керування зворотним зв'язком по струму.

Стабілізація кількістю обертів і крутним моментом забезпечують за допомогою неперервних і затримуючих зворотних зв'язків ($ЗВ$). Стабілізацію кількості обертів здійснюють в замкнутих системах з від'ємним зворотнім зв'язком ($ВЗЗ$), а у випадку з додатнім зворотнім зв'язком ($ДЗЗ$) – по струму опору двигуна.

2.6 Конструювання та розрахунок окремих вузлів верстату

2.6.1 Шпиндельний вузол. Призначення і технічні вимоги

Шпиндель відносять до найважливіших деталей верстату. Від експлуатаційних параметрів як цієї деталі, так і вузла в цілому залежить точність обробки деталі.

Конструкція шпинделя має суттєвий вплив на такі параметри:

- необхідна жорсткість; відстань між опорами; виконання додаткових порожнин; можливість розміщення інших деталей у порожнині шпинделя; спосіб закріплення вузла для кріплення патрона, деталі чи інструменту.

У структурі сучасних верстатів шпинделі мають складну геометричну форму. До них ставлять високі вимоги щодо геометричної точності виготовлення та балансування їх динамічних параметрів. За статистичними даними, іноді половина всіх перевірок щодо параметрів точності, які виконують при виробництві верстату, припадає на шпиндельний вузол.

Шпиндель відносять до кінцевої ланки у приводі головного руху. Він призначений для кріплення інструменту чи заготовки та має значний, а іноді і визначальний вплив на точність обробки, продуктивність верстата, його надійність. До шпиндельних вузлів верстатів висувають ряд експлуатаційних вимог:

1. забезпечувати передачу до заготовки чи різального інструменту розрахункових параметрів режимів різання для виконання технологічних операцій;

2. забезпечувати точність обертання, яку оцінюють за величинами радіального та осьового биття переднього кінця шпинделя. Для верстатів загального призначення граничні значення точності обертання призначають в залежності від класу точності верстата. Ці параметри повинні відповідати прийнятим значенням. Для спеціальних верстатів точність обертання пов'язана з необхідною точністю обробки деталі [36]:

$$\Delta \leq \frac{\Delta_0}{3}, \quad (2.16)$$

де: Δ – биття шпинделя;

Δ_0 – допуск на обмежувальний розмір виробу.

В проєктному випадку:

$$\Delta \leq \frac{0,03}{3} = 0,01_{мм} = 10_{мкм}$$

Радіальну та осьову жорсткість кінця валу шпинделя визначають за рівнем деформації шпинделя під навантаженням. При цьому жорсткість на передньому кінці шпинделя:

$$j = \frac{F}{y}, \quad (2.17)$$

де: F – сила навантаження переднього кінця шпинделя, H ;

y – фактичне зміщення переднього кінця, $мкм$.

Величини деформації для шпиндельних вузлів серед загального балансу пружних переміщень у структурі верстатів може становити до 50%, а в окремих випадках і навіть 85%. Єдиних норм щодо призначення жорсткості шпиндельного вузла не визначено. Виходячи з умов забезпечення нормальної роботи підшипників, жорсткість шпиндельного вала, на ділянках між опорами шпинделя, забезпечують в межах $250 \leq j \leq 500 \text{ Н/мкм}$.

Для багатоопераційних фрезерних верстатів:

$$\frac{N}{j} = 0,25 \dots 0,35 \frac{\text{кВт} \cdot \text{мкм}}{\text{дин}} \quad (2.18)$$

$$N = j \cdot (0,25 \dots 0,30) = 42,24 \cdot (0,25 \dots 0,35) = (10,56 \dots 14,7) \text{ кВт}$$

$$j = \frac{422,4}{10} = 42,24 \text{ Н/мкм}$$

Таке значення розрахункової жорсткості має забезпечити точність обробки для обраного класу верстата.

Згідно типових рекомендацій варто прийняти $j = 250 \text{ Н/мкм}$; для потужності двигуна $N_{дв} = 15 \text{ кВт}$ приводу головного руху верстата.

3. підтримувати належні динамічні властивості, які характеризують за величиною амплітуди коливань переднього кінця шпинделя і частотою власних

коливань. Вібрації в шпиндельному вузлі негативно впливають на точність і якість обробленої поверхні, розмірну стійкість металорізального інструменту і продуктивність верстата. Рекомендовано, щоб власна частота коливань для шпинделя була не меншою за $500-600 \text{ Гц}$.

4. забезпечувати найменше тепловиділення і мінімізовувати температурні деформації шпиндельного вузла. Теплові навантаження мають суттєвий вплив як на точність механічної обробки, так і на термін експлуатації опор. Тепловиділення регламентують допустимим нагрівом підшипників. Для верстатів класу Н допустима температура нагріву зовнішнього кільця підшипника складає 70°C .

До верстатів інших класів подано наступні рекомендації:

Клас точності верстата	П	В	А	С
Допустима температура зовнішнього кільця, $T^{\circ}\text{C}$	50-55	40-45	30-40	28-30

5. забезпечувати довговічність експлуатації шпиндельних вузлів, яка безпосередньо залежить від довговічності експлуатації опор. Ці параметри мають залежність від ефективності роботи системи мащення, якості роботи ущільнень, діапазону найбільш часто використовуваних частот обертання, величини попереднього натягу в підшипниках. Довговічність шпиндельних вузлів визначають по параметрах втоми металу, зношуваності комплектуючих підшипників або втратою змащувальних властивостей масла.

Діаметр шийки шпинделя вибирають за критерієм жорсткості опори, яка забезпечує задекларовану довговічність підшипників до $L_n = (12-30) \cdot 10^3 \text{ год}$.

Довговічність гідростатичних, гідродинамічних та аеростатичних опор приймають необмеженою.

6. забезпечувати належні швидкість та точність закріплення інструмента чи деталі в шпинделі верстату. В сучасних умовах виробництва на верстатах реалізовано засоби автоматизації такої операції.

7. мінімізувати затрати виготовлення, на процес складання і промислову експлуатацію шпинделя.
8. витримувати параметр швидкохідності.

2.6.2 Пасова передача. Геометричні параметри.

Геометричні параметри пасової передачі доцільно визначити використовуючи табличний метод. Основні критерії для призначення пасової передачі пов'язані із кількістю обертів меншого шківів та величиною крутного моменту, який має передати цей шків. Двигун передає $M_{кр}=955H\cdot м$.

Розглядаємо призначення 2 клинових пасів типу Г ГОСТ 1284.1-80.

Параметри передачі:

$$\begin{aligned} b &= 32\text{мм}; & b_p &= 27\text{мм}; & h &= 19\text{мм}; \\ y &= 6,9\text{мм}; & A_1 &= 476\text{мм}^2; & L &= 3150 \dots 150000\text{мм}. \end{aligned}$$

Розраховуємо мінімальні діаметри шківів:

$$d = C \cdot \sqrt[3]{M} \quad (2.29)$$

де: $C=40$ – коефіцієнт, який призначають за січенням паса;

$M=955H\cdot м$ – крутний момент на валу електродвигуна.

$$d_1 = 40 \cdot \sqrt[3]{955} = 394\text{мм}$$

Приймаємо по R20 з ряду нормальних значень $d=395\text{мм}$.

Розраховуємо діаметр меншого шківів:

$$d_2 = d_1 \cdot U \quad (2.30)$$

$$d_2 = 394 \cdot \frac{1}{1,26} = 313\text{мм}$$

Приймаємо по R20 з ряду нормальних чисел $d_2=315\text{мм}$.

Колова сила:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_1 \cdot 100}{d_2} \quad (2.31)$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 955 \cdot 100}{315} = 606H$$

Оптимальна міжосьова відстань:

$$a = 1,5 \cdot \frac{d}{\sqrt[3]{U}} \quad (2.32)$$

$$a = 1,5 \cdot \frac{395}{\sqrt[3]{\frac{1}{1,26}}} = 658_{\text{мм}}$$

Довжина паса:

$$L = 2 \cdot a + \Delta_1 + \frac{\Delta_2}{2} \quad (2.33)$$

Розрахункові складові:

$$\Delta_1 = \pi \cdot \left(\frac{d+d_2}{2} \right) \quad (2.34)$$

$$\Delta_1 = 3,14 \cdot \left(\frac{395 + 315}{2} \right) = 1114,7_{\text{мм}}$$

$$\Delta_2 = \left(\frac{d-d_2}{2} \right)^2 \quad (2.35)$$

$$\Delta_2 = \left(\frac{395 - 315}{2} \right)^2 = 1600_{\text{мм}^2}$$

$$L = 2 \cdot 658 + 1114,7 + \frac{1600}{2} = 3230,7_{\text{мм}}$$

Приймаємо $L=3240_{\text{мм}}$.

Уточнена міжосьова відстань:

$$a = 0,25 \cdot \left[(L - \Delta_1) + \sqrt{(L - \Delta_1)^2 - 8 \cdot \Delta_2} \right] \quad (2.36)$$

$$a = 0,25 \cdot \left[(3240 - 1114,7) + \sqrt{(3240 - 1114,7)^2 - 8 \cdot 1600} \right] = 1062_{\text{мм}}$$

Уточнений кут обхвату:

$$\alpha = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{d-d_2}{a} \quad (2.37)$$

$$\alpha = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{395 - 315}{1062} = 175,5^\circ$$

Розрахункові напруження в пасі:

$$K_0 \frac{5,55}{\Pi^{0,09}} - 6 \cdot \frac{h^{1,57}}{d_2 \cdot K_U} - 10^{-3} \cdot V^2 \quad (2.38)$$

де: V - швидкість паса;

Π – частота пробігів паса;

$K_U=1,14$ – коефіцієнт.

$$V = \frac{\omega_1 \cdot d_2}{2 \cdot 1000} \quad V = \frac{150 \cdot 315}{2 \cdot 1000} = 23,6 \text{ м/с} \quad (2.39)$$

$$\Pi = \frac{1000 \cdot V}{L} \quad \Pi = \frac{1000 \cdot 23,6}{1062} = 22 \text{ с}^{-1} \quad (2.40)$$

$$K_0 \frac{5,55}{22^{0,09}} - 6 \cdot \frac{19^{1,57}}{315 \cdot 1,14} - 10^{-3} \cdot 13,6^2 = 1,2 \text{ МПа}$$

Необхідна кількість пасів:

$$z = \frac{Ft}{[K_0] \cdot A} \quad (2.41)$$

$$z = \frac{606}{1,2 \cdot 476} = 1,1$$

Приймаємо $z=2$ паси.

2.6.3 Зубчаста передача

Для шестерні призначаємо матеріал *сталь 40ХН* з подальшою термообробкою для забезпечення *HB300*. Для колеса призначаємо матеріал *сталь 40Х* з подальшою термічною обробкою для забезпечення твердості *HB275*.

Далі необхідно виконати проєктний розрахунок для визначення допустимих контактних напружень:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_H \cdot \lim b \cdot K_{HL}}{[S_H]} \quad (2.42)$$

де: $\sigma_H \cdot \lim b$ – межа контактної витривалості для базового числа циклів. Для обраного матеріалу $\sigma_H \cdot \lim b = 2HB + 70$;

$[S_H] = 1,2$ – коефіцієнт безпеки для об'ємного загартування;

$K_{HL} = 1$ – коефіцієнт довговічності.

Шестерня:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{670 \cdot 1}{1,2} = 558 \text{ МПа}$$

$$\text{Колесо: } [\sigma_{H2}] = \frac{620 \cdot 1}{1,2} = 517 \text{ МПа}$$

У колесах з косими зубами допустиму контактну напругу розраховують як:

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \quad (2.43)$$

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (558 + 517) = 484 \text{ МПа}$$

Для несиметричного розташування зубчастих коліс відносно опор коефіцієнт навантаження приймаємо $K_{H\beta} = 1,35$.

Коефіцієнт ширини вінця приймаємо $\psi_{b0} = 0,2$ і далі враховуємо, що:

$$\psi_{b0} = \frac{b}{a_\omega} \quad (2.44)$$

Передаточне відношення: $U = \frac{22}{70} = 0,31$.

Міжосьова відстань:

- з умови контактної витривалості поверхонь:

$$a_\omega = K_0 \cdot (U + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{M_1 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot U^2 \cdot \psi_{b0}}} \quad (2.45)$$

$$a_\omega = 43 \cdot (0,31 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{936 \cdot 10^3 \cdot 1,35}{484^2 \cdot 0,31^2 \cdot 0,2}} = 300 \text{ мм}$$

Приймаємо $a_\omega = 300 \text{ мм}$.

Нормальний модуль:

$$m_H = K_M \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{yF} \cdot F_{F\beta} \cdot M}{z_1^2 \cdot \psi_{b0} \cdot \sigma_{FP}}} \quad (2.46)$$

$$m_H = 1,12 \cdot \sqrt[3]{\frac{1 \cdot 3,96 \cdot 1,1 \cdot 936}{22^2 \cdot 1,19 \cdot 160 \cdot 10^6}} = 4,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Приймаємо $m_H = 4 \text{ мм}$.

Гранично допустиме значення кута нахилу зубів $\beta = 23^\circ$.

Уточнюємо значення кута нахилу зубів:

$$\cos \beta = \frac{(22 + 70) \cdot 4}{2 \cdot 200} = 0,92$$

$$\beta = \arccos 0,92 = 23^\circ$$

Розраховуємо діаметри шестерні і колеса:

$$d_1 = \frac{m_H}{\cos \beta} \cdot z_1 \quad d = \frac{4}{0,92} \cdot 22 = 95,6 \text{ мм} \quad (2.47)$$

Приймаємо $d = 96 \text{ мм}$.

$$d_2 = \frac{4}{0,92} \cdot 70 = 304_{мм}$$

Тоді міжосьова відстань:

$$a_{\omega} = \frac{96 + 304}{2} = 200_{мм}$$

Ширина коліс:

$$b = \psi_{b0} \cdot a_{\psi} \quad (2.48)$$

$$b_1 = b_2 = 0,2 \cdot 300 = 60_{мм}$$

Значення коефіцієнта навантаження при перевірці контактних напружень:

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\delta} \quad (2.49)$$

де: $K_{H\beta} = 1,08$; $K_{H\alpha} = 1,07$; $K_{H\delta} = 1$.

$$K_H = 1,08 \cdot 1,07 \cdot 1 = 1,16$$

Значення контактних напруг:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_{\omega}} \sqrt{\frac{M_K \cdot K_H \cdot (U+1)^3}{b \cdot U^2}} \quad (2.50)$$

$$\sigma_H = \frac{270}{300} \sqrt{\frac{936 \cdot 10^3 \cdot 1,16 \cdot (0,31 + 1)^3}{40 \cdot 0,31^2}} = 450_{МПа}$$

$$\sigma_H \leq [\sigma_H] \rightarrow 450_{МПа} \leq 484_{МПа}$$

Колова сила:

$$F_t = \frac{2 \cdot 936 \cdot 10^3}{96} = 197_{Н}$$

Перевіряємо витривалість зубів зубчастого колеса по напруженнях згину:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_B \cdot K_{P\alpha}}{b \cdot m_H} \leq [\sigma_F] \quad (2.51)$$

де: K_F - коефіцієнт навантаження;

$K_{P\alpha}$ – коефіцієнт форми зуба.

$$Y_{F1} = 3,9; Y_{F2} = 3,6.$$

Допустимі напруження:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \cdot lim} \cdot b}{[S_F]} \quad (2.52)$$

де: $\sigma_{F \cdot lim} \cdot b$ – границя контактної витривалості для сталі 40Х при об'ємному загартуванні прийнята: $\sigma_{H \cdot lim} \cdot b = 500_{МПа}$;

$[S_F] = [S_F'] \cdot [S_F''] = 1,8$ – коефіцієнт безпеки для об'ємного загартування.

Знаходимо розрахункові співвідношення:

$$\frac{[\sigma_F]}{Y_{F1}} = \frac{278}{3,9} = 77,2 \text{ МПа}$$

$$\frac{[\sigma_F]}{Y_{F2}} = \frac{278}{3,6} = 81,3 \text{ МПа}$$

Подальший розрахунок проводимо для шестерні:

$$K_{F\alpha} = \frac{4 \cdot (\varepsilon_\alpha - 1) \cdot (n - 5)}{4 \cdot \varepsilon_\alpha} \quad (2.53)$$

де: $\varepsilon_\alpha = 1,5$ - коефіцієнт торцевого перекриття;

$n = 8$ - ступінь точності зубчастого колеса.

$$K_{F\alpha} = \frac{4 \cdot (1,5 - 1) \cdot (8 - 5)}{4 \cdot 1,5} = 0,92$$

Проводимо перевірку зуба шестерні на міцність:

$$\sigma_F = \frac{197 \cdot 1,256 \cdot 3,9 \cdot 0,91 \cdot 0,91}{40 \cdot 4} = 68 \text{ МПа} \leq [\sigma_F] = 278 \text{ МПа}$$

Умову міцності виконано.

Розрахунок решти зубчастих передач слід виконати за аналогічною процедурою.

2.6.4 Система кріплення різального інструмента

Конструкцію шпиндельного вузла обирають в залежності від типу і розмірів верстата, класу його точності, граничних значень силових параметрів у процесі механічної обробки.

Систему кріплення інструментів характеризує конфігурація переднього кінця шпинделя. Передній кінець шпиндельного вузла виконаний з конусом 7:24 і має наступні геометричні параметри (рис. 2.7):

$$\begin{aligned} D &= 57,15 \text{ мм}; & D_1 &= 93,882 \text{ мм}; & D_2 &= 74 \pm 0,15 \text{ мм}; \\ d &= 32,3 \text{ мм}; & d_1 &\geq 12 \text{ мм}; & d_2 &= M6; \end{aligned}$$

$$L = 121,2 \text{ мм.}$$

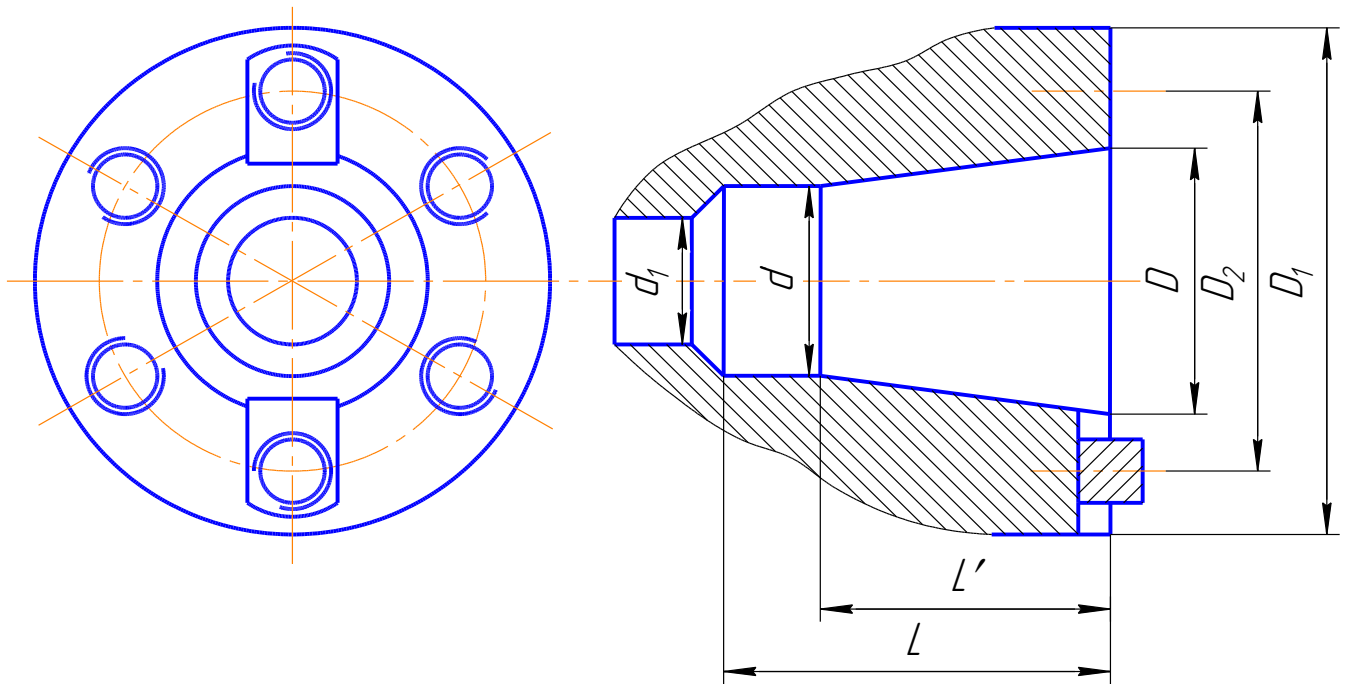


Рисунок 2.7 – Система кріплення різального інструмента

Затиск інструментів здійснюють комплектом тарілчастих пружин, які при затиску створюють осьове зусилля через штовхач на цанзі. Пелюстки цієї цанги заходять у розрізну втулку, де зовнішні стінки їх стискають та в такий спосіб, затискають грибок, котрий загвинчений в інструментальну оправку. Інструментальна оправка притискають до конічної поверхні шпинделя. Осьове зусилля затиску рівне $P=7000\text{Н}$. Для уникнення провертання інструмента в конусі шпинделя, у процесі механічної обробки, на торці шпинделя виконано 2 виступи. При заміні інструментів шток гідро циліндра стискує пакет тарілчастих пружин. Штовхач, який жорстко зв'язаний з тягою, виштовхує інструмент з конуса шпинделя.

2.7 Загальний силовий розрахунок

2.7.1 Математична модель розрахунку жорсткості шпindelного вузла

Статично невизначену систему можна привести до статично визначеної через відкидання надмірних опор. На місце опор прикладають реакції, тоді прогин у місці відкинutoї опори під дією всіх сил рівний нулю:

$$\delta_i = 0$$

У випадку, коли в системі розглядаємо реакції відкинutoї опори X_j , а також зовнішнє зусилля P , то за принципом незалежності дії сил отримаємо:

$$\delta_i = \sum_{j=1}^n \delta_{ij} \cdot X_j + \delta_{ip} \quad (2.54)$$

де: δ_{ij} – коефіцієнт впливу податливості;

δ_{ip} – сумарна деформація в i -й точці під дією зовнішнього навантаження.

При аналізі шпindelного вузла враховують як жорсткість самого шпинделя, так і жорсткість його опор.

1. Аналізуємо пружну балку на жорстких опорах:

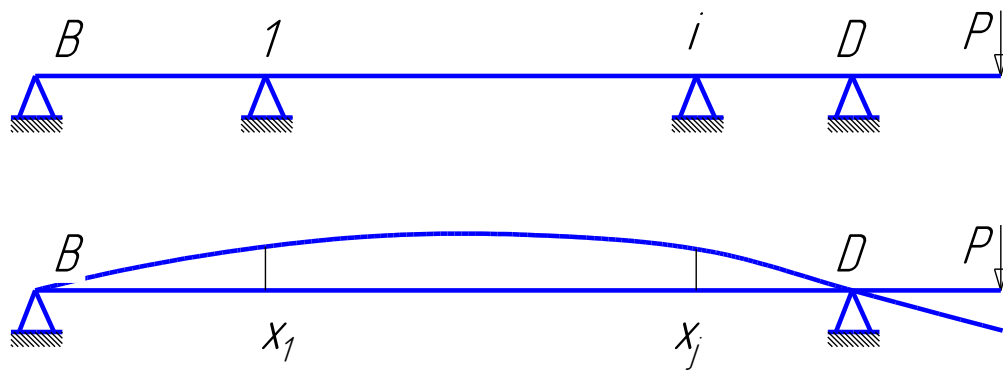


Рисунок 2.8 – Пружна балка на жорстких опорах

$$\delta'_i = 0; \delta'_i = \sum \delta'_{ij} \cdot X_j + \delta'_{ip} \quad (2.55)$$

де: δ'_{ij} – коефіцієнт впливу щодо податливості балки;

2. Жорстка балка на пружних опорах:

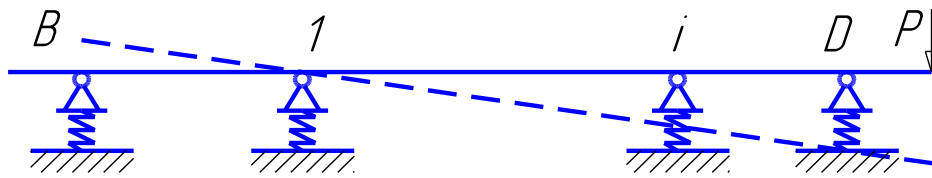


Рисунок 2.9 – Жорстка балка на пружних опорах

$$\delta_i'' = C_i \cdot X_i \quad (2.56)$$

$$\delta_i = \delta_i' + \delta_i'' = 0$$

$$\sum \delta_{ij}' + \delta_{ip}' = -C_i X_i \quad (2.57)$$

де: δ_{ij}' – узагальнені коефіцієнти впливу систем;

X_i – узагальнені реакції відкинутих опор;

C_i – узагальнені податливості усунутих опор;

δ_{ip}' – деформація в i -й точці під впливом зовнішнього навантаження.

2.7.2 Привід подач

2.7.2.1 Опис конструкції і принципу роботи приводу подач

Стіл верстату представлено типовою загальноприйнятою конструкцією для хрестових столів, які містять напрямні кочення і приводи типу гвинт-гайка кочення. Крім забезпечення переміщень за двома координатами цей стіл ще забезпечує кутовий поворот деталі. Цей поворот здійснюють від окремого приводу. Повздовжні і поперечні напрямні стола виконані у вигляді П - подібної конструкції, в котрій, у відповідних місцях, виконано отвори для закріплення гвинтової передачі та напрямних. На верхніх напрямних, у вертикально орієнтованому отворі закріплена спеціальна цапфа для розміщення приводного вала поворотного стола, а в інших нішах закріплені механізми фіксації та повороту стола та давач положення.

Механізм для затиску повзунів включає два гідроциліндри, в яких на штоках нарізані зубчасті рейки. У зачеплення з рейками входять зубчасті колеса приводу подач. Механізм затиску складається з двох затискних втулок, які є

взаємно рухомими в осьовому напрямку і які здатні переміщатися вздовж вала. Механізм затиску працює за наступним алгоритмом: переміщення гідроциліндрів, через рейкові зубчасті зачеплення, забезпечують провертання гайка-шестерні, що забезпечує за рахунок гвинтового з'єднання стягування притискних стаканів. Останні, через підпружинені елементи, затискають стіл. Розтиск проходить при зворотному переміщенні гідроциліндрів. Розсування розтискних стаканів забезпечує спеціальна пружина.

2.7.2.2 Структура приводу подач

Привід подач оснащений системою керування замкнутого типу. Привід забезпечує високомоментний двигун серії *ПВ*, який перебуває у зв'язку із ходовим гвинтом (рис. 2.10).

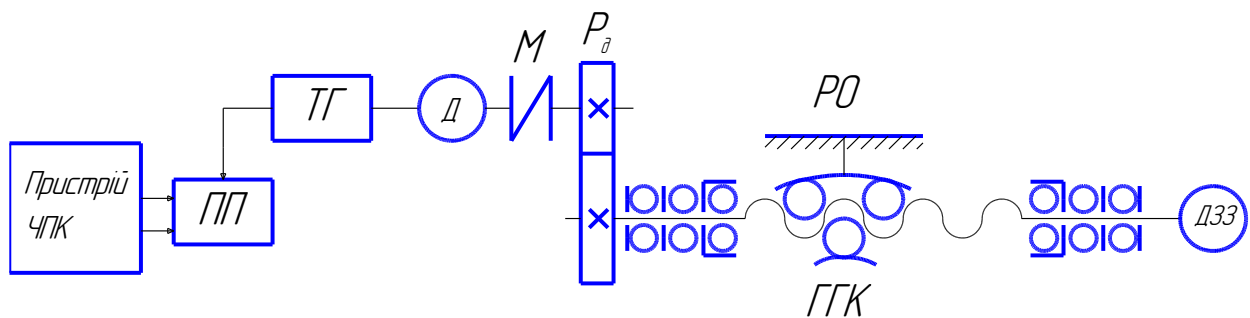


Рисунок 2.10 – Структура приводу подач

На рисунку 2.10 подано схему приводу подач із замкнутою системою керування. До складу цієї системи входить редуктор P_d та передача гвинт-гайка кочення $ГГК$. Зворотній зв'язок, в цій схемі, реалізовано за допомогою датчика зворотного зв'язку $ДЗЗ$, який встановлений на ходовому гвинті. Зворотний зв'язок по критерію швидкості забезпечують тахогенератором $ТГ$. Для виконання опор гвинта використано опорні і радіальні підшипники. Живлення високомоментного двигуна $ВПД$ проводять з використанням підсилювача потужності $ПП$.

2.7.2.3 Конструктивні параметри передачі гвинт – гайка кочення

Вихідні дані для розрахунку передачі гвинт – гайка кочення:

- довжина гвинта $L=1345\text{мм}$;
- робоча довжина гвинта $L=1045\text{мм}$;
- крок $t=12\text{мм}$;
- осьове навантаження $Q=12000\text{ Н}$;
- максимальне число обертів за хвилину $n_{\max}=32^{\text{об}}/\text{хв.}$;
- мінімальне число обертів за хвилину $n_{\min}=2^{\text{об}}/\text{хв.}$

Попередній вибір розмірів передачі проводять із забезпеченням умови, при якій відношення довжини гвинта до його діаметра не перевищувало 30.

Приймаємо $L_e/d_o = 30$.

$$d_o = \frac{L_e}{30} = \frac{1345}{30} = 45\text{мм}$$

Приймаємо найближче рекомендоване значення $d_o = 60\text{ мм}$.

Згідно із нормаллю верстатобудування Н 23-7 прийнято:

$$\alpha = 45^\circ; \quad \frac{d_1}{t} \approx 0,6 \Rightarrow d_1 = 7\text{мм}; \quad \frac{r_1}{r_2} = 0,96;$$

Число робочих кульок в кожному витку:

$$Z_i = \frac{\pi \cdot d_o}{d_i} - 5 \quad (2.63)$$

$$Z_i = \frac{3,14 \cdot 60}{7} - 5 = 21,9 \approx 22$$

Число робочих кульок в гайці, котра оснащена трьома робочими витками:

$$Z = 22 \cdot 3 = 66$$

Проектуємо передачу, прийнявши значення твердості для робочих поверхонь різей на рівні $HRC=60$.

Допустимі статичні навантаження на одну кульку:

$$[P]_{CT} = 2 \cdot d_i^2 \quad [P]_{CT} = 2 \cdot 7^2 = 98\text{кг} = 980\text{ Н} \quad (2.64)$$

Допустимі статичні навантаження на гвинт за відсутності натягу:

$$[Q]_{CT} = Z_{POЗP} \cdot [P]_{CT} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \lambda \quad (2.65)$$

$$Z_{POЗP} = 0,7 \cdot Z \quad (2.66)$$

$$Z_{PO3P} = 0,7 \cdot 66 = 46,2$$

$$[Q]_{CT} = 46,2 \cdot 98 \cdot \sin 45^\circ \cdot \cos 45^\circ = 3179 \text{ кг} = 31790 \text{ Н}$$

Перевірку на довговічність проводимо через розрахунок коефіцієнта довговічності за формулою:

$$K = K_Q \sqrt[3]{\frac{60 \cdot T \cdot n_{\text{эк}} \cdot C_i}{10^7}}, \quad (2.67)$$

де: T – необхідний час служби (приймаємо $5 \cdot 10^3$ год);

$n_{\text{эк}}$ – частота обертання еквівалентна, хв.^{-1} ;

C_i – число циклів навантаження за один оберт гвинта;

K_Q – коефіцієнт зміни навантаження.

Тоді:

$$K_Q = 0,6 + 0,4 \cdot \frac{Q_{\min}}{Q_{\max}} \quad (2.68)$$

$$n_{\text{зн}} = \frac{n_{\max} + n_{\min}}{2} \quad (2.69)$$

$$n_{\text{зн}} = \frac{32 + 2}{2} = 17 \text{ об/хв}$$

$$C_i = 0,5 \cdot Z_i \cdot \left(1 + \frac{r_1}{r_0} \cdot \cos \alpha\right) \quad (2.70)$$

де: Z – число робочих кульок в одному витку.

$$C_i = 0,5 \cdot 22 \cdot (1 + 0,96 \cdot \cos 45^\circ) = 18,7$$

Оскільки $K \leq 1$, то $[P]_{CT} = P$; $[Q]_{CT} = Q$.

Допустиме навантаження на одну кульку:

$$P = [P]_{CT} = 980 \text{ Н}$$

Визначаємо допустиме навантаження на гвинт при відсутності натягу:

$$Q = [Q]_{CT} = 31790 \text{ Н}$$

Визначаємо допустиме навантаження на гвинт при наявності натягу:

$$[Q]_H = [Q] \cdot \frac{[P] \cdot P_{H\max}}{0,55 \cdot [P]} \quad (2.71)$$

$$P_{H\max} = [P] \cdot \left(1 - 0,5 \frac{Q}{[Q]}\right) \quad (2.72)$$

$$P_{H\max} = 980 \cdot (1 - 0,5 \cdot 1) = 441 \text{ Н}$$

$$[Q]_H = 31790 \cdot \frac{98 - 44,1}{0,55 \cdot 98} = 31790 \text{ Н}$$

Розраховуємо ККД передачі за відсутності натягу:

$$\eta = \frac{Q \cdot t}{2 \cdot \pi \cdot M} = \frac{Q}{\pi \cdot d} \cdot \frac{\cos(\lambda + \rho)}{\sin(\lambda \cdot \rho)} = \frac{tg \lambda}{tg(\lambda + \rho)} \quad (2.73)$$

де: λ – кут підйому гвинтової лінії різьби;

ρ – приведений кут тертя.

$$\rho = \arctg[0,001/(r_i \cdot \sin \lambda)] \quad (2.74)$$

$$\rho = \arctg[0,001/(3,49 \cdot \sin 4^\circ 22')] = 0^\circ 22'$$

$$\eta = \frac{tg 4^\circ 22'}{tg(4^\circ 22' + 0^\circ 22')} = 0,96$$

Сила натягу:

$$P_{H \max} = 980 \cdot (1 - 0,5 \cdot 1) = 441 H$$

$$P_{H \min} = 0,5 \cdot \frac{Q}{Z_{PO3P} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \lambda} \quad (2.75)$$

$$P_{H \min} = 0,5 \cdot \frac{31790}{46,2 \cdot 0,7 \cdot 0,99} = 196 H$$

Розрахунок проводимо для сил натягу $P_{H \max} = 441 H$; $P_{H \min} = 196 H$.

Для створення натягу необхідно здійснити відносно осьове переміщення двох гайок:

$$\delta_H = 6 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_H^2}{d_i}} \quad (2.76)$$

$$\delta_H = 6 \cdot \sqrt[3]{\frac{44,1^2}{7}} = 39_{мкм}$$

$$\delta_H = 6 \cdot \sqrt[3]{\frac{19,6^2}{7}} = 22,8_{мкм}$$

Збільшення діаметра кульок стосовно номінального з метою утворення натягу:

$$\Delta d_i = 2,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_H^2}{d_i}} \quad (2.77)$$

$$\Delta d_i = 2,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{44,1^2}{7}} = 13,65_{мм}$$

$$\Delta d_i = 2,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{19,6^2}{7}} = 7,68_{\text{мм}}$$

Переміщення гайки вздовж осі гвинта через контактну деформацію при навантаженні $Q = 31790 \text{ Н}$:

$$\delta = \frac{1,4}{\sqrt[3]{d_i \cdot P_H}} \cdot \frac{Q}{Z_{PO3P}} \quad (2.78)$$

$$\delta = \frac{1,4}{\sqrt[3]{7 \cdot 44,1}} \cdot \frac{3179}{46,2} = 14,2_{\text{мкм}}$$

$$\delta = \frac{1,4}{\sqrt[3]{7 \cdot 19,6}} \cdot \frac{3179}{46,2} = 18,7_{\text{мкм}}$$

Деформації при навантаженнях розтягу – стиску:

$$\delta_b = \frac{10^4 \cdot l \cdot Q}{E \cdot F} \quad (2.79)$$

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (2.80)$$

$$F = \frac{3,14 \cdot 60^2}{4} = 2826_{\text{мм}^2}$$

$$\delta_b = \frac{10^4 \cdot 1345 \cdot 3179}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 2826} = 72_{\text{мкм}}$$

ККД передачі при забезпеченні натягу і активному навантаженні $Q = 31790 \text{ Н}$:

$$\eta_H = K_{m\eta} = K_\eta \cdot \frac{\text{tg} \lambda}{\text{tg}(\lambda + \rho)} \quad (2.81)$$

$$K_\eta = \frac{\frac{P_1}{P_H} \cdot \cos(\lambda + \rho) - \frac{P_2}{P_H} \cdot \cos(\lambda - \rho)}{\frac{P_1}{P_H} \cdot \sin(\lambda + \rho) - \frac{P_2}{P_H} \cdot \sin(\lambda - \rho)} \quad (2.82)$$

Найменше гальмівне навантаження $Q_{\text{ГАЛЬМ}}$, при якому передача перестася бути само гальмівною

$$Q_{\text{ГАЛЬМ}} = \left(\frac{Q_1}{P_H} \right)_{\text{ГАЛЬМ}} \cdot Z_{PO3P} \cdot P_H \cdot \sin \alpha \cdot \cos \lambda \quad (2.83)$$

$$Q_{\text{ГАЛЬМ}} = 0,5 \cdot 46,2 \cdot 441 \cdot \sin 45^\circ \cdot \cos 4^\circ 22' = 7110 \text{ Н}$$

$$Q_{\text{ГАЛЬМ}} = 0,5 \cdot 46,2 \cdot 196 \cdot \sin 45^\circ \cdot \cos 4^\circ 22' = 3160 \text{ Н}$$

Момент холостого ходу:

$$d_{KB} = d_0 - 1,41 \cdot r_i \quad (2.84)$$

$$M_X = Z_{PO3P} \cdot P_H \cdot \sin \alpha \cdot [\sin(\lambda + \rho) - \sin(\lambda - \rho)] - \frac{d_{KB}}{2} \quad (2.85)$$

$$d_{KB} = 60 - 1,41 \cdot 3,49 = 55,08$$

$$\begin{aligned} M_X &= 46,2 \cdot 44,1 \cdot \sin 45^\circ \cdot [\sin(4^\circ 22' + 0^\circ 22') - \sin(4^\circ 22' - 0^\circ 22')] - \frac{55,08}{2} \\ &= 27,5 H \cdot m \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_X &= 46,2 \cdot 19,6 \cdot \sin 45^\circ \cdot [\sin(4^\circ 22' + 0^\circ 22') - \sin(4^\circ 22' - 0^\circ 22')] - \frac{55,08}{2} \\ &= 12,2 H \cdot m \end{aligned}$$

За результатами проведених розрахунків визначено раціональні геометричні параметри передачі гвинт-гайка кочення, а також прораховано параметри силових факторів для забезпечення функціонування цієї передачі.

3. ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

3.1 Аналіз результатів попередніх досліджень

Дослідження напружено-деформованого стану несучої колони станини верстата здійснювалося на основі низки допущень, що дозволяють спростити математичну модель конструкції. Зокрема, усі зовнішні навантаження були зведені до системи зосереджених сил. Геометрія базових елементів моделювалася у вигляді призматичних тіл зі стінками однакової товщини. Розрахункові деталі трактувалися як конструктивні елементи типу брусів, пластин або коробчастих структур із відповідною приведеною жорсткістю.

Станини верстатів можуть виготовлятися зварними із листового металу різної товщини, як тонкого (3–4 мм), так і товстого. Конструктивні форми товстостінних зварних станин, як правило, відповідають формам литих аналогів. Тонкостінні зварні станини зазвичай виконуються у вигляді коробчастих конструкцій із замкнутим контуром поперечного перерізу, що забезпечує необхідну жорсткість.

Форма поперечного перерізу колон, як і станин, визначається вимогами до жорсткісних характеристик. Типовим є виконання колон із розширенням у нижній частині принаймні в одній площині, що зумовлено варіацією згинаючих моментів уздовж висоти елемента. Колони, які сприймають навантаження в площині симетрії, проєктуються як коробчасті конструкції з витягнутим перерізом у напрямку навантаження, що забезпечує підвищену жорсткість на згин у відповідній площині (рис. 3.1, а). Для колон, що піддаються складним деформаціям, застосовуються коробчасті перерізи, близькі до квадратних, що сприяє підвищенню жорсткості на крутіння (рис. 3.1, б). У випадках, коли конструкція повинна забезпечувати можливість обертання навколо осі колони, застосовуються елементи з кільцевим поперечним перерізом (рис. 3.1, в).

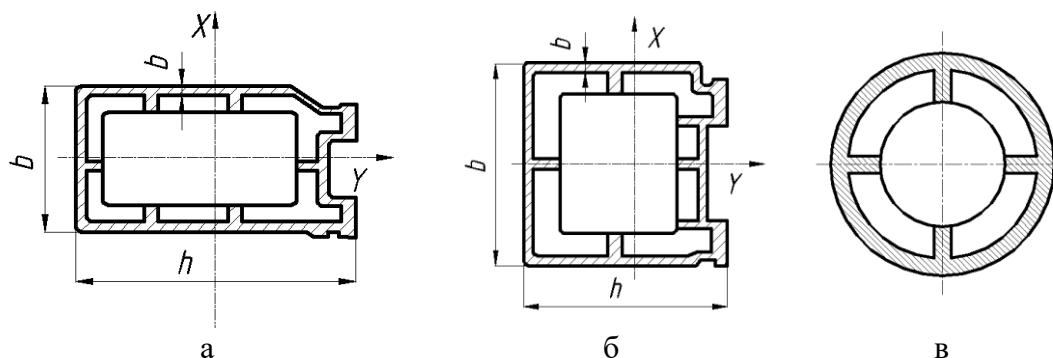


Рисунок 3.1 - Основні форми перетинів колон верстатів

У процесі розрахунку жорсткісних характеристик колони металорізальних верстатів моделювалися як консольні балки із замкнутим тонкостінним поперечним перерізом, близьким за формою до прямокутного. Такі елементи працюють в умовах стиснутого кручення, що вимагає врахування відповідних напружень і деформацій при конструюванні.

3.2. Зміст досліджень

3.2.1. Аналіз деформацій і кутів осьових переміщень шпинделя при деформації колони

У площині ZY :

Кут провороту шпинделя відносно осі:

$$\varphi_{1zy} = \frac{M_{KP} \cdot H}{G \cdot I_{KP}} = \frac{1000 \cdot 3,6}{2 \cdot 10^6 \cdot 50,495 \cdot 10^4} = \frac{0,036}{1000} \frac{мм}{мм} = \varphi_1 \quad (3.1)$$

де: $H=646мм$.

У площині ZY зміщення шпинделя :

$$\delta_{1zy} = \frac{P \cdot H^3}{G \cdot I_{KP}} = \frac{1000 \cdot 64,6^3}{3 \cdot 10^6 \cdot 50,495 \cdot 10^4} = 0,015мм \quad (3.2)$$

У площині XY :

У цій площині стійка сприймає навантаження від крутного моменту:

$$M_{KP} = P \cdot a = 10000 \cdot 0,525 = 5,25 кНм \quad (3.3)$$

де: a — відстань між віссю шпинделя та віссю, котра перетинає центр ваги січення.

$$\varphi_{1xy} = \frac{M_{KP} \cdot H}{G \cdot I_{KP}} = \frac{52500 \cdot 64,6}{4 \cdot 10^5 \cdot 32,129 \cdot 10^4} = \frac{0,026 \text{ мм}}{1000 \text{ мм}}$$

зміщення шпинделя в напрямі дії сили P_Z :

$$\delta_{1xy} = \varphi_{1xy} \cdot a = \frac{0,026}{1000} \cdot 525 = 0,014 \text{ мм} \quad (3.4)$$

$$\delta_1 = \delta_{1zy} + \delta_{1xy} = 0,015 + 0,014 = 0,0155 \text{ мм} \quad (3.5)$$

Розраховуємо момент інерції стійки при крученні:

Досліджуване січення доцільно розбити на два контури (рис.3.2):

1-й контур - $ABDC$; 2-й контур - $GDFE$.

У параметричних рівняннях невідомі значення функції напруженого стану в контурах 1 і 2 слід позначити як φ_1 і φ_2 .

$$I_1 = S_{CABD} \frac{\varphi_1}{t} ds + S_{DC} \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{t} ds = \varphi_1 \oint_{CABD} \frac{ds}{t} - \varphi_2 S_{DC} \frac{ds}{t} \quad (3.6)$$

$$I_2 = S_{CD} \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{t} ds + S_{DFEGC} \frac{\varphi_2}{t} ds = \varphi_2 \oint_{GDFE} \frac{ds}{t} - \varphi_1 S_{CD} \frac{ds}{t} \quad (3.7)$$

Також слід ввести і інші узагальнюючі параметри:

$K_1 = \oint \frac{ds}{t}$ - інтеграл з контуру 1.

$K_2 = \oint \frac{ds}{t}$ - інтеграл з контуру 2.

$K_{1,2} = S \frac{ds}{t}$ - інтеграл з перемички DC .

$$K_1 = 2 \frac{l_1}{t_1} + 2 \frac{l_2}{t_2} = 2 \frac{305}{25} + 2 \frac{395}{25} = 56 \quad (3.8)$$

$$K_2 = \frac{l_4}{t_2} + \frac{l_4}{t} + \frac{l_3}{t_5} + \frac{l_3}{t_1} = \frac{252,5}{25} + \frac{252,5}{30} + \frac{622,5}{30} + \frac{622,5}{25} = 64,2$$

$$K_{1,2} = \frac{l_1}{t_1} = \frac{305}{25} = 12,2$$

$$F_1 = 30,5 \cdot 39,5 = 1204,75 \text{ см}^2$$

$$F_2 = 62,25 \cdot 25,25 = 1571,8 \text{ см}^2$$

Тепер можна розглянути систему з двох рівнянь, яка містить два невідомих:

$$\varphi_1 \cdot K_1 - \varphi_2 \cdot K_{1,2} = I_1 = 2G \cdot \tau \cdot F_1;$$

$$-\varphi_1 \cdot K_{1,2} + \varphi_2 \cdot K_2 = I_2 = 2G \cdot \tau \cdot F_2$$

$$\varphi_2 = \frac{\varphi_1 \cdot K_1 - I_1}{K_{1,2}}$$

$$-\varphi_1 \cdot K_{1,2} + \frac{\varphi_1 \cdot K_1 - I_1}{K_{1,2}} \cdot K_2 = I_2$$

$$-\varphi_1 \cdot K_{1,2}^2 + \varphi_1 \cdot K_1 \cdot K_2 - I_1 \cdot K_2 = I_2 \cdot K_{1,2}$$

$$\varphi_1 = \frac{I_2 \cdot K_{1,2} + I_1 \cdot K_2}{K_1 \cdot K_2 - K_{1,2}^2}$$

$$A = K_1 \cdot K_2 - K_{1,2}^2$$

$$\varphi_1 = 2G \cdot \tau \cdot F_1 \left(\frac{K_2}{A} + \frac{F_2}{F_1} \cdot \frac{K_{1,2}}{A} \right) = 2G \cdot \tau \cdot F_1 \cdot \alpha_1$$

$$\varphi_2 = 2G \cdot \tau \cdot F_2 \left(\frac{K_1}{A} + \frac{F_1}{F_2} \cdot \left(\frac{K_2 \cdot K_1}{A \cdot K_{1,2}} - \frac{1}{K_{1,2}} \right) \right) = 2G \cdot \tau \cdot F_2 \cdot \alpha_2$$

$$\alpha_1 = \frac{K_2}{A} + \frac{F_2}{F_1} \cdot \frac{K_{1,2}}{A} = \frac{64,2}{3446,4} + \frac{1571,8}{1204,75} \cdot \frac{12,2}{3446,4} = 0,023$$

$$A = 56 \cdot 64,2 - 12,2^2 = 3446,4$$

$$I = \alpha_1 (2F_1)^2 + \alpha_2 (2F_2)^2 = 0,023 (2 \cdot 1204,75)^2 + 0,019 (2 \cdot 1571,8)^2 = 321290 = 32,129 \cdot 10^4 \text{ cm}^4$$

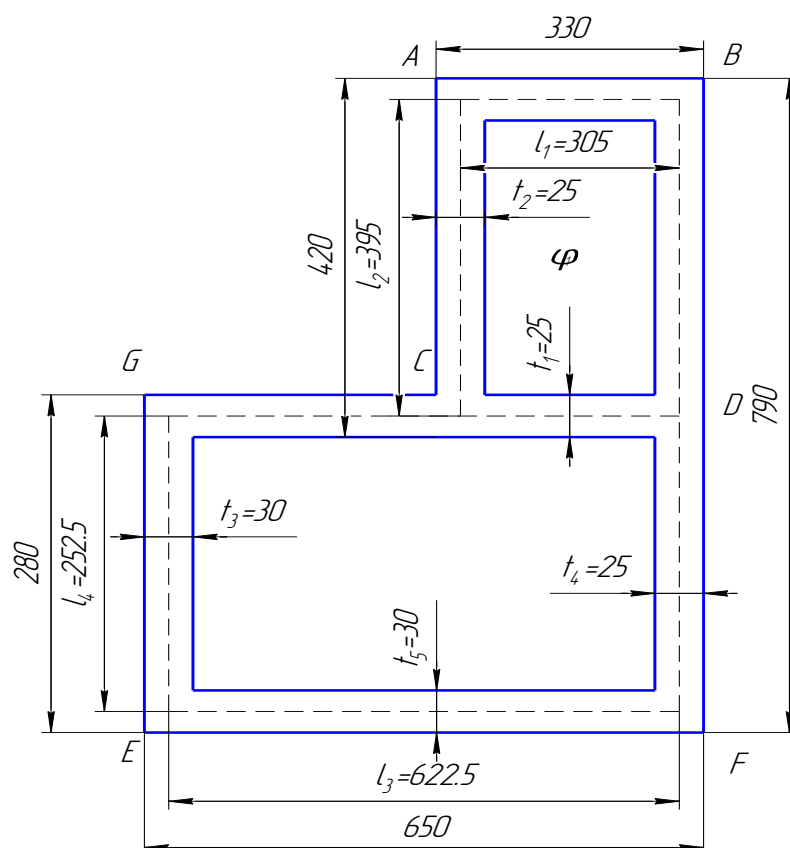


Рисунок 3.2 – розрахункові параметри стійки верстата

3.2.2. Аналіз деформацій і кутів повороту осі шпинделя від контактних деформацій

На направляючих в якості поверхні ковзання використовують стрічку із спеціального фторопласту.

В площині XY стик навантажений моментом M від сили $P = 10 \text{ кН}$.

$$M = P \cdot a_1 = 10000 \cdot 0,165 = 1,65 \text{ кНм}$$

де: a_1 – відстань між віссю шпинделя та середньою площиною напрямних.

Навантаження напрямних визначаємо із залежності:

$$R = \frac{M}{A} = \frac{16500}{47} = 3,51 \text{ кН} \quad (3.9)$$

де: A – міжосьова відстань між напрямними.

Розподілене навантаження:

- по прямокутній напрямній:

$$\sigma_{PP} = \frac{R}{a \cdot L} = \frac{351}{16 \cdot 50} = 0,44 \quad (3.10)$$

де: a - ширина напрямної.

- для V - подібної напрямної:

$$\sigma_V = \frac{R}{c \cdot L} = \frac{351}{4,5 \cdot 50} = 1,56 \quad (3.11)$$

де: c - ширина бічної контактної поверхні;

L - довжина напрямних в зоні контакту.

Кут повороту в стику:

$$\phi' = \frac{K(\sigma_{IP} + \xi \sigma_V)}{A} = \frac{4 \cdot 10^{-4}(0,44 + 2 \cdot 1,56)}{47} = 3 \cdot 10^{-5} \text{ рад} \quad (3.12)$$

де: K - для стику чавун - фторопласт коефіцієнт контактної податливості.

Сумарний кут провороту при наявності зазору в напрямних:

$$\phi_2 = \frac{\Delta}{A} + \phi' = \frac{0,003}{47} + \frac{0,030}{1000} = \frac{0,063}{1000} + \frac{0,023}{1000} = 9,3 \cdot 10^{-5} \text{ рад} \quad (3.13)$$

де: Δ - зазор в зоні контакту.

Зміщення шпинделя від моменту M :

$$\delta_M = \phi_2 \cdot \alpha_1 = \frac{0,093}{1000} \cdot 165 = 0,015 \text{ мм}$$

Деформацію шпинделя по нахилений грані V -подібної напрямної від дії сили P , яка прикладена в площині напрямних:

$$\delta_P = K \cdot \sigma'_V = 4 \cdot 10^4 \cdot 2,57 = 0,001 \text{ см} = 0,01 \text{ мм}$$

де: $\sigma'_V = \frac{P}{b' \cdot L} = \frac{1000}{7,7750} = 0,257 \text{ МПа}$;

P - приведенне зусилля на V -подібну напрямну;

$b' = b \cdot \sin \alpha = 110 \cdot 0,707 = 77,77 \text{ мм}$ - приведена проекція похилої грані;

$b = 110 \text{ мм}$ - ширина нахиленої робочої грані.

$$\delta_2 = \delta_M + \delta_P = 0,015 + 0,01 = 0,025 \text{ мм}$$

3.2.3. Дослідження зміщення і кута повороту осі шпинделя в стику платформи з плитою

Стик платформи навантажений моментом M від сили $P = 10 \text{ кН}$.

$$M = P \cdot H = 1000 \cdot 75,6 = 7,56 \text{ кНм}$$

де: $H = 756 \text{ мм}$.

$b_1 = a_1 = 160 \text{ мм}$ - плече прямокутної напрямної;

$b_2 = 1,4 \cdot h = 1,4 \cdot 80 = 112 \text{ мм}$ - плече профільної напрямної ($\alpha = 45^\circ$);

$h = 80 \text{ мм}$ - висота профільної напрямної;

C_φ – коефіцієнт для врахування роботи неповного боку грані.

Значення C_φ приймаємо таблично залежно від значення μ .

$$\mu = \frac{C'}{\zeta(a \cdot \cos^2 \alpha + b \cdot \cos^2 \beta)} = \frac{42}{2(113 \cdot 0,707^2 + 113 \cdot 0,707^2)} = 0,186 \quad (3.14)$$

де: $\zeta = 2$ – коефіцієнт для неповної довжини граней;

$a = b = 113 \text{ мм}$ - довжина граней призматичної напрямної;

$\beta = \alpha = 45^\circ$ - кут нахилу граней призматичної напрямної;

$C' = 42 \text{ мм}$ - довжина спряження;

$C_\varphi = 2,76$;

C_Δ – коефіцієнт для врахування перерозподілу тиску вздовж напрямних:

$$\frac{\Delta}{K \cdot \sigma_M} = \frac{0,003}{4 \cdot 10^{-4} \cdot 0,851} = 9$$

де: σ_M - найбільше значення тиску при моменті M ;

$$\sigma_M = \frac{6M}{(b_1 + b_2) \cdot L^2} = \frac{6 \cdot 75600}{(16 + 11,2) \cdot 140^2} = 8,51 \text{ мПа}$$

Визначаємо величину кута повороту елементів конструкції у площині стику:

$$\phi_3 = \frac{0,003}{140} + \frac{12 \cdot 75600 \cdot 2,76 \cdot 1,5 \cdot 4 \cdot 10^{-4}}{(16 + 11,2) \cdot 140^3} = \frac{0,021}{1000} + \frac{0,021}{1000} = 4,2 \cdot 10^{-5} \text{ рад}$$

Деформація шпинделя (в напрямку дії сили P_y):

$$\delta_3 = \varphi \cdot H_1 = \frac{0,042}{1000} \cdot 796 = 0,033 \text{ мм}$$

3.2.4 Дослідження зміщення і кута повороту осі шпинделя при згині станини.

Згинаючий момент:

$$M = P \cdot H = 1000 \cdot 140,6 = 1,4 \text{ кНм}$$

Поворот осі шпинделя:

$$\phi_4 = 0,5 \frac{M \cdot l}{E \cdot I} = \frac{140600 \cdot 124,7}{10^6 \cdot 7,91 \cdot 10^4} = 1,1 \cdot 10^{-5} \text{ рад}$$

Зміщення шпинделя:

$$\delta_4 = \phi_4 \cdot H = \frac{0,111}{1000} \cdot 1406 = 0,156 \text{ мм}$$

Таблиця 3.1. Розрахунок моменту інерції січення станини

№ елем. січення	b_i мм	h_i мм	y_i мм	F_i см ²	$F_i \cdot y_i$ см ³	$y_i - y_c$ см	$(y_i - y_c)^2$ см ²	$F_i (y_i - y_c)^2$ см ⁴	$b_i \cdot h_i^3 / 12$ см ⁴
1	38	2,5	1,25	95	118,75	-19,83	393,2	37354	49
2	4	4	4,5	16	72	-16,58	274,9	4398	21
3	5	31	18	155	2790	-3,08	9,49	1471	12413
4	17	2,5	27,05	42,5	1149,68	-5,97	35,64	1515	22
5	4	4	26,05	16	416,8	4,97	24,70	395	21
6	80	2,5	29,75	200	5950	8,67	75,17	15034	104
7	20	2,5	32,25	50	1612,3	11,17	124,77	6239	26
Σ				574,5	12109,68			66406	12656

$$y_c = \frac{12109,68}{574,5} = 21,08 \text{ см}$$

$$I_{KC} = \sum F_i (y_i - y_c)^2 + \sum \frac{b_i \cdot h_i^3}{12} = 66406 + 12656 = 79062 \text{ см}^2 = 7,91 \cdot 10^4 \text{ см}^4$$

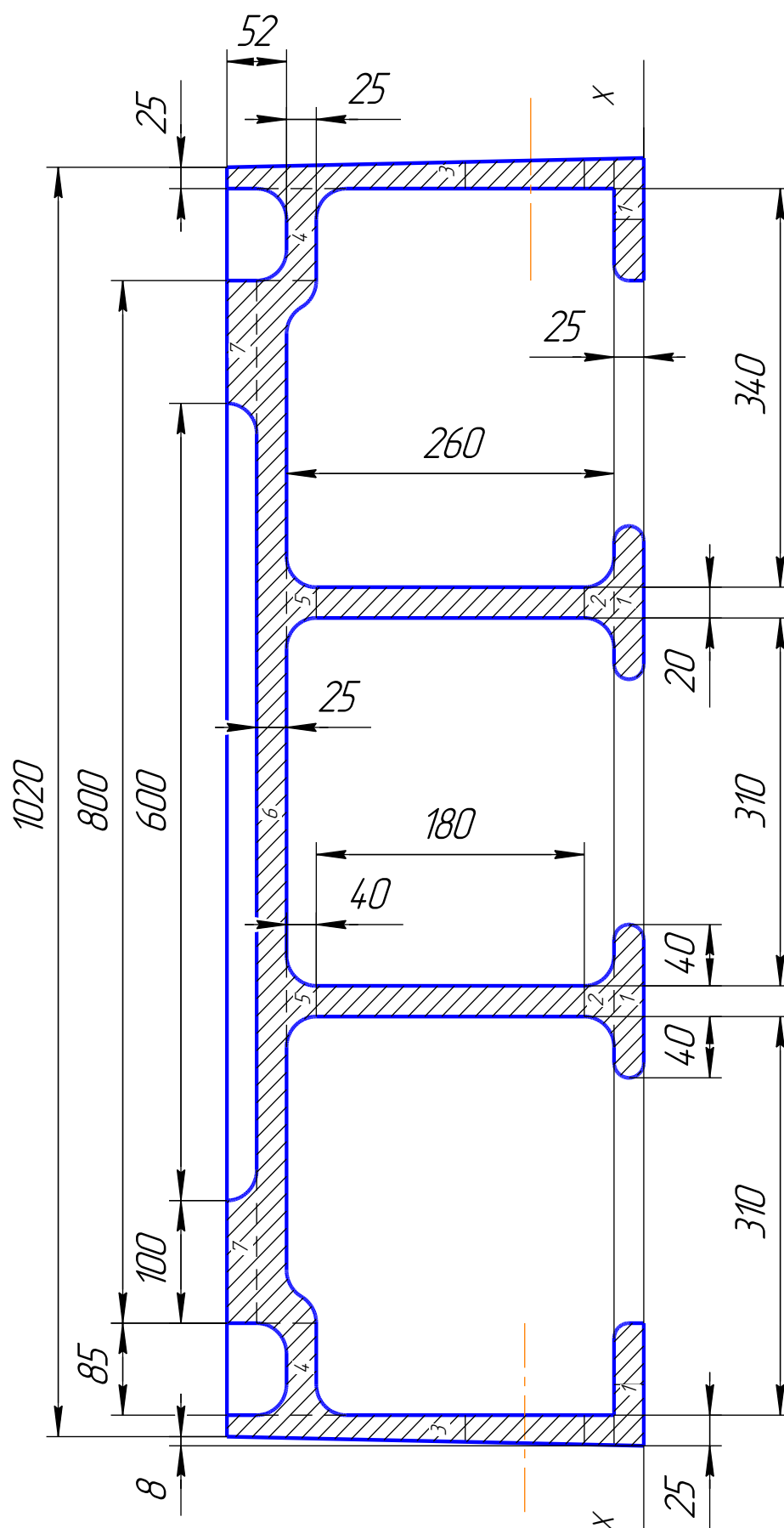


Рисунок 3.3 – розміри січення станини

3.2.5. Дослідження зміщення і кута повороту осі шпинделя при контактних деформаціях у напрямних стола

Направляючі стола сприймають навантаження від крутного моменту M та силового навантаження силою $P=10 \text{ кН}$.

$$M = P \cdot h = 10000 \cdot 0,821 = 8,21 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

де: $h=821 \text{ мм}$.

Від дії моменту M навантаження сприймає прямокутна напрямна;

Реакція від дії зовнішнього силового фактору мтановитиме:

$$R = \frac{M}{A} = \frac{8210}{33,25} = 2,47 \text{ кН}$$

де: A – міжосьова відстань між напрямними;

$h=821 \text{ мм}$ - відстань від осі дії силового фактору P до середньої лінії на площині напрямних.

Максимальне розподілене навантаження:

- вздовж прямокутної напрямної:

$$\sigma_{PP} = \frac{R}{a \cdot L} = \frac{2469}{100 \cdot 600} = 0,41 \text{ МПа}$$

де: $a=100 \text{ мм}$ - ширина основної грані.

- на планці V - подібної напрямної:

$$\sigma_V = \frac{R}{c \cdot L} = \frac{2469}{35 \cdot 600} = 1,17 \text{ МПа}$$

де: $c=35 \text{ мм}$ - ширина планки;

$L=600 \text{ мм}$ - робоча довжина напрямних.

Кутова деформація в стику (враховуючи зазор $\Delta=0,03 \text{ мм}$):

$$\begin{aligned} \phi_5 &= \frac{\Delta}{A} + \frac{K(\sigma_{PP} + \xi \sigma_V)}{A} = \frac{0,003}{33,25} + \frac{4 \cdot 10^{-4}(4,1 + 2 \cdot 11,7)}{33,25} = \frac{0,090}{1000} + \frac{0,331}{1000} \\ &= 4,21 \cdot 10^{-5} \text{ рад} \end{aligned}$$

де: $K=4 \cdot 10^{-4}$ – коефіцієнт контактної податливості.

$\xi=2$ – коефіцієнт огинання притискної планки.

Деформація шпинделя (в напрямку дії сили P):

$$\delta_M = \varphi_5 \cdot h = \frac{0,421}{1000} \cdot 821 = 0,345 \text{ мм}$$

Деформація робочої грані для V -подібної напрямної під дією зовнішнього навантаження P :

$$\delta_P = K \cdot \sigma'_V = 4 \cdot 10^{-4} \cdot 3,3 = 0,0013 \text{ см} = 0,013 \text{ мм}$$

$$\text{де: } \sigma'_V = \frac{P}{b' \cdot L} = \frac{1000}{5 \cdot 60} = 3,3;$$

P - приведений силовий фактор V -подібної напрямної;

$b' = 5 \text{ см}$ - проекція V -подібної напрямної на площину;

σ'_V - приведений граничний тиск.

$$\delta_5 = \delta_M + \delta_P = 0,0345 + 0,0013 = 0,0358 \text{ мм}$$

3.2.6. Зміщення і кут повороту осі шпинделя від контактних деформацій в поворотному столі

Стійка.

Приймаємо стандартні табличні дані для обраного типорозміру стола через відсутність конкретних даних конструкторської розробки:

$$\phi_6 = 0,5 \cdot \phi_5 = 0,5 \cdot \frac{0,421}{1000} = 2,21 \cdot 10^{-5} \text{ рад}$$

$$\delta_6 = 0,5 \cdot \delta_5 = 0,5 \cdot 0,03058 = 0,0179 \text{ мм}$$

Сумарний віджим і кут повороту осі шпинделя:

$$\begin{aligned} \delta_{\text{СУМ}} &= \delta_1 + K(\delta_2 + \delta_3) + \delta_4 + \delta_5 + \delta_6 \\ &= 0,0155 + 1,5(0,025 + 0,033) + 0,0156 + 0,0358 + 0,0179 = 0,0795 \text{ мм} \phi_{\text{СУМ}} \\ &= \phi_1 + K(\phi_2 + \phi_3) + \phi_4 + \phi_5 + \phi_6 \\ &= \frac{0,0036}{1000} + 1,5 \left(\frac{0,093}{1000} + \frac{0,042}{1000} \right) + \frac{0,111}{1000} + \frac{0,421}{1000} + \frac{0,211}{1000} = 9,49 \cdot 10^{-5} \text{ рад} \end{aligned}$$

де: K - коефіцієнт для додаткових деформації у нерухомих стиках.

$$\delta_{1zy} = \frac{1000 \cdot 44,6^3}{3 \cdot 10^6 \cdot 50,495 \cdot 10^4} = 0,0006 \text{ мм}$$

$$\phi_{1zy} = \frac{1000 \cdot 6,6}{2 \cdot 10^6 \cdot 50,495 \cdot 10^4} = 0,2 \cdot 10^{-6} \text{ рад} = \phi_1$$

$$\varphi_{1xy} = \frac{52500 \cdot 44,6}{4 \cdot 10^5 \cdot 32,129 \cdot 10^4} = \frac{0,018 \text{ мм}}{1000 \text{ мм}}$$

$$\delta_{1xy} = \frac{0,018}{1000} \cdot 525 = 0,009 \text{ мм}$$

$$\delta_1 = \delta_{1zy} + \delta_{1xy} = 0,0006 + 0,009 = 0,010 \text{ мм}$$

Сумарні деформації для стику головки і стійки:

$$\delta_2 = 0,025 \text{ мм}$$

$$\phi_2 = 0,93 \cdot 10^{-5} \text{ рад}$$

Кутове переміщення платформи у площині поздовжніх напрямних:

$$H = 596 \text{ мм}$$

$$M = 59,6 \text{ кНм}$$

$$\phi_3 = \frac{0,003}{140} + \frac{12 \cdot 59600 \cdot 2,76 \cdot 1,5 \cdot 4 \cdot 10^{-4}}{(16 + 11,2) \cdot 140^3} = \frac{0,021}{1000} + \frac{0,015}{1000} = 0,36 \cdot 10^{-5} \text{ рад}$$

$$\delta_3 = \frac{0,036}{1000} \cdot 596 = 0,021 \text{ мм}$$

Станина:

$$l = 1247 \text{ мм}$$

$$M = 1000 \cdot 1246 = 12,46 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$\phi_4 = 0,5 \frac{124600 \cdot 106,7}{10^6 \cdot 7,91 \cdot 10^4} = 0,84 \cdot 10^{-5} \text{ рад}$$

$$\delta_4 = \frac{0,84}{1000} \cdot 1246 = 0,0105 \text{ мм}$$

Деформації в зоні контакту в напрямних стола:

$$h = 661 \text{ мм}$$

$$M = 1000 \cdot 661 = 6,61 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$\phi_5 = \frac{0,003}{33,25} + \frac{4 \cdot 10^{-4} (4,1 + 2 \cdot 11,7)}{33,25} \cdot \left(\frac{661}{821} \right) = \frac{0,090}{1000} + \frac{0,266}{1000} = 3,56 \cdot 10^{-5} \text{ рад}$$

$$\delta_5 = \frac{0,356}{1000} \cdot 661 + 0,013 = 0,0248 \text{ мм}$$

Поворотний стіл:

$$\phi_6 = 0,5 \cdot \phi_5 = 0,5 \cdot \frac{0,356}{1000} = 1,78 \cdot 10^{-5} \text{ рад}$$

$$\delta_6 = 0,5 \cdot \delta_5 = 0,5 \cdot 0,248 = 0,124 \text{ мм}$$

Сумарні зміщення і кут нахилу осі шпинделя:

$$\begin{aligned} \delta_{\text{СУМ}} &= \delta_1 + K(\delta_2 + \delta_3) + \delta_4 + \delta_5 + \delta_6 \\ &= 0,010 + 1,5(0,025 + 0,021) + 0,105 + 0,248 + 0,124 = 0,056 \text{ мм} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \phi_{\text{СУМ}} &= \phi_1 + K(\phi_2 + \phi_3) + \phi_4 + \phi_5 + \phi_6 \\ &= \frac{0,002}{1000} + 1,5 \left(\frac{0,093}{1000} + \frac{0,036}{1000} \right) + \frac{0,084}{1000} + \frac{0,356}{1000} + \frac{0,178}{1000} = 8,13 \cdot 10^{-5} \text{ рад} \end{aligned}$$

3.3. Дослідження жорсткості вертикальної стійки при зустрічному фрезеруванні

Для такого дослідження всі вузли доцільно розглянути як такі, що встановлені в середнє положення по напрямку переміщення:

По осі X - переміщення 470 мм; по осі Z - переміщення 360 мм; по осі Y - переміщення 445 мм.

Напрявні виконані з фторопластовим покриттям Zedex.

3.3.1 Зміщення осі шпинделя при деформації вертикальної стійки

Як розрахункову схему стійки слід розглянути схему консольної балки з жорстким закріпленням, яка навантажена згинним моментом в ZY і XY площинах (рис. 3.4.).

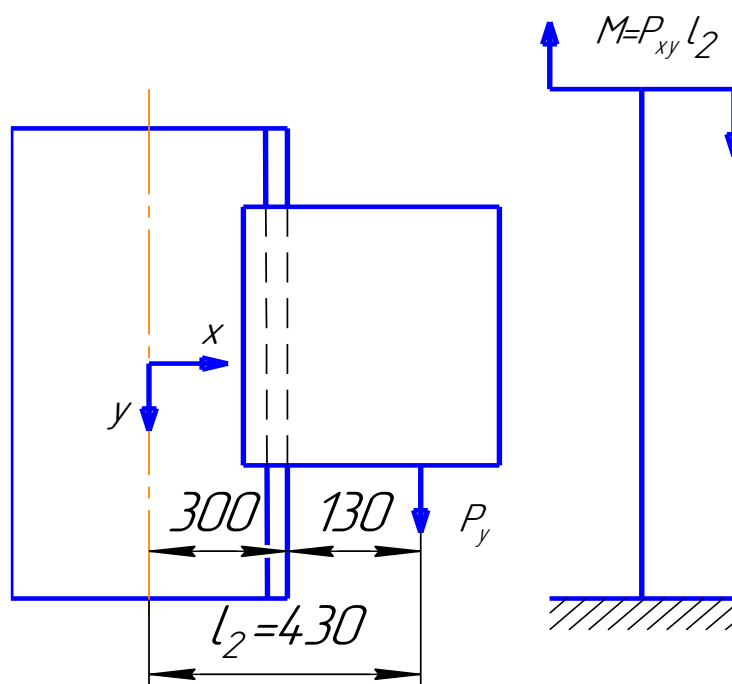


Рисунок 3.4 – Розрахункова схема

У площині ZY :

$$M_{ZY} = P_Y \cdot l_1 = 350 \cdot 75,4 = 2,639 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

де: $l_1 = 754 \text{ мм}$ – відстань між торцем фрези до осі, котра перетинає умовний центр ваги стійки.

$$\delta_{1zy} = \frac{M \cdot H^2}{2E \cdot I_x} = \frac{26390 \cdot 52^2}{2 \cdot 10^6 \cdot 50,495 \cdot 10^4} = 0,00007 \text{ см} = 0,0007 \text{ мм}$$

У площині XY :

$$M_{XY} = P_Y \cdot l_2 = 350 \cdot 43 = 15050 \text{ кг} \cdot \text{см}$$

де: $l_2 = 430 \text{ мм}$ – відстань між точкою дії сили P_Y до осі, котра перетинає умовний центр ваги стійки.

$$\delta_{1xy} = \frac{M \cdot H^2}{2E \cdot I_z} = \frac{15050 \cdot 52^2}{2 \cdot 10^6 \cdot 60,52 \cdot 10^4} = 0,00003 \text{ см} = 0,0003 \text{ мм}$$

Сумарне зміщення шпинделя:

$$\delta_1 = \delta_{1zy} + \delta_{1xy} = 0,0007 + 0,0003 = 0,001 \text{ мм}$$

3.3.2 Зміщення вісі шпинделя з врахуванням контактних деформацій в стиках шпиндельної бабки з вертикальною колоною

У площині XY :

Кут повороту шпиндельної бабки визначають за формулою:

$$\varphi_{XY} = \frac{\Delta}{L} + \frac{12M_{XY} \cdot C_{\varphi} \cdot C_{\Delta} \cdot K}{(b_1 + b_2)L^3}$$

де: $M_{XY} = P_Y \cdot l_3 = 350 \cdot 16,5 = 577,5 \text{ кН} \cdot \text{м}$ - згинний момент;

$l_3 = 130 + \frac{70}{2} = 165 \text{ мм}$ - відстань між точкою дії сили P_Y до середньої лінії у

площині напрямних;

$b_1 = a_1 = 160 \text{ мм}$ – ширина плоскої напрямної;

$b_2 = 1,4 \cdot h = 1,4 \cdot 80 = 112 \text{ мм}$ – ширина профільної напрямної ($\alpha = 45^\circ$);

$h = 80 \text{ мм}$ - висота профільної напрямної;

C_{φ} – коефіцієнт для врахування участі не повної площини грані.

$$\mu = \frac{C'}{\zeta(a \cdot \cos^2 \alpha + b \cdot \cos^2 \beta)} = \frac{C'}{\zeta \cdot b^2} = \frac{45}{2 \cdot 112} = 0,2$$

де: $\zeta = 2$ - коефіцієнт для врахування участі не повної довжини площини грані;

$C' = 45 \text{ мм}$ - відстань спряження поверхні шпиндельної бабки з напрямною;

$C_{\Delta} = 1,9$ – коефіцієнт перерозподілу тиску за довжиною напрямних з врахуванням відношення:

$$\frac{\Delta}{K \cdot \sigma_M} = \frac{0,003}{4 \cdot 10^{-4} \cdot 0,51} = 14,7$$

де: σ_M - найбільший тиск створений моментом M ;

$$\sigma_M = \frac{6M}{(b_1 + b_2) \cdot L^2} = \frac{6 \cdot 75600}{(16 + 11,2) \cdot 140^2} = 0,0851 \text{ МПа}$$

Якщо K - коефіцієнт контактної податливості у парі чавун - фторопласт;

$$K = 4 \cdot 10^{-5} \frac{\text{МкМ}}{\text{Н}}$$

Тоді:

$$\phi_{2XY} = \frac{0,003}{50} + \frac{12 \cdot 577,5 \cdot 2,6 \cdot 1,9 \cdot 4 \cdot 10^{-4}}{(16 + 11,2) \cdot 50^3} = \frac{0,060}{1000} + \frac{0,040}{1000} = 1 \cdot 10^{-4} \text{ рад}$$

Зміщення шпинделя (від дії сили P_Y):

$$\delta_{2XY} = \phi_2 \cdot l_3 = \frac{0,01}{1000} \cdot 165 = 0,0017 \text{ мм}$$

У площині ZY:

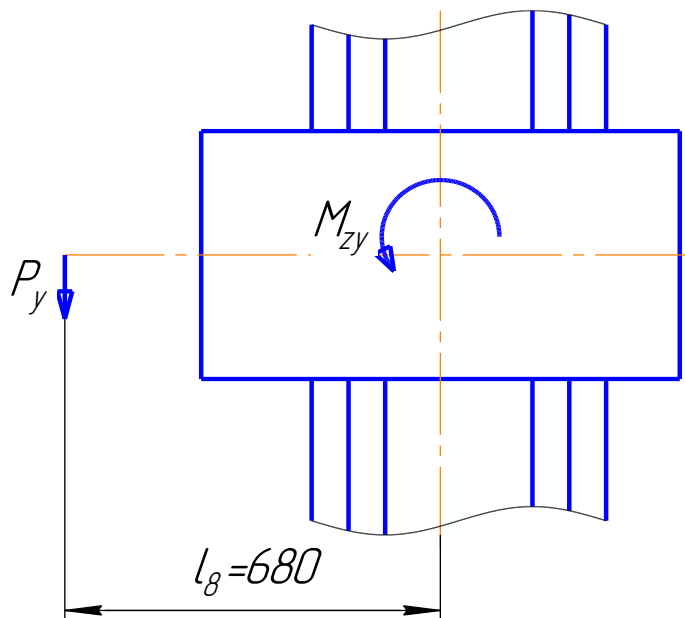


Рисунок 3.5 – Розрахункова схема

В площині ZY стик сприймає навантаження від моменту по площині напрямних:

$$M_{ZY} = P_Y \cdot l_g = 350 \cdot 68 = 2,380 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Кут повороту в стику:

$$\phi_{2ZY} = \frac{\Delta}{L} + \frac{12M_{ZY} \cdot C_\phi \cdot C_\Delta \cdot K}{b_3 \cdot L^3} = \frac{0,003}{50} + \frac{12 \cdot 23800 \cdot 1 \cdot 1,4 \cdot 10^{-4}}{11,2 \cdot 50^3} = \frac{0,06}{1000} + \frac{0,082}{1000} = 0,142 \cdot 10^{-4} \text{ рад}$$

де: $\Delta = 3 \cdot 10^{-6} \text{ м}$; $L = 50$; $K = 4 \cdot 10^{-4} \frac{\text{см}^3}{\text{кг}}$; $b_3 = 1,4 \cdot h = 1,4 \cdot 80 = 112 \text{ мм} = 11,2 \text{ см} = b_2$;

$$\mu = 1; C_\phi = 1;$$

$$\sigma_M = \frac{6M}{b_3 \cdot L^2} = \frac{6 \cdot 23800}{11,2 \cdot 50^2} = 5,1$$

$$\frac{\Delta}{K \cdot G_M} = \frac{0,003}{4 \cdot 10^{-4} \cdot 5,1} = 1,47$$

Зміщення шпинделя (в напрямі сили P_Y):

$$\delta_{2ZY} = \phi_{ZY} \cdot l_8 = \frac{0,0142}{1000} \cdot 0,680 = 0,0097 \text{ мм}$$

Сумарний віджим шпинделя:

$$\delta_2 = \delta_{2zy} + \delta_{2xy} = 0,0097 + 0,0017 = 0,0114_{\text{мм}}$$

3.3.3 Зміщення шпинделя при контактних деформаціях стику платформи і плити

У площині ZY:

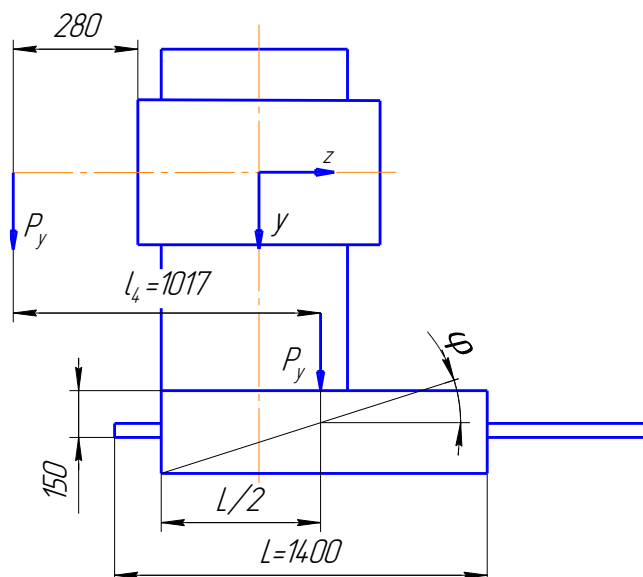


Рисунок 3.6 – Стик стійки з платформою

Стик платформи з вертикальною стійкою навантажено згинним моментом:

$$M_{ZY} = P_Y \cdot l_4 = 350 \cdot 101,7 \approx 35600 \text{ кг} \cdot \text{см}$$

і силою:

$$P_Y = 350 \text{ кг}$$

де: $l_4 = 1017 \text{ мм}$ – дистанція між точкою прикладання сили P_Y до вісі, котра проходить через середину напрямних.

$$\begin{aligned} \phi_{ZY} &= \frac{\Delta}{L} + \frac{12M_{ZY} \cdot C_\phi \cdot C_\Delta \cdot K}{(b_1 + b_2) \cdot L^3} = \frac{0,003}{140} + \frac{12 \cdot 35600 \cdot 2,6 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 10^{-4}}{(16 + 11,2) \cdot 140^3} = \frac{0,021}{1000} + \frac{0,012}{1000} \\ &= 3,3 \cdot 10^{-5} \text{ рад} \end{aligned}$$

де: $b_1 = a_1 = 160 \text{ мм}$ – ширина прямокутної напрямної;

$b_2 = 1,4 \cdot h = 1,4 \cdot 80 = 112 \text{ мм}$ – ширина профільної напрямної ($\alpha = 45^\circ$);

$h = 80 \text{ мм}$ - висота призми профільної напрямної;

$K = 4 \cdot 10^{-4}$ - коефіцієнт контактної податливості в стику чавун - фторопласт;

$\mu = \frac{C'}{\zeta \cdot b_2} = \frac{45}{2 \cdot 112} = 0,2$ - коефіцієнт участі в роботі стику для неповного боку профілю.

$$\sigma_M = \frac{6M_{ZY}}{(b_1 + b_2) \cdot L^2} = \frac{6 \cdot 35600}{(16 + 11,2) \cdot 140^2} = 0,4$$

$$\frac{\Delta}{K \cdot G_M} = \frac{0,003}{4 \cdot 10^{-4} \cdot 0,4} \approx 19$$

Зміщення шпинделя в напрямку сили P_Y від дії моменту:

$$\delta_{3ZY} = \phi_{3ZY} \cdot l_4 = \frac{0,0303}{1000} \cdot 1017 = 0,0033 \text{ мм}$$

Зміщення шпинделя в напрямі дії сили P_Y :

$$\delta_{3Py} = K \cdot \sigma = 4 \cdot 10^4 \cdot 0,092 = 0,00003 \text{ см} = 0,0003 \text{ мм}$$

де: $\sigma = \frac{P_Y}{(b_1 + b_2) \cdot L} = \frac{350}{(16 + 11,2) \cdot 140} = 0,092 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$ - тиск на гранях.

У площині XY :

В площині XY стик навантажений в поперечній площині напрямних моментом:

$$M_{XY} = P_Y \cdot l_{12} = 350 \cdot 53 = 1,8555 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

де: $l = 530 \text{ мм}$ - відстань від точки прикладання сили P_Y до осі, що проходить через середину платформи.

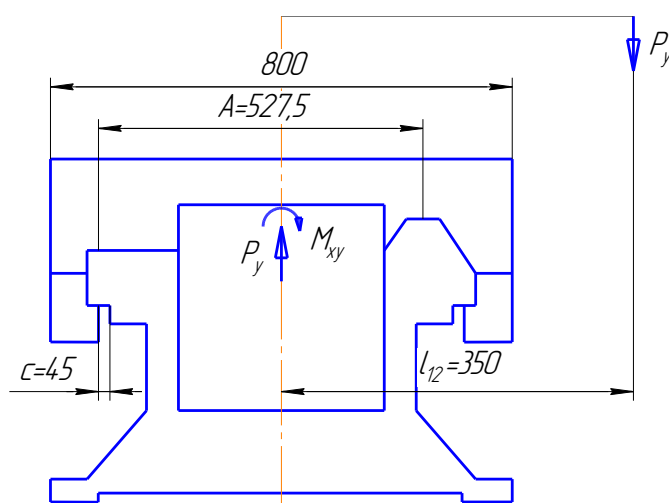


Рисунок 3.7 – Схема навантаження стійки з платформою

Під дією моменту M_{xy} навантаження сприймають основні грані V -подібної напрямної і планка зі сторони прямокутної напрямної.

Навантаження на напрямні:

$$R = \frac{M_{xy}}{A} = \frac{18555}{52,75} = 3,52 \text{ кН}$$

де: $A=527,5\text{мм}$ - відстань від середини V - подібної напрямної до середини робочої ділянки планки прямокутної напрямної.

Граничний тиск:

- на прямокутній напрямній (працює планка):

$$\sigma_{PP} = \frac{R}{c \cdot L} = \frac{352}{4,5 \cdot 140} = 5,59 \text{ мПа}$$

де: $c=4,5\text{см}$ - ширина планки, що знаходиться в контакті з напрямною.

- на V - подібній напрямній:

$$\sigma_V = \frac{R}{b_{PP} \cdot L} = \frac{352}{11,2 \cdot 140} = 2,25 \text{ мПа}$$

де: $b_{PP}=35\text{ мм}$ - приведена ширина V - подібної напрямної;

$h=80\text{мм}$ – висота призми V - подібної напрямної.

$$\begin{aligned} \phi_{zxy} &= \frac{\Delta}{A} + \frac{K(\sigma_V + \xi \sigma_{PP})}{A} = \frac{0,003}{52,75} + \frac{4 \cdot 10^{-4}(0,225 + 2 \cdot 0,559)}{52,75} = \frac{0,057}{1000} + \frac{0,010}{1000} \\ &= 6,7 \cdot 10^{-4} \text{ рад} \end{aligned}$$

Віджим шпинделя в напрямку дії сили P_y від моменту M_{xy} :

$$\delta_{zxy} = \phi_{zxy} \cdot l_{12} = \frac{0,0067}{1000} \cdot 530 = 0,0035\text{мм}$$

Сумарний віджим шпинделя:

$$\delta_3 = \delta_{zy} + \delta_{py} + \delta_{xy} = 0,0033 + 0,0003 + 0,0035 = 0,0068\text{мм}$$

3.3.4 Деформація осі шпинделя за рахунок контактних деформацій в напрямних поворотного стола

Приймаємо:

$$\delta_6 = \delta_5 = 0,0044\text{мм}$$

$$\delta_{\text{сум}} = \delta_1 + K(\delta_2 + \delta_3) + \delta_4 + \delta_5 + \delta_6 = 0,001 + 1,5(0,0114 + 0,0068) + (0,0071 + 0,0003) + 0,0041 + 0,0044 = 0,0363 \text{ мм}$$

Жорсткість верстата при фрезеруванні під дією сили P_Y :

$$C = \frac{P_Y}{\delta_{\text{сум}}} = \frac{350}{0,0363} \approx 100 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

У зв'язку із відсутністю норм жорсткості при фрезеруванні для верстатів даного типу для орієнтовної оцінки жорсткості верстата скористаємось ГОСТом 9726-83 «Верстати фрезерні вертикальні з хрестовим столом. Норми точності і жорсткості».

Допустимий віджим шпинделя для верстатів класу точності «П» з шириною стола $B=500\text{мм}$ в напрямку дії зусилля складе $[\delta]=0,28\text{мм}$:

$$P_z = P \cdot \sin \beta = 1600 \cdot \sin 30^\circ = 1600 \cdot 0,5 = 800\text{кг}$$

де: $P=1600\text{кг}$ – навантажувальна сила;

$\beta=30^\circ$ - кут між напрямом навантажувальної сили і її проекцією на горизонтальну площину.

Необхідна жорсткість верстата по ГОСТ 9726-83:

$$[C] = \frac{P_z}{[\delta]} = \frac{800}{0,28} \approx 29 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Жорсткість досліджуваного верстата повністю забезпечена у відповідності до ГОСТ 9726-83:

$$C=100 \text{ Н/мм} > [C]=29 \text{ Н/мм}.$$

3.4 Твердотіле моделювання та автоматизоване дослідження

Метод кінцевих елементів (МКЕ) є фундаментальним інструментом чисельного аналізу в інженерній практиці, що забезпечує високу точність при моделюванні складних фізико-механічних процесів у конструкціях різної природи. Його універсальність дозволяє застосовувати єдину математичну базу для аналізу об'єктів з різними геометричними формами, матеріалами та умовами навантаження.

Інтеграція МКЕ в інженерний цикл.

У сучасному проектуванні МКЕ використовується не лише для перевірки міцності, а й для оптимізації конструкцій, аналізу теплових режимів, вивчення динамічної поведінки, електромагнітних полів, а також для мультифізичних задач, де взаємодіють кілька фізичних полів. Наприклад, при проектуванні електромеханічних приводів необхідно враховувати одночасно теплові, електричні та механічні навантаження, що можливо реалізувати лише за допомогою повнофункціональних МКЕ-систем. Такі системи активно використовують як засоби математичного моделювання [35-37], так графічного об'єктотворення [38, 39].

Експериментальна верифікація та надійність

Для забезпечення достовірності чисельного моделювання необхідна верифікація результатів за допомогою натурних експериментів. Вимірювання напружено-деформованого стану (НДС) в реальних умовах експлуатації дозволяє скоригувати модель, врахувати впливи, які важко формалізувати (наприклад, залишкові напруження, мікрodefекти, контактні явища), та підвищити точність прогнозування ресурсу конструкції. У цьому контексті важливим є також застосування методів статистичного аналізу та теорії надійності для оцінки ймовірності відмови системи.

Класифікація програмного забезпечення МКЕ.

Програмні засоби МКЕ умовно поділяються на дві категорії:

Інтегровані модулі для САПР

До цієї групи належать програми, що вбудовуються у середовища автоматизованого проектування (CAD), наприклад *Cosmos/Works*, *MSC DesignSpace*. Вони орієнтовані на швидкий аналіз окремих елементів або вузлів конструкції безпосередньо в процесі проектування. Автоматизована генерація сітки, інтуїтивно зрозумілий інтерфейс та інтеграція з геометрією моделі роблять ці інструменти зручними для інженерів-проектувальників. Проте їх функціональність обмежена при моделюванні складних нелінійних задач, контактних взаємодій, анізотропних матеріалів тощо.

Повнофункціональні системи МКЕ-аналізу

До цієї категорії належать такі програмні комплекси, як *ANSYS*, *Abaqus*, *COMSOL Multiphysics*, *NASTRAN*, які дозволяють будувати складні кінцево-елементні моделі з урахуванням геометричних, фізичних та технологічних особливостей об'єкта. Вони підтримують імпорт геометрії з CAD-систем, мають розвинуті засоби побудови сітки (включно з адаптивною сіткою), модулі для нелінійного аналізу, термомеханічного моделювання, аналізу втоми, стійкості, динаміки та багато іншого.

Особливості реалізації в ANSYS

Програмний комплекс *ANSYS* є одним із найпотужніших інструментів у галузі МКЕ. Його ключові переваги:

Підтримка мультифізичних задач (електромеханіка, гідродинаміка, теплообмін).

Високий рівень інтеграції з CAD/CAM/CAE-середовищами.

Гнучка система скриптів (APDL) для автоматизації розрахунків.

Можливість паралельних обчислень на багатоядерних системах.

Інтерактивна система довідки з гіпертекстовими посиланнями.

Етапи побудови МКЕ-моделі

1. Геометричне моделювання

Визначення типів елементів (2D/3D, лінійні/нелінійні), їх параметрів (товщина, переріз, матеріал), побудова сітки (ручна або автоматична генерація), перевірка якості сітки (аспектне відношення, згладжування).

2. Формулювання граничних умов і навантажень

Задання умов закріплення, контактних взаємодій, температурних полів, динамічних навантажень. Вибір типу аналізу: статичний, модальний, гармонічний, спектральний, динамічний, стійкість.

3. Розрахунок і постпроцесинг

Використання лінійних або нелінійних розв'язувачів, аналіз результатів (напруження, деформації, переміщення), побудова графіків, анімацій, оцінка похибок, порівняння з експериментом.

Приклад застосування

У практиці авіаційного проектування МКЕ використовується для аналізу стійкості обшивки фюзеляжу при внутрішньому тиску. Модель включає тонкостінні оболонки, ребра жорсткості, отвори для ілюмінаторів. Завдяки нелінійному аналізу в ANSYS вдається врахувати втрату стійкості, локальні деформації та визначити критичні навантаження з високою точністю.

3.4.1. CAD системи та результати дослідження.

Програмне забезпечення SolidWorks, орієнтоване на тривимірне твердотіле моделювання, забезпечує широкі функціональні можливості для конструювання окремих компонентів, вузлів та комплексних збірок. Серед ключових особливостей системи — підтримка двох основних підходів до побудови збірок: ієрархічного (від окремих деталей до загальної конструкції) та інтегративного (від збірки до її складових).

Процес конструювання збірки передбачає початкове визначення просторового розміщення елементів відносно один одного, що супроводжується аналізом геометричних взаємозв'язків. Для циліндричних поверхонь зазвичай встановлюють умови концентричності, а для площин — співпадіння, ортогональність, паралельність або кутову орієнтацію. У ході роботи над збіркою користувач має змогу створювати нові деталі безпосередньо в контексті збірки, задаючи їхні параметри та просторове положення відносно інших елементів. Встановлені геометричні залежності забезпечують автоматичне оновлення конфігурації збірки при зміні параметрів окремих її складових.

3.4.1.1 Етап побудови ескізу при моделюванні деталей

У машинобудівній практиці виокремлюють категорію деталей, що класифікуються як тіла обертання. Їх виготовлення базується на технології, за якої заготовці надається обертальний рух, що дозволяє сформувати необхідну геометричну конфігурацію. Такі деталі, незалежно від форми перерізу, мають умовну вісь обертання, навколо якої здійснюється їх формування [34, 35].

SolidWorks пропонує інструментарій для моделювання тіл обертання, що включає два основні методи:

- Ротаційне моделювання, при якому ескіз обертається навколо заданої осі;
- Лінійне моделювання, що передбачає видавлювання або вирізання контуру вздовж осі деталі [39].

Зокрема, тороподібні об'єкти також створюються шляхом обертання профілю навколо визначеної осі. На початковому етапі проєктант формує замкнутий контур у вигляді ескізу, після чого виконується операція обертання навколо обраної осі, яка може бути визначена як допоміжний геометричний елемент. Цей етап є критичним, оскільки всі наступні геометричні побудови базуються на вже створених поверхнях. У разі потреби формування нових елементів на існуючих поверхнях, може виникнути необхідність у створенні додаткових площин, що слугують основою для нових ескізів, які трансформуються в об'ємні елементи шляхом обертання [39].

3.4.1.2 Результати автоматизованого проєктування

Після формування масиву об'єктів проєктування, як, в подальшому, можна об'єднати у вузли та агрегати, проводять операції фіксації деталей та їх навантаження силовими факторами. Величини цих силових факторів та напрям їх дії визначають за результатами аналітичних розрахунків чи експериментальних досліджень.

Після формування градаційної сітки для реалізації МКЕ система виконує аналіз напружено-деформованого стану об'єкта дослідження. (рис. 3.8).

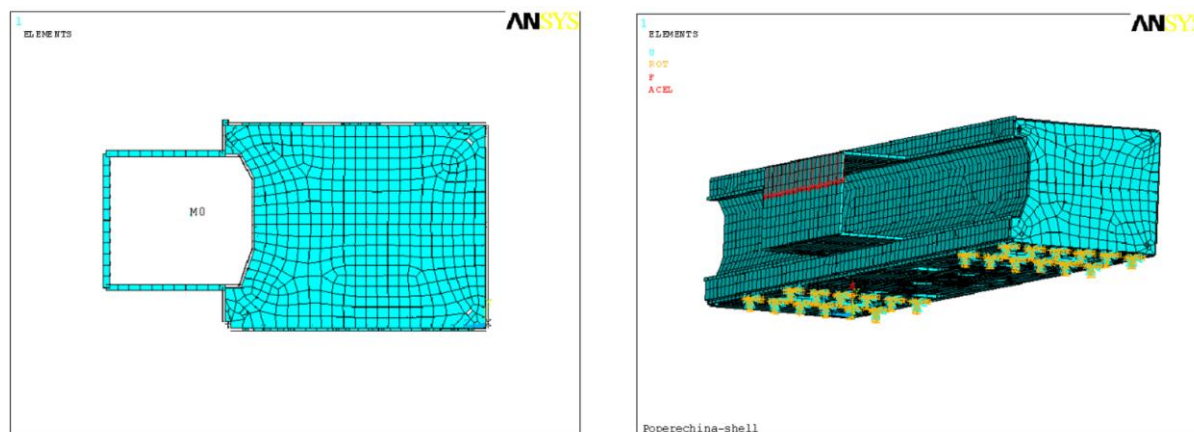


Рисунок 3.8 – Етап дослідження напружено-деформованого стану

За результатами проведеного аналізу системи автоматизованого проєктування можуть формувати звіти у вигляді табличних даних із зазначенням координат реперних точок та значень досліджуваних параметрів у цих точках, або формувати такий звіт у вигляді графічних кривих (рис. 3.9). При формуванні таких звітів велику роль грають ті параметри, які були вказані користувачем при встановленні силових факторів та визначення напрямку їх дії відносно досліджуваних елементів. Також потрібно враховувати, що система відображає результати як відгук на дію зовнішніх силових факторів.

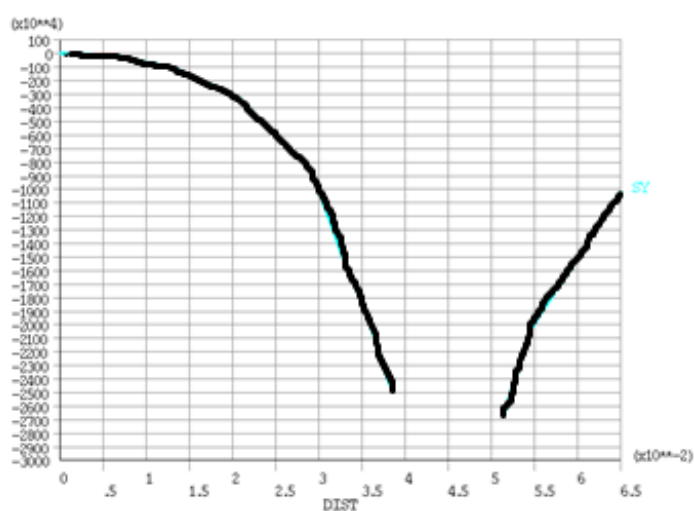


Рисунок 3.9 – Розподіл напружень у поздовжньому січенні плоскої напрямної

Кількість ітерацій для проведення розрахунків методом скінченних елементів не визначають розміром самого елемента, який можна вказати при формуванні сітки МКЕ, а система автоматично прораховує кратність і визначає пропорційність міжінтервальних розмірів для побудови градувальної сітки (рис. 3.9 і 3.10).

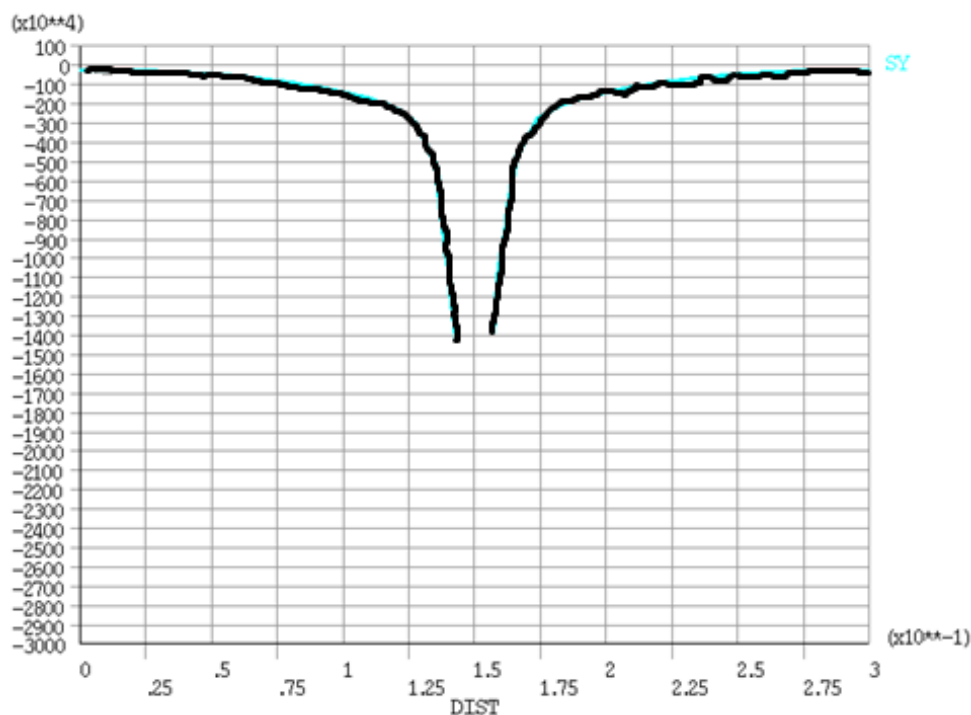


Рисунок 3.10 – Розподіл напружень у поперечному січенні профільної напрямної

Серед параметрів, які можна отримати для контролю показників, здебільшого аналізують: поверхневі і об'ємні напруження за різними критеріями оцінювання (нормальні напруження, напруження за шкалою Мізеса тощо), абсолютні та відносні зміщення окремих поверхонь, граней чи ребер відносно елементів фіксації деталі, коефіцієнти запасу міцності. Отримані результати дозволяють провести всебічний аналіз як самої деталі, так і геометричний аналіз складальних одиниць на явище поверхневого перекриття і накладання деталей.

3.5. Обговорення та аналіз отриманих результатів

Результати виконання кваліфікаційної роботи оприлюднені у матеріалах:

Флісак А.О., Шанайда В.В. Удосконалення конструкції та дослідження жорсткісних характеристик стійки вертикально-фрезерного верстата. *Здобутки та досягнення прикладних та фундаментальних наук XXI століття: збірник наукових праць з матеріалами X Міжнародної наукової конференції, м. Дніпро, 7 листопада, 2025 р. / Міжнародний центр наукових досліджень.* — Вінниця: ТОВ «УКРЛОГОС Груп», 2025. С.289-292.

3.6. Висновки за результатами дослідження

1. Встановлено різноманітність геометричних форм та методів виготовлення вертикальних несучих стійок для фрезерних верстатів.
2. З'ясовано, що основні деформації і відхилення осі шпинделя зумовлені жорсткістю конструкції та контактними деформаціями.
3. Максимальне сумарне зміщення осі шпинделя під максимальним навантаженням не перевищує 0,04 мм.
4. Максимальне сумарне кутове відхилення осі шпинделя від номінального положення не перевищує $6,7 \cdot 10^{-4}$ рад.
5. Розрахункова жорсткість прийнятої конструкції стійки перевищує мінімально допустиме значення для фрезерних верстатів майже у 3 рази ($C=100 \text{ Н/мк} > [C]=29 \text{ Н/мк}$).
6. Прийняті геометричні параметри вертикальної стійки фрезерного верстата повністю задовольняють умови працездатності та експлуатаційні вимоги до таких верстатів.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1.1 Інструкція з безпечних прийомів роботи при обслуговуванні верстатів з ЧПУ

Забезпечення високої точності і надійності роботи верстатів з ЧПУ при їх експлуатації пов'язано з системою їх технічного обслуговування, своєчасного і якісного виконання профілактичних робіт і ремонту [42].

Обслуговування верстатів з ЧПУ включає в себе організаційні та технічні заходи, що забезпечують контроль за станом верстатів і пристроїв ЧПУ і підтримують їх вихідні параметри на заданому рівні протягом періоду експлуатації. До них відносять: огляд і контроль стану, чищення, промивання і змазування механізмів з танка, додання масла, регулювання механізмів верстата та елементів системи управління, зміну зношених деталей, що вийшли з ладу блоків системи ЧПУ, перевірку і наладку гідро-і електроприводів, роботи з усунення несправностей. Технічне обслуговування повинно проводитися відповідно до загальних правил, а також з урахуванням вимог, визначених документацією на верстати.

У загальних правилах містяться вимоги до приміщень, де встановлюють верстати з ЧПУ, порядок монтажу верстатів і пристроїв ЧПУ. Верстати з ЧПУ класу Н (нормальної точності) і верстати класу П (підвищеної точності) встановлюють у закритих опалювальних приміщеннях механічних цехів. Верстати, обробні деталі абразивним інструментом (шліфувальні), або верстати, обробні матеріали, що пилять (наприклад, чавун, деревину), встановлюють в ізольованому приміщенні, в якому забезпечені умови для очищення повітря і видалення абразивною і металевого пилю.

У механічних цехах, де встановлені верстати з ЧПУ, необхідно передбачити захист повітря від зовнішніх забруднень. Для пристрою ЧПУ необхідно використовувати індивідуальну витяжну вентиляцію.

Температура приміщень для верстатів класів Н і П повинна бути рівна 20 ± 5 ° С. Відносна вологість у приміщеннях з ЧПУ повинна бути не більше 80%. Освітленість на робочих поверхнях столів верстатів повинна бути не менше 2000 лк при висвітленні люмінесцентними лампами і 1500 лк при висвітленні лампами розжарювання. Загальне освітлення приміщень, де встановлені верстати з ЧПУ має бути 200 лк при люмінесцентному освітленні і 150 лк при лампах розжарювання.

Розміри і планування приміщень повинні забезпечувати вільний доступ до усіх вузлів і пристроїв верстатів з ЧПУ під час роботи, можливість розбирання верстатів і пристроїв ЧПУ під час ремонту. Ширина проходів та проїздів у цих приміщеннях повинні забезпечувати можливість транспортування складальних одиниць, пристроїв і систем верстатів.

Покриття стін приміщень повинно бути матовим і забезпечувати поліпшення видимості оброблюваних металів. Наприклад, при обробці сталі, алюмінію колірний фон стін повинен бути сірий, при обробці міді, латуні, бронзи - блакитний і т. д. Верхні ділянки стін і стеля повинні бути пофарбовані в білий колір, що володіє максимально відображає здатність і тим самим збільшує освітленість.

Точність і надійність зібраного верстата з ЧПУ залежать від монтажу. Монтаж слід виконувати відповідно до вимог креслень і проводами на верстаті пристрій ЧПУ .

Для захисту від зовнішніх вібраційних збурень обладнання з ЧПУ необхідно монтувати на фундаменті або віброізоляційних опорах. Згідно установчого кресленням укладають на підлозі або в спеціальні канали гідроразводку від насосної станції, труби, броньовані шланги з електрожгути..

Силові шафи, тиристорні перетворювачі, пристрої й пульты ЧПУ пов'язують з верстатом за допомогою відповідних роз'ємів з джгутами згідно монтажною схемою. Перед монтажем гідросистеми необхідно видалити дерев'яні заглушки з труб і штуцерів, очистити їх, а потім прокачати через них олію. Після закінчення монтажу всі гідростіеми заповнюють

маслами та іншими рідинами. Відфільтроване масло заливають через батистову серветку. У ємність верстата заливають МОР, заповнюють маслом всі місця групової та індивідуальної змащення відповідно до експлуатаційної документації, після чого перевіряють герметичність трубних з'єднань.

Перед налагодженням систем верстата з ЧПУ необхідно оглянути електрообладнання верстата і систему ЧПУ, переконатися у відсутності ушкоджень ізоляції. Перевірити відповідність написів на обох частинах з'єднань штепсельних роз'ємів і проконтролювати їх стикування. Підтягти гвинтові з'єднання на всіх клемах силовий апаратури в шафі верстата, в тиристорних перетворювачах, пультах управління і регулювання та ін. Перевірити надійність пайки на роз'ємах, в міжблокових з'єднаннях ЧПУ і блоках тиристорних перетворювачів.

Після виконання цих заходів верстат випробовують на холостому ходу в налагоджувальних режимі. На холостому ходу повинна бути перевірена робота кінематичних ланцюгів верстата. Якщо при цьому не будуть виявлені дефекти, що перешкоджають нормальній роботі, то приступають до налагодження і регулювання окремих блоків і пристроїв верстата з ЧПУ відповідно до інструкції на налагодження верстата і пристрій ЧПУ.

Після перевірки нормальної роботи всіх пристроїв і механізмів на холостому ходу приступають до випробувань верстата з ЧПУ під навантаженням. Тривалість випробування на холостому ходу < 2 год, а при випробуванні під навантаженням < 30 хв. Після випробування під навантаженням верстат передають в експлуатацію. Через 200 год роботи слід зупинити верстат і, зробивши його огляд і промивання, заповнити маслбак та індивідуальні точки змащення новим маслом. З цього моменту верстат з ЧПУ переходить на режим нормальної експлуатації.

Щоб гарантувати високу надійність складним верстатним комплексам з ЧПУ, їм надається система забезпечення їх працездатності при експлуатації, що включає діагностичні та ремонтні засоби, комплекти запасних вузлів, агрегатів, елементів і т. д.

З огляду на велику складність і високу вартість верстатів з ЧПУ, їх компонуально-конструктивну різноманітність, відсутність необхідного статистичного матеріалу про характер зміни вихідних параметрів, слід вважати основним завданням служби обслуговування організацію постійного спостереження за роботою верстатів з ЧПУ, періодичного контролю їх вихідних параметрів і систематизацію неполадок. Ці заходи дозволяють удосконалювати систему безвідмовності та технічного обслуговування верстатів з ЧПУ. Відсутність своєчасного обслуговування та ремонту призводить до великих відхилень вихідних параметрів верстата з ЧПУ, що надалі вимагає проведення більш важкого та тривалого ремонту.

Для пристроїв ЧПУ та систем управління електроприводом більш доцільна система ремонту по мірі виникнення відмови. Тому для них відсутній поділ на поточні і капітальні ремонти, зникає й саме поняття капітальний ремонт.

4.2 БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.2.1 Дії населення в надзвичайних ситуаціях (пожежа)

Пожежа – це неконтрольований процес горіння, який спричиняє загибель людей та нищення матеріальних цінностей [43].

Причинами виникнення пожеж є недбала поведінка людей з вогнем, порушення правил пожежної безпеки, природні явища (блискавка, посуха). Відомо, що 90% пожеж виникає з вини людини і тільки 7 – 8% спричинені блискавками.

Якщо виникла пожежа — відлік часу йде на секунди, тому необхідно заздалегідь знати, де розміщуються засоби пожежегасіння та як ними користуватися.

Під час пожежі остерігайтеся: високої температури, задимленості та загазованості, обвалу конструкцій будинків і споруд, вибухів технологічного обладнання і приладів, падіння обгорілих дерев і провалів. Небезпечно входити в зону задимлення.

Заходи щодо рятування потерпілих з палаючих будинків, та під час гасіння пожежі:

- перед тим, як увійти у приміщення, що горить, накрийтеся мокрою ковдрою, будь - яким одягом чи компактною тканиною;
- двері в задимлене приміщення відчиняйте обережно, щоб уникнути спалахування від великого притоку свіжого повітря;
- в дуже задимленому приміщенні рухайтесь рачки або пригинаючись; для захисту від чадного газу необхідно дихати через зволожену тканину; у першу чергу рятуйте дітей, інвалідів та людей похилого віку;
- пам'ятайте, що маленькі діти від страху часто ховаються під ліжку, в шафу та забиваються у куток;
- виходити із осередку пожежі необхідно в той бік, звідки дме вітер;
- побачивши людину, на якій горить одяг, зваліть її на землю та швидко

накиньте пальто, плащ або будь - яку ковдру чи покривало (бажано зволожено) і щільно притисніть до тіла, за необхідності викличте медичну допомогу;

— якщо загорівся ваш одяг, падайте на землю і перевертайтеся, щоб збити полум'я, ні в якому разі не біжіть — це ще більше роздмухує вогонь;

— під час гасіння пожежі використовуйте вогнегасники, пожежні гідранти, а також воду, пісок, землю, кошму, ковдри та інші засоби, пристосовані для гасіння вогню;

— бензин, гас, органічні олії та розчинники, що загорілися, гасить тільки за допомогою пристосованих видів вогнегасників, засипайте піском або ґрунтом, а якщо осередок пожежі невеликий, накрийте його азбестовим чи брезентовим покривалом, зволоженою тканиною чи одягом;

— якщо горить електричне обладнання або проводка, вимкніть рубильник, вимикач або електричні, пробки, а потім починайте гасити вогонь.

Пожежа застала вас у приміщенні:

— ви прокинулись від шуму пожежі і запаху диму, не сідайте в ліжку, а скотіться з нього прямо на підлогу;

— повзіть підлогою під хмарою диму до дверей вашого приміщення , але не відчиняйте їх відразу;

— обережно доторкніться до дверей тильним боком долоні, якщо двері не гарячі, то обережно відчиніть їх та швидко виходьте;

— якщо двері гарячі - не відчиняйте їх, дим та полум'я не дозволять вам вийти;

— щільно зачиніть двері, а всі щілини і отвори заткніть будь - якою тканиною, щоб уникнути подальшого проникнення диму та повертайтеся рачки у глибину приміщення і вживайте заходів для порятунку;

— присядьте, глибоко вдихніть повітря, відчиніть вікно, вигляньте та кричіть: «Допоможіть, пожежа!»;

— ви не в змозі відчинити вікно — розбийте шибку твердим предметом та зверніть на себе увагу людей, які можуть викликати пожежну команду;

— якщо ви вибрались через двері, зачиніть їх і рачки рухайтесь до виходу із

приміщення;

— обов'язково зачиніть за собою всі двері;

— під час пожежі заборонено користуватися ліфтами;

— якщо ви перебуваєте у висотному будинку, не біжіть вниз крізь вогонь, а користуйтеся можливістю врятуватися на даху будівлі.

У всіх випадках, якщо ви в змозі, зателефонуйте «01» і викличте пожежну команду.

Пожежі в лісах, степах та на торфовищах

Такі масові пожежі можуть виникати в спеку та при посухах від ударів блискавки, необережного поводження з вогнем, очищення поверхні землі випалюванням сухої трави та з інших причин. Вони можуть спричинити загоряння будівель в населених пунктах, дерев'яних мостів, дерев'яних стовпів, ліній електромереж та зв'язку, складів нафтопродуктів та інших матеріалів, що горять, а також ураження людей та тварин.

Ви опинилися в осередку пожежі:

— не панікуйте та не приймайте поспішних, необдуманих рішень;

— не тікайте від полум'я, що швидко наближається, у протилежний від вогню бік, а дістаньтесь краю вогню проти вітру, закривши голову і обличчя одягом;

— з небезпечної зони, до якої наближається полум'я, виходьте швидко, перпендикулярно напрямку поширення вогню;

— якщо втекти від пожежі неможливо, то вийдіть на відкриту місцевість або галявину, ввійдіть у водойму або накрийтеся мокрим одягом і дихайте повітрям, що над самою поверхнею землі, — воно тут менш задимлене, рот і ніс при цьому прикривайте одягом чи шматком будь - якої тканини;

— гасити полум'я невеликих низових пожеж можна, забиваючи його гілками листяних порід дерев, заливаючи водою, закидаючи вологим ґрунтом та затоптуючи ногами;

— під час гасіння пожежі не відходьте далеко від доріг та просік, не спускайте з ока інших учасників гасіння пожежі, підтримуйте з ними зв'язок за

допомогою голосу;

— будьте обережні в місцях горіння високих дерев, вони можуть завалитися та травмувати вас;

— особливо будьте обережні у місцях торф'яних пожеж, пам'ятайте, що там можуть створюватися глибокі вирви, тому рухайтесь, за можливості, перевіряючи палицею глибину вигорівшого шару;

— після виходу із осередку пожежі повідомте місцеву адміністрацію та пожежну службу про місце, розміри та характер пожежі.

Якщо людина знає правила поведінки під час пожежі, то вона в змозі не лише вистояти за будь - яких обставин і врятувати своє життя, а й надати допомогу у рятуванні інших людей та зберегти матеріальні цінності.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Процес проєктування нового виробничого устаткування, в тому числі і металорізальних верстатів, передбачає, що нова техніка буде забезпечувати кращі експлуатаційні показники у порівнянні із прототипами.
2. Сучасні досягнення інформаційних технологій дають можливість активно використовувати мережеві технології, бази даних, штучний інтелект та нейронні мережі для оперативного пошуку інформації та прийняття виважених рішень.
3. Запропоновані кінематичні параметри приводу головного руху верстата у достатній мірі задовольняють виробничі потреби та відповідають умовам та обмеженням для кінематичних розрахунків.
4. При розрахунку найбільш навантажених пар шестерень встановлено, що їх геометричні параметри забезпечують умову контактної міцності $\sigma_H \leq [\sigma_H] \rightarrow 450 \text{ МПа} \leq 484 \text{ МПа}$.
5. При розрахунку найбільш навантажених пар шестерень встановлено, що їх геометричні параметри забезпечують умову міцності на згин $68 \text{ МПа} \leq [\sigma_F] = 278 \text{ МПа}$.
6. З'ясовано, що основні деформації і відхилення осі шпинделя зумовлені жорсткістю конструкції та контактними деформаціями.
7. Максимальне сумарне зміщення осі шпинделя під максимальним навантаженням не перевищує 0,04 мм.
8. Максимальне сумарне кутове відхилення осі шпинделя від номінального положення не перевищує $6,7 \cdot 10^{-4}$ рад.
9. Розрахункова жорсткість прийнятої конструкції стійки перевищує мінімально допустиме значення для фрезерних верстатів майже у 3 рази ($C=100 \text{ Н/мк} > [C]=29 \text{ Н/мк}$).
10. Прийняті геометричні параметри вертикальної стійки фрезерного верстата повністю задовольняють умови працездатності та експлуатаційні вимоги до таких верстатів.

Перелік посилань:

1. Крупа В. В. Теорія технічних систем: особливості побудови, створення та розвитку : навч. посіб. Тернопіль : ФОП Осадця, 2023. 308 с.
2. Кобельник В.Р., Кривий П.Д. Жорсткість вертикально-свердлильних верстатів. *Вісник ЖДТУ. Технічні науки.* : Житомир : ЖДТУ, 2007. Вип. № 1 (40). С. 34–40.
3. Орищук Р.М., Чернявський І.В., Шанайда В.В. Дослідження точності позиціонування деталей різної геометричної форми у верстатних механізмах кріплення і силової фіксації. *Машинобудування очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво : матеріали XIX Міжнародної науково-практичної конференції (м. Суми, 25–26 листопада 2020 року) / редкол.: В. О. Залога, О. В. Івченко.* – Суми : Сумський державний університет, 2020. – 183 с. - С.63-66
4. Дослідження розсіювання величин подач токарних верстатів в імовірнісному аспекті / В. В. Крупа та ін. *Вісник Херсонського національного технічного університету.* 2023. № 4(83). С. 16–28.
URL: <https://doi.org/10.35546/kntu2078-4481.2022.4.2>
5. Кобельник В.Р., Кривий П.Д. Методика дослідження кінематичної точності механізму подач вертикально-свердлильних верстатів на прикладі верстата моделі 2Н118. *Процеси механічної обробки в машинобудуванні : зб. наук. праць.* : Житомир : ЖДТУ, 2010. Вип. 8. С. 99–108.
6. Паливода Ю. Є. Інструментальні матеріали, режими різання, технічне нормування механічної обробки : навчально-методичний посібник / Паливода Ю.Є., Дячун А.Є., Лещук Р.Я. – Тернопіль : Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2019. – 240 с.
7. Гагалюк А.В., Паливода Ю.Є. Процеси виготовлення машин. Частина 1: технологічні основи машинобудування : навчальний посібник Тернопіль: Осадця Ю. В., 2025. – 308 с.
8. Кузнєцов Ю. М., Склярів Р. А. Прогнозування розвитку технічних систем: навч. посібник / Ю. М. Кузнєцов, Р. А. Склярів; під ред. Ю. М. Кузнєцова. – Київ : ТОВ «ЗМОК» – ПП «ГНОЗІС», 2004. – 323 с.
9. Кобельник В.Р. Підвищення ефективності процесу свердління наскрізних отворів регулюванням подачі: дис. канд. техн. наук: 05.03.01: Терноп. нац. техн. ун-т ім. Івана Пулюя. Т., 2013. 21 с.
10. Кобельник В.Р. Ефективність керованого процесу свердління наскрізних отворів шляхом забезпечення зміни подачі. *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : зб. наук. праць.*: Краматорськ, 2012. – Вип. № 31. С. 47–56.

- 11.Кривий П.Д., Кобельник В.Р. Конструкторсько-технологічне забезпечення процесу свердління наскрізних отворів. *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем* : зб. наук. праць. : Краматорськ, 2011. Вип. № 28. С. 77–85.
- 12.Крижанівський В. А., Кузнєцов Ю. М., Склярів Р. А. Сучасний стан, прогнозування і перспективи розвитку верстатів з паралельною кінематикою. *Наукові праці ЖДТУ.-Житомир*, 2005.- №6(1). - С. 320-334.
- 13.Кузнєцов Ю. М., Склярів Р. А. Формалізований опис шпиндельного вузла як основної компоненти багатошпиндельного токарного автомата. *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем* : зб. наук. праць. - Краматорськ : ДДМА, 2009. - Вип. 25. – С. 139-146
- 14.Кривий П.Д. Підвищення продуктивності процесу і якості плоскої поверхні сформованої комбінаційним торцевим фрезеруванням / Кривий П.Д., Кобельник В.Р., Крупа В.В., Мимрик Н.П. *Вісник Донбаської державної машинобудівної академії : збірник наукових праць.* – Краматорськ : ДДМА, 2019. – № 3 (47). – / Галузь науки: технічні - С.199 - 206.
- 15.Струтинський В.Б. Багатокритеріальна оптимізація компоновок шпиндельних вузлів металорізальних верстатів на опорах кочення / В.Б.Струтинський, В.М.Чуприна. *Системи озброєння і військова техніка.* – 2016. – № 3(47). – С. 106-111.
16. Струтинський В.Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки: підручник. / В.Б. Струтинський – Житомир, ЖИТІ, 2001– 612 с.
17. Склярів Р., Шанайда В. Розробка критеріальних оцінок для аналізу компоновок верстатів з паралельною кінематикою. *Матеріали XIX наукової конференції ТНТУ ім. Ів. Пулюя, 18-19 травня 2016 року* – Т. : ТНТУ, 2016 – С. 74.
18. Склярів Р. А., Шанайда В. В. Прогнозування технічних характеристик металорізальних верстатів з використанням нейронних мереж. *Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку. Матеріали XXIII Міжнародної науково-технічної конференції 28 – 31 травня 2025 року / за заг. ред. В. Д. Ковальова.* – Краматорськ-Тернопіль-Сваліява: ДДМА, 2025. С. 252.
19. V. Krupa et al. Improved Method for Determining the Feed Influence on the Tangential Cutting Force During Re-drilling, Countersinking and Boring Based on the Small Sample Theory. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*. 2024. URL: <https://doi.org/10.3311/ppme.29952> (date of access: 12.07.2025).
20. Кривий П. Д., Кобельник В. Р., Кузьмін М.І. Про характер зміни подачі при виході інструменту із тіла заготовки в процесі свердління наскрізних отворів. *Вісник ТНТУ : Науковий журнал.*: Тернопіль : ТНТУ, 2012. № 4 (68). С. 114–127.

21. Кривий П.Д., Кобельник В.Р. Конструкторсько-технологічне забезпечення зменшення задирок при наскрізному свердлінні. *Всеукраїнська молодіжна конференція «Машинобудування України очима молодих : прогресивні ідеї – наука – виробництво, 22 – 25 жовтня 2012 р. : тези допов. : К. : КПІ, 2012. Том 1. С. 71–73.*
22. Дослідження розсіювання величин подач токарних верстатів в імовірнісному аспекті / В. В. Крупа та ін. *Вісник Херсонського національного технічного університету.* 2023. № 4(83). С. 16–28.
URL: <https://doi.org/10.35546/kntu2078-4481.2022.4.2>
23. Кобельник В. Р. Методика дослідження кінематичної точності механізму подач вертикально-свердлильних верстатів на прикладі верстата моделі 2Н118 / В. Р. Кобельник, П. Д. Кривий // *Процеси механічної обробки в машинобудуванні : зб. наук. праць. – Житомир : ЖДТУ, 2010. – Вип. 8. – С. 99–108.*
24. А. Вовкотруб, В. Шанайда. Аналіз особливостей роботи приводу головного руху верстата/А. Вовкотруб, В. Шанайда // *Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доповідей XII міжнар. наук.-практ. конф. Молодих учених та студентів, (Тернопіль, 6-7 грудня 2023) / М-во освіти і науки України, Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін.]. – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2023. – 497. – С. 35–36.*
25. Чуприна В.М. Діакоптичний підхід в дослідженні динаміки верстату по частинах / В.М. Чуприна // *Промислова гідравліка і пневматика. Матеріали XIII Міжнародної науково-технічної конференції. – Чернігів: ЧДТУ, 2012. – С.68.*
26. Склярів Р., Шанайда В. Використання багатофункціонального пакету MathCad при прогнозуванні параметрів металорізальних верстатів. *Збірник тез доповідей XVI наукової конференції Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.* Т.: ТНТУ, 2012. С. 69.
27. Склярів Р.А., Шанайда В.В., Редько Р.Г., Четвержук Т.І. Порівняльно-правовий аналіз законодавства у сфері захисту програмних продуктів у Франції, Німеччині та Україні. *Наукові записки. Серія: Право.* 2023. Випуск 14. Кропивницький, 2023. С. 27 - 39.
28. Редько Р.Г., Склярів Р.А., Шанайда В.В. Порівняльно-правовий аналіз законодавства в області інтелектуальної власності в країнах ЄС та Україні. *Міжвузівський збірник наукових праць «Наукові нотатки» за галузями знань «Фізико-математичні науки» та «Технічні науки».* Луцьк, 2023, №75. С. 9 - 14.
29. Склярів Р. А., Шанайда В. В., Склярова Н. Р. Особливості захисту баз даних в країнах ЄС та в Україні. *НАУКОВІ ЗАПИСКИ. СЕРІЯ: ПРАВО.* Випуск 17, Кропивницький: 2024. С. 220-230

30. Герасимчук Г. А., Скляр Р. А., Шанайда В. В. Розробка математичної моделі та дослідження складних профільних з'єднань у спеціалізованих пакетах комп'ютерного моделювання. *Міжвузівський збірник «Наукові нотатки»*. 2013. № 42. С. 75–80.
31. Редько Р. Г. Дослідження пружно-силових характеристик затискних цанг, виготовлених за діючими та новими технологіями / Р. Г. Редько, О. І. Редько, В. В. Шанайда, Р. А. Скляр. *Наукові нотатки*. - 2014. - Вип. 44. - С. 249-253. - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nn_2014_44_41.
32. Скляр Р. А., Шанайда В. В., Савчук М. А. Дослідження перехідних процесів електропривода металорізального верстата з використанням інформаційних технологій / Р. Скляр, В. Шанайда, М. Савчук. *Вісник ТНТУ*. – 2011. –Том 16. – № 1. – С.117-125.
33. Кобельник В.Р, Крупа В.В., Тимошенко Н.М. Використання методу ітерацій для дослідження точності подач металорізальних верстатів. *Машинобудування очима молодих: прогресивні ідеї : наука : виробництво: тези допов. : Краматорськ: ДДМА, 2018. С. 78-80.*
- 34.Кривий П.Д., Тимошенко Н.М., Дзюра В.О., Кобельник В.Р. Уточнений метод апіорно-емпіричних функцій визначення закону розподілу та його характеристик на основі малої вибірки. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“ до 60-річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та 175-річчя з дня народження Івана Пулюя, 14-15 травня 2020 року.:* ТНТУ, 2020. С. 132–133.
- 35.Шанайда В. В. Пакет MathCAD в інженерних розрахунках. Тернопіль: Вид-во ТДТУ, 2001. 163 с.
36. Volodymyr Shanaida, Ruslan Skliarov, Valeriy Lazaryuk. Mathematical models for the analysis of the parameters of channels in the planning of mechanical processing and welding operations. *Proceedings ITTAP'2023: 3rd International Workshop on Information Technologies: Theoretical and Applied Problems, November 22–24, 2023, Ternopil, Ukraine, Opole, Poland. 2023, 3628, pp. 43-54.* <https://ceur-ws.org/Vol-3628/paper12.pdf>
37. Shanaida, V., Lazaryuk, V., Skliarov, R. Software module for project analysis in mechanical processing and welding of frame structures. *CEUR Workshop Proceedings, 2024, 3896, pp. 532-539.* <https://ceur-ws.org/Vol-3896/short12.pdf>
- 38.Ковбашин В. І., Пік А. І. Інженерна графіка : навч. посіб. м. Тернопіль : Підруч. і посіб., 2023. 240 с.
- 39.Ворощук В. Я., Вітенько Т. М. Інжиніринг та 3D моделювання в середовищі SolidWorks. Навчальний посібник. 2023. – 164 с.
40. Довбуш Т.А. Опір матеріалів: навчальний посібник до виконання розрахунково-графічних робіт і самостійної роботи / Т.А. Довбуш, Н.І. Хомик, А.В. Бабій, Г.Б. Цьонь, А.Д. Довбуш. Тернопіль: ФОП ПаляницяВ.А.,2022. 220 с.

41. Гевко Р.Б., Хомик Н.І., Жаровський О.С., Довбуш Т.А. Деталі машин та основи автоматизованого конструювання: навчальний посібник до лабораторних робіт Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2021. 256 с.
42. Севостьянов І. В. Експлуатація та обслуговування машин. Навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2006. 127 с.
43. Стручок В.С. Безпека в надзвичайних ситуаціях: Методичний посібник . Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2022. – 156 с.