

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет інженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Дослідження регулювання крутним моментом при фрезеруванні на верстаті вертикальної компоновки

Виконав(ла): студент(ка) VI курсу, групи МВнм-61
спеціальності _____

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

	_____	<u>Войцешук Н.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Керівник	_____	<u>Луців І.В.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Нормоконтроль	_____	<u>Ярема І.Т.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Завідувач кафедри	_____	<u>Кобельник В.Р.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Рецензент	_____	<u>Ляшук О.Л.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)

Тернопіль 2021

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)

Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Кобельник В.Р.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

« 1 » квітня 2021 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва спеціальності)

студенту Войцещуку Назару
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження регулювання крутним моментом при фрезеруванні на верстаті вертикальної компоновки

Керівник роботи Луців Ігор Володимирович, доктор технічних наук, професор
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від « 15 » січня 2021 року № 4/7-22

2. Термін подання студентом завершеної роботи 18 травня 2021 року

3. Вихідні дані до роботи Типовий технологічний процес обробки деталі, паспорт вертикально-фрезерного верстату 6520Ф3.

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити) 1) Аналітичний розділ. Мета і задачі дослідження. 2) Технологічні передумови обробки плоских поверхонь фрезеруванням.

3) Обґрунтування конструкції верстату. Математичний відбір компоновки. Структура

4) Розрахунок і конструювання елементів верстату (шпиндельного вузла). 5) Розвиток

математичної моделі нерівномірностей процесу фрезерування 6) Модель обґрунтування

регулювання крутним моментом при фрезеруванні. Регулюючі фрези 7) Техніко-економічний

аналіз. 8) Охорона праці і безпека життєдіяльності. 9) Висновки

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

1) Тема, мета роботи, об'єкт і предмет дослідження; завдання роботи.

2) Технологічні передумови фрезерування плоских поверхонь. Актуальність теми

3) Формоутворення поверхонь

4) Аналіз компоновок. Вибір раціональної компоновки.

5) Конструктивне виконання шпиндельного вузла верстату

6) Математична модель нерівномірності процесу фрезерування

7) Математичне обґрунтування регулювання крутним моментом при фрезерування

8) Результати наукових досліджень. Приклади фрез із регулюванням

9) Наукова новизна і практичне значення

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Сеник А.А., к.т.н., ас. каф ВІ		
Безпека життєдіяльності	Клепчик В.М., проректор з АГР		
Нормоконтроль	Ярема І.Т., к.т.н., доц.. каф. ВІ		

7. Дата видачі
завдання

1 квітня 2021 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Огляд та аналіз проблематики кваліфікаційної роботи	Тиждень 1	
2	Інформаційно-патентний пошук. Актуальність	Тиждень 2	
3	Постановка мети і завдань дослідження	Тиждень 2	
4	Опис та обґрунтування конструкцій фрезерних верстатів	Тиждень 3	
5	Аналіз технологічних передумов фрезерування	Тиждень 4	
6	Розробка схем формоутворення	Тиждень 4	
7	Обґрунтування і відбір компоновки верстату	Тиждень 4	
8	Конструювання шпиндельного вузла верстату	Тиждень 5	
9	Конструювання шпиндельної бабки	Тиждень 5	
10	Розробка методики наукових досліджень	Тиждень 6	
11	Розвиток моделі нерівномірності фрезерування	Тиждень 6	
12	Побудова графічних залежностей і їх аналіз	Тиждень 6	
13	Побудова математичної моделі регулювання крутним моментом в процесі фрезерування на верстаті вертикальної компоновки	Тиждень 7	
14	Розробка практичних рекомендацій. Конструювання фрезерних систем стабілізації крутного моменту	Тиждень 8	
15	Динамічні дослідження шпиндельного вузла	Тиждень 9	
16	Техніко-економічний аналіз	Тиждень 10	
17	Охорона праці щодо об'єкту	Тиждень 10	
18	Розроблення засобів безпека життєдіяльності	Тиждень 10	
19	Оформлення кваліфікаційної роботи	Тиждень 11	
20	Захист кваліфікаційної роботи	Тиждень 12	

Студент

(підпис)

Войцещук Н.Т.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Луців І.В.

(прізвище та ініціали)

Зміст

Вступ.....	10
1. Аналітичний розділ	13
1.1. Аналіз основних проблемних завдань кваліфікаційної роботи.....	13
1.2. Елементи інформаційно-патентного пошуку	15
1.3. Визначення нерівномірності процесу фрезерування і моделей його опису	16
2. Дослідно-проектний розділ	28
2.1. Аналіз аналогів перспективних конструкцій фрезерних верстатів	28
2.2. Технологічні характеристики стосовно модернізації приводу головного руху	31
2.3. Аналіз схем формоутворення.....	35
2.4. Оптимізація компоновки верстату	39
2.5. Вибір кінематики і структури приводу	43
2.6. Конструювання шпиндельного вузла верстату	55
Висновки по розділу 2	62
3. Науково-дослідна частина	63
3.1. Мета досліджень наукового характеру та порядок їх проведення.....	63
3.2. Розробка моделі розрахунку. Характер динамічних збурень при керуванні режимом фрезерування	64
3.3. Динамічна модель формування товщини зрізу при фрезеруванні	68
3.4. Особливості математичної моделі автоматичного регулювання моментом фрезерування	76
3.5. Конструктивні особливості фрез автоматичного регулювання крутним моментом	83
3.6. Динамічна модель шпиндельного вузла фрезерного верстату вертикальної компоновки	85
3.7. Висновки результатів наукових досліджень	91
4 Охорона праці і безпека життєдіяльності	93
4.1 Вимоги охорони праці при роботі на фрезерних верстатах.....	93
4.2 Розрахунок захисного заземлення	96

Висновки до розділу 4	99
Загальні висновки.....	100
Бібліографія	102
Додатки.....	105

РЕФЕРАТ

Тема роботи. Дослідження регулювання крутним моментом при фрезеруванні на верстаті вертикальної компоновки

Метою даного дослідження є зменшення нерівномірності процесу фрезерування на основі регулювання крутним моментом.

Об'єкт дослідження - процес фрезерування на верстаті вертикальної компоновки.

Предмет дослідження –закономірності управління крутним моментом при фрезеруванні.

Відповідно до визначеної у кваліфікаційній роботі мети досягнуті **результати дослідження:**

1. Проаналізовані відомі дослідження вітчизняних і закордонних вчених щодо підвищення ефективності процесу фрезерування, а також запропонований огляд існуючих математичних моделей щодо подолання проблеми нерівномірності фрезерування.
2. Розроблені основні передумови обробки плоскої поверхні деталі на підставі принципу фрезерування.
3. На основі аналізу особливостей формування плоских поверхонь різанням запропонована оптимальна компоновка верстату вертикальної компоновки для фрезерування.
4. Проведені кінематичні і силові розрахунки, які стосуються особливостей приводу головного рузу і спроектований привід головного руху фрезерного верстату вертикальної компоновки.
5. Проведені розрахунок і конструювання шпindelного вузла верстату і загалом модернізація шпindelної бабки.
6. Проаналізовані умови появи нерівномірностей процесу фрезерування та можливі шляхи їх зменшення.
7. Запропонована і досліджена математична модель регулювання крутним моментом при фрезерування .

8. На основі проведення математичної і комп'ютерної симуляції регулювання крутним моментом при обробці запропоновані рішення конструкторського характеру.
9. Розвинута математична модель динамічних досліджень шпindelного вузла і на її основі здійсний динамічний аналіз шпindelного вузла.
10. Запропоновані заходи щодо охорони праці і проведені розрахунки щодо безпеки життєдіяльності.

АНОТАЦІЇ

Войцещук Н. "Дослідження регулювання крутним моментом при фрезеруванні на верстаті вертикальної компоновки". 133 – Галузеве машинобудування; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2021 р.

У кваліфікаційній роботі представлені результати теоретичного і практичного підходу щодо регулювання крутним моментом при фрезеруванні і конструкторсько-технологічних способів його реалізації. Метою роботи є підвищення стабільності роботи на фрезерних верстатах і зменшення наявної нерівномірності вказаного процесу фрезерування на основі миттєвої зміни крутного моменту. В кваліфікаційній роботі описані дослідження відомих вітчизняних і закордонних вчених, які присвячені фрезеруванню, а також наведений огляд існуючих математичних моделей щодо зниження нерівномірності вказаного процесу. На основі аналізу особливостей формування плоских поверхонь фрезами запропонована за допомогою математичного відбору оптимальна компоновка фрезерного верстату вертикальної компоновки. Вибрана модель-аналог верстату для подальшого проектування. Проведений розрахунок кінематичних особливостей приводу головного руху і розроблена конструкція шпindelної бабки для фрезерного верстату вертикальної компоновки. Також розрахований і сконструйований шпindelний вузол верстату, і наведений розрахунок зубчасто-пасової передачі приводу головного руху. Відповідно до визначеної мети наукового пошуку сформована послідовність досліджень. В їх процесі показані основні умови з'яви нерівномірностей процесу

фрезерування. На базі проведення математичної і комп'ютерної симуляції регулювання крутним моментом при обробці показані можливі шляхи забезпечення стабілізації процесу фрезерування і запропоновані відповідні рішення конструкторського характеру. Розвинута математична модель динамічної поведінки шпindelного вузла фрезерного верстату як багатомасової пружної системи і на її основі здійснений аналіз частот і форм коливань вузла. Запропоновані заходи з охорони праці при здійсненні фрезерних робіт і проведені розрахунки щодо безпеки життєдіяльності.

Ключові слова: регулювання, фрезерний верстат, крутний момент, нерівномірність фрезерування, вертикальна компоновка

Vojtseshchuk N. «Study of torque adjustment under milling conditions by vertical milling machine». 133 – Industrial machinery engineering; Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University; Ternopil, 2021.

The Qualification Paper deals with the results of theoretical and practical approach to torque control in milling as well as design and technological methods of its implementation. The Paper investigation goal is to increase the stability of work on milling machines and reduce the existing irregularity of the specified milling process based on the instantaneous change of torque. The qualification Paper describes the research of well-known home and foreign scientists, which are devoted to milling, as well as a review of existing mathematical models to reduce the irregularity of this process. On the basis of the analysis of features of flat surfaces formation by mills the optimum layout of the vertical milling machine layout is proposed as a result of mathematical selection. The analogue machine is given as a model for further design. The calculation of the kinematic features of the main motion drive is developed and the design of the spindle headstock for the milling machine of vertical layout is presented. The spindle unit of the machine is also calculated and constructed, and the calculation of the gear-belt transmission of the main motion drive is given. According to the defined purpose of scientific research its sequential order is formed. In the process of this research the basic

conditions of irregularities of the milling process occurrence are shown. On the basis of mathematical and computer simulation of torque control during machining, possible ways to ensure the stabilization of the milling process are shown and appropriate design solutions are proposed. A mathematical model of the dynamic behavior of the spindle unit of a milling machine as a multi-mass elastic system has been developed, and an analysis of the frequencies and forms of the unit vibrations has been carried out on its basis. Measures for labor protection during milling works are offered and calculations concerning life safety are carried out.

Keywords: adjustment, milling machine, torque, milling irregularity, vertical layout.

Вступ

Машинобудування є основою науково-технічного прогресу не тільки при побудові машин, але і загалом у різних галузях народного господарства.

Для машинобудування його неперервний розвиток і удосконалення машин пов'язані з прогресом верстатобудування. Сучасні металорізальні верстати разом з іншими видами передових технологічних машин є запорукою якісного виготовлення будь-яких зразків нового обладнання.

Удосконалення сучасних верстатів в значній мірі полягає в забезпеченні передумови підвищення швидкостей робочих і допоміжних рухів, що безумовно пов'язане з необхідністю збільшення потужності приводів, зокрема, головного руху. В цьому плані, особливо важливого значення набувають питання забезпечення високої надійності верстатів, чого можна досягнути за рахунок спорядження їх засобами контролю, вимірювання та діагностики за рахунок спеціальних засобів та систем.

В свою чергу зростання швидкостей як робочих, так і допоміжних рухів безпосередньо пов'язане з удосконаленням на основі новітніх досягнень науки і виробничої практики приводів верстатів, їх шпиндельних вузлів, тягових пристроїв та механізмів, а також різного виду напрямних, як прямолінійного, так і інших рухів. Дуже важливим є застосування композиційних матеріалів у конструкціях різальних інструментів, яке дозволяє вже на даний час реалізувати значення швидкості різання до 1,5-2 км/хв, а швидкості подачі до 20-30м/хв.

Характерною особливістю сучасних металорізальних верстатів є те, що вони забезпечують винятково високу точність оброблення заготовок. Це в першу чергу стосується обробки відповідальних поверхонь найбільш важливих деталей машин. При цьому в тому числі за рахунок використання сучасних пристосувань вказані поверхні обробляють на високоточних (прецизійних) верстатах з похибкою в долях мікрометрів. Так шорсткість поверхні, наприклад, при алмазному точінні на прецизійному верстаті не перевищує сотих долей мікрометра. Поряд з цим, в машинобудуванні

вимоги до забезпечення точності постійно ростуть, викликаючи перед прецизійним верстатобудуванням з'яву нових відповідальних задач.

Серед таких завдань постають модернізація шпиндельних вузлів, покращення їх динамічної якості, проектування нових приводів затиску і перспективних інструментів. Зокрема, особливо це є важливим для верстатів із програмним керуванням. Так, у цих верстатах велика роль збільшення точності відводиться затискним механізмам. Значний вплив на точність і продуктивність обробки деталей чинять похибки рухомих вузлів і різальних інструментів.

Тому, наприклад, недостатнім є забезпечити достатнє зусилля затиску інструменту, зокрема фрези, але поряд із цим одночасно впливають підвищені вимоги до системи ЧПК, інших механізмів і систем, в першу чергу щодо точності, жорсткості і швидкохідності верстату в процесі раціонально необхідного періоду експлуатації. Ряду позитивних ефектів можна також досягти за рахунок ефективного управління власне процесом різання.

Це потребує проведення нових наукових досліджень, аналізу явищ, що відбуваються в процесі різання та при його регулюванні, а також додаткових новітніх розробок конструкторсько-технологічного характеру.

Тому дослідження регулювання крутним моментом при фрезеруванні на верстаті з ЧПК вертикальної компоновки є важливою та актуальною прикладною проблемою, вирішення якої представляє значиму наукову і практичну цінність.

Наукова новизна досліджень даної кваліфікаційної роботи така:

1. На основі встановлення закономірностей формування нерівномірностей здійснення фрезерування створена математична модель, яка дозволила сформулювати основні характеристики регулювання крутним моментом для забезпечення покращення стабільності процесу.

2. Розвинута математична модель динамічних процесів шпиндельного вузла, на основі якої проведений розрахунок його основних частотних характеристик.

Практичне значення отриманих у роботі результатів полягає в наступному:

1. Розроблена оптимальна вертикальна компоновка фрезерного верстату.
2. Запропонована конструкція шпindelьної бабки приводу головного руху фрезерного верстату із модернізованим шпindelьним вузлом.
3. Представлені конструктивні схеми фрез, що дозволяють керувати крутним моментом при фрезеруванні.

Апробація досліджень

Результати досліджень за тематикою роботи магістра апробовані на IV міжнародній студентській науково-технічній конференції 28-29 квітня 2021 року. При цьому опубліковані тези конференції:

Войцещук Н. Зменшення впливу негативних факторів при фрезеруванні / Матеріали IV міжнародної студентської науково-технічної конференції / Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (м. Тернопіль, 28-29 квітня 2021 року), 2021. - С.81.

Робота складається зі вступу, 4 розділів, загальних висновків, списку літератури (30 найменувань), 4 додатків.

Загальний обсяг текстової частини – 105 сторінок, 10 таблиць, 50 рисунків.

1. Аналітичний розділ

1.1. Аналіз основних проблемних завдань кваліфікаційної роботи

Для аналізу проблематики магістерської роботи доцільно зупинитись на відомих поняттях про фрезерування та його основні переваги і недоліки, а також основні проблеми цієї різновидності процесу різання.

Згідно теми кваліфікаційної роботи нам потрібно на основі аналізу процесу регулювання крутним моментом модернізувати привід головного руху фрезерного верстату вертикальної компоновки. Для того, щоб це зробити слід проаналізувати вихідні дані щодо власне верстату. Такими даними є робочі креслення деталей, які обробляються на даному верстаті, відповідні технічні умови та задана програма випуску.

Робочі креслення деталей визначають характер поверхонь оброблюваних заготовок, а також розміщення цих поверхонь в просторі. Задані кресленнями технічні вимоги на виготовлення створюють картину параметрів точності оброблюваних деталей, а отже, і показників точності власне верстату. Сукупність поверхонь деталей та їх розміщення визначають концепцію того, які методи формоутворення потрібно вибрати.

В результаті проведеного аналізу цих початкових даних ми бачимо, що серед множини поверхонь в багатьох випадках можна виділити плоскі поверхні, пази, виступи, поверхні типу «ластівковий хвіст», а також криволінійні поверхні та отвори.

Для множини вказаних поверхонь в процесі виконання роботи слід вибрати і представити відповідні схеми формоутворення, і як результат цього визначити комплекс формоутворюючих, установочних та інших рухів, необхідних для здійснення кінематикою пропонованого верстату.

Для визначених схем формоутворення та оптимізованої компонуванняльної схеми необхідно підібрати необхідні інструменти. У якості цих інструментів виступають торцеві, дискові, кінцеві та фасонні фрези. З їх допомогою якраз і відбувається реалізація обробки.

З метою здійснення обробки криволінійних поверхонь потрібний складний формоутворюючий рух, його слід реалізувати з допомогою контурної системи ЧПК – ФЗ. Тому як прототип вибираємо аналог для подальшої проробки - вертикальний безконсольно-фрезерний верстат моделі 6520ФЗ.

Розглянуті схеми формоутворення та визначена на основі методу математичного відбору компонок оптимальна схема компоновки, є передумовами для розроблення кінематики проектованого верстату. Наступний вибір інструментів (їх конструкцій, матеріалу різальної частини), а також врахування матеріалу і особливостей заготовок дають можливість призначати раціональні режими різання (глибину, подачу, ширину різання). Відповідно до існуючих методик та залежностей в подальшому визначатимемо швидкість різання, а також динамічні та енергетичні характеристики - силу і потужність різання.

Граничні значення швидкості різання визначають найменшу та найбільшу частоту обертання шпинделя, що є основою для кінематичного розрахунку верстату, а граничні енергетичні значення дозволяють необхідне значення потужності електродвигуна і провести силові розрахунки.

Наукова частина робота побудована на аналізі нерівномірностей процесу фрезерування, як викликаних власне особливостями самого процесу, так і динамічними факторами. Серед останніх велике значення в процесі роботи верстату і забезпечення стабільності фрезерування є крутний момент. Дослідження причин виникнення цього моменту і його залежності від різноманітних величин дозволяє робити висновки про можливості його регулювання під час роботи верстату за допомогою різних методів. Одними із таких методів є застосування спеціальних інструментів – фрез із можливістю здійснення під регулювання.

Завданням на кваліфікаційну роботу також передбачено розроблення засобів з охорони праці стосовно об'єкту дослідження та представлення пропозицій стосовно безпеки життєдіяльності.

1.2. Елементи інформаційно-патентного пошуку

Зупинимось на аналітичному огляді відомої із виробничої і наукової літератури інформації про процес фрезерування [1], його особливості і проблемні питання.

Фрезерування є високопродуктивним і універсальним технологічним способом обробки заготовок різанням [2].

При фрезеруванні поверхню обробляють не однолезовим інструментом (різцем), а багатолезовим інструментом, що обертається – фрезою. Подача здійснюється шляхом переміщення оброблюваної деталі, яка закріплена на столі верстату. Фреза отримує обертання від шпинделя верстату.

Плоскі поверхні можна фрезерувати торцевими і циліндричними фрезами.

Фрезерування торцевими фрезами є більш продуктивним, ніж циліндричними [3]. Це пояснюється тим, що при торцевому фрезеруванні відбувається одночасне різання металу декількома зубами, причому можливе застосування фрез більшого діаметру з більшою кількістю зубів.

Фрезерування циліндричними фрезами відбувається двома способами [4]. Перший спосіб – зустрічне фрезерування, коли обертання фрези спрямоване проти подачі. Другий спосіб – це попутне фрезерування, коли напрям обертання фрези співпадає з напрямом подачі.

Фрезерні верстати відносять до складних технічних систем, як і більшість металорізальних верстатів [5]. Робочі процеси у верстатах є складним комплексом явищ. Ці процеси вивчають, зокрема у теорії різання металів, теорії механізмів і машин, деталях машин, дисциплінах, пов'язаних із електротехнікою і гідравлікою та інших [6,7].

В літературі вказується, що у верстатах до всіх робочих процесів доцільно застосувати єдиний системний підхід [5]. Такий підхід передбачає комплексне відображення відновних рухів у верстаті стосовно до середовища обробки [8].

Зусилля, що виникають в процесі обробки на верстаті [9,10], є наслідком взаємодії інструменту чи інструментів та заготовки. Часто ці зусилля, проте викликають появу негативних факторів, що чинять небажаний вплив на якість оброблюваних поверхонь.

Для розглядуваного у кваліфікаційній роботі випадку у якості основного робочого процесу, який здійснює верстат, визначаємо, зрозуміло, процес різання – власне фрезерування. Показники процесу різання при цьому залежать від ряду впливів. Це безпосередньо – поведінка еквівалентної системи верстату з її динамічними властивостями [6], особливості режимів різання на верстаті [7] , характеристики геометричних показників інструментів, властивості матеріалу різальної частини фрез та інші.

У дослідженнях виробників і вчених зустрічаються різноманітні описи моделей формування характеристик власне процесу фрезерування [2,6,11]. Такі залежності визначають як змінюються силові фактори різання при відносних рухах інструменту (фрези) і заготовки та як це впливає на стабільність процесу фрезерування.

1.3 Визначення нерівномірності процесу фрезерування і моделей його опису

Процеси зустрічного і попутного фрезерування (рис. 1.1) істотно різняться між собою. При попутному фрезеруванні (рис. 1.1,б) дуже значними є силові навантаження. Тому у більшості випадків застосовують зустрічне фрезерування.

При зустрічному фрезеруванні (рис.1.1,а) товщина стружки постійно збільшується при різанні металу кожним зубом фрези, і досягає величини a_{max} . Перед початком різання відбувається невелике проковзування різального леза зуба фрези по поверхні різання, що викликає наклеп оброблюваної поверхні і сприяє затупленню зубів.

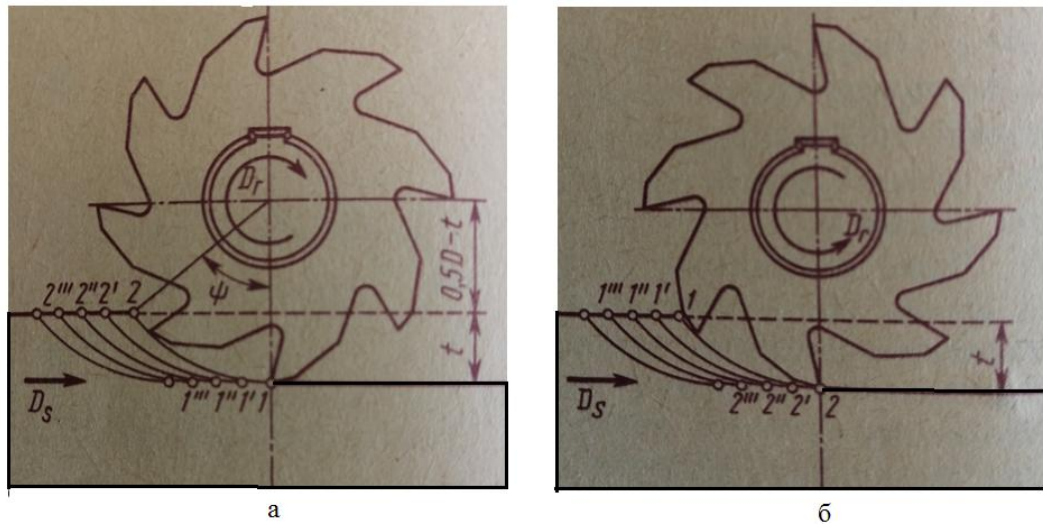


Рис. 1.1. Зустрічний (а) і попутній (б) методи фрезерування

При другому способі фрезерування - попутньому - товщина стружки постійно зменшується (рис.1.1). При цьому продуктивність обробки може бути більшою, і якість обробленої поверхні кращою, ніж пр. зустрічному фрезеруванні. Проте під час такого різання зуб фрези захоплює метал зразу на повну глибину різання, і тому маємо, що різання відбувається з ударами.

Внаслідок цього попутне фрезерування можна застосовувати лише для роботи на верстатах з великою жорсткістю конструкції і засобами для усунення зазорів у механізмах подачі. З цієї причини зустрічне фрезерування застосовується частіше, ніж попутне.

Розглянемо формування товщини зрізаного шару стосовно процесу фрезерування.

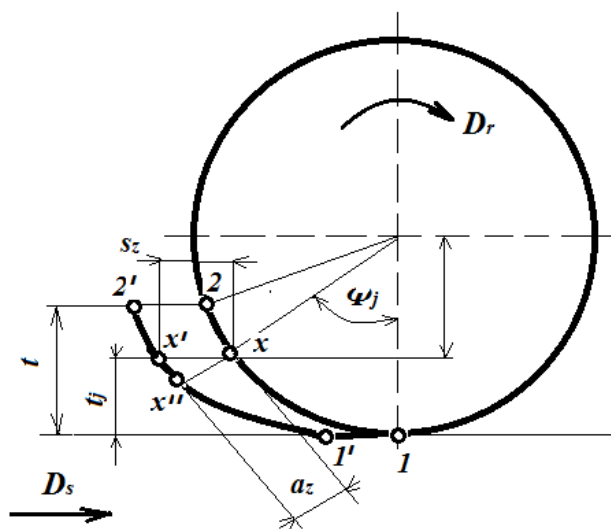


Рис. 1.2. Розрахункова схема для визначення товщини шару, що зрізається зубом фрези

Як при зустрічному, так і при попутному фрезеруванні показаний на рис. 1.2, відрізок 1-2 циклу роботи по траєкторії руху кінця зуба фрези можна при певному наближенні розглядати як елемент кола. При цьому вважаємо, що діаметр кола – D . Наступний за вказаним зубом зуб фрези (зокрема, випадок зустрічного фрезерування) вже вступає із заготовкою у контакт у точці $1'$. Далі він переміщується по своїй траєкторії, яку на ділянці $1' - 2'$ можна так само замінити елементом кола. Закінчення циклу для цього зуба відбувається вже в точці $2'$.

Власне товщину a_z шару матеріалу, який є зрізуваним з поверхні заготовки одним зубом фрези можна визначити як відстань між точками дуг 1-2 і $1' - 2'$, яку слід вимірювати вздовж радіуса фрези. Як видно із рис. величина $x - x'$ у кількісному вираженні дорівнює значенню подачі на зуб s_z . Очевидно, що фігуру $x - x' - x''$ наближено, але з достатньою точністю, можна вважати прямокутним трикутником, а також беручи до уваги кут ψ_j , то знаходимо вираз для визначення миттєвої товщини зрізу

$$a_z = s_z \sin \psi_j,$$

причому кут ψ_j легко визначити як

$$\cos \psi_j = 1 - 2 \frac{t_j}{D},$$

де t_j – миттєве значення для глибини фрезерування одним зубом.

Отже, виявляється, що в загальному випадку товщина шару, що зрізується одним зубом фрези, є змінною величиною і є функцією подачі на зуб, а також залежить від миттєвого значення глибини фрезерування і діаметру фрези.

Відповідно, неважко побачити, що максимальна товщина зрізу одним зубом може бути визначена за формулою:

$$a_{z \max} = s_z \sin \psi,$$

де ψ так званий кут контакту.

Величина цього кута пов'язана із глибиною різання і діаметром фрези залежністю:

$$\cos \psi = 1 - 2 \frac{t}{D}.$$

Треба сказати, що при попутному фрезеруванні під час входу зуба у контакт із заготовкою відбувається процес швидкого зростання товщини зрізаного шару аж до a_{max} .

Подібні формули мають місце і при торцевому фрезеруванні.

Розглянемо формування нерівномірностей у процесі фрезерування.

Попередньо ми бачили, що при фрезеруванні мають місце непостійності зміни товщини зрізаного шару, а також і ширини зрізу у тих випадках, коли маємо справу із непрямыми зубами.

Оскільки вказані параметри безпосередньо визначають величину площі поперечного перерізу шару матеріалу, що зрізується в процесі роботи фрези, то ці параметри визначають також і динамічні характеристик різання, тобто зміну сил і моментів.

Отже, очевидно, що непостійність поперечного перерізу зрізу викликає значні коливання динамічних факторів, а, таким чином, сприяє виникненню вібрацій при фрезеруванні у обробній системі верстату, інструментального оснащення і заготовки. Вказані впливи призводять до погіршення шорсткості оброблюваної поверхні, а також зношення інструменту, зниження точності обробки, та інших негативних проявів вібрацій.

При використанні фрез з гвинтовими зубами в контакті із поверхнею обробки зразу знаходяться декілька зубів, що здійснюють різання. При цьому, якщо деякі зуби ще тільки розпочинають різання, то інші вже його завершують. Тому можливо створити такі умови, щоб сумарна товщина різання в будь який момент часу була постійною. При цьому забезпечиться рівномірність фрезерування.

Це добре видно, якщо представити вище згаданий процес, використовуючи розгортки слідів зубів фрези на площину. Наприклад, на рис.1.3 показана така розгортка для випадку 3 зубів.

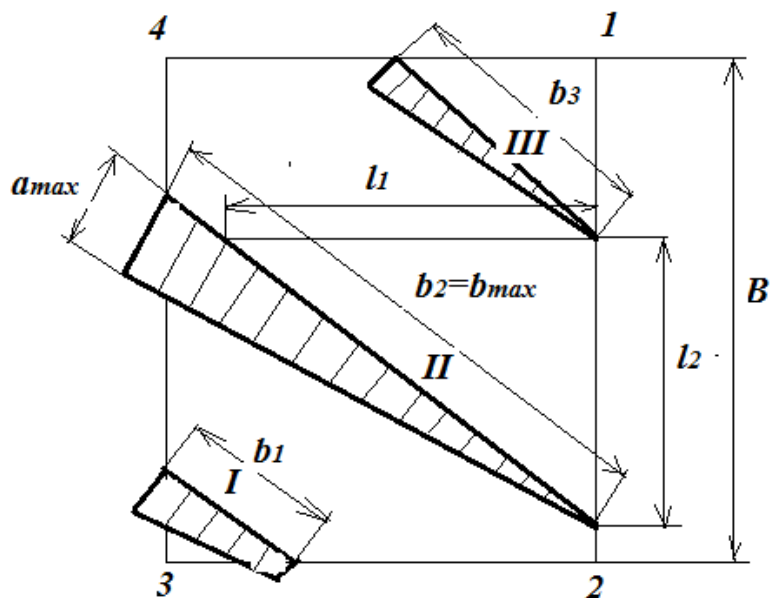


Рис. 1.3. Умови рівномірного фрезерування

Кожний зуб починає рух у точці 1, а закінчує у точці 4. При цьому розрізняють торцевий крок $l_1 = \pi D / z$ і осьовий крок (вздовж ширини фрезерування B) $l_2 = B / k$, де k – коефіцієнт кратності. Цей коефіцієнт показує скільки разів осьовий крок вміщується на ширині B . Вказані обидва кроки пов'язані співвідношенням

$$\operatorname{tg} \omega = l_1 / l_2 = \frac{\pi k D}{z B}.$$

Кут ω це кут нахилу зуба фрези по гвинтовій лінії.

Отже, отримаємо, що згадана кратність визначається формулою:

$$k = z \frac{B \operatorname{tg} \omega}{\pi D}.$$

Визначено, [Гран], що рівномірність фрезерування можна досягти, якщо забезпечити ціле число коефіцієнту кратності k . Таку ж рівномірність можна забезпечити, якщо постійною є сумарна ширина $b_{\text{сум}}$, яка зрізується одночасно всіма зубами фрези, які є в контакті із заготовкою. Можливою є рівномірність фрезерування і тоді, коли забезпечено постійність сумарної площі $A_{\text{сум}}$ перерізу зрізу всіх шарів одночасно.

Але не завжди вказаного можна досягти.

Розглянемо випадки нерівномірного фрезерування.

Нерівномірність фрезерування характеризується таим найбільш важливим показником як змінне значення сумарної площі поперечного перерізу шарів матеріалу, що зрізаються одночасно різальними зубами фрези.

У випадку нерівномірного фрезерування виникають змінні динамічні навантаження, які чинять негативний вплив на фрезу і загалом на верстат. Це є шкідливим з точки зору забезпечення точності і якості оброблення.

У першому наближенні розгортку на площину площі зрізаного шару, що зрізається гвинтовим зубом при $b=b_{max}$, можна показати як прямокутний трикутник. Іншою його стороною є a_{max} . Тоді найбільше значення площі зрізаного шару одним зубом фрези обчислюється за формулою:

$$A_{max} = \frac{a_{max} b_{max}}{2}.$$

Доцільно розглянути закономірність впливу величини ширини фрезерування на площу зрізаного шару ΣA_d за проміжок часу, що відповідає повороту фрези на один кутовий крок. При цьому можна скористатись схематичним рисунком, виконаним для різних значень величин $k=1; 0,75; 0,5$ (рис. 1.).

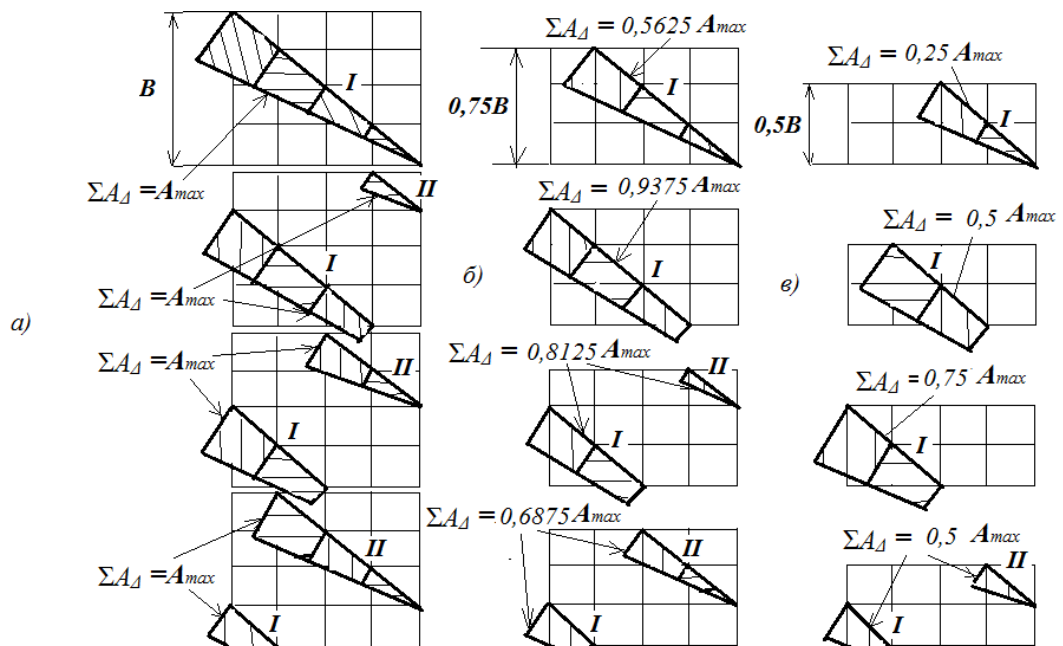


Рис. 1.4 . Схема переміщень слідів контакту лез зубів I і II фрези:

а) $k=1$; б) $k=0.75$; в) $k=0,5$

В умовах нерівномірного фрезерування сумарна ширина фрезерування є постійною: $0,75B$ (рис. 1.4 ,б) і $0,5B$ (рис. 1.4 , в), але товщина фрезерування

є змінною. Так, наприклад, для випадку б) сумарна площі зрізаного шару з початку різання першого зуба складає $0,5625A_{max}$, а при повороті на чверть кутового кроку вона вже зростає до $0,9375A_{max}$.

Таким чином, можна скласти загальну закономірність описаної нерівномірності фрезерування. Покажемо це на графіку рис.1.5.

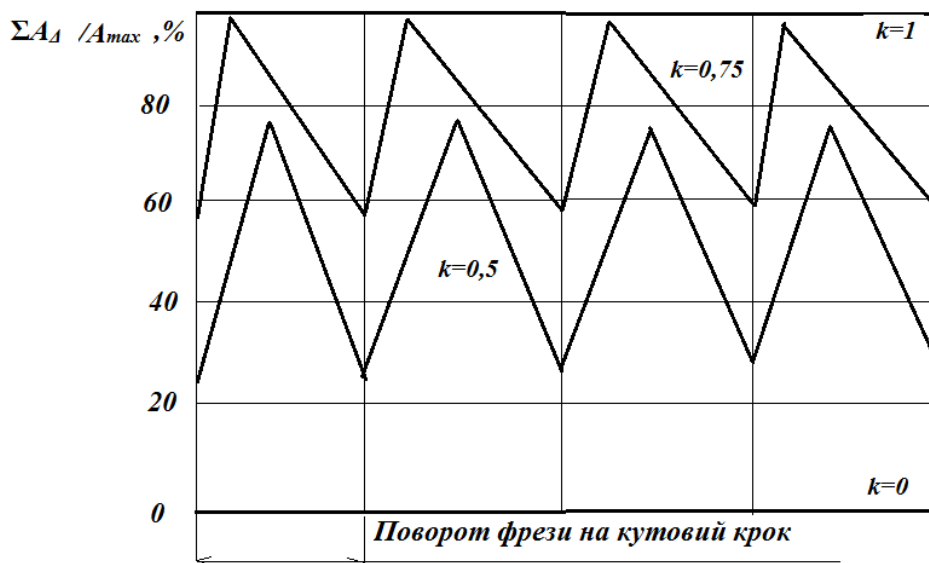


Рис. 1.5. Графік залежності у відсотках сумарної площі зрізаного шару від дискретного повороту фрези при значеннях коефіцієнту кратності $k=1; 0,75; 0,5$

Із рис. 1.5 видно, що площа зрізаного шару є змінною при повороті фрези, в межах одного кутового кроку зубів, і максимальна амплітуда такої зміни площі, а, отже, і параметрів динаміки процесу, виникає коли $k=0,5$ при часі повороту що тотожний половині кутового кроку. У цьому випадку сумарна площа змінюється в межах від 0,25 до 0,75 максимального значення A_{max} .

Попередньо вже було показано, що коефіцієнт кратності k визначається як шириною B , так і кутом нахилу гвинтових зубів ω . Отже, ці величини також впливають на нерівномірність фрезерування.

Можна скористатись також коефіцієнтом, який вказує на ступінь нерівномірності фрезерування. Цю величину можна трактувати як власне зміну площі зрізаного шару протягом повороту фрези на один крок порівняно із сумарною найбільшою товщиною зрізу. Таким чином, цей ступінь нерівномірності можна виразити формулою [2]:

$$\varepsilon = \frac{(\sum A_{\Delta})_{\max} - (\sum A_{\Delta})_{\min}}{kA_{\max}}$$

Ця величина є меншою, чим більше значення коефіцієнту k . Це наглядно ілюструє графік рис. 1.6.

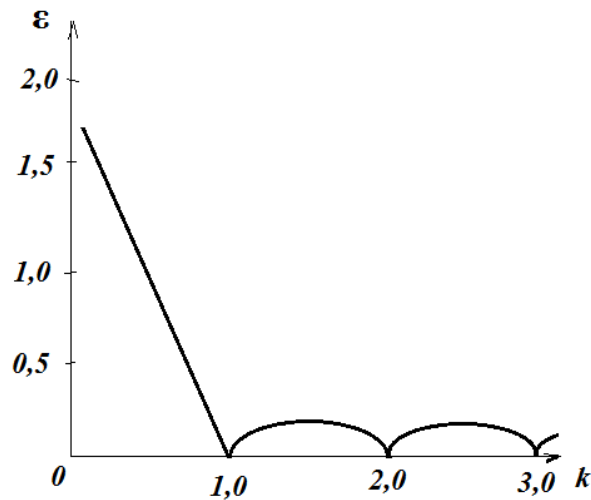


Рис. 1.6. Графік залежності ступеню нерівномірності фрезерування від k

Із рис. 1.6 видно, що із збільшенням величини k коливання площі шару, що зрізується фрезою, зберігаються, але виявляють менш значимий вплив на умови робочого процесу.

Зважаючи на обговорене вище, перейдемо до оцінки динамічних параметрів процесу фрезерування. Вважатимемо, що об'єм пластично деформованого металу буде змінюватись прямо пропорційно до зміни площі перерізу зрізу, яку визначено попередньо.

В цьому аспекті визначимо силу різання, що безпосередньо діє на зуб фрези. При цьому маємо на увазі циліндричну фрезу із гвинтовими зубами. В загальному випадку, користуючись формулою для площі зрізуваного шару, отримаємо величину:

$$A = bs_z \int_{\psi_2}^{\psi_1} \sin \psi_j d\psi_j,$$

де на ширині зрізуваного шару b величини ψ_1 і ψ_2 – кути контакту, що відповідають граничним точкам ділянки на різальному лезі фрези, яке контактує з поверхнею різання.

Оскільки

$$b = \frac{B}{\cos \omega}, \quad B = \frac{\pi Dk}{z \operatorname{tg} \omega},$$

То матимемо

$$A = \frac{\pi Dk s_z}{z \sin \omega} \int_{\psi_2}^{\psi_1} \sin \psi_j d\psi_j.$$

В першому наближенні вважають [2], що питома сила стосовно одиниці зрізуваного шару чинить на різальне лезо тиск, що дорівнює

$$p_0 = k_p \sigma_\epsilon,$$

де σ_ϵ – границя міцності, а k_p – коефіцієнт різання (2,3-2,8) стосовно оброблюваного металу.

Відповідно сила опору різанню, яка спрямована по нормалі до лінії леза:

$$P_n = p_0 A,$$

а після підстановки відповідних величин:

$$P_n = \frac{k_p \sigma_\epsilon s_z \pi Dk}{z \sin \omega} \int_{\psi_2}^{\psi_1} \sin \psi_j d\psi_j.$$

Провівши інтегрування матимемо:

$$P_n = \frac{k_p \sigma_\epsilon s_z \pi Dk}{z \sin \omega} (\cos \psi_2 - \cos \psi_1).$$

Якщо говорити про рівномірне фрезерування, то матимемо таку залежність для сили різання:

$$P_n = \frac{k_p \sigma_\epsilon s_z \pi Dk}{z \sin \omega}.$$

Якщо ж маємо справу із нерівномірним фрезеруванням, то зауважуємо, що при змінній площі зрізуваного шару залежно від повороту фрези, матимемо

ідентичну закономірність і для сили різання. Таку закономірність можна проілюструвати графіком рис. 1.7 ,який наведено для значень k від 0 до 3.

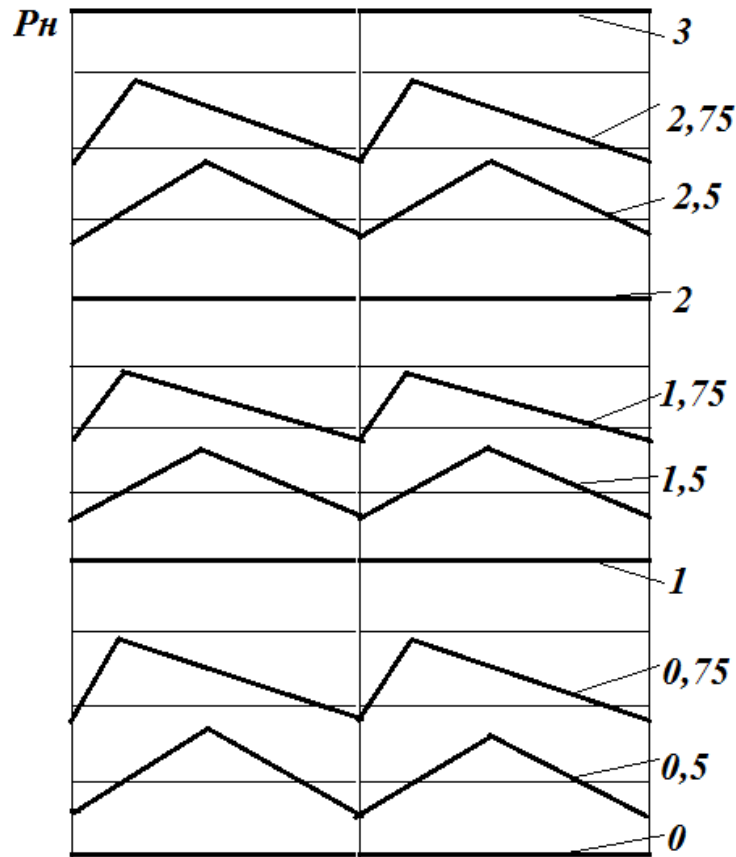


Рис. 1.7 .Приблизний характер змін нормальних сил різання

Враховуючи кут нахилу гвинтового зуба маємо значення для колової складової сили:

$$P_{кол} = P_n \cos \omega,$$

і для осьової складової сили різання:

$$P_{ос} = P_n \sin \omega.$$

Маємо на увазі, що осьова сила діє вздовж осі обертання фрези.

Таким чином, бачимо, що при здійсненні процесу фрезерування зусилля носять в основному змінний характер, викликаними власне особливостями самого процесу. Цим підтверджується актуальність кваліфікаційної роботи, яка спрямована на стабілізацію силових факторів в процесі фрезерування.

Висновки по розділу 1, постановка мети та задач дослідження

На основі аналітичних досліджень розділу 1 можна сформулювати такі висновки:

1) Процес фрезерування є одним із найбільш поширених процесів обробки різанням, перш за все – плоских поверхонь;

2) З метою створення модернізованого оснащення для здійснення процесу фрезерування необхідно провести всеохоплюючу побудову схем формоутворення, математичний перебір компоновочних рішень і детальний аналіз технологічних передумов;

3) Фрезерування плоских поверхонь характеризується значною нерівномірністю, пов'язаною із власне характеристикою самого процесу, конструкціями різальних інструментів та методами і схемами фрезерування;

4) Нерівномірність фрезерування і супутні динамічні процеси є підставою для створення перспективного модернізованого оснащення, одним із напрямків чого є регулювання крутним моментом на інструменті в процесі роботи верстату.

На основі сказаного формулюємо мету дослідження та його об'єкт і предмет.

Метою даного дослідження є покращення стабільності фрезерування на основі зменшення нерівномірності процесу при регулюванні крутним моментом.

Об'єкт дослідження - процес фрезерування, здійснюваний на верстаті вертикальної компоновки.

Предмет дослідження –закономірності керування зміною крутного моменту при фрезеруванні плоскої поверхні.

Відповідно до мети нами формалізовані такі **завдання роботи**:

1. Переглянути літературні і патентні джерела щодо підвищення ефективності процесу фрезерування. Проаналізувати відомі математичні моделі щодо подолання нерівномірності фрезерування.
2. Зробити огляд конструктивних особливостей фрезерних верстатів вертикальної компоновки.
3. Визначити технологічні передумови фрезерування плоских поверхонь.
4. Сформувати схеми утворення плоских поверхонь різанням за допомогою торцевих, кінцевих та фасонних фрез
5. Провести формування множини компоновок і здійснити математичний відбір оптимальної компоновки для прикладу фрезерного верстату вертикальної структури.
6. Визначити кінематичні особливості приводу головного руху вертикально-фрезерного верстату з ЧПК.
7. Здійснити розрахунок і провести конструювання шпindelного вузла вертикально-фрезерного верстату і представити модернізацію його шпindelної бабки.
8. Проаналізувати причини нерівномірностей процесу фрезерування та можливі шляхи їх зменшення.
9. Обґрунтувати і дослідити математичну модель регулювання крутним моментом в процесі здійснення операції фрезерування.
10. Процести комп'ютерну симуляцію зміни режиму фрезерування на основі керування крутним моментом.
11. Виробити конструктивні рішення щодо фрезерних пристроїв регулювання крутним моментом.
12. Відпрацювати математичну модель динаміки шпindelного вузла стосовно визначення власних частот і форм коливань.
13. Дати техніко-економічне обґрунтування процесу регулювання режимом обробки.
14. Виробити заходи щодо охорони праці та забезпечення безпеки життєдіяльності.





2. Дослідно-проектний розділ

2.1. Аналіз аналогів перспективних конструкцій фрезерних верстатів

Для фрезерної обробки використовується широка гама фрезерних верстатів [1,10,11]. Деякі з них покажемо у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Взірці конструкцій фрезерних верстатів

ФРЕЗЕРНІ ВЕРСТАТИ	
Універсальний фрезерний верстат	Горизонтальний фрезерний верстат
	
Консольно-фрезерний верстат	Вертикально-фрезерний верстат
	

Поряд з основним призначенням – механічної обробки зовнішніх плоских поверхонь, вони можуть передбачати обробку внутрішніх поверхонь.

Завданням на кваліфікаційну роботу передбачена розробка конструкції фрезерного верстату вертикальної компоновки.

Як уже вказувалось, з цієї точки зору нами за основу як аналог рекомендується вертикально-фрезерний верстат моделі 6520Ф3, який оснащений контурною системою ЧПК для обробки, в тому числі, криволінійних поверхонь.

Отже, згідно висловленої пропозиції доцільно зобразити і проаналізувати передній кінець шпинделя пропонованого вертикально-фрезерного верстату.

Передній кінець шпинделя призначений і служить для базування та закріплення різального інструменту. В нашому випадку цю роль виконує фреза. Передні кінці шпинделів виконують згідно до державних стандартів.

Для точного центрування і при цьому жорсткого sprzęження інструменту (оправки) із власне шпинделем використовується конічне з'єднання.

Для верстатів з ЧПК за автоматичної зміни інструментів застосовуються конуси з конусністю 7:24.

Отже, за рекомендаціями [12] вибираємо конус №40 згідно ГОСТ 15945-82. Тоді кінець шпинделя буде мати виконання 5 №40 згідно ГОСТ 24644-81 (рис. 2.1).

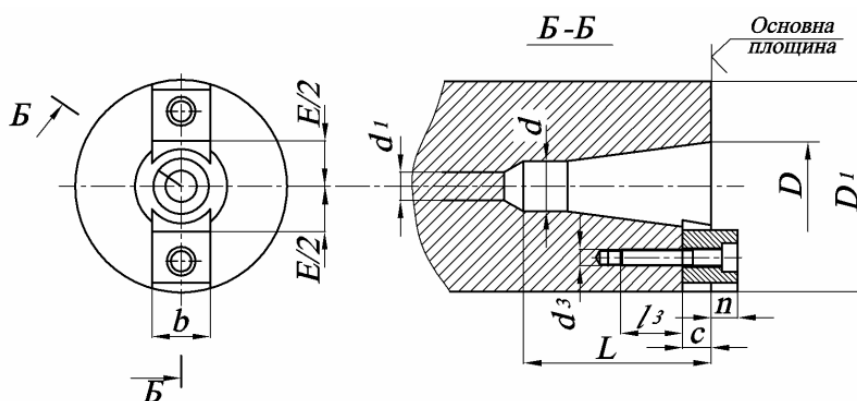


Рис 2.1. – Кінець шпинделя, який вмонтовано в шпиндельну бабку

Відповідно до вказаних стандартів приймаємо також основні конструктивні розміри переднього кінця шпинделя.

Ці основні розміри зведемо в таблицю 2.2.

Таблиця 2.2

Основні конструктивні розміри переднього кінця шпинделя

Позначення (ГОСТ 24644-81)	D ₁	d	d ₃	l ₃	c	n	b	E/2
40	90	25,4	M6	9	8	8	15,9	23

Для подальшого проектування і розробки зупинимося на деяких істотних зауваженнях, що мали б передувати припрацюванню.

Зокрема, базова модель верстата- аналога 6520Ф3 має певні недоліки конструкції.

Серед таких недоліків можна визначити недостатньо широкий діапазон регулювання приводу головного руху, несучасна система програмного керування, недостаня точність здійснення голвного руху. Такі недоліки можуть бути усунуті при модернізації.

Аналіз вказаних та інших помічених недоліків є підставою для визначення можливих шляхів модернізації такого вертикально-фрезерного верстату. Пропоновані шляхи модернізації верстату можна згрупувати у такі пункти:

1. Розширення діапазону регулювання приводу головного руху і зміщення цього діапазону в бік верхніх значень.
2. Підвищення точності передач головного руху і використання зубчастопасової передачі
3. Модернізація шпиндельного вузла і загалом шпиндельної бабки.
4. застосування сучасної системи ЧПК.

2.2. Технологічні характеристики стосовно модернізації приводу головного руху

Технологічні характеристики визначають службове призначення верстата, виконувані технологічні операції, матеріал і вид заготовок, використовуваний інструмент, послідовність і вид заготовок, послідовність і режими обробки, число одночасно оброблюваних деталей [13,14].

В розрахунок режимів різання входить визначення швидкості різання і подачі, а також призначення глибини різання i , оскільки в нас операція фрезерування, ширини різання [15].

Прийmemo матеріал обробки конструкційну сталь, а також контрастні матеріали за властивостями – більш твердий матеріал чавун і м'який – алюміній [16]. Відповідно прийmemo матеріал різальної частини інструменту (торцевої фрези) для конструкційної сталі матеріал різальної частини торцевої фрези –Т15К6, для обробки чавуну ВК6 і алюмінію швидкорізальну сталь Р6М5.

Призначаємо мінімальну і максимальну глибини різання
 $t_{min} = 0.5\text{мм}$ - для чистової обробки;
 $t_{max} = 6\text{мм}$ для чорнової обробки.

Призначаємо мінімальний і максимальний діаметри фрез (згідно паспорту верстату-прототипу):

$D_{min} = 20\text{мм}$ – для кінцевої фрези;

$D_{max} = 150\text{ мм}$ – для торцевої фрези.

Згідно [13] рекомендована подача при обробці торцевою та кінцевою фрезами:

-для чорнового фрезерування конструкційної сталі $S_z=0.1$ мм/зуб;
чавуну $S_z=0,2$ мм/зуб; кольорових металів $S_z=0,3$ мм/зуб.

Для чистового фрезерування $S_z=0.05$ мм/зуб лімітується параметром шорсткості R_a .

Призначаємо ширину різання:

$V_{\min}=20$ мм; $V_{\max}=140$ мм.

Розрахуємо елементи кінематичних характеристик верстату (режими різання).

Проведемо розрахунок необхідних швидкостей різання для різних видів обробки для того, щоб вийти на граничні режими різання, які потрібно буде забезпечити на верстаті.

Швидкість різання при фрезеруванні визначається за формулою [13]:

$$V = \frac{C_V \cdot D^q}{T^m \cdot t^x \cdot s_z^y \cdot B^u \cdot z^p} \cdot k_V, \text{ м/хв} \quad (2.1)$$

де C_v – сталий коефіцієнт; D – діаметр обробки (діаметр фрези);
 T – період стійкості фрези; q – показник ступені, що характеризує вплив діаметру оброблення на швидкість; m – показник ступені при стійкості; t – глибина різання; x – показник ступені при глибині різання; s_z – величина подачі (на зуб) ; y – показник ступені, що характеризує вплив подачі; B – ширина різання; u – показник ступені при ширині різання; z – кількість зубів фрези; p - показник ступені при кількості зубів.

Величину коефіцієнту k_v , що характеризує вплив умов фрезерування можна визначити при використанні формули:

$$k_v = k_{Mv} k_{Iv} k_{Iv},$$

(2.2)

де k_{Mv} – поправочний коефіцієнт, залежний від особливостей матеріалу заготовки; k_{Iv} – поправочний коефіцієнт щодо якості оброблюваного поверхневого шару; k_{Iv} – поправочний коефіцієнт стосовно інструменту.

Всі дані щодо розрахунку заносимо в таблицю 2.3:

Таблиця 2.3

Визначення коефіцієнта k_{Mv}

k_{Mv}	$k_{Mv} = k_{\Gamma} \cdot \left(\frac{750}{\sigma_B}\right)^{n_v}$	$k_{Mv} = \left(\frac{190}{HB}\right)^{n_v}$	0,8
k_{Γ}	1	-	-
n_v	1	1.25	-

Тоді параметри щодо розглядуваних випадків розрахунків значень швидкостей різання об'єднуємо в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4

Параметри для розрахунків швидкостей різання

Параметр	Конструкційна сталь	Сірий чавун	Алюміній
р	2	3	4
C_v	332	445	155
q	0.32	0.2	0.2
m	0.2	0.32	0.32
x	0.1	0.15	0.1
y	0.4	0.35	0,4
u	0.2	0.2	0.32
p	0	0	0.1

Характеристики для визначення поправочного коефіцієнту k_v компонуємо у табл. 2.4. Тоді маємо

Таблиця 2.4

Поправочні коефіцієнти при розрахунках швидкості різання

	Конструкційна сталь	Сірий чавун	Алюміній
k_{MV}	1,3	1,1	0,8
k_{PV}	0.9	0.8	0.9
k_{IV}	1	1	1
k_v	1,17	0.88	0,72

Результати розрахунку власне швидкостей різання зводимо у таблицю:

Таблиця 2.5

Значення швидкостей різання при обробці на вертикально-фрезерному верстаті

	$D_{min}=20\text{мм}$		$D_{max}=150\text{мм}$	
	$t_{min}=0,5\text{мм}$	$t_{max}=6\text{ мм}$	$t_{min}=0,5\text{ мм}$	$t_{max}=6\text{мм}$
Сталь 45	299,4	161,8	290,3	157
СЧ20	266	104,3	258	101,1
Алюміній	59,4	20,1	40,8	13,8

Таким чином, отримуємо, що мінімальна швидкість різання $V=13,8$ м/хв, досягається при чорновій обробці алюмінію, а максимальна $V=299,4$ м/хв. при чистовій обробці конструкційної сталі.

2.3 Аналіз схем формоутворення

Відносні рухи заготовки та різального інструменту у верстаті є узгодженими між собою. Ці рухи здійснюються таким чином, що неперервно утворюють відтворюючі лінії. Такі лінії є формоутворюючими. Їх зазвичай позначають літерою Φ [11]. Отже, утворення різних поверхонь оброблюваних деталей машин при цьому зводиться до встановлення певних формоутворюючих рухів заготовки та різального інструменту, що при цьому утворюють відповідні твірні та напрямні лінії [12].

Проведемо аналіз формоутворення оброблюваних при фрезеруванні поверхонь деталей. При цьому зупинимось на виборі раціональних схем отримання поверхонь. В цьому плані розглянемо варіанти обробки поверхонь деталей різної конфігурації власне на вертикально-фрезерних верстатах.

Основною функцією вертикально-фрезерного верстату є обробка площини (рис. 2.2):

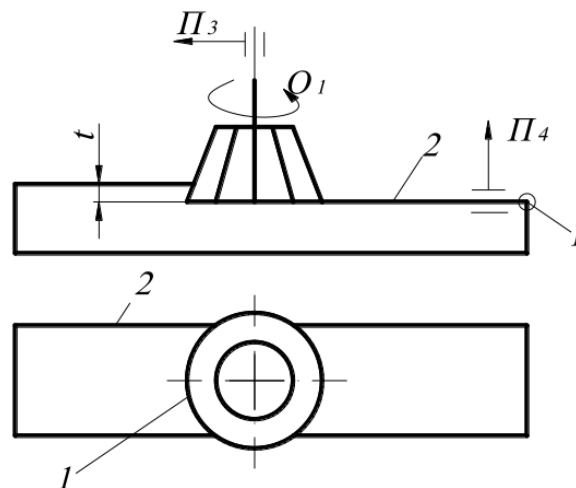


Рис. 2.2. Обробка плоскої поверхні торцевою фрезою

В якості інструменту використовується торцева фреза. При цьому формоутворюючими рухами є рухи 1 і 2. Рух 1 – є обертовим і є рухом сліду $\Phi_v(O_1)$. Рух 2 є рухом дотику і його можна записати як сукупність $\Phi_v(O_1); \Phi_s(P_3)$. Установчим рухом є рух $Уст(P_4)$.

Якщо розглядатимемо оброблення за допомогою кінцевої фрези, наприклад, уступу (рис. 2.4):

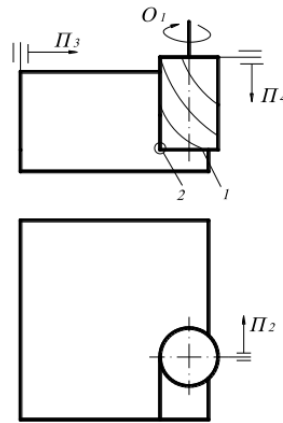


Рис. 2.3. Оброблення кінцевою фрезою

то матимемо такий комплекс рухів формоутворення:

- сліду $\Phi_v(O_1)$;
- дотику $\Phi_v(O_1); \Phi_s(\Pi_2)$.

Установочні рухи такі: $Уст(\Pi_3)$; $Уст(\Pi_4)$.

Розглянемо оброблення пазу кінцевою фрезою (рис. 2.4).

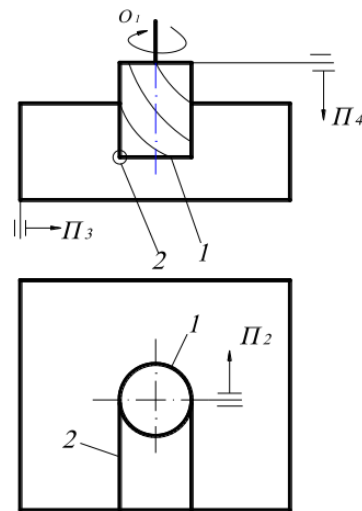


Рис. 2.4. Ескіз фрезерування паза

При такому обробленні формоутворюючі рухи:

- копіювання $\Phi=0$;
- дотику $\Phi_v(O_1); \Phi_s(\Pi_2)$.

Установочними рухами є: $Уст(\Pi_3)$; $Уст(\Pi_4)$, а рухо врізання - $Вр(\Pi_2)$.

Ще одним характерним методом оброблення плоских поверхонь є фрезерування паза дисковою фрезою (рис. 2.5).

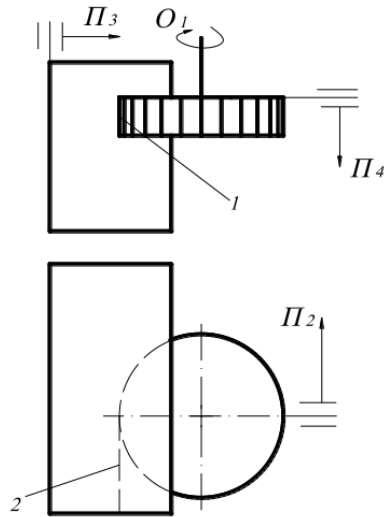


Рис. 2.5. Використання дискової фрези при обробленні паза

Тоді рухи формоутворення: копіювання $\Phi=0$; а також - дотику $\Phi_v(O_1); \Phi_s(\Pi_2)$. Рухи установки: $Уст(\Pi_3); Уст(\Pi_4)$, а рух врізання це рух - $Вр(\Pi_2)$.

Пропонується також схема фрезерування криволінійної поверхні. Цю операцію теж можна здійснити кінцевою фрезою (рис. 2.6).

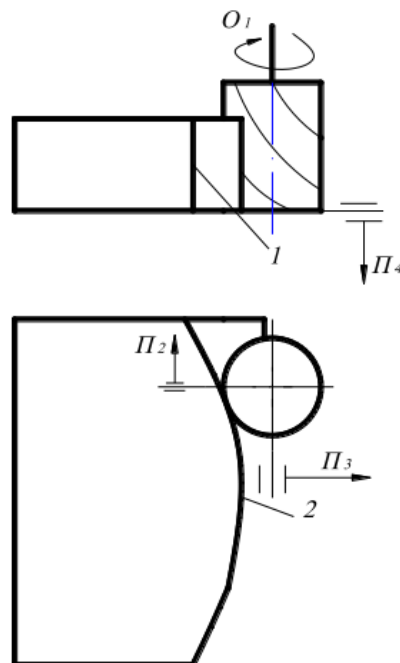


Рис. 2.6. Оброблення криволінійної поверхні

Формоутворюючі рухи є послідовністю рухів копіювання $\Phi=0$ і безпосередньо дотику $\Phi_v(O_1); \Phi_s(\Pi_2; \Pi_3)$. Рухи установочний і врізання - $Уст(\Pi_4); Вр(\Pi_2; \Pi_3)$.

Відмітимо, що на розглядуваному вертикально-фрезерному верстаті можна також здійснювати операцію свердління (рис. 2.7).

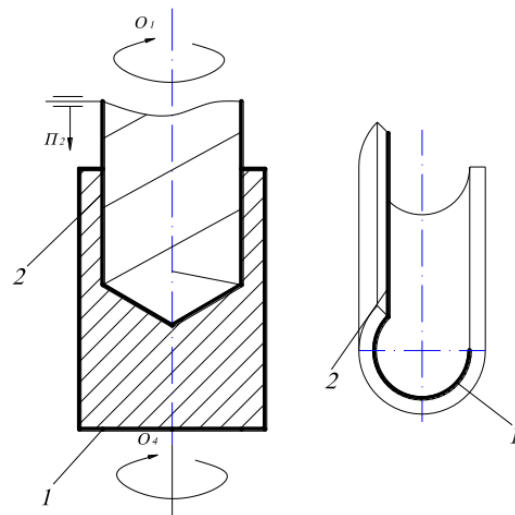


Рис. 2.7. Свердління на вертикально-фрезерному верстаті

При цьому формоутворюючі рухи це – сліду 1 $\Phi_v(O_1)$; і сліду 2 $\Phi_s(\Pi_2)$; а установчий рух - Уст(Π_3).

Специфічною є оброблення поверхні типу «ластівчин хвіст» (рис. 2.8). Як інструмент використовується фасонна фреза.

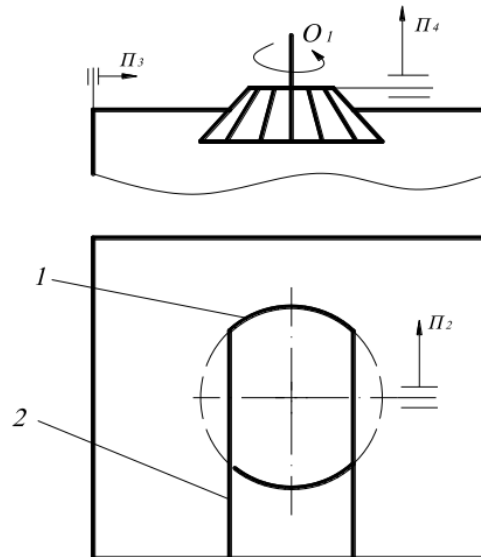


Рис. 2.8. Оброблення фасонною фрезою складної поверхні

Зазначимо, що формоутворюючі рухи:

1 – копіювання $\Phi=0$;

2 – дотику $\Phi_v(O_1)$; $\Phi_s(\Pi_2)$;

а установчі рухи - Уст (Π_3); Уст (Π_4).

Також рухи врізання - Вр (Π_2).

Проведений аналіз дозволяє зробити висновок, що забезпечення формоутворення на розглядуваному верстаті можна досягнути, якщо забезпечити комплекс 4 рухів. Серед них – це рух обертання фрези O_1 . Цей рух є головним. Інші рухи – це рухи поступальних подач вздовж відповідних координат (в загальному випадку можуть надаватись як заготовці, так і інструменту), зокрема - P_2 –поперечної подачі; P_3 –поздовжньої подачі; P_4 – вертикальної подачі.

Цей аналіз є основою [17,18] для обґрунтованого вибору компоновки верстату.

2.4. Оптимізація компоновки верстату

Для вибору оптимального вирішення компоновувальної побудови верстату слід створити матрицю можливих компоновок.

В подальшому необхідно відібрати ті формули компоновок, що задовольняють всім заданим умовам відбору [19].

Створення матриці компоновок почнемо із запису структурних формул варіантів. Для більшості фрезерних верстатів є характерним, що вони мають 5-6 блоків, а саме 4 блоки: X, Y, Z, O і 2 блоки, що стосуються поворотного стола і інструментального шпинделя.

Для спрощення структурних формул верстату можна: поворотний стіл розглядати взагалі як виконання конструкції стола, а щодо інструментального шпинделя, то вважати, що у формулі він перестановкам не підлягає. Тоді матимемо 4 розряди у структурних формулах.

Основним принципом створення матриці можливих компоновок є базування на модульному комплекті [20]. Цей комплект - це найменший склад блоків для здійснення технологічної операції. Тому комплект включає стаціонарний блок і ряд рухомих блоків. Всі вони призначені для виконання як формоутворюючих рухів, так і інших виконавчих рухів.

Замінімо формоутворюючі та інші рухи верстату за допомогою вказаних блоків, що входять до компоновок:

$$O_1 \rightarrow C; P_2 \rightarrow X; P_3 \rightarrow Y; P_4 \rightarrow Z$$

Отже, шуканий модульний комплект буде мати вигляд:

$$MK\ CXYZ = \{0\},$$

де у формулі позначено, стаціонарний блок літерою 0, блок інструментального шпинделя – великою буквою С, а блоки координатних переміщень відповідно - X,Y,Z.

Така структура передбачає 24 можливі перестановки. При цьому не враховуватимемо варіанти з вертикальним і горизонтальним шпинделем, бо ми проектуємо структуру вертикальної компоновки.

Найважливішим є розряд стаціонарного блоку (позначається як 0). Розряд вертикального рухомого блоку позначається як 1. Стаціонарний блок відповідає за розподіл рухів між заготовкою та інструментом. Вертикально-рухомих блоків у компоновці – один, а горизонтально-рухомих – 2.

Врахувавши дві основні координати можна перейти до простої двомірної матриці з попарним записом горизонтально-рухомих блоків [19].

Позначимо вертикально-рухомий блок цифрою 1, а горизонтально-рухомий блок як не вертикально-рухомий, тобто $\bar{1}$. Тоді для можливих варіантів компоновок двомірна матриця $\|A\|$ матиме вигляд [19]:

$$\|A\| = \begin{vmatrix} \bar{1}\bar{1}\bar{0} & \bar{1}\bar{0}\bar{1} & \bar{1}\bar{0}\bar{1} & 0\bar{1}\bar{1} \\ \bar{1}\bar{1}\bar{0} & \bar{1}\bar{0}\bar{1} & \bar{1}\bar{0}\bar{1} & 0\bar{1}\bar{1} \\ \bar{1}\bar{1}\bar{0} & \bar{1}\bar{0}\bar{1} & \bar{1}\bar{0}\bar{1} & 0\bar{1}\bar{1} \\ \bar{1}\bar{1}\bar{0} & \bar{1}\bar{0}\bar{1} & \bar{1}\bar{0}\bar{1} & 0\bar{1}\bar{1} \\ \bar{1}\bar{1}\bar{0} & \bar{1}\bar{0}\bar{1} & \bar{1}\bar{0}\bar{1} & 0\bar{1}\bar{1} \\ \bar{1}\bar{1}\bar{0} & \bar{1}\bar{0}\bar{1} & \bar{1}\bar{0}\bar{1} & 0\bar{1}\bar{1} \end{vmatrix}$$

Далі, зважаючи на розробку нами компоновки власне вертикально-фрезерного верстату, утворимо з матриці $\|A\|$ матрицю вертикальних компоновок. Для цього замінимо позначення блоків цифрами позначеннями блоків знаками X,Y,Z.

При цьому врахуємо картину системи координат (рис. 2.9).

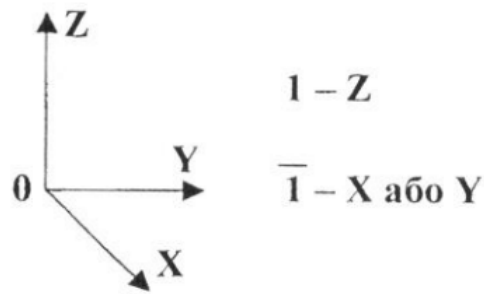


Рис. 2.9. Система координат для побудови вертикальних компонок

Отже, матриця вертикальних компонок матиме вигляд

$$\|V\| = \begin{vmatrix} ZXY0 & ZX0Y & Z0XY & 0ZXY \\ ZYX0 & ZY0X & Z0YX & 0ZYX \\ YZX0 & YZ0X & Y0ZX & 0YZX \\ XZY0 & XZ0Y & X0ZY & 0XZY \\ XYZ0 & XY0Z & X0YZ & 0XYZ \\ YXZ0 & YX0Z & Y0XZ & 0YXZ \end{vmatrix}$$

Тепер сформулюємо умови відбору шуканих варіантів компонок. При цьому застосовуємо методи визначення компонок за внутрішнією структурою і найважливішими ознаками конструкції. Визначені умови впливають із завдання на проектування та сприяють забезпеченню якості верстату.

Вважаємо, що верстат повинен бути середнім за масою. Також вага оброблюваної заготовки теж повинна бути відповідною. Тоді перші 2 умови запишуться так [19]:

Умова M1.1. «Виключення впливу маси заготовки при підніманні і опусканні»

При цьому структурна ознака: «заготовка не має вертикального переміщення»

Формула множини:

$$\emptyset + \bar{1}\bar{1}01 + \bar{1}0\bar{0}\bar{0} + 0\bar{0}\bar{0}\bar{0}$$

Інша умова МЗ.1. «Зменшення вертикально-переміщуваних та консольних мас».

Для цієї умови структурна ознака:

«вертикально-рухомий блок є кінцевим блоком».

Таким чином, отримуємо формулу множини у вигляді:

$$\bar{1}\bar{1}\bar{1}0 + \bar{0}\bar{1}\bar{0}\bar{0} + \bar{0}\bar{0}\bar{1}\bar{0} + \bar{0}\bar{1}\bar{1}\bar{1}$$

Розглянемо також умову, що забезпечує для вузлів підвищення точності їх позиціювання.

Це умова МЗ.3. Вона сформульована у вигляді «Рухомі маси розподілені між двома гілками компоновки».

Умові відповідає структурна ознака: «рухомі блоки розташовані по обидва боки від стаціонарного»

Відповідна формула множини:

$$\emptyset + \bar{0}\bar{0}\bar{0}\bar{0} + \bar{0}\bar{0}\bar{0}\bar{0} + \emptyset$$

Таким чином, перейдемо до визначення структурних формул компоновочних рішень, які б забезпечували всі вказані умови відбору.

Визначення цих компоновок знаходимо шляхом застосування математичного перетину множин. Тоді

$$\begin{array}{r} \emptyset + \bar{1}\bar{1}01 + \bar{1}0\bar{0}\bar{0} + \bar{0}\bar{0}\bar{0}\bar{0} \\ \bar{1}\bar{1}\bar{1}0 + \bar{0}\bar{1}0\bar{0} + \bar{0}0\bar{1}\bar{0} + \bar{0}\bar{1}\bar{1}\bar{1} \\ \emptyset + \bar{0}\bar{0}\bar{0}\bar{0} + \bar{0}\bar{0}\bar{0}\bar{0} + \emptyset \\ \hline \emptyset + \bar{1}\bar{1}0Z + \emptyset + \emptyset \end{array}$$

Як результат математичного відбору бачимо, що всім викладеним вище умовам відповідає компоновка типу

$$\bar{1}\bar{1}0Z$$

Замінімо в цій компоновці горизонтально-рухомі блоки на відповідні переміщення вздовж осьових координат. Тоді матимемо формули компоновок: $XY0Z$ і $YX0Z$. Додамо до цих формул позначення шпинделя заготовки. В результаті отримаємо $XY0ZC_v$ і $YX0ZC_v$.

Побудуємо конструктивно варіанти знайдених компоновочних рішень відповідно до їх структурних формул (рис. 2.10).

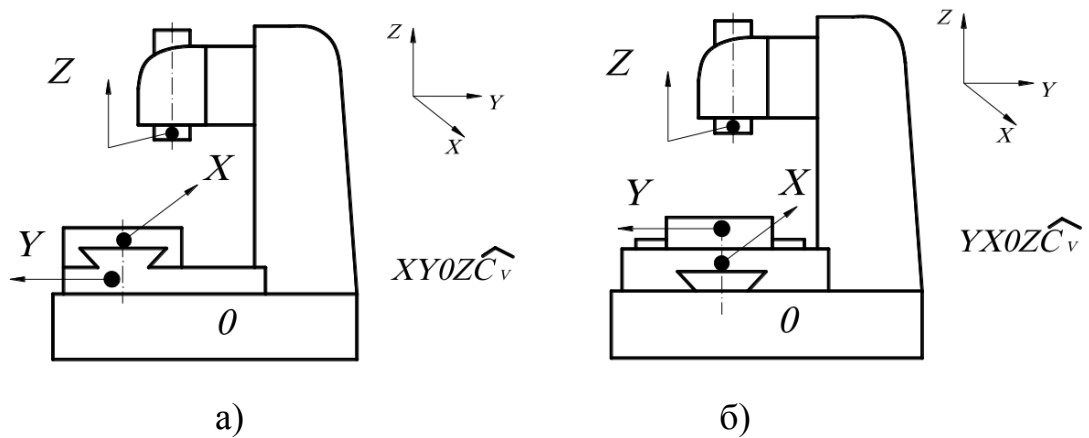


Рис. 2.10. Варіанти компоновок вертикально-фрезерних верстатів
шуканої структури

Знайдені шукані компоновки відрізняються між собою тим, як розміщені горизонтально-рухомих вузли, які позначені як X та Y.

При виборі оптимальної компоновки маємо на увазі показники якості. Серед таких основних показників: точність, жорсткість та вібростійкість компоновки.

Попередній аналіз з врахуванням характеристик завдання на роботу, а також детальний розгляд компоновки вибраного верстату-прототипу дозволяє стверджувати про обґрунтований вибір шуканого типу компоновки, що ілюструється рис. 4.2, а.

2.5. Вибір кінематики і структури приводу

Робочі органи верстату приводяться в роботу комплексом пристроїв, що називаються приводом. Є приводи головного руху, рухів подач та інші. Серед них розрізняють приводи головного руху розрізняють відповідно до виду привідного двигуна [17,18]. Важливими є компоновка і те, як перемикаються частоти обертання.

Забезпечення рухів формоутворення задля виконання виконання робочого процесу є основним завданням приводів верстатів.

Відповідно компоновка приводу головного руху впливає із загальної компоновки верстату. Така компоновка безпосередньо визначається функціональним призначенням верстату, відповідним типорозміром. Дуже істотним є характер і порядок зв'язків між функціональними елементами приводу, а саме – двигуном, коробкою швидкостей і шпindelним вузлом.

В процесі удосконалення електродвигунів постійного і змінного струму, а також їх систем регулювання стало зрозумілим, що можна відмовитися в більшості випадків від механічних коробок швидкостей. При цьому шпindelну бабку доцільно виконувати окремо - у вигляді уніфікованого вузла.

Якщо мова йде про приводи із головним рухом обертання (як в нашому випадку), то можна використовувати зубчасті або пасові передачі. В той же час, зважаючи на те, що робочі швидкості верстатів змінюються в широких межах, треба забезпечувати певний діапазон регулювання.

На основі проведеного літературного аналізу зазначимо, що на практиці використовують різні структури приводів [18]. Серед них вирізняються:

- прямі приводи (вони передбачають наявність двигуна, з'єднаного через муфту із робочим органом);
- приводи, що мають проміжкові механічні передачу (пасову);
- приводи з додатковими коробками швидкостей (2-4 ступеневі), що забезпечують розширення діапазону;
- мотор-шпindelі, що передбачають інтегрування двигуна у систему.

Для проектованого випадку виберемо для шуканої структури тип приводу на основі двигуна постійного струму, який через зубчасто-пасову передачу пов'язаний із шпindelем (рис. 2.11).

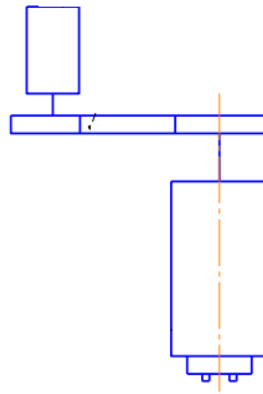


Рис. 2.11. Схема приводу головного руху

Щодо вибору електродвигуна, то слід зазначити, що електродвигуни є регульованими і нерегульованими. При цьому, для двигуна регулювання частоти обертання вала здійснюється в двох областях:

- від мінімальної частоти n_{\min} до номінальної n_n частоти обертання (це характеризується постійним крутним моментом)
- і від n_n до n_{\max} (тоді маємо справу із постійною потужністю).

Таким чином, у структурі загального діапазону D_d регулювання двигуна виділяють діапазон D_n регулювання при постійній потужності і діапазон регулювання D_m при постійному моменті. Ці складові різні для різних двигунів і також залежать від способів регулювання.

Щоб перейти до вибору електродвигуна визначимо діапазон регулювання шуканого приводу. Раніше нами були пораховані екстремальні швидкості різання для різних методів обробки. Перейдемо до визначення мінімальної та максимальної частот обертання шпинделя і для цих розрахованих швидкостей різання використаємо відому формулу [13]:

$$n_{\min} = \frac{1000V_{\min}}{\pi D_{\max}}, n_{\max} = \frac{1000V_{\max}}{\pi D_{\min}}. \quad (2.3)$$

де D – діаметр фрези (максимальне та мінімальне значення).

При діаметрах фрези $D_{\max}=150\text{мм}$ і $D_{\min}=20\text{мм}$

матимемо $n_{\min}=29\text{об/хв.}$; $n_{\max}=4760\text{об/хв.}$

Тоді визначимо діапазон регулювання $R=160$.

Розрахуємо частоту обертання n_p . На цій частоті крутний момент повинен бути максимальним.

Вказану частоту можна визначити із нерівності:

$$n_{\min} \sqrt[4]{R} \leq n_p \leq \sqrt[3]{R}.$$

Після підстаноки відповідних значень отримаємо, що можна прийняти

$$n_p=160\text{об/хв.}$$

Визначимо силові характеристики верстату, тобто зусилля та потужність різання та відповідний максимальний крутний момент.

Перш за все зупинимось на визначенні тангенціальної компоненти зусилля різання, тобто кругової сили при фрезеруванні [13]:

$$P_z = \frac{10C_p t^x s_z^y B^u z}{D^q n^w} K_{MP}. \quad (2.4)$$

де C_p – сталий коефіцієнт; D – діаметр фрези; t – глибина різання; s_z – подача на зуб при фрезеруванні; B – ширина різання; n - частота обертання шпинделя; z – кількість зубів фрези; x, y, u, q, w – показники ступенів при відповідних величинах; K_{MP} - коефіцієнт стосовно до фактичних умов фрезерування.

Відповідні дані для розрахунків збираємо у таблиці 2.6.

Таблиця 2.6

Дані для розрахунку тангенціальних сил різання

	Конструкційна сталь	Сірий чавун	Алюміній
C_p	825	54.5	206
q	1.3	1	1,3
x	1	0.9	1
y	0.75	0.74	0.75
u	1.1	1	1.1
w	0.2	0	0.2
K_{MP}	0.94	1	0,94

Пораховані значення зусиль компонуємо у таблиці 2.7.

Таблиця 2.7

Результати розрахунків головних складових сил різання, Н

	D _{min} =20мм		D _{max} =150мм	
	t _{min} = 0,5мм	t _{max} = 6 мм	t _{min} =0,5мм	t _{max} =6 мм
Сталь 45	106,4	1161	347.5	3943
СЧ20	91.4	2243	201.4	3758
Алюміній	53,1	290.3	83.2	986

Таким чином, ми отримали, що максимальне значення тангенціальної сили при чорновому різанні складає 3943 Н, а при чистовому фрезеруванні 347,5 Н. Можемо визначити також інші складові зусиль різання, користуючись формулами [13] для горизонтальної складової $P_h=0,4 \times P_z$; для вертикальної - $P_v=0,85 \times P_z$; для радіальної - $P_y=0,4 \times P_z$ і для осьової – $P_x=0,5 \times P_z$.

Це дає можливість отримати значення зусиль для:

- чорнового фрезерування: $P_h=1577\text{Н}$; $P_v=3350\text{Н}$; $P_y=1577\text{Н}$; $P_x=1970\text{Н}$;
- чистового фрезерування: $P_h=140\text{Н}$; $P_v=297\text{Н}$; $P_y=140\text{Н}$; $P_x=175\text{Н}$.

Для розрахунку шпинделя на жорсткість користуються формулою, яка визначає рівнодійне зусилля у двох площинах, тобто

$$P_{yz} = \sqrt{P_y^2 + P_z^2}.$$

Відповідно для чорнкової і чистової обробки ці сили матимуть значення: 4250Н і 350НМ

Перейдемо до визначення потужності різання (кВт). Скористаємось формулою [13]:

$$N_z = \frac{0,001 P_z V}{60}. \quad (2.5)$$

де V – швидкість різання.

Результати розрахунків потужностей різання зводимо у таблиці 2.8:

Результати розрахунків потужностей при фрезеруванні

	$D_{\min}=20\text{мм}$		$D_{\max}=150\text{мм}$	
	$t_{\min}=0,5\text{мм}$	$t_{\max}=6\text{мм}$	$t_{\min}=0,5\text{мм}$	$t_{\max}=6\text{мм}$
Сталь 45	0,531	3,131	1,681	10,3
СЧ20	0,4	3,9	0,866	6,33
Алюміній	0,05	0,097	0,057	0,227

Бачимо, що максимальне значення потужності різання досягає значення 10,3 кВт.

Визначимо фрезерного верстату максимальний крутний момент на його шпинделі. Скористаємось методикою ЭНИМС для верстатів з ЧПК. При цьому рекомендується використовувати формулу моменту, Нм [18]

$$M_{\max} = C_1 t s_z z K_1, \quad (2.6)$$

де C_1 – коефіцієнт щодо питомого крутного моменту, (для нашого випадку $C_1=55\text{м/мм}^2$); K_1 – коефіцієнт динамічного навантаження при фрезеруванні (1,1...1,4). Кількість зубів z стосується торцевої твердосплавної фрези максимального діаметру (приймаємо 8).

Підставляючи відповідні значення отримаємо для менших динамічних навантажень значення $M_{\max}=186\text{ Нм}$.

На практиці проведена велика кількість статистичних досліджень, що стосувались фактичного завантаження фрезерних верстатів. Такі дослідження показують, що повна потужність приводу у третій частині діапазону регулювання знизу відповідного графіку не використовується.

Для вертикально-фрезерних верстатів з програмним керування режим навантаження змінюється. При цьому він носить повторний, але короткочасний характер. З цієї причини для приводу головного руху короткочасне перевантаження електродвигуна можна допускати.

Таким чином, можемо перейти до визначення потужності двигуна. Як вже було показано, максимальна потужність різання згідно технологічних розрахунків становила $N_{\max}=10,3$ кВт (табл. 2.7)

Потрібну потужність двигуна попередньо можна визначити так [17]:

$$N_D = N_{\max} / \eta,$$

де η – коефіцієнт корисної дії приводу.

Оскільки наш привід складається із 2-х елементів, то його ККД визначимо за формулою:

$$\eta = \eta_1 \eta_2,$$

де $\eta_1=0,97$ – ККД зубчасто-пасової передачі;

$\eta_2=0,99$ – ККД тертя однієї пари підшипників.

Отже, $N_D=10,173$ кВт.

Зупинимост на виборі двигуна постійного струму. Скористаємось двигунами продукції фірми «Franz Kessler» серії DMQ1320.L. При цьому вибираємо двигун із повітряним охолодженням. Характеристики двигуна такі:

- номінальна частота обертання 500об/хв;
- максимальна частота обертання 6000об/хв;
- номінальна потужність 13.5 кВт;
- номінальний крутний момент 143 Нм.

Визначимо діапазон регулювання за умови постійної потужності :

$$R_D = n_{D_{\max}} / n_{D_{\text{ном}}},$$

де $n_{D_{\max}}$ – максимальна частота обертання вала двигуна,
 $n_{D_{\text{ном}}}$ – номінальна частота обертання вала двигуна.

Підставивши значення у формулу маємо:

$$R_D=6000/500=12.$$

Також визначимо діапазон регулювання за умови постійної потужності:

$$R_M = n_{\max} / n_p,$$

де n_{\max} – максимальна частота обертання шпинделя;
 n_p – частота обертання шпинделя за умови прикладення максимального обертового моменту.

Підставляючи відповідні значення, отримуємо:

$$R_M = 4800 / 160 = 30.$$

Побудуємо діаграму потужності. Для цього визначаємо потужність двигуна [17]:

$$N_D = N_{ef} + N_{xx} + N_{дод}$$

де N_{ef} – ефективна потужність різання;

$N_{x.x}$ – потужність, втрачена на холостому ході;

$N_{дод}$ – додаткові втрати.

Ефективна потужність визначена раніше при відомому M_{\max} складає 10,3 кВт.

Визначимо втрати на холостому ході. Такі втрати потужності визначаються за формулою [18]:

$$N_{x.x} = \frac{d}{10^6} \left(\sum n + k_1 \frac{d_0}{d} n_0 \right) k_2,$$

де d – середній діаметр підшипників проміжкових валів, мм;

d_0 – діаметр шийок шпинделя, мм;

$\sum n$ – сума частот обертання проміжкових валів, об/хв;

n_0 – частота обертання шпинделя, об/хв;

$k_1 = 1,5..2,0$ – коефіцієнт втрат за рахунок попереднього натягу;

$k_2 = 3..5$ – коефіцієнт досконалості змащення.

Для розрахунку нашого приводу визначаємо гілку, до якої входить зубчасто-пасова передача. Ця передача передає обертовий момент на шпindel. Тоді

для такої гілки $-d=45$ мм; $\sum n=4800$ об/хв; $n_0=6000$ об/хв.

Обмежимо значеннями $k_1=1,5$; $k_2=3$.

Тоді після підстановки даних отримаємо $N_{x.x.}=1,73$ кВт.

Згідно до джерела [18] додаткові втрати можуть становити 10-15% від загальної суми ефективної потужності і втрат на холостому ході.

Тоді:

$$N_{\text{дод}}=(10,3+1,73)0,1=1,2\text{кВт.}$$

Таким чином, сумарна потужність становитиме:

$$N_{\text{д}}=10,3+1,73+1,2=13,23\text{ кВт.}$$

Тому вибраний нами раніше двигун фірми «Franz Kessler» серії DMQ132.L ($N_{\text{д}}=13,5$ кВт) залишаємо для подальшого розрахунку. Побудуємо діаграму потужності, яка стосується шпинделя верстату (рис. 2.12):

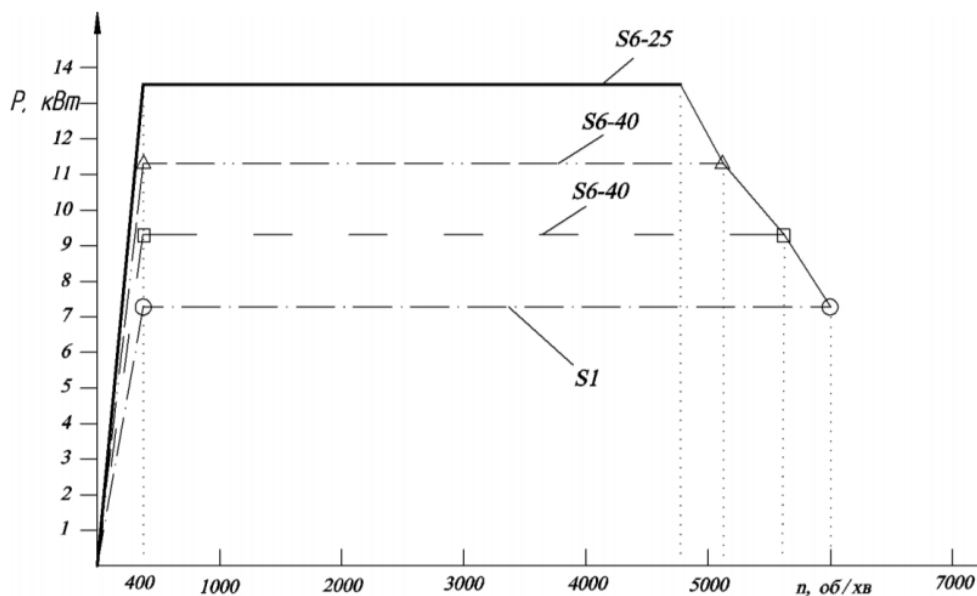


Рис. 2.12. Діаграма потужності верстату

Проведемо розрахунок зубчастої пасової передачі, яка входить до складу приводу.

За матеріал шківів приймемо алюмінієвий сплав АЛ-2. В якості матеріалу зубчастого паса візьмемо еластичну маслостійку гуму. Гума є армованою сталевими тросиками. За діючими галузевими стандартами [18] основні параметри пасової передачі приймаємо такими:

$m=r/\pi$ - модуль зубців;

де r – крок зубців паса.

Відповідно до [20] приймаємо модуль зубчастих коліс $m=5$ мм. Тоді

- крок зубців паса – $p=15,7$ мм;
- висота вершин зубців – $h=0,6m=3$ мм;
- найменша товщина зубців – $s=m=5$ мм;
- кут профілю зубців $2\beta=40^\circ$;
- товщина паса у впадинах $H=m+1=6$ мм.

Рекомендується, що мінімальна кількість зубців меншого шківа становить $z_1=16\dots 20$. Приймаємо $z_1=20$.

Передаточне відношення передачі визначаємо як відношення максимальної кількості обертів шпинделя до максимальної кількості обертів двигуна:

$$u_{II}=n_{ум}/n_{об}=4800/6000=0,8.$$

Визначаємо кількість зубців більшого шківа. Цей шків розміщений на шпинделі:

$$z_2=z_1/u_{II}=25.$$

В результаті приймаємо $z_2=25$ зубів.

При цьому дійсна величина передаточного відношення дорівнює 0,8.

Визначаємо діаметри ділільних кіл шківів. При цьому користуємось відомою формулою $d=mz$.

Після обчислення отримаємо: $d_1=100$ мм; $d_2=125$ мм.

Прийнявши при діаметру тросика 0,8мм величину $\Delta=1,3$ мм, знаходимо зовнішні діаметри шківів для зубчастих пасів: $d_{a1}=97,4$ мм; $d_{a2}=122,4$ мм.

Приймаємо між пасом та шківом однакові зазори: бічний та радіальний $f=e=1,5\text{мм}$.

Визначаємо міжосьову відстань:

$$a=(0,5\dots 2,0)(d_1+d_2)=112,5\dots 450\text{мм}.$$

Розрахункова довжина паса

$$l^I = 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_1 - d_2)^2}{4a},$$

Отже $l^I=754,03\text{мм}$.

Обчислюємо потрібну кількість зубів паса за формулою:

$$Z_{II} = l^I / (\pi m) = 48,03.$$

Округлюємо кількість зубців паса до найближчого нормалізованого значення.

Приймаємо $Z_n=50$.

Знаходимо дійсну довжину паса:

$$L = \pi m Z_{II} = 785\text{мм}.$$

Визначаємо реальну міжосьову відстань за формулою [18]:

$$a_p = \frac{\left[2l - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{\left[2l - \pi(d_1 + d_2) \right]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right]}{8}.$$

Таким чином одержимо $a=207,3\text{мм}$.

Знаходимо кількість зубців паса, що знаходяться в зачепленні з малим шківом:

$$z_{21} = \frac{z_1 \alpha}{360} = \frac{20 * 170,3}{360} = 9,46 > 6,$$

$$\alpha = 180 - \frac{180}{\pi} \left(\frac{d_2 - d_1}{a} \right) = 180 - \frac{180}{\pi} \left(\frac{125 - 100}{207,3} \right) = 172,3.$$

Умова мінімуму кількості зубів, що перебувають в зачепленні в цьому випадку виконується.

Визначаємо ширину паса за формулою:

$$b \geq \frac{2T_1}{d_1[q]},$$

де $T_1=144\text{Нм}$ – максимальний крутний момент на шпинделі;

$$[q]=q_0C_p=30 \cdot 0,95=28,5.$$

Після підстановки значень отримаємо теоретичну ширину паса:

$$b \geq \frac{2 \cdot 185,4 \cdot 10^3}{125 \cdot 28,5} = 78,5\text{мм}.$$

Приймаємо, що ширина паса 80мм.

Попередній натяг у зубчастій пасовій передачі потрібен тільки для усунення зазорів у зачепленні та правильного набігання на шків:

$$F_0=(1,1 \dots 1,3)F_g$$

де F_g - додатковий натяг паса від дії відцентрових сил обчислюється за формулою:

$$F_g=\rho AV^2,$$

де ρ – густина матеріалу паса $\rho=1150\text{кг/м}^3$;

A – площа найменшого перерізу, $A=480\text{мм}^2$;

V – максимальна колова швидкість; $V=31,4\text{м/с}$.

Отже, $F_g=28,2\text{Н}$.

Сила попереднього натягу паса при цьому дорівнює $F_0=31 \dots 37\text{Н}$. Приймаємо величину 40Н.

Навантаження на вали зубчастої пасової передачі обчислимо так:

$$R_e = (1 \dots 1,2) F_t = (2 \dots 2,4) \frac{T_1}{d_1},$$

де T_1 – крутний момент на вхідному валу:

$T_1=143\text{Нм}$ – при чорновій обробці;

$T_1=22\text{ Нм}$ – при чистовій обробці

d_1 – діаметр ділильного кола ведучого шківа.

Тоді $R_e=2860 \dots 3432\text{ Н}$ - для чорнкової обробки;

$R_e=420 \dots 528\text{ Н}$ - для чистової обробки.

Приймаємо для чорнкової і чистової обробки відповідно величини 3400Н і 520Н .

2.6. Конструювання шпиндельного вузла верстату

При проектуванні шпиндельного вузла (ШВ) потрібно забезпечити:

- 1) Достатню радіальну і осьову жорсткість ШВ, що передбачає в процесі різання уникнення неприпустимих деформацій; виходячи з умови нормальної роботи підшипників згідно до нормалей верстатобудування мінімальна між опорна жорсткість регламентується величиною $250 \dots 500\text{Н/мкм}$;
- 2) Усталеність геометричної осі ШВ при обертанні, тобто належну точність обертання;
- 3) Підвищену динамічну якість, а отже, вібростійкість ШВ, яка регламентується амплітудою вібрацій переднього кінця шпинделя і визначається певною частотою власних коливань, що є нижчою від $500 \dots 600\text{ Гц}$;
- 4) Мінімальні температурні деформації ШВ і зменшене тепловиділення;
- 5) Достатню довговічність ШВ (вона в першу чергу залежить від довговічності шпиндельних опор).

Конструктивні виконання різних ШВ визначаються типом і призначенням верстату. При цьому враховують вимоги точності, специфічні умови роботи вузла і його опор та їх конструктивні особливості, зміну інструменту, заготовки, а також розміщення привідних елементів.

Проведемо вибір схеми компоновки ШВ.

Для вертикально-фрезерного верстату вибираємо схему ШВ із підшипниками кочення. Враховуючи характеристику швидкохідності ШВ призначаємо компоувальну схему шпиндельного вузла (рис. 2.13).

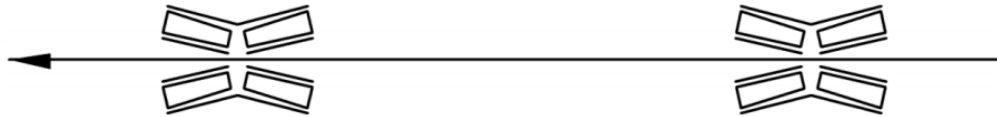


Рис. 2.13. Схема шпиндельного вузла (ШВ)

Відповідно до цієї схеми шпиндель підлягає монтажу на двох опорах. Кожна опора є роликотим конічним дворядним підшипником.

Призначаємо для передньої опори: дворядний підшипник роликотий конічний 97516 (серія легка широка); а для задньої опори - дворядний підшипник роликотий конічний 97514 цієї ж серії.

Для розрахунку жорсткості ШВ необхідно врахувати жорсткість опор вузла. Розрахункову схему розглянемо у вигляді балки на двох опорах (рис. 2.14). Врахуємо, що сила різання діє на передньому кінці шпинделя. На шпинделі закріплений також шків зубчастопасової передачі. Під час передачі крутного моменту шків створює додаткове зусилля, що чинить дію на тіло шпинделя.

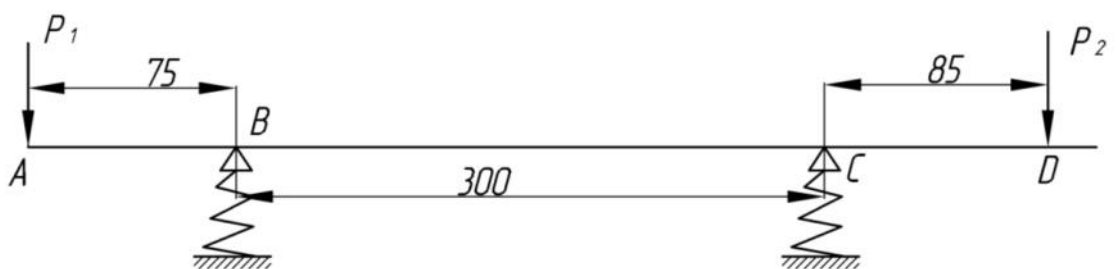


Рис. 2.14. Розрахункова схема ШВ

Перепади діаметрів - невеликі, тому зведений момент інерції шпинделя $I_{зв}$. визначаємо так:

$$I_{зв} = \frac{\sum_{i=1}^n I_i \cdot l_i}{\sum_{i=1}^n l_i},$$

де

$$I_i = \frac{\pi d_i^4}{64}.$$

Після підстановки значень відповідних величин у вказані формули одержимо:

$$I_1 = 2,84 \cdot 10^6 \text{мм}^4, \quad l_1 = 32 \text{мм};$$

$$I_2 = 1,97 \cdot 10^6 \text{мм}^4, \quad l_2 = 34 \text{мм};$$

$$I_3 = 1,99 \cdot 10^6 \text{мм}^4, \quad l_3 = 50 \text{мм};$$

$$I_4 = 1,69 \cdot 10^6 \text{мм}^4, \quad l_4 = 78 \text{мм};$$

$$I_5 = 1,37 \cdot 10^6 \text{мм}^4, \quad l_5 = 134 \text{мм};$$

$$I_6 = 1,22 \cdot 10^6 \text{мм}^4, \quad l_6 = 74 \text{мм};$$

$$I_7 = 0,95 \cdot 10^6 \text{мм}^4, \quad l_7 = 88 \text{мм};$$

$$I_8 = 0,53 \cdot 10^6 \text{мм}^4, \quad l_8 = 33 \text{мм}.$$

Підставляючи отримані значення моментів інерції ділянок шпинделя у наведену вище формулу визначимо зведений момент інерції:

$$I_{зв} = 1,44 \cdot 10^6 \text{мм}^4$$

Прикладемо в точках А і D одиничні сили і визначимо коефіцієнти впливу податливості шпинделя окремо від кожної з них.

Проведемо розрахунок податливості шпинделя від одиничної сили, прикладеної в точці А.

Визначаємо коефіцієнти впливу податливості за формулою:

$$\delta = \delta_{um} + \delta_{on},$$

де δ_{um} - коефіцієнт впливу податливості як для пружної балки на жорстких опорах;

δ_{on} - коефіцієнт впливу податливості як для балки жорсткої на пружних опорах.

Визначаємо δ_{um} використовуючи правило Верещагіна:

Для цього будуємо епюру згинальних моментів під дією одиничної сили, яка прикладена на робочому кінці шпинделя:

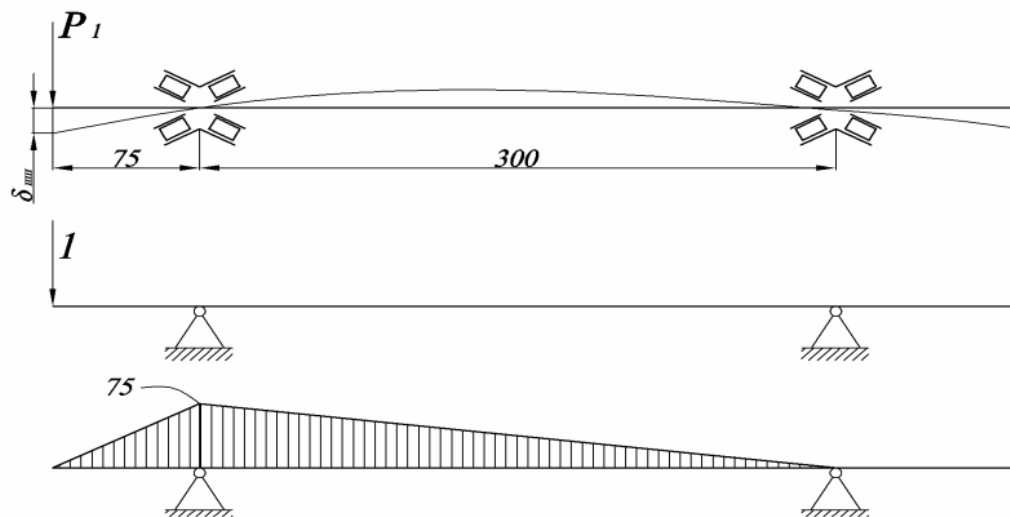


Рис. 2.15. Розрахункова схема відповідно до правила Верещагіна

Тоді $\delta_{um} = 2,44 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$.

Визначаємо δ_{on} . При цьому скористаємось схемою, зображеною на рис. 2.16.

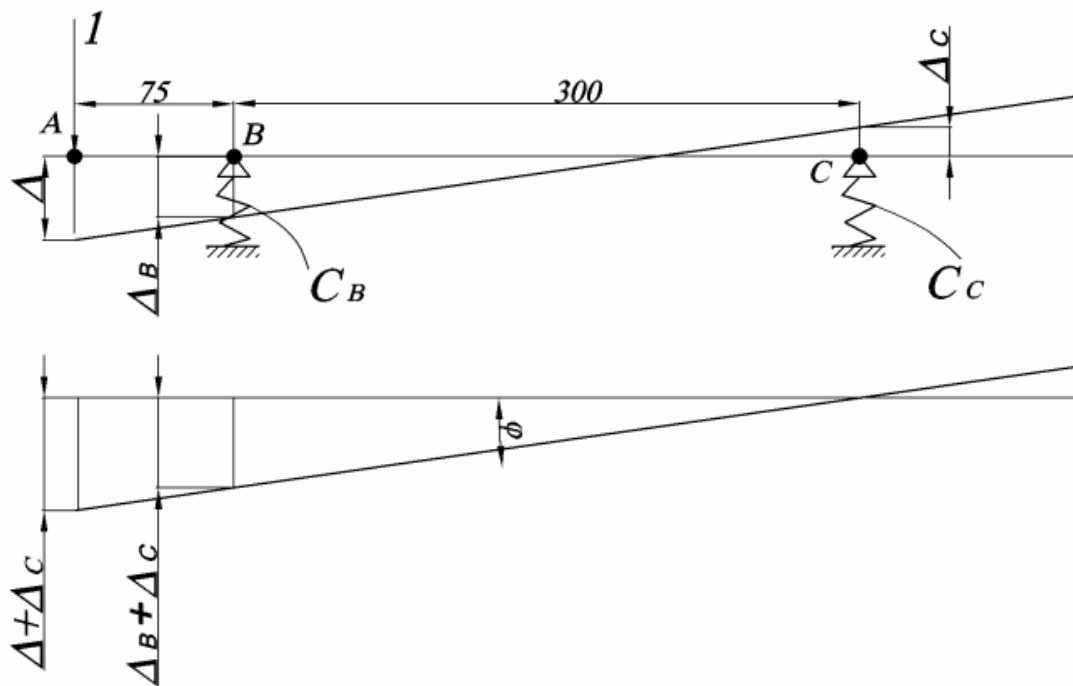


Рис. 2.16. Розрахункова схема для визначення δ_{on}

Використаємо правило подібності трикутників. Тоді:

$$\frac{\Delta + \Delta_C}{\Delta_B + \Delta_C} = \frac{375}{300}$$

Використаємо позначення величин з врахуванням жорсткостей:

$$\Delta_B = C_B R_B; \Delta_C = C_C R_c,$$

Тоді матимемо після відповідних підрахунків:

$$\Delta = 6,93 \cdot 10^{-7} \text{ мм/Н.}$$

Таким чином, сумарна податливість шпинделя внаслідок дії сили P_1 :

$$\delta_1 = 2,44 \cdot 10^{-6} + 6,93 \cdot 10^{-7} = 3,13 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н.}$$

Проведемо аналогічно розрахунок податливості шпинделя внаслідок дії одиничної сили, яка прикладена у точці D.

За вище зазначеною формулою:

$$\delta = \delta_{un} + \delta_{on},$$

визначаємо подібним чином коефіцієнти впливу податливості.

В даному випадку нам потрібно визначити прогин передньої частини шпинделя внаслідок дії сили, яка прикладена у точці D (рис. 2.17)

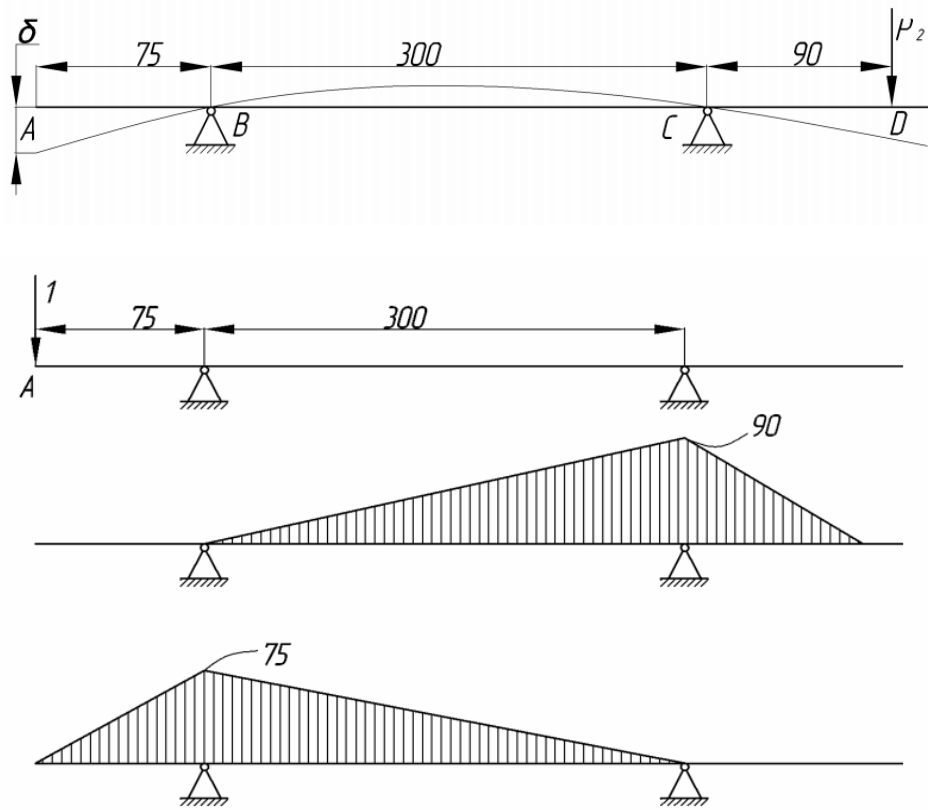


Рис. 2.17. Розрахункова схема і епюра згинальних моментів

Тоді маємо $\delta_{AD}^I = 1,77 \cdot 10^{-7}$ мм/Н.

Далі визначимо $\delta_{on} = \delta_{AD}^{II}$.

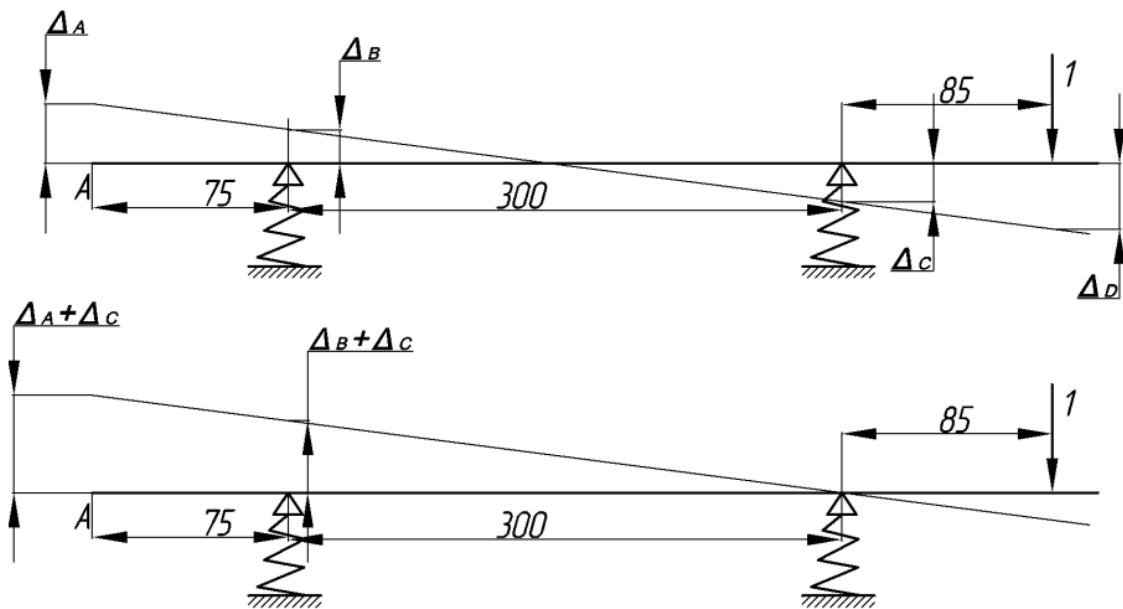


Рис. 2.18. Розрахункова схема для визначення δ_{AD}^{II}

Використовуючи подібність трикутників:

$$\frac{\Delta_B + \Delta_C}{\Delta_C + \delta_{AD}^{II}} = \frac{300}{300 + 75}.$$

Отже, матимемо в результаті:

$$R_C = 1,28 \text{ і } R_B = -0,28.$$

Таким чином, відповідний коефіцієнт податливості:

$$\delta_{AD}^I = 0,352 \cdot 10^{-7} \text{ мм/Н.}$$

Як результат знаходимо сумарну податливість для переднього кінця шпинделя внаслідок дії одиничної сили, яка прикладена у точці D:

$$\delta_2 = \delta_{AD} + \delta_{AD}^I = 1,77 \cdot 10^{-7} + 0,352 \cdot 10^{-7} = 1,522 \cdot 10^{-7} \text{ мм/Н.}$$

Знайдену податливість підставляємо у формулу, що описує визначення жорсткості $j = 1/\delta$.

Тоді матимемо, що величина жорсткості переднього кінця шпинделя внаслідок дії сили (зусилля різання), яка прикладена на передньому кінці шпинделя:

$$j = 319,2 \text{ Н/мкм.}$$

Відповідно до норм верстатобудування така жорсткість є достатньою для вертикально-фрезерного верстата.

Висновки по розділу 2

Щодо розділу 2 кваліфікаційної роботи робимо такі висновки:

- 1) Пропрацьовані технологічні передумови стосовно операції фрезерної обробки, які є основою для визначення кінематичних і силових характеристик і розробки структури і параметрів приводу головного руху верстату.
- 2) В якості верстату-аналогу для розробки подальшої прийнята модель верстату з ЧПК 6520Ф3.
- 3) Проведений детальний аналіз рухів формоутворення при обробці плоских поверхонь для фрезерного верстату із зазначенням основних рухів: виконавчих, установочних та врізання.
- 4) В результаті математичного відбору множини сформованих компонок запропонована оптимізована компоновка фрезерного верстату вертикальної структури.
- 5) Запропоновані графіки частот обертання і потужностей та представлена схема кінематичної структури вертикально-фрезерного верстату.
- 6) Здійснений розрахунковий аналіз елементів приводу головного руху і його виконавчого органу – шпindelної бабки, зокрема – зубчасто-пасової передачі і шпindelного вузла. На основі такого аналізу обрані шпindelні опори верстату, сконструйований шпindelний вузол та здійснена його перевірка з точки зору жорсткісних характеристик.

3. Науково-дослідна частина

3.1. Мета досліджень наукового характеру та порядок їх проведення

Метою наукових досліджень є обґрунтування передумов автоматичного регулювання крутним моментом при фрезеруванні для забезпечення стабільності процесу і вибір конструкторських рішень для такого керування.

Методику досліджень принципів і засобів регулювання крутним моментом при здійсненні процесу фрезерування можна згрупувати у таку послідовність:

- Аналіз регуляторних закономірностей нерівномірностей у процесі фрезерування плоских поверхонь;
- Виявлення характеру динамічних збурень в умовах регулювання режимів фрезерування;
- Розвиток і дослідження математичної моделі регулювання крутним моментом на фрезі в процесі фрезерування;
- Побудова і аналіз графічних реалізацій процесу управління режимом обробки з використанням впливу на крутний момент при фрезеруванні плоских поверхонь;
- Розробка технічних засобів регулювання крутним моментом в процесі здійснення фрезерування, вибір відповідних конструктивних рішень реалізації розв'язуваної проблеми і конструювання спеціальних інструментів;
- Побудова і дослідження математичної моделі динаміки шпиндельного вузла вертикально-фрезерного верстату і знаходження частот і форм власних коливань шпинделя;

3.2. Розробка моделі розрахунку. Характер динамічних збурень при керуванні режимом фрезерування

У моделях процесів обробки слід враховувати динамічні властивості технологічної системи [5,21].

У аналітичному розділі 1 показано, як формуються нерівномірності реалізації процесу фрезерування.

При цьому виявлено, що при фрезеруванні відбуваються зміни товщини зрізаного шару [6]. Такі зміни є непостійними і носять нерівномірний характер. Окрім того, можливими є коливання ширини зрізу у окремих випадках, визначених конструкцією інструменту, наприклад, під час оброблення фрезами із непрямыми зубами.

Також було показано (розділ 1), що для нерівномірного фрезерування притаманним є виникнення динамічних навантажень змінного характеру. Ці навантаження здійснюють шкідливий вплив на інструмент і загалом на фрезерний верстат. Такий вплив не сприяє забезпеченню необхідної точності оброблення та динамічній якості цього процесу. Нерівномірності фрезерування намагаються позбутись за рахунок створення таких умов здійснення фрезерування, щоб в будь який момент забезпечити постійність сумарної товщини різання всіма зубами фрези, а, отже, постійність величини сумарної сили, що діє на систему в процесі обробки.

Окрім того, технологічна система фрезерного верстату підлягає дії в загальному випадку випадкових динамічних зусиль [21]. При цьому важливості набуває характер збурюючих дій.

Отже, для реалізації певних алгоритмів керування процесом обробки слід приділити увагу динамічним особливостям автоматичного керування режимами[11].

Зазвичай мінімум функції мети процесу обробки розташований на границі допустимої області параметрів режиму [5]. При цьому оптимізацію доцільно проводити за рахунок одночасного регулювання елементів режиму s і v .

Зворотній зв'язок слід здійснювати за обмежувальними параметрами [11]. Цими параметрами можуть бути сила чи потужність різання, рівень вібраційного навантаження та інші. Щодо збурюючі дій, то ними є змінювання глибини різання, ширини фрезерування, твердості оброблюваного матеріалу, ступеню затуплення різальних лез, деяких інших величин. Найбільшу частоту зміни чинить глибина різання, тому саме це збурення може викликати найбільші значення динамічної похибки при перехідних процесах.

З'яви значних динамічних похибок слід очікувати при врізанні різального леза інструменту в заготовку. При цьому час зростання навантаження може складати лише декілька десятих долей секунди. В таких умовах зростання навантаження система регулювання повинна володіти високою швидкодією. Суттєво знизити динамічну похибку можна шляхом певного обмеження подачі врізання.

Іншою проблемою зменшення динамічних похибок є питання дії на систему періодичних навантажень. При фрезеруванні за рахунок підвищення швидкодії системи можна отримати суттєве вирівнювання навантаження на окремі зуби фрези при достатньо великій амплітуді періодичних збурень, що викликається, наприклад, радіальним биттям фрези.

Для спрощення розгляду і наглядності розглянемо застосування при обробці фрезеруванням ідеальної безінерційної автоматичної системи регулювання подачі. Як вже було показано у розділі 1, періодичний характер зміни навантаження на кожний зуб фрези зумовлений кінематичними особливостями вказаного процесу фрезерування. Наявність ексцентриситету, що виникає при згині оправки фрези, рівно як биття конуса шпинделя, а також похибки при виготовленні і загостренні різальних лез викликають періодичні низькочастотні збурення, які може в принципі відпрацювати система регулювання подачі. Розглянемо цей процес в деталях для схеми рис. 3.1.

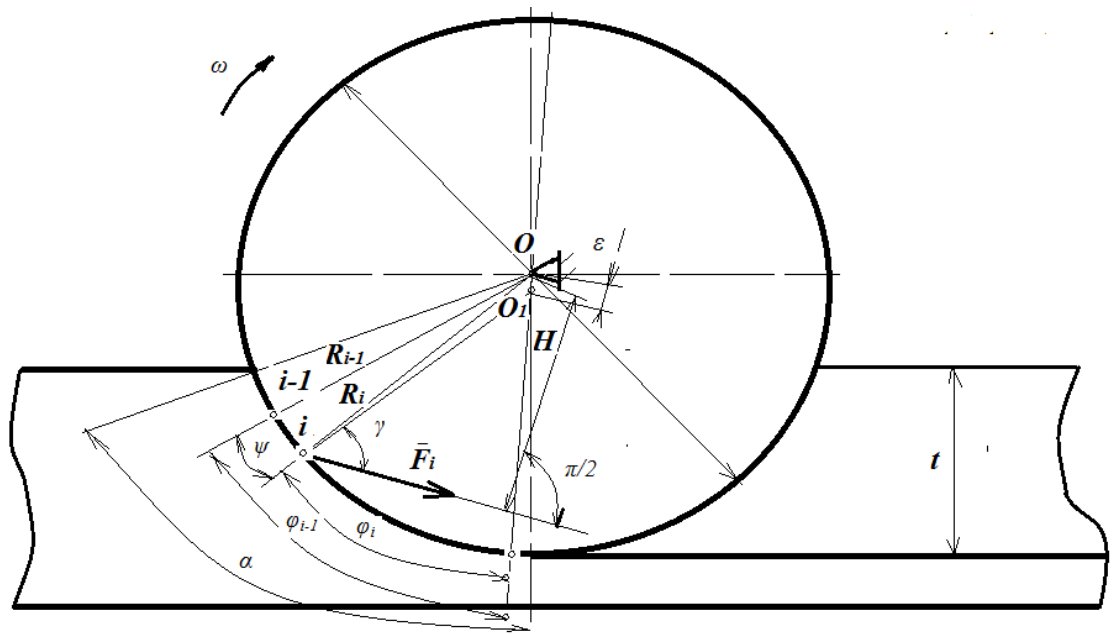


Рис. 3.1. Розрахункова схема роботи фрези за наявності радіального биття зубів інструменту

Розташування вершин зубів на різних відстанях від осі обертання фрези призводить до того, що максимальна товщина шару, що зрізається різними зубами, буде неоднаковою. Додатковий приріст товщини зрізу, що викликається вказаною причиною, дорівнює приросту радіусу: $R_i - R_{i-1}$. Власне самі радіуси визначаються з достатньою точністю за формулами:

$$R_i = \frac{D}{2} + \varepsilon \cos \varphi_i,$$

$$R_{i-1} = \frac{D}{2} + \varepsilon \cos(\varphi_i + \psi),$$

де D - діаметр фрези;

ε - сумарний ексцентриситет фрези відносно осі обертання O фрези;

φ_i - кутова координата миттєвого положення радіусу відносно діаметра, яка проходить через вісь обертання O і вісь фрези O_1 ;

ψ - кутовий крок зубів фрези, який наближено приймаємо постійним.

Таким чином, можна отримати миттєве значення приросту радіусу. Ця величина якраз дорівнює приросту товщини зрізуваного шару:

$$\Delta R_i = 2\varepsilon \sin \frac{\pi}{z} \sin\left(\varphi_i + \frac{\pi}{z}\right),$$

де z – кількість зубів фрези.

Очевидно, що можна отримати максимальні та мінімальні значення:

$$\Delta R_{i_{\max}} = 2\varepsilon \sin \frac{\pi}{z}, \text{ при } \varphi_i = \frac{\pi}{2} \left(1 - \frac{2}{z}\right);$$

$$\Delta R_{i_{\min}} = -2\varepsilon \sin \frac{\pi}{z}, \text{ при } \varphi_i = \pi \left(\frac{3}{2} - \frac{1}{z}\right).$$

Припустимо, що для миттєвого значення сили F_i можна застосувати лінійну залежність відносно товщини зрізуваного шару. Тоді можна перейти до виразу, що описує приріст сили за рахунок приросту товщини зрізу:

$$\Delta F_i = 2k_2 \varepsilon \sin \frac{\pi}{z} \sin\left(\varphi_i + \frac{\pi}{z}\right),$$

де k_2 - співвідношення сили і товщини зрізуваного шару при конкретних умовах роботи фрези.

Таким чином, якщо припустити, що величина H не змінюється миттєво, отримаємо вираз для моменту від вказаної різниці сил відносно осі обертання фрези:

$$Mom(\Delta F_i) = 2k_2 H \varepsilon \sin \frac{\pi}{z} \sin\left(\varphi_i + \frac{\pi}{z}\right).$$

Далі скористаємось принципом суперпозиції. Так, вважатимемо що сума моментів від вказаних різниць сил є лінійною функцією сумарного приросту товщин зрізу. Тоді миттєве значення приросту моменту, яке викликається радіальним биттям зубів, виразиться для фрези сумарно у вигляді:

$$\Delta M = \sum_{i=1}^{z_k} Mom = 2k_2 H \varepsilon \sin \frac{\pi}{z} \sum_{i=1}^{z_k} \sin\left(\varphi_i + \frac{\pi}{z}\right),$$

де z_k - кількість зубів фрези, які одночасно контактують із заготовкою.

Очевидно, що максимальне значення різниці моменту буде мати місце при максимальному значенні суми у правій частині цього рівняння. З

певними наближеннями можна припустити, що спрощений вираз для максимального значення приросту моменту матиме вигляд:

$$\Delta M_{\max} = 2k_2 H \varepsilon \sin \frac{\pi z_k}{z}.$$

Припустимо, що при регулюванні величина постійного моменту – $M_{\text{пост}}$. Величина биття не може бути більшою від значення, що викликає зміну моменту $M_{\text{пост}}$. Таким чином, можна знайти критичне значення ексцентриситету $M_{\text{пост}}$ якого ще можлива стабілізація моменту на фрезі:

$$\varepsilon_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{пост}}}{2k_2 H \sin \frac{\pi z_k}{z}}.$$

Таким чином, бачимо, що ця критична величина залежить від відношення числа зубів у контакті із заготовкою до кількості зубів фрези. Із рис. 3.1. бачимо, що

$$\frac{z_k}{z} = \frac{\alpha}{2\pi},$$

косинус кута α дорівнює

$$\cos \alpha = 1 - \frac{2t}{D},$$

тобто використовуючи ці дві формули, можна визначити значення $\varepsilon_{\text{кр}}$.

3.3. Динамічна модель формування товщини зрізу при фрезеруванні

Стабілізація зусиль різання і крутних моментів, що діють на фрезу в процесі її роботи, досягають перш за все зміною товщини зрізаного шару [22,23]. Як вже раніше вказувалось, товщина зрізу формується за рахунок двох рухів – головного руху (тобто руху у напрямку швидкості різання), а також іншого формоутворюючого руху – руху подачі.

Якщо припустити, що фрезерування здійснюється прямозубою фрезою, то побачимо (рис.3.2), що товщина зрізу кожним зубом фрези у напрямку подачі змінюється від нуля до певного максимального значення.

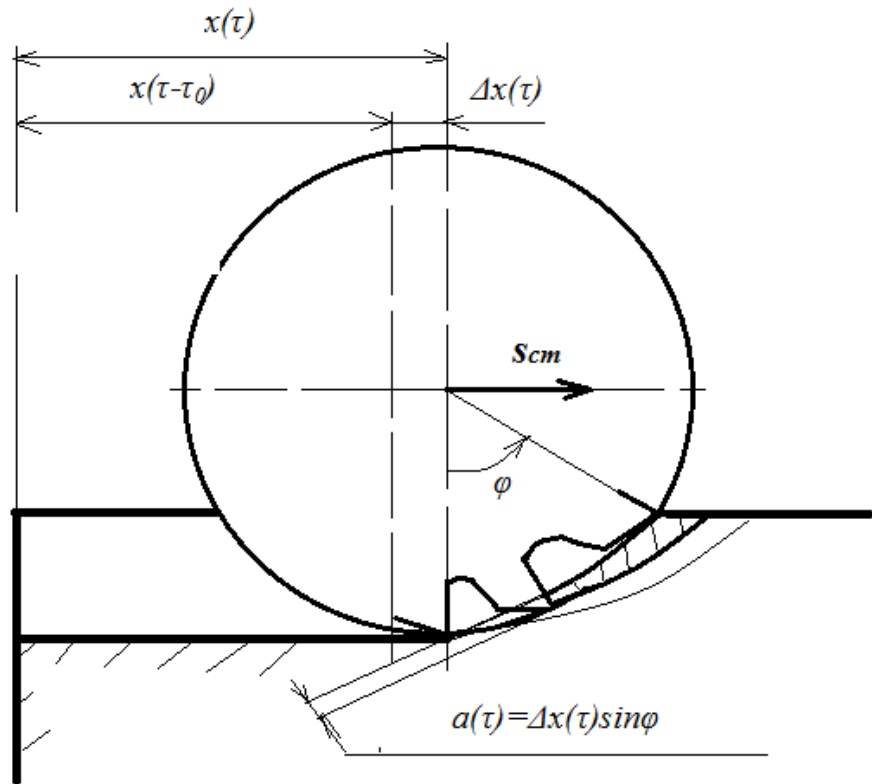


Рис. 3.2. Характер зміни товщини зрізу при фрезеруванні

Зауважимо, що кожен зуб фрези здійснює різання по сліду від попереднього зуба. Тому товщина зрізуваного шару залежить від двох факторів: різниці значень координат центру фрези і кута повороту зуба. Перша різниця може бути записана як

$$\Delta x(\tau) = x(\tau) - x(\tau - \tau_0),$$

де τ – час, $\tau > \tau_0$;

τ_0 – час повороту фрези на кутовий крок між зубами, причому:

$$\tau_0 = \frac{\tau_{об}}{z},$$

де $\tau_{об}$ – час одного оберту фрези;

z – кількість зубів фрези.

Кут φ_3 повороту зуба відраховується у напрямку перпендикуляру до оброблюваної поверхні, який опущений із центру обертання фрези. Тоді змінне значення в часі товщини зрізуваного шару можна записати у вигляді:

$$a(\tau) = [x(\tau) - x(\tau - \tau_0)] \sin \varphi_3.$$

В більш загальному вигляді цей вираз можна записати так:

$$a(\tau) = k(\tau)[x(\tau) - x(\tau - \tau_0)].$$

При цьому $k(\tau)$ – в загальному змінний коефіцієнт, який визначається миттєвим значенням кута повороту фрези.

В цьому рівнянні час відраховується від моменту дотику інструменту із заготовкою.

Можна представити формування товщини зрізу за допомогою апарату теорії автоматичного керування [8]. Таку схему можна представити так, як показано на рис. 3.3.

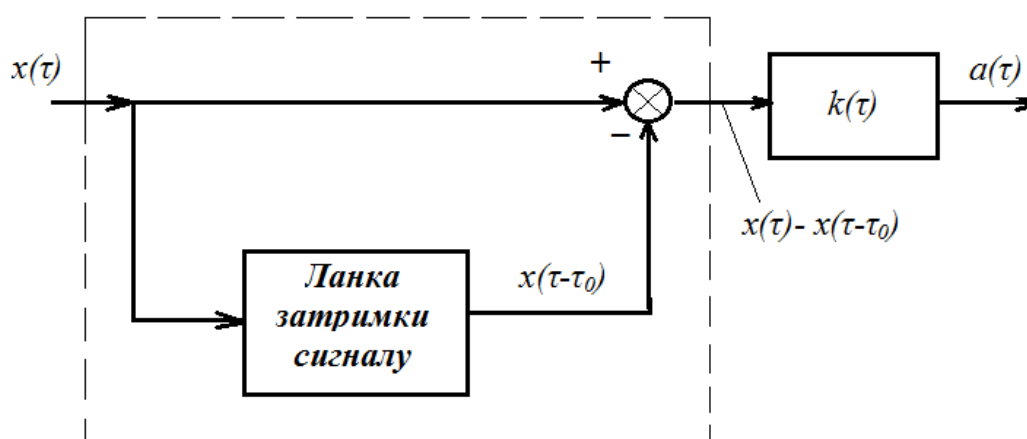


Рис. 3.3. Блок-схема формування товщини зрізу

Для виділеної пунктиром ланки (якщо умовно покласти, що $k(\tau) \equiv 0$), використовуючи перетворення Лапласа, зможемо перейти до наступної передаточної функції виділеної ланки:

$$W(p) = \frac{A(p)}{X(p)} = 1 - e^{-\tau_0 p}. \quad (3.1)$$

Ця передаточна функція і є власне динамічною моделлю формування товщини зрізуваного шару, яка враховує запізнення процесу.

На основі вказаного математичного виразу можна знаходити реакцію розглядуваної ланки на вхідний сигнал. Таким чином, знаючи вигляд функції $x(\tau)$ у часі, можна знайти зображення по Лапласу $A(p)$, а після цього і оригінал $a(\tau)$, тобто функцію, що описує зміну процесу утворення товщини стружки в часі.

Апріорі неможливо визначити вигляд функції $x(\tau)$, бо поведінка системи, що проектується наперед невідома. При цьому зауважимо, що у теорії автоматичного керування точність апроксимації вхідних рівнянь динамічних ланок оцінюють порівнянням частотних характеристик вхідної ланки і апроксимованої ланки.

Якщо на вхід розглядуваних ланок подати гармонійний сигнал $x(\tau)=B\sin\omega\tau$, то після закінчення перехідного процесу результуючі величини (вимушені коливання) будуть описуватись рівнянням $a(\tau)=C\sin(\omega\tau+\varphi)$. Відношення амплітуд $A=C/B$ і зсув по фазі φ залежать від частоти ω . Порівнюючи $A(\omega)$ і $\varphi(\omega)$ розглядуваних ланок можна достатньо точно говорити про допустимість пропонованої апроксимації [11].

Підставляючи величину $p=j\omega$ у формулу (3.1) отримаємо вирази для частотної передаточної функції та амплітудної та фазової характеристик вхідної ланки:

$$W(j\omega) = (1 - \cos \omega\tau_0) + j \sin \omega\tau_0. \quad (3.2)$$

$$A = |W(j\omega)| = 2 \left| \sin \frac{\omega\tau_0}{2} \right|. \quad (3.3)$$

$$\varphi = \operatorname{arctg} |W(j\omega)| = \operatorname{arctg} \frac{\sin \omega\tau_0}{1 - \cos \omega\tau_0}. \quad (3.4)$$

Амплітудну і фазову характеристики вхідної ланки представимо як зображено на рис. 3.4 (криві 1).

Частотні характеристики мають періодичний характер з періодом 2π . Максимальне відношення амплітуд на виході і вході ланки дорівнює 2, а мінімальне дорівнює 0. Стосовно до фрезерування фізичний зміст цього полягає в тому, що при вказаних умовах не відбувається додаткових змін товщини зрізу, тобто зміна товщини зрізу залежно від кута повороту зуба фрези відбувається так само, як і при рівномірній подачі.

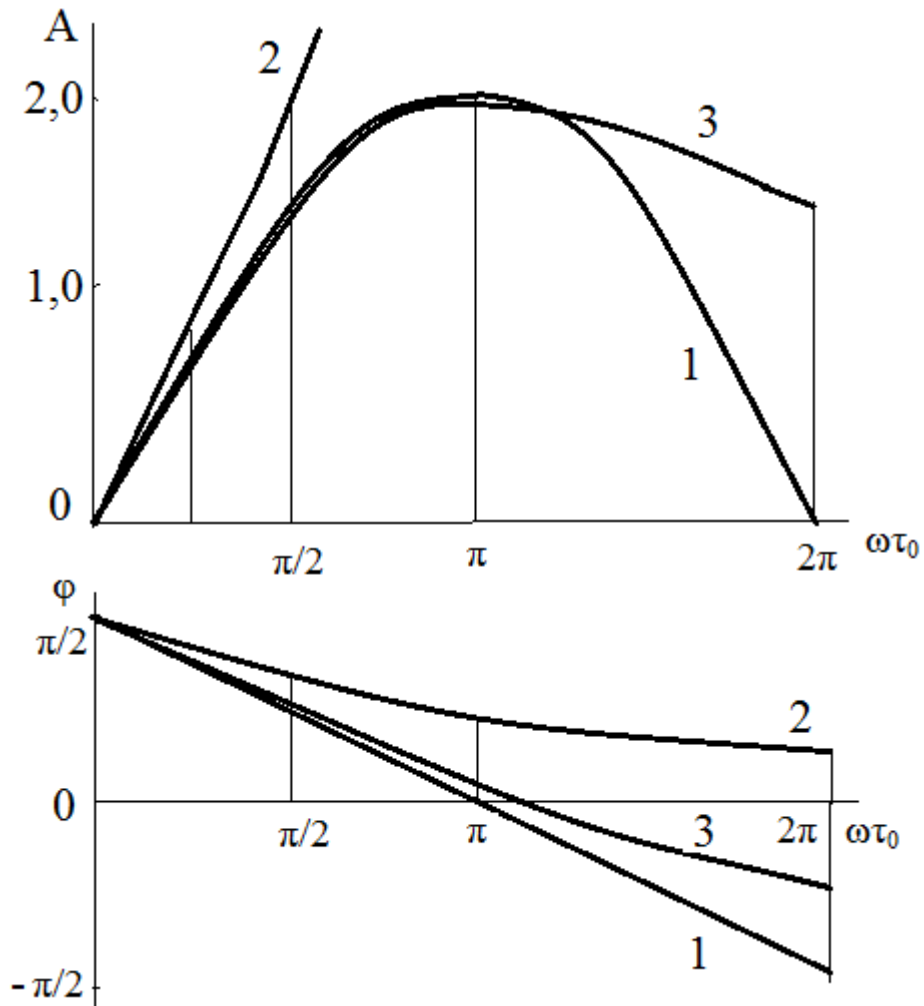


Рис. 3.4. Амплітудні і фазові частотні характеристики початкового і апроксимованої ланки

Перейдемо до апроксимації виразу $a(\tau)$. Якщо розкласти функцію $x(\tau)$ в ряд Тейлора і обмежитись 3-ма першими членами, то можна перейти до запису:

$$x(\tau - \Delta\tau) \approx x(\tau) - \Delta\tau \dot{x}(\tau) + \frac{(\Delta\tau)^2}{2} \ddot{x}(\tau). \quad (3.5)$$

Вважаючи τ_0 малою величиною, можна прийняти, що $\tau_0 = \Delta\tau$. Тоді можемо записати:

$$a(\tau) = x(\tau) - x(\tau - \Delta\tau) = \tau_0 \dot{x}(\tau) - \frac{\tau_0^2}{2} \ddot{x}(\tau). \quad (3.6)$$

Відповідні передаточна частотна функція, її модуль і аргумент будуть мати вигляд:

$$W(j\omega) = \frac{\omega^2 \tau_0^2}{2} + j\omega\tau_0. \quad (3.7)$$

$$A = \omega\tau_0 \sqrt{\left(\frac{\omega\tau_0}{2}\right)^2 + 1}; \quad (3.8)$$

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{2}{\omega\tau_0}. \quad (3.9)$$

Вказані частотні характеристики цієї ланки показані на рис. 3.4, кривими 2. Співставлення цих характеристик з кривими 1 показує, що така заміна допустима тільки при $\omega\tau_0 < \pi/2$.

Якщо представити експоненціальну залежність рядом Паде і обмежитись першими трьома складовими, то ця залежність матиме вигляд:

$$e^{-\tau_0 p} = \frac{12 - 6\tau_0 p + \tau_0^2 p^2}{12 + 6\tau_0 p + \tau_0^2 p^2}.$$

Таким чином, можна отримати апроксимуючу передаточну функцію у вигляді

$$W(j\omega) = \frac{p\tau_0}{1 + p\tau_0/2 + p^2\tau_0^2/12}. \quad (3.10)$$

Підставляючи $p=j\omega$ у цей вираз, отримаємо відповідні амплітудну і фазові характеристики:

$$A = (\omega\tau_0) / \sqrt{\left(1 - \frac{(\omega\tau_0)^2}{12}\right)^2 + \frac{(\omega\tau_0)^2}{4}};$$

$$\varphi = \operatorname{arctg} \left[\frac{2}{\omega\tau_0} \left(1 - \frac{\omega^2 \tau_0^2}{12}\right) \right].$$

Графіки цих частотних характеристик наведені на рис. 3.4 кривими 3. Криві показують, що така апроксимація практично ідеально для $\omega\tau_0 < \pi$. Отже це показує, що подібний підхід можна використовувати для аналізу стійкості і

якості перехідних процесів в тих системах, де не слід чекати високої частоти коливань в приводі подачі, а також для аналізу вимешеного руху при $\omega\tau_0 < \pi$.

Вираз описаної передаточної функції (3.10) відповідає заміні початкової ланки послідовним з'єднанням двох ланок – диференціюючої і позиційної (коливної) із загальним коефіцієнтом передачі τ_0 . Відповідно вказана передаточна функція відповідає такому диференціальному рівнянню:

$$\frac{\tau_0^2}{12} \frac{d^2 a}{d\tau^2} + \frac{\tau_0}{2} \frac{da}{d\tau} + a = \tau_0 \frac{dx}{d\tau}. \quad (3.11)$$

Розглянемо поведінку цього рівняння при $dx/d\tau = s_c = \text{const}$, де s_c – подача. При цьому товщина зрізу змінюватиметься лінійно: $a = s_c \tau$, поки при $\tau = \tau_0$ не досягне постійного значення. Розв'яжемо рівняння (3.11) підставивши в його праву частину $s_c \tau_0 = s$. Оскільки корені характеристичного рівняння є комплексними, то розв'язок матиме вигляд:

$$a = C e^{-3\tau/\tau_0} \sin\left(\sqrt{3} \frac{\tau}{\tau_0} + \alpha_c\right) + s.$$

Потрібно визначити сталі інтегрування C і α_c . Зрозуміло, що початкові умови відповідно до фізичного змісту задачі можна описати так:

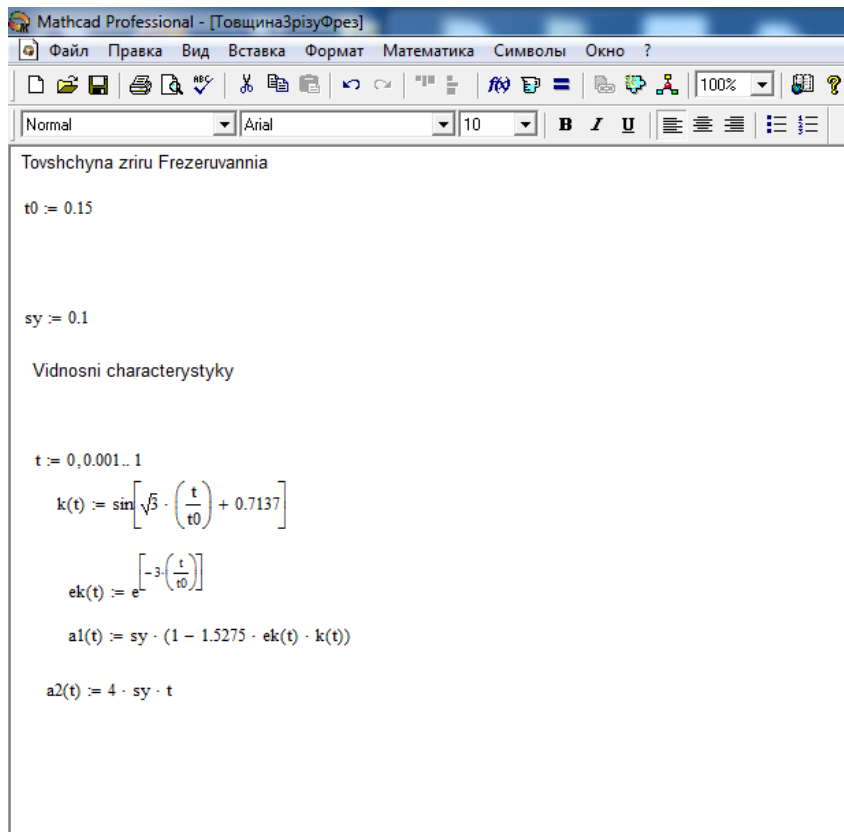
$$a(0) = 0; \left(\frac{da}{d\tau}\right)_{\tau=0} = s_c.$$

Отже, отримаємо в кінцевому розрахунку такий вираз для розв'язку диференціального рівняння:

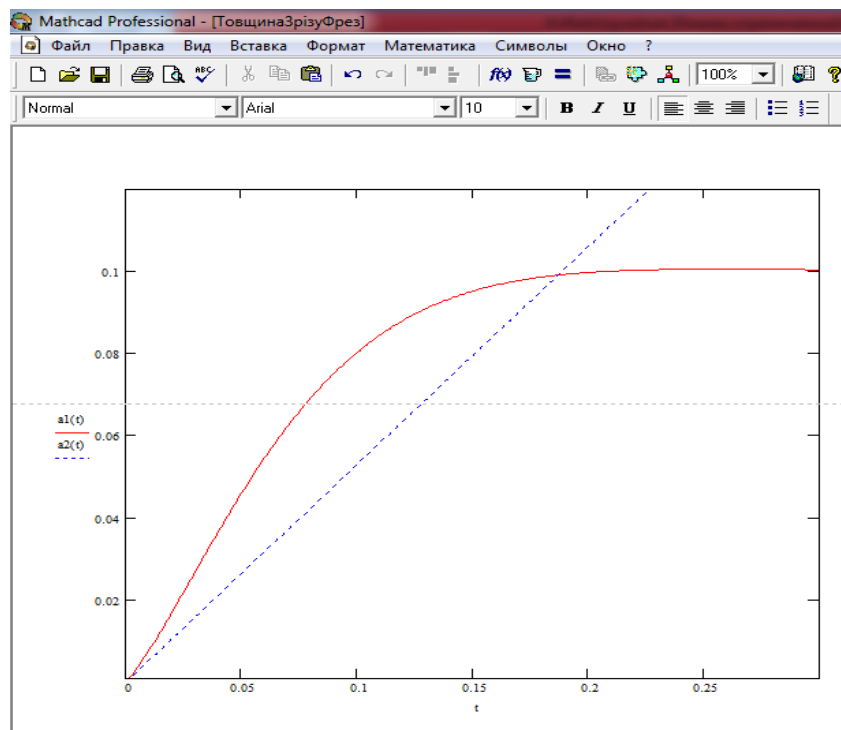
$$a = s[1 - 1,5275 e^{-3\tau/\tau_0} \sin(\sqrt{3} \frac{\tau}{\tau_0} + 0,7137)].$$

Це рівняння описує коливання із гамуванням з круговою частотою $\omega = \sqrt{3}/\tau_0$ і періодом $T = 3,6276\tau_0$.

Побудуємо графік поведінки функції товщини зрізу із використанням програмного комплексу MathCAD[24] (рис. 3.5).



a)



б)

Рис. 3.5. Елемент програми і середовищі MathCAD і динамічна зміна товщини зрізу при врізанні фрези

3.4. Особливості математичної моделі автоматичного регулювання моментом фрезерування

Через перервність процесу різання і періодичну зміну товщини зрізу змінними є і навантаження на кожному зубі фрези. Такі особливості зумовлені кінематикою процесу і, в свою чергу, визначають специфіку силових обмежень.

При фрезеруванні з прямолінійним напрямом подачі зуб фрези в процесі роботи виписує подовжену циклоїду (трахоїду) [2], яка отримується в результаті кочення без ковзання кола радіусом $r_0 = s/(2\pi)$ вздовж прямої АВ (рис. 3.6).

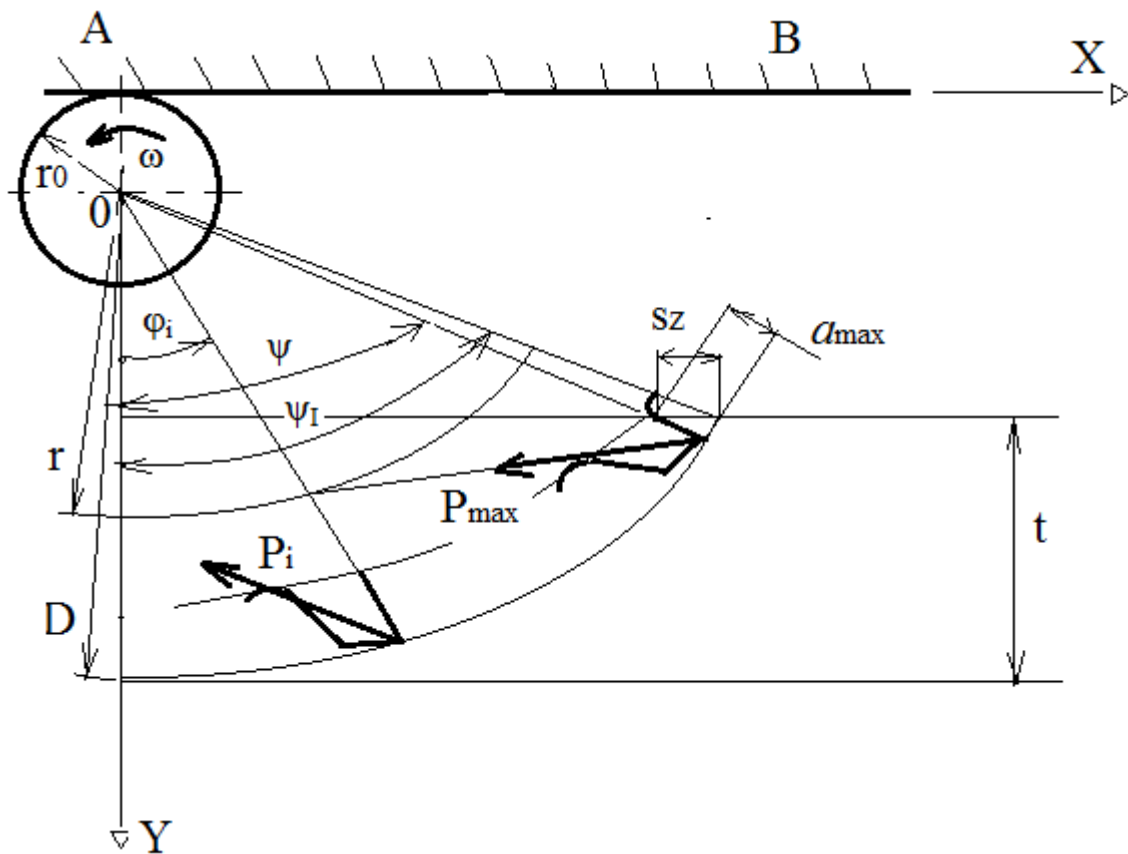


Рис. 3.6. Розрахункова схема зусиль при зустрічному фрезеруванні

Центр твірного кола O співпадає з центром торцевого перерізу фрези, а її кутова швидкість дорівнює кутовій швидкості фрези ω .

При цьому миттєва товщина зрізу a_i на кожному зубі фрези постійно зростає від нуля до максимуму і з достатньою точністю може бути описана залежністю

$$a_i = s_z \sin \varphi_i, \quad (3.12)$$

де φ_i - миттєве значення кута повороту зуба від нульового положення.

Прийmemo, що миттєве значення сили різання на кожному зубі [11]:

$$P_i = K a_i^\beta, \quad (3.13)$$

де K - коефіцієнт, що враховує ширину фрезерування та інші умови оброблення.

Після підстановки значення миттєвої товщини зрізу отримаємо:

$$P_i = K s_z^\beta (\sin \varphi_i)^\beta.$$

Легко здогадатись, що свого максимального значення сила різання досягає при повороті зуба на кут ψ , який можна прийняти рівним куту контакту. Цей кут може бути визначений із такого співвідношення

$$\sin \psi = 2 \sqrt{\frac{t}{D} - \left(\frac{t}{D}\right)^2},$$

де t і D – глибина різання і діаметр фрези відповідно.

Для цих допущеннях матимемо максимальне значення сили різання:

$$P_{\max} = K (2s_z / D)^\beta (t)^{\beta/2} (D-t)^{\beta/2}. \quad (3.14)$$

При збільшенні величин s_z і t ймовірність того, що зуб зламається, зростає. Але слід зауважити, що при збільшення t зростає і кількість зубів, що одночасно знаходяться в роботі. Тому поряд із навантаженням на кожен зуб повинна бути обмежене сумарне навантаження на фрезу [2].

У якості такого сумарного навантаження можна прийняти сумарний момент відносно осі фрези. При цьому припустимо, що вектор сили різання при зміні товщини зрізу є постійним за напрямком щодо орієнтації відносно зуба фрези.

Отже матимемо, що сумарний момент складається із таких компонент:

$$M = r_{piz} \sum_{i=1}^{z_p} P_i,$$

де r_{pi3} - плече сил різання відносно центру обертання фрези дотично до променів, що співпадають з напрямками сил різання. В даному випадку:

$$z_p = \Phi \left(\frac{\psi}{\eta} \right) + 1,$$

і $\eta = 2\pi/z$ – кутовий крок зубів фрези, а Φ – ціла частина дробу ψ/η .

Залежність сумарного моменту носить пилоподібний характер.

Коливання моменту на фрезі характерні потуповим наростанням і швидким спадом. Максимального значення функція сумарного моменту досягає в ті моменти часу, коли черговий зуб фрези виходить із металу. Враховуючи значення P_i , можна записати, що максимальне значення сумарного моменту дорівнює

$$M_{\max} = r_{pi3} K_s z^\beta \sum_{i=1}^{z_p} \left\{ \sin[\psi - (i-1)\eta] \right\}^\beta. \quad (3.15)$$

Порівняємо вирази (3.14) і (3.15) для максимальних значень сил різання і моментів.

Приймаємо $K=7,3 \cdot 10^4$ при швидкості різання близькій до 100м/хв.

На рис. 3.7 наведена копія відповідної програми розрахунку максимальної сили при зустрічному фрезеруванні в середовищі MathCAD [24].

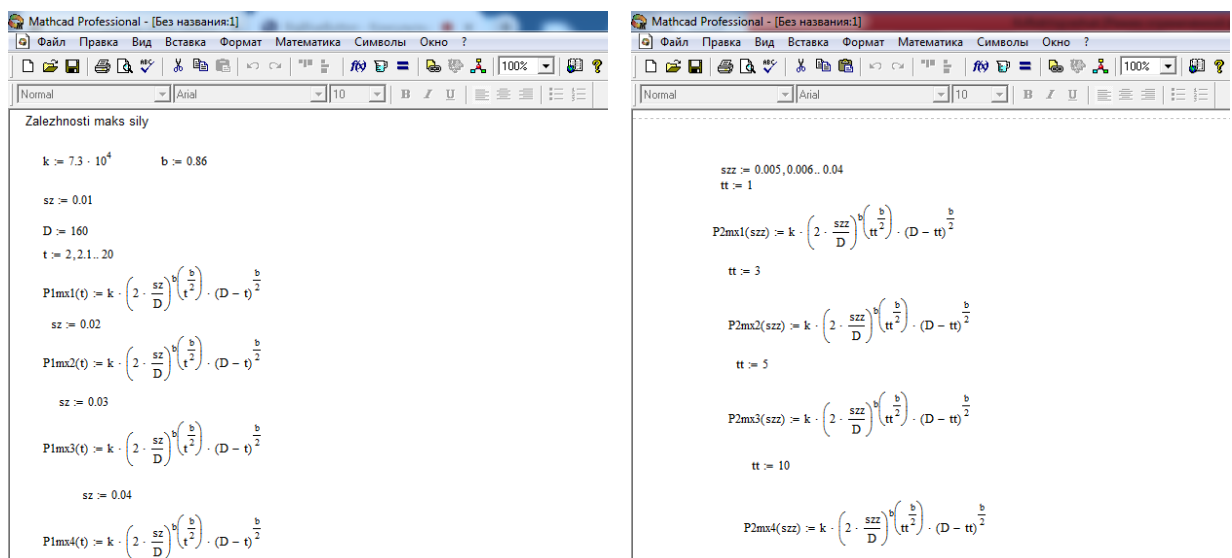
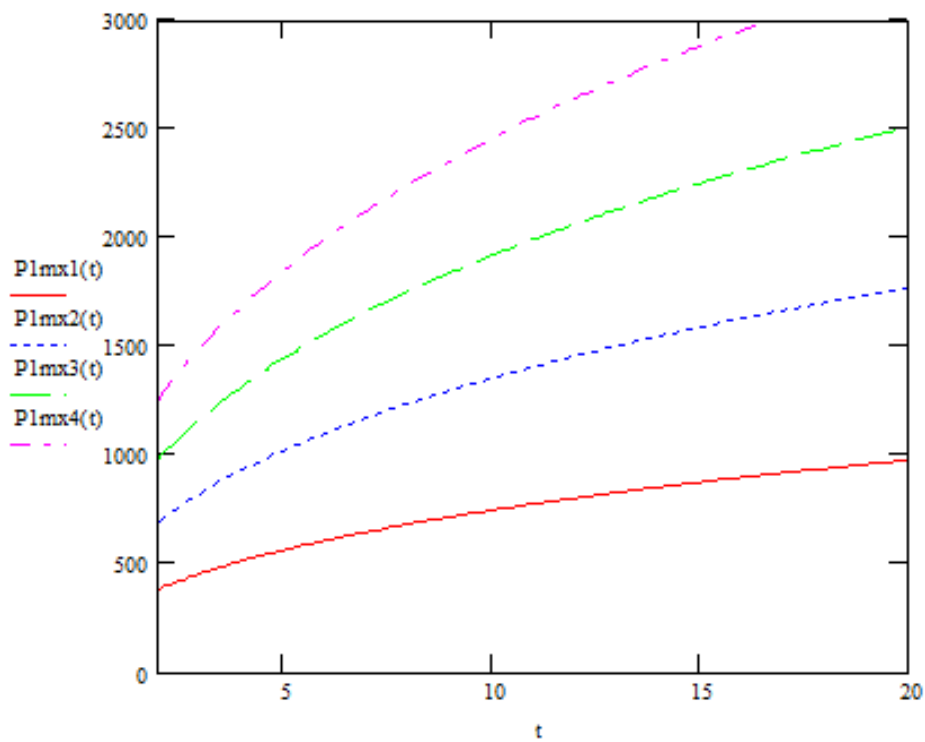


Рис. 3.7. Програма обчислення максимальної сили різання на фрезу

На рис. 3.8, а представлені залежності зростання максимальної сили різання від глибини різання t , а на рис. 3.8, б – зростання максимальної сили різання при збільшенні подачі на зуб s_z .



а)

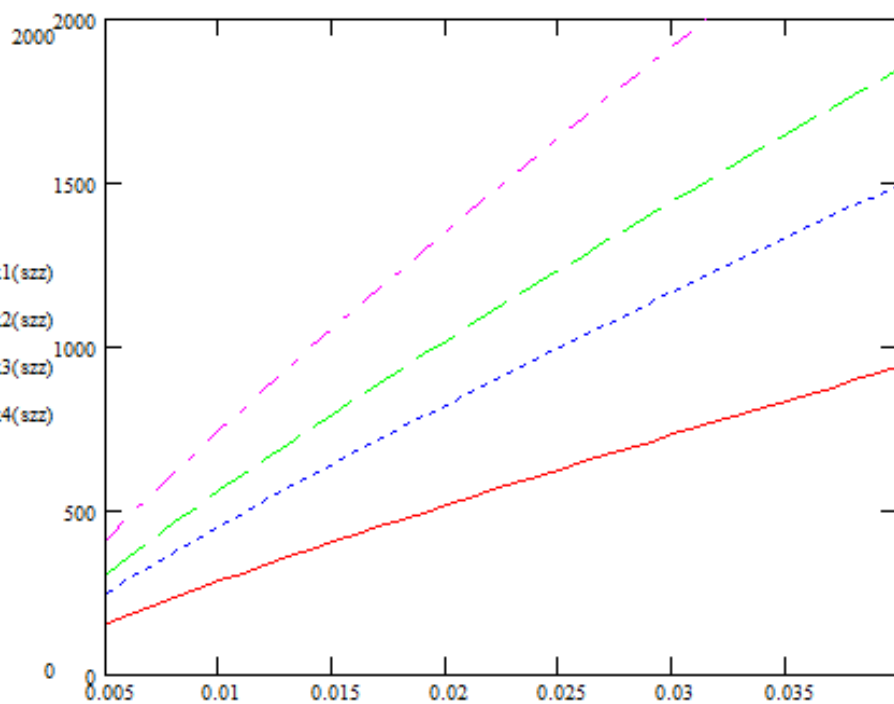


Рис. 3.8. Графіки зміни максимальної сили різання на фрезу при зустрічному фрезеруванні в залежності від глибини різання (а) і подачі на зуб (б)

Проаналізуємо ці графіки. При цьому побачимо, що збільшення глибини різання t , а отже, і ψ , а також подачі на зуб s_z показують різний вплив на максимальне зусилля різання. При збільшенні t величина P_{max} , буде також збільшуватись, але менш інтенсивно, ніж при збільшенні s_z .

Дослідимо тепер як впливають t і s_z на значення максимального моменту.

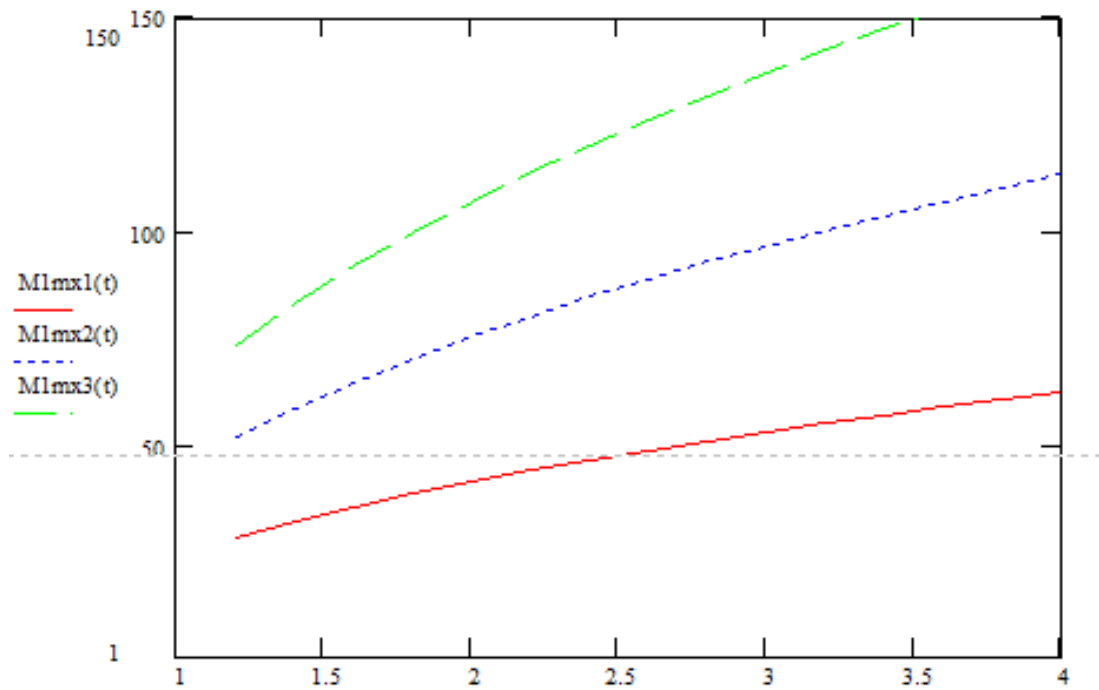
Наближено можна твердити, що розрахункове кількість зубів можна визначити, якщо до цілої частини виразу $(z/2\pi)\sin\psi$ додати 1.

Для даних нашого розрахунку в діапазоні $t=1\dots3,5$ мм $i=2$, а при $t=4\dots10$ мм $i=3$. Відповідна програма визначення максимального моменту показана на рис. 3.9 для цих двох випадків.

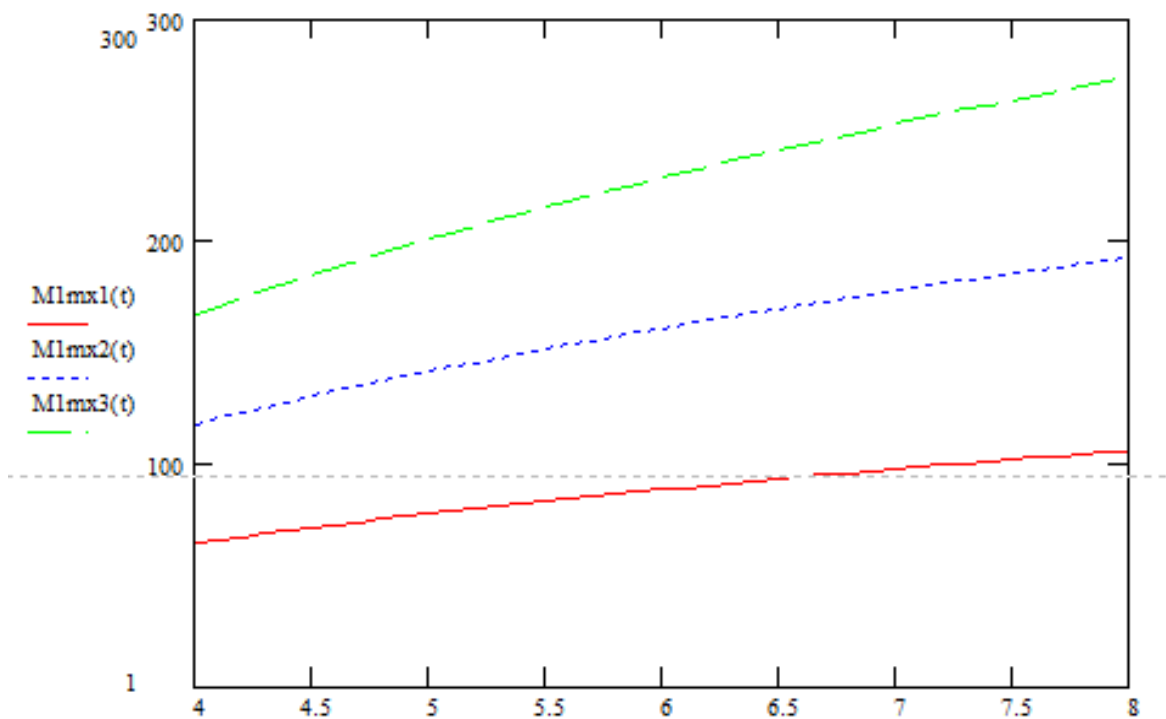
$$\begin{aligned}
 k &:= 7.3 \cdot 10^4 & b &:= 0.86 & D &:= 160 & z_f &:= 42 \\
 s_z &:= 0.01 \\
 t &:= 1.2, 1.4, \dots, 4 & tt &:= 0.9 \\
 r(t) &:= \frac{D}{2} - \frac{tt}{2} \\
 sp &:= 2 \sqrt{\left(\frac{tt}{D}\right) - \left(\frac{t}{D}\right)^2} & zp &:= \frac{z_f \cdot sp}{2 \cdot \pi} & zp &:= 1 \\
 r(t) &:= \frac{(D-t)}{2} & zpp &:= 2 \\
 spp(t) &:= 2 \sqrt{\left(\frac{t}{D}\right) - \left(\frac{t}{D}\right)^2} \\
 M1mx1(t) &:= k \cdot r(t) \cdot 10^{-3} \cdot (s_z)^b \cdot \left[\left((spp(t))^b + \left(\sin\left(spp(t) - 2 \cdot \frac{\pi}{z_f} \right) \right)^b \right) \right] \\
 s_z &:= 0.02 \\
 M1mx2(t) &:= k \cdot r(t) \cdot 10^{-3} \cdot (s_z)^b \cdot \left[\left((spp(t))^b + \left(\sin\left(spp(t) - 2 \cdot \frac{\pi}{z_f} \right) \right)^b \right) \right] \\
 s_z &:= 0.03 \\
 M1mx3(t) &:= k \cdot r(t) \cdot 10^{-3} \cdot (s_z)^b \cdot \left[\left((spp(t))^b + \left(\sin\left(spp(t) - 2 \cdot \frac{\pi}{z_f} \right) \right)^b \right) \right] \\
 r(t) &:= \frac{(D-t)}{2} & zpp &:= 3 \\
 spp(t) &:= 2 \sqrt{\left(\frac{t}{D}\right) - \left(\frac{t}{D}\right)^2} \\
 M1mx1(t) &:= k \cdot r(t) \cdot 10^{-3} \cdot (s_z)^b \cdot \left[\left((spp(t))^b + \left(\sin\left(spp(t) - 2 \cdot \frac{\pi}{z_f} \right) \right)^b + \left(\sin\left(spp(t) - 4 \cdot \frac{\pi}{z_f} \right) \right)^b \right) \right] \\
 s_z &:= 0.02 \\
 M1mx2(t) &:= k \cdot r(t) \cdot 10^{-3} \cdot (s_z)^b \cdot \left[\left((spp(t))^b + \left(\sin\left(spp(t) - 2 \cdot \frac{\pi}{z_f} \right) \right)^b + \left(\sin\left(spp(t) - 4 \cdot \frac{\pi}{z_f} \right) \right)^b \right) \right] \\
 s_z &:= 0.03 \\
 M1mx3(t) &:= k \cdot r(t) \cdot 10^{-3} \cdot (s_z)^b \cdot \left[\left((spp(t))^b + \left(\sin\left(spp(t) - 2 \cdot \frac{\pi}{z_f} \right) \right)^b + \left(\sin\left(spp(t) - 4 \cdot \frac{\pi}{z_f} \right) \right)^b \right) \right]
 \end{aligned}$$

Рис. 3.9. Програми для розрахунку максимального моменту в залежності від зростання глибини різання

Таким чином, отримаємо відповідні графічні залежності (рис. 3.10).



(a)



(б)

Рис. 3.10. Зміна максимального моменту при збільшенні глибини різання:
 (а) в роботі беруть одночасно 2 зуби; (б) в роботі беруть одночасно три зуби

Подібним чином порахуємо як змінюється величина максимального моменту при збільшенні подачі на зуб.

Врахуємо цю зміну для випадків коли у різанні беруть участь 3 зуби. Тоді графічне представлення зміни максимального моменту для глибин різання $t=4; 6; 8$ мм виглядатиме так, як показано на рис. 3.11.

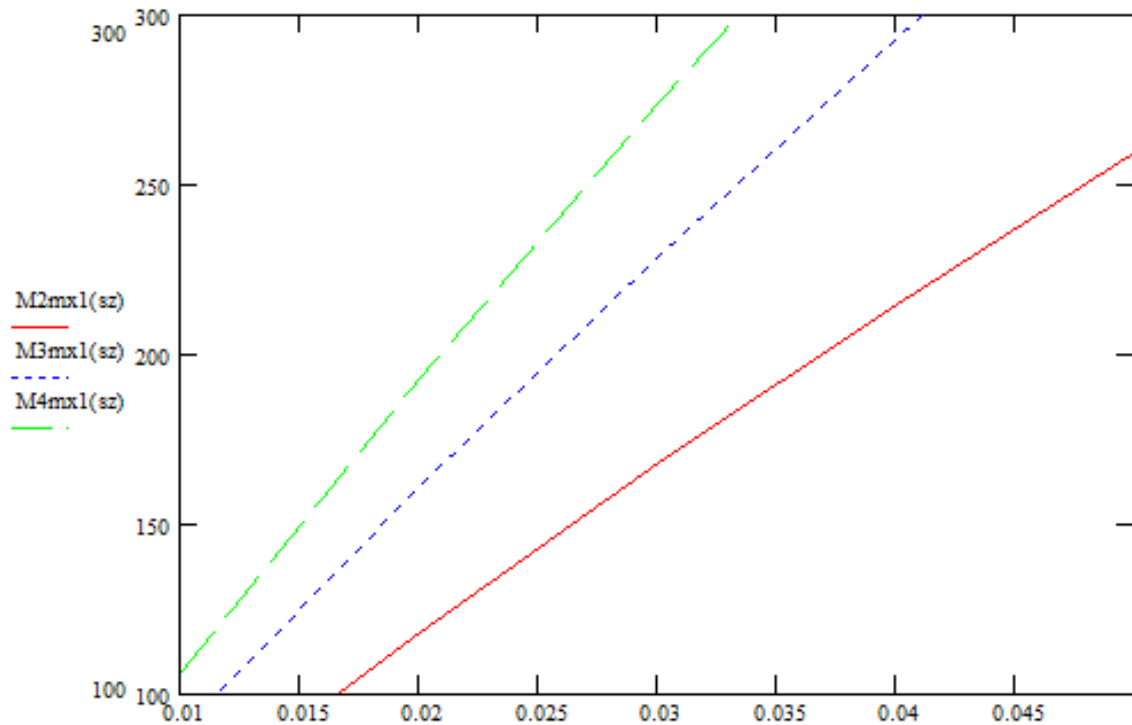


Рис. 3.11. Зміна максимального моменту в залежності від збільшення подачі

Видно, що залежності на цьому графіку є практично прямими лініями.

Порівняння побудованих графічних залежностей показує, що за достатньо великої глибини різання лімітуючим є обмеження по величині сумарного моменту, але по мірі зменшення глибини фрезерування сумарний момент зменшується інтенсивніше, ніж величина максимальної сили на одному зубі, тому за малої глибини лімітуючим параметром навантаження є P_{max} .

Отже, при більших глибинах різання, що характерно якраз для верстиково-фрезерного верстату, управління процесом можна вести тільки з контролем моменту на фрезі, обмеживши максимальну швидкість подачі стола при малих значеннях глибини різання. Іншим способом є зниження моменту на фрезі за рахунок регулювання подачі.

Таким чином регулювання моментом фрезерування з допомогою спеціальних фрез є ефективним технічним засобом покращення якості фрезерування.

3.5. Конструктивні особливості фрез автоматичного регулювання крутним моментом

Автоматичного регулювання крутним моментом у фрезах можна добитись за рахунок удосконалення їх конструкції.

Відомо, що при фрезеруванні вектори лінійних швидкостей леза фрези та її корпусу зміщені відносно осі обертання інструмента [25].

Тому можна стверджувати, що для здійснення регулювання в процесі обробки швидкість різального леза фрези в процесі різання і особливо перехідних процесів повинна бути меншою від швидкості корпусу інструмента на величину відносної швидкості відставання.

Для реалізації такої схеми необхідно ввести пружні елементи між різальним елементом і корпусом. Цим досягається плавна і стабільна та безударна робота фрези.

На рис. 3.12 представлена збірна торцева фреза

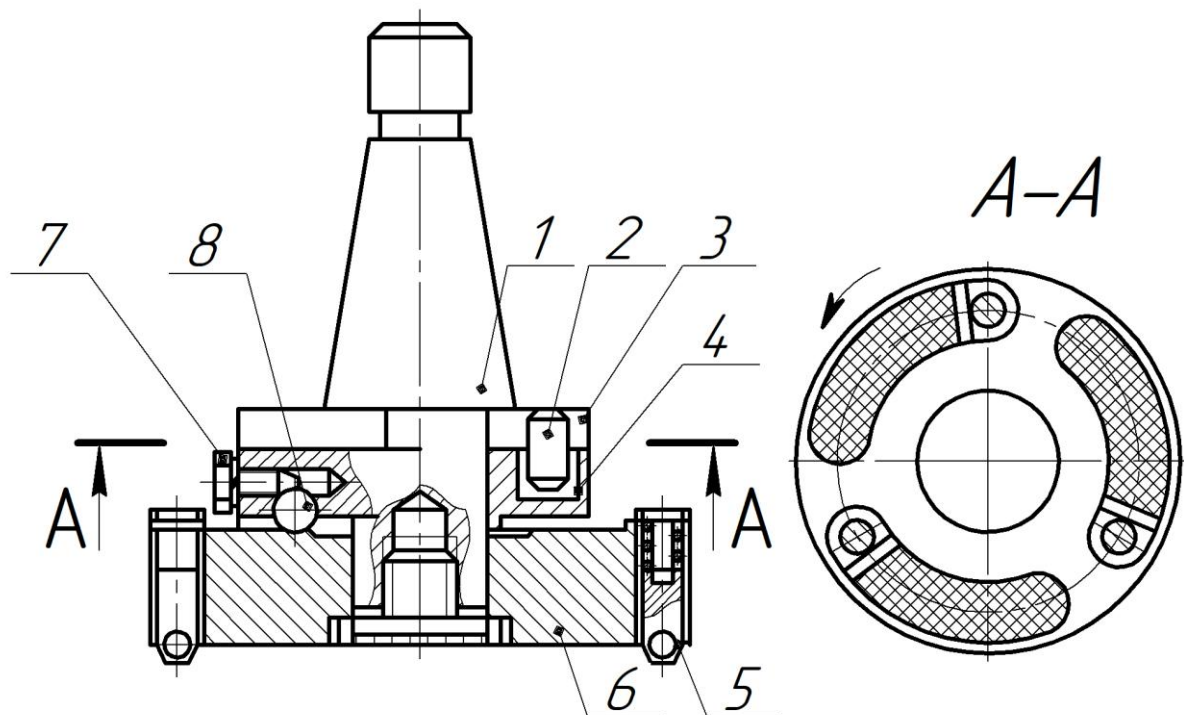


Рис. 3.15. Збірна торцева фреза з керуючою муфтою пружно-демпфуючого характеру

Така торцева фреза має у своїй конструкції керуючу муфту. Ведуча 3 і ведена 4 півмуфти встановлені на оправці 1. Муфта є пружно-демпфуючим

запобіжним пристроєм. У диску пів муфти 3 запресовані пальці 2. З допомогою цих пальців крутний момент через проміжкові пластини 10 передається на пружні елементи 9. Далі рух передається веденій пів муфті 4, яка в свою чергу жорстко з'єднана із корпусом 6 торцевої фрези. У цьому корпусі встановлені різальні елементи 5. Для регулювання торцевого биття фрези використовуються гвинти 7, конічні закінчення яких контактують із шариками 8, які контактують із поверхнею торця корпусу.

Інший характерний приклад фрези із можливістю автоматичного під регулювання у процесі різання показаний на рис. 3.16.

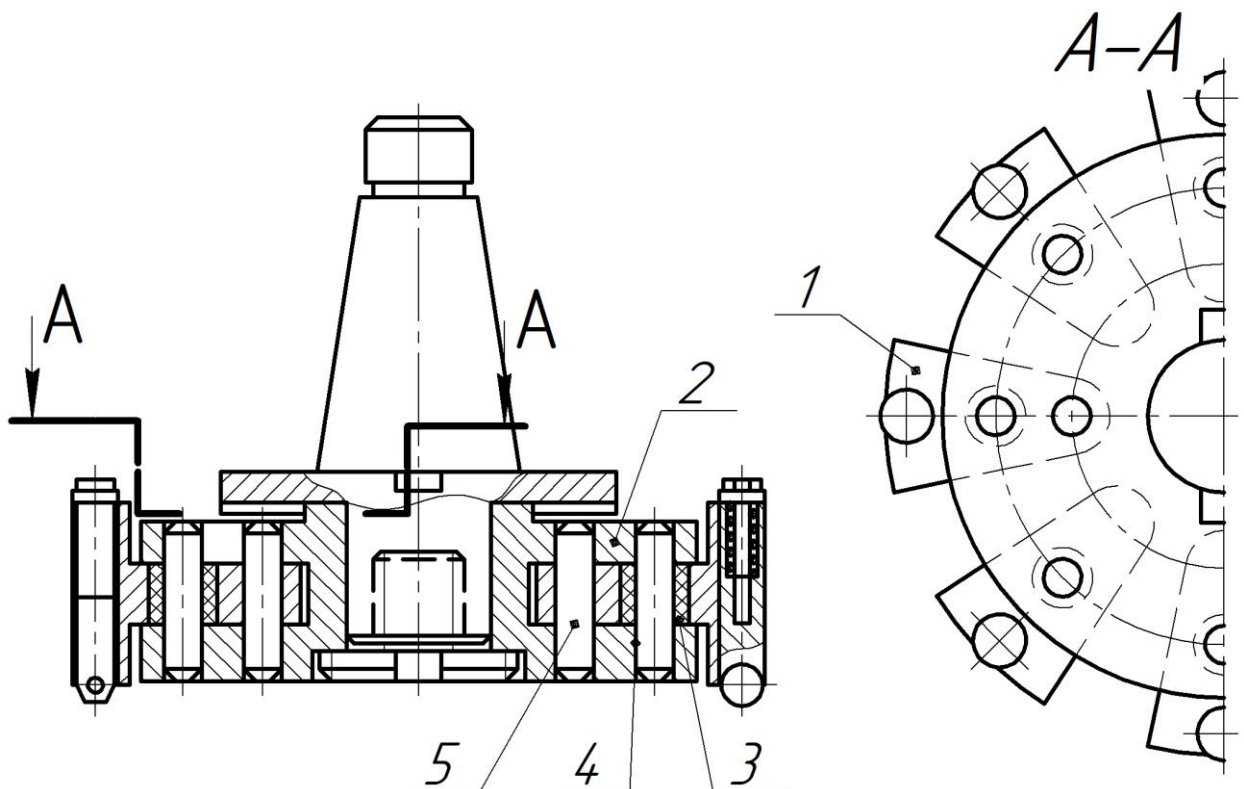


Рис. 3.16. Конструкція фрези з шарнірними державками для під регулювання

Наведена конструкція торцевої фрези містить державки 1 із різальними інструментами, які встановлені шарнірно в корпусі 2 через пружно-демпфуючі втулки 3. Ці втулки дають змогу кожному зубу фрези в процесі обробки провертатись відносно шарніра 5. При цьому відбувається

деформація втулок, що встановлені на пальцях 4, а це сприяє процесу автоматичного регулювання крутного моменту на фрезі.

Така конструкція є досить чутливою до зміни навантажень при різанні за рахунок постійного підналагодження в процесі фрезерування [25].

3.6. Динамічна модель шпиндельного вузла фрезерного верстату вертикальної компоновки

Серед динамічних характеристик шпиндельних вузлів, які зазвичай розглядаються є:

- динамічна жорсткість переднього кінця шпинделя (радіальна і осьова);
- допустимий діапазон частот обертання (він розраховується при незмінному налагодженні підшипників);
- частоти і форми власних коливань; характеристики демпфування.

Від цих характеристик залежать якісні показники ШВ - точність обертання (що характеризується параметрами радіального та осьового биття); втрати на тертя в підшипниках; температура і довговічність

Побудуємо конструктивну та розрахункову схему шпиндельного вузла.

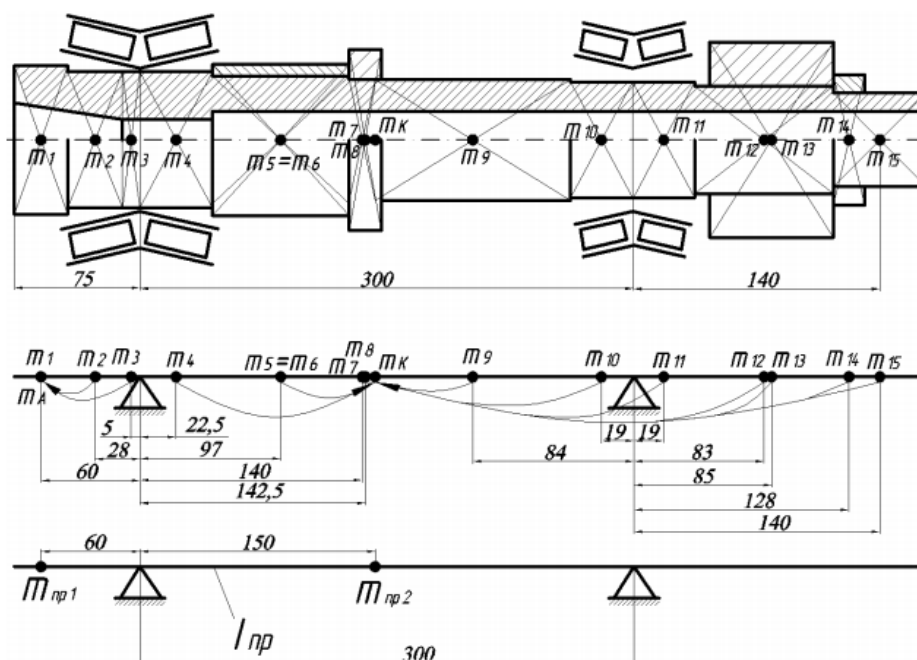


Рис. 3.17. Схеми шпиндельного вузла для динамічного розрахунку

Зведення зосереджених мас (до однієї чи декількох) здійснюється з умови рівності першої власної частоти реальної системи та системи з приведеними масами.

Зведення маси із точки i у точку j здійснюється за формулою:

$$m_j = m_i \frac{\delta_{ii}}{\delta_{jj}} = m_i \mu,$$

де m_i – маса, зосереджена в i -тій точці, кг;

μ – коефіцієнт переносу мас;

δ_{ii}, δ_{jj} – коефіцієнти впливу податливостей, мм/Н.

Визначаємо масу кожної ділянки. При цьому скористаємось формулою:

$$m_j = l \frac{\pi d^2}{4} \rho,$$

де d – діаметр ділянка шпинделя;

ρ — густина її матеріалу.

Визначимо послідовно масу кожної ділянки:

$m_1=1,23\text{кг}; m_2=1,14\text{кг}; m_3=0,35\text{кг}; m_4=1,58\text{кг}; m_5=1,61\text{кг}; m_6=2,39\text{кг}; m_7=0,49\text{кг};$
 $m_8=1,44\text{кг}; m_9=2,76\text{кг}; m_{10}=0,87\text{кг}; m_{11}=0,87\text{кг}; m_{12}=1,67\text{кг}; m_{13}=1,83\text{кг};$
 $m_{14}=0,58\text{кг}; m_{15}=0,44\text{кг}.$

Таким чином переходимо до визначення зведених мас.

Для визначення коефіцієнти впливу податливості у вузлових точках скориставшись при цьому методом Верещагіна.

Так, будемо епюри від дії одиничних сил:

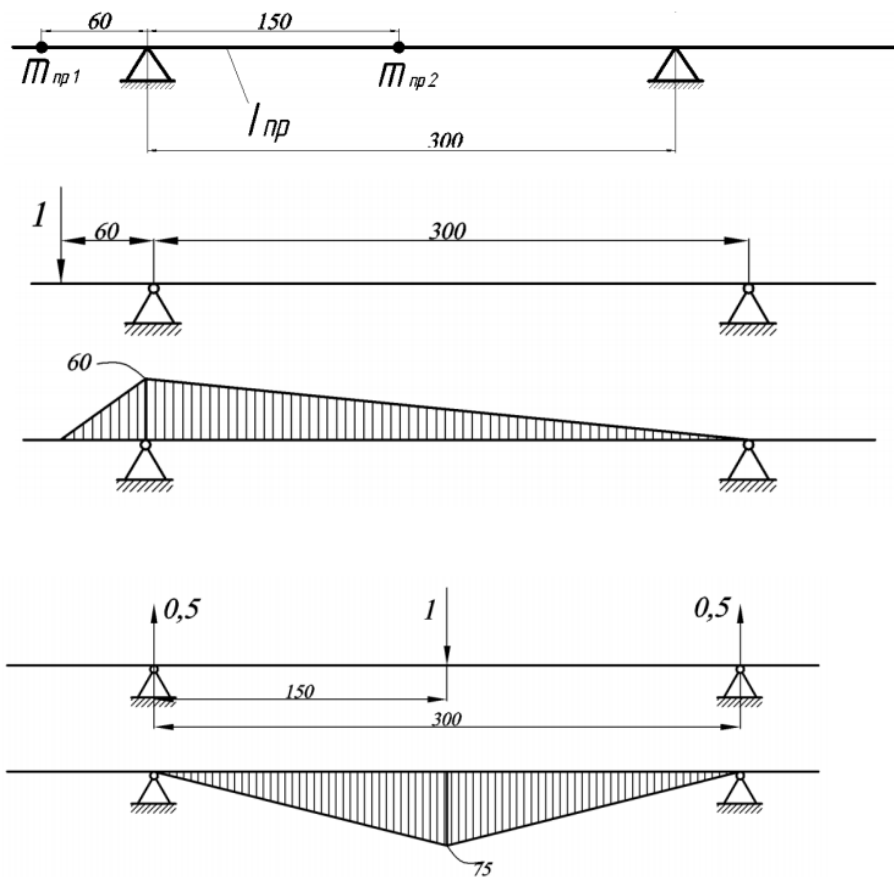


Рис. 3.18. Епюри від дії одиничних сил для знаходження коефіцієнтів впливу податливості

Знаходимо відповідні коефіцієнти впливу податливості:

$$\delta_{I I}=1,53 \cdot 10^{-6} \text{мм/Н}; \quad \delta_{II II}=1,95 \cdot 10^{-6} \text{мм/Н}.$$

Визначимо коефіцієнт впливу податливості для кожної ділянки шпинделя за методом Верещагіна. При цьому, зокрема, коефіцієнт впливу податливості першої ділянки є $\delta_{I I}$:

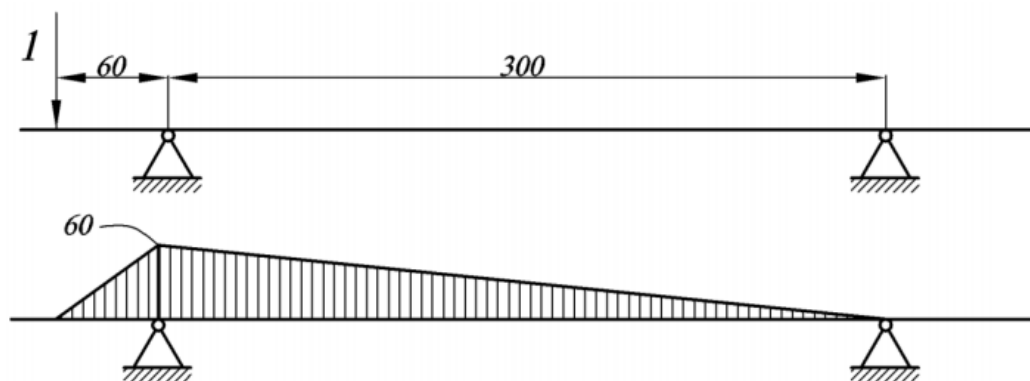


Рис. 3.19. Епюра моментів для визначення $\delta_{I I}$

Відповідно $\delta_{I I}=1,53 \cdot 10^{-6} \text{мм/Н}$.

Таким же чином визначаємо коефіцієнти податливості інших ділянок. Так для другої ділянки (рис. 3.20) матимемо

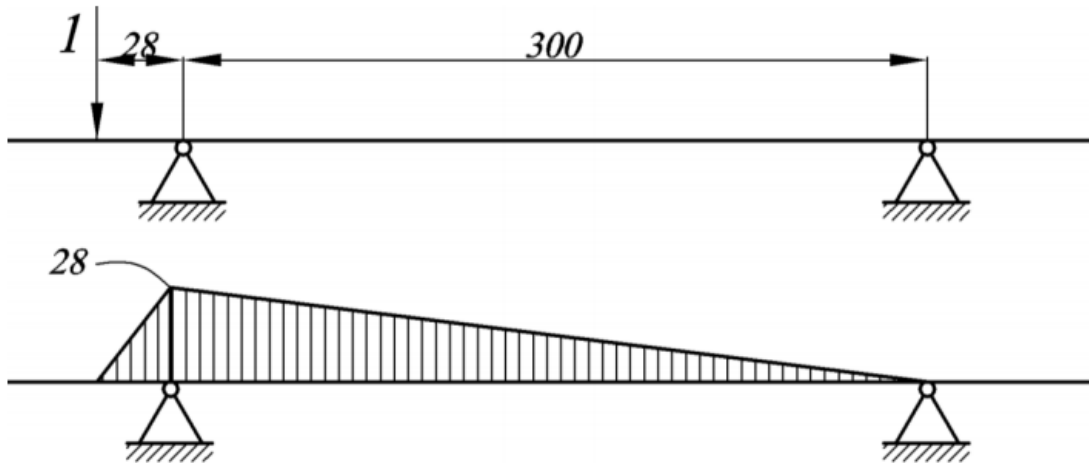


Рис. 3.20. Схема епюр для визначення величини δ для другої ділянки
 $\delta_{22} = 3,51 \cdot 10^{-8} \text{ мм/Н}$.

Відповідно визначаємо такі коефіцієнти для решти ділянок:

$$\delta_{33} = 0,88 \cdot 10^{-8} \text{ мм/Н}; \quad \delta_{44} = 1,58 \cdot 10^{-7} \text{ мм/Н}; \quad \delta_{55} = 1,51 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н};$$

$$\delta_{66} = 1,5 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}; \quad \delta_{77} = 1,91 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}; \quad \delta_{88} = 1,94 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н};$$

$$\delta_{99} = 1,27 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}; \quad \delta_{1010} = 1,08 \cdot 10^{-7} \text{ мм/Н}; \quad \delta_{1111} = 1,33 \cdot 10^{-7} \text{ мм/Н};$$

$$\delta_{1212} = 3,05 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}; \quad \delta_{1313} = 3,22 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}; \quad \delta_{1414} = 8,12 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н};$$

$$\delta_{1515} = 9,98 \cdot 10^{-8} \text{ мм/Н}.$$

Визначаємо зведені маси за формулами:

$$m_i^n = m_i \frac{\delta_{ii}}{\delta_{ii}}.$$

Підставивши одержані значення отримаємо:

$$m_1^n = 1,234 \text{ кг}; \quad m_2^n = 0,027 \text{ кг}; \quad m_3^n = 0,003 \text{ кг}; \quad m_4^n = 0,121 \text{ кг}; \quad m_5^n = 1,276 \text{ кг};$$

$$m_6^n = 1,956 \text{ кг}; \quad m_7^n = 0,483 \text{ кг}; \quad m_8^n = 1,43 \text{ кг}; \quad m_9^n = 1,798 \text{ кг}; \quad m_{10}^n = 0,048 \text{ кг};$$

$$m_{11}^n = 0,059 \text{ кг}; \quad m_{12}^n = 3,223 \text{ кг}; \quad m_{13}^n = 3,017 \text{ кг}; \quad m_{14}^n = 2,428 \text{ кг};$$

$$m_{15}^n = 2,228 \text{ кг}.$$

Таким чином матимемо:

$$m_I = 1,234 + 0,027 + 0,003 = 1,264 \text{ кг.}$$

$$m_{II} = 0,121 + 1,276 + 1,956 + 0,483 + 1,43 + 1,798 + 0,048 + 0,059 + 3,223 + 3,017 + 2,428 + 2,228 = 18,07 \text{ кг.}$$

Для аналізу отримаємо двомасову систему (рис.3.21):

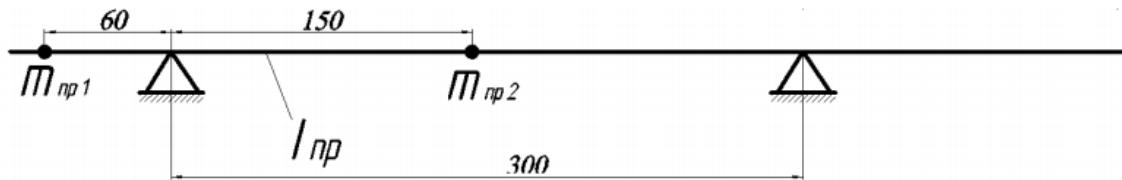


Рис. 3.21. Двомасова динамічна модель

Для двомасової схеми визначаємо власні частоти, а також амплітуди коливань ШВ.

Амплітуда форм коливань обчислюється за формулою:

$$u_i = p^2 = \sum_{j=1}^n m_j u_j \delta_{ij},$$

Знаходимо відповідні коефіцієнти впливу податливості

$$\delta_{11} = 1,53 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$$

$$\delta_{22} = 1,95 \cdot 10^{-8} \text{ мм/Н.}$$

Визначаємо також:

$$\delta_{12} = \delta_{21} = -1,17 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н.}$$

Тоді переходимо до системи рівнянь

$$u_1 = p^2 m_1 u_1 \delta_{11} + p^2 m_2 u_2 \delta_{12},$$

$$u_2 = p^2 m_1 u_1 \delta_{21} + p^2 m_2 u_2 \delta_{22}.$$

Після підстановки величин і спрощень маємо

$$u_1 = 1,9 \cdot 10^{-9} p^2 u_1 - 21,2 \cdot 10^{-9} p^2 u_2,$$

$$u_2 = -1,48 \cdot 10^{-9} p^2 u_1 + 35,3 \cdot 10^{-9} p^2 u_2.$$

Прийmemo позначення $x = 1,48 \cdot 10^{-9} p^2$.

Тоді зможемо перейти до виразу:

$$\begin{aligned}(1,28x - 1)u_1 - 14,25xu_2 &= 0, \\ -xu_1 + (23,9x - 1)u_2 &= 0\end{aligned}$$

Складаємо визначник

$$\begin{vmatrix}(1,28x - 1) \dots (-14,25) \\ (-x) \dots (23,9x - 1)\end{vmatrix} = 0$$

і відповідно переходимо до квадратного рівняння

$$16,35x^2 - 25,2x + 1 = 0.$$

Розв'язками цього квадратного рівняння є

$$x_1 = 0,043; \quad x_2 = 1,5.$$

Отже, знаходимо власну частоту коливань:

$$p_1 = 90 \text{ Гц} \quad \text{і} \quad p_2 = 531 \text{ Гц}.$$

Прийmemo $u_{11} = u_{12} = 1$.

Тоді знайдемо відношення:

$$\frac{u_2}{u_1} = \frac{1,28x - 1}{-14,25x}, \quad \frac{u_{21}}{u_{11}} = \frac{1,28 \cdot 0,043 - 1}{-14,25 \cdot 0,043} = 1,54; \quad \frac{u_{22}}{u_{12}} = \frac{1,28 \cdot 1,5 - 1}{-14,25 \cdot 1,5} = -0,043.$$

Отже, будемо графіки, що відображають форми коливань (рис.3.22).

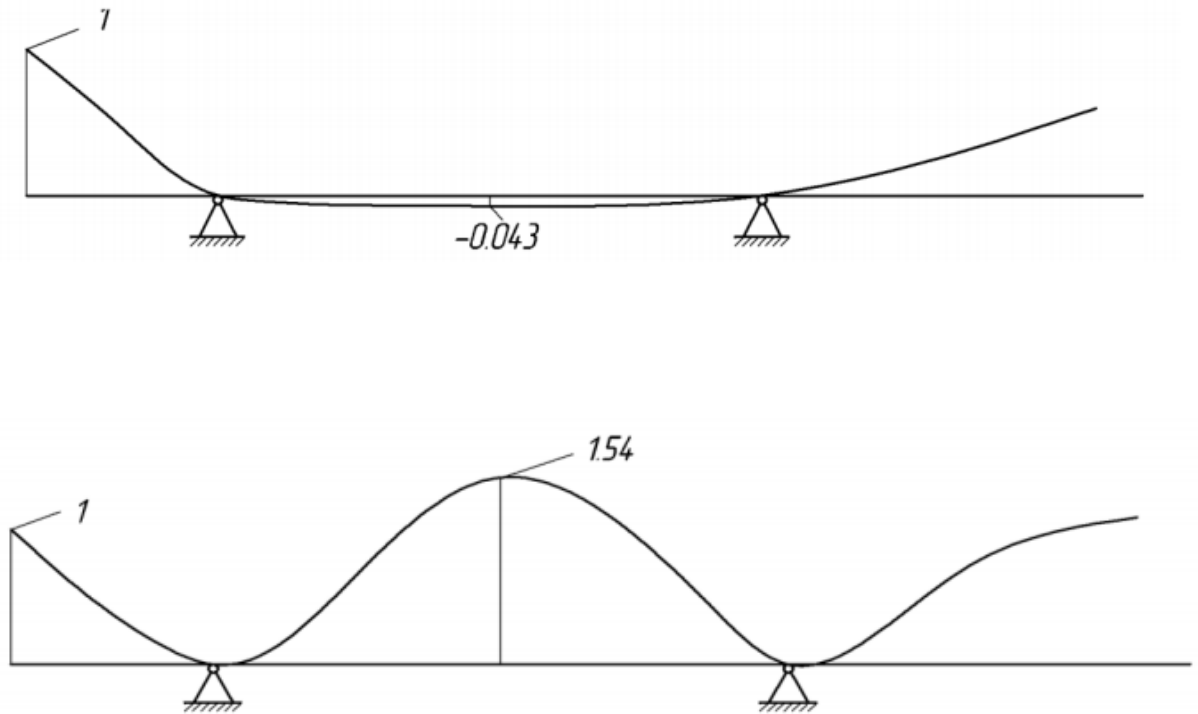


Рис. 3.22. Перша і друга форми власних коливань

Таким чином, в результаті динамічного аналізу ми розрахували як власні частоти шпиндельного вузла, так і отримали характерний вигляд форм його коливань.

3.7. Висновки результатів наукових досліджень

На основі сформованої послідовності досліджень:

1. Отриманий аналіз утворення нерівномірності фрезерування плоских поверхонь;
2. Показаний характер динамічних збурень фрезерування як системи автоматичного регулювання;
3. Розвинута і досліджена математична модель формування зусилля і крутного моменту фрезерування;
4. Розраховані і побудовані графічно залежності силових факторів з метою управління режимом фрезерування з використанням впливу на крутний момент;

5. Розроблені конструкції спеціальних інструментів для регулювання крутним моментом в процесі здійснення фрезерування;
6. Для пропонуваного вертикально-фрезерного верстату побудована і досліджена математична модель динаміки шпиндельного вузла при представленні її багатомасовою системою та знайдені теоретично частоти і основні форми власних коливань шпинделя;

Певна частина результатів наведених досліджень оприлюднена і опублікована у матеріалах студентської науково-технічної конференції ТНТУ (квітень 2021р.).

Ксерокопія тез наведена у додатках.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЛЬНОСТІ

4.1 Вимоги охорони праці при роботі на фрезерних верстатах

Загальні вимоги безпеки розповсюджуються на всі групи металорізальних верстатів. Ці вимоги включають загальні вимоги до верстатів, електрообладнання і місцевого освітлення, а також додаткові вимоги до верстатів різних груп.

Загальні вимоги до верстатів передбачають вимоги [29]:

- до захисних пристроїв;
- до органів керування;
- до пристосувань для встановлення і закріплення заготовок;
- інші.

Так, передачі (пасові, ланцюгові, зубчасті та інші), що розташовані поза корпусами, повинні мати огороження. Захисні пристрої (екрани), що огорожують зону обробки, повинні захищати робітника від стружки, що відходить від верстату під час оброблення, і змащувально-охолоджувальної рідини. Захисні пристрої, які необхідно знімати при зміні заготовки чи інструменту, або ж при підналагодженні верстату чи інших потребах, повинні мати масу не більше 6 кг. Захисні пристрої повинні бути достатньо жорсткими, при необхідності мати оглядові вікна необхідних розмірів.

Наприклад можна запропонувати такий варіант огороження для вертикально-фрезерного верстату [1]. Огороджувальний пристрій складається із огороджувального щитка із оглядовим вікном. Це оглядове вікно виготовлене із безосколкового тришарового полірованого скла товщиною не менш, ніж 4 мм. Установка пристрою по висоті здійснюється з допомогою чотриланкового механізму.

Допускається застосування і інших видів пристроїв, що забезпечують ефективно огороження, наприклад розсувних штор із прозорого маслостійкого матеріалу та інших.

Механізми подачі сучасних фрезерних верстатів можуть мати у своїй конструкції запобіжні муфти [1]. Ці муфти зупиняють рух стола при перенавантаженні або наїзді на жорсткий упор. Муфта розміщена всередині верстату і відрегульовується на підприємстві, де виготовляється верстат. Маховички і рукоятки ручних переміщень стола в періоди, коли вони не використовуються за призначенням, відключаються від відповідних валів кулачковими муфтами під дією пружин. Тому при механічних переміщеннях стола органи ручних переміщень не обертаються. Маховичок поперечного і рукоятка вертикального переміщень стола вручну зблоковані з електромагнітними муфтами відповідних механічних переміщень. Блокування не дозволяє користуватись органами ручного переміщення під час механічної подачі і навпаки.

Включення електродвигуна приводу шпинделя і механізму закріплення інструменту зблоковане електросхемою так, що виключається можливість обертання шпинделя пр. не затиснутому інструменті, і, навпаки, відкріплення інструменту при працюючому шпинделі. Надійність закріплення інструменту контролюється кінцевим вимикачем. При закріпленому інструменті виключається електродвигун механізму закріплення, а на пульті гасне сигнальна лампа.

Приведемо основні вимоги техніки безпеки при транспортуванні, встановленні і зніманні фрез [1].

Фрези повинні зберігатися і транспортуватися у спеціальній тарі. При встановленні різального інструменту необхідно надягати рукавиці. Легкі різальні інструменти масою до 3 кг встановлюють вручну.

Фрези масою від 3 до 8 кг на вертикально-фрезерних верстатах необхідно встановлювати таким чином: покласти фрезу хвостовиком вгору на дерев'яну підкладку, розміщену на столі верстату; переміщуючи стіл, підвести фрезу під шпиндель; підняти стіл вгору, завести хвостовик фрези у отвір шпинделя і посадити фрезу на шпиндель; закріпити фрезу. Знімання фрез із верстату проводиться у оберненій послідовності зі збереженням тих же засобів перестороги.

Пристосування і заготовки масою більше 20кг встановлюють та знімають, використовуючи підймальні засоби – крани, тельфери та інші. Механічні пристрої, які призначені для закріплення заготовок та інструментів, повинні надійно утримувати заготовку навіть у випадку несподіваного припинення подачі електроенергії.

У випадках закріплення оброблюваних заготовок у пневматичних, гідравлічних та електромагнітних пристосуваннях необхідно оберігати від механічних пошкоджень трубопроводи подачі змащувально-охолоджуючих рідин, повітря а також електропроводку.

Оброблювану заготовку слід подавати до фрези тільки після початку її обертання. Перед вимірюванням оброблюваної заготовки фрезу необхідно відвести на безпечну відстань. Перш, ніж звільняти деталь від будь-якого виду її закріплення, необхідно зупинити верстат і відвести різальний інструмент.

У всіх фрезерних верстатах із програмним керуванням, а також в універсально-фрезерних верстатах із шириною стола більше 320мм, у верстатах із хрустовим столом і поздовжньо-фрезерних верстатах інструмент повинен кріпитись механічно.

Багатоопераційні верстати (оброблюючі центри) з числовим програмним керуванням, які споряджені інструментальним магазином з автоматичною зміною інструментів, повинні мати захисні пристрої, що запобігають від можливого травмування осіб саме інструментами, що знаходяться в магазині (або револьверній головці) при її повороті. Механізм переносу інструменту із магазину до шпинделя і у зворотньому напрямі повинен забезпечуваним надійне захоплення інструменту і виключати його випадання при маніпулюванні.

Кожний робітник повинен добре знати і обов'язково виконувати всі правила техніки безпеки, які викладені у спеціальних інструкціях для осіб, що працюють на різних типах металообробного обладнання, зокрема на фрезерних верстатах. Крім загальних вимог у таких інструкціях містяться конкретні вказівки, як попередити аварійну ситуацію, як уникнути нещасного випадку при роботі з багатолезовими інструментами та інші рекомендації.

4.2. Розрахунок захисного заземлення

Для технологічного обладнання потрібно розраховувати захисний заземлюючого пристрою, [30]. Об'єктом заземлення є стаціонарне обладнання, яке підключене до мережі 220В із глухо заземленою нейтраллю. Вибираємо заземлюючий пристрій вертикального і горизонтального типу. Встановлюємо розміри вертикальних заземлювачів: довжина $l_v = 4$ м; сичення кутника 35×35 мм, а розміри горизонтальних заземлювачів - $d_g = 0,03$ м. Глибина закладання заземлювачів $h_v = h_g = 0$ м. Попередньо приймаємо розташування заземлювачів за чотирикутним контуром за кількості стержнів від 4 до 100 та в один ряд при числі стержнів від 2 до 20. Грунт – однорідний, вологість і агресивність – нормальні, кліматина зона - II.

Розрахунок полягає у наступному.

Визначаємо характеристику навколишнього середовища в розглядуваному цеху: за пожежною небезпекою згідно з ПУЕ воно відноситься до класу II – 11; за вибухонебезпечкою згідно з ПУЕ - до класу В – 1; за ступенем ураження електричним струмом – без підвищеної та особливої небезпеки.

Допустиме значення опору розтіканню струму в заземлювальному пристрої складає $R_d \leq 4$ Ом. Приблизне значення питомого опору ґрунту, приймаємо $\rho_{\text{табл.}} = 300$ Ом/м [30]. Приймаємо коефіцієнт сезонності для вертикальних заземлювачів, для даної кліматичної зони II $K_{с.в.} = 1,5$, а коефіцієнт сезонності для горизонтального заземлювача відповідно $K_{с.г.} = 3,5$, [30].

Таким чином, розрахунковий питомий опір ґрунту для вертикальних заземлювачів

$$\rho_{\text{розр.в.}} = \rho_{\text{табл.}} \cdot K_{с.в.} = 300 \cdot 1,5 = 450 \text{ Ом.} \quad (4.1)$$

Відповідно розрахунковий питомий опір ґрунту для горизонтальних заземлювачів

$$\rho_{\text{розр.г.}} = \rho_{\text{розр.в.}} \cdot K_{с.г.} = 450 \cdot 3,5 = 1575 \text{ Ом.} \quad (4.2)$$

Визначаємо опір розтікання струму в одному вертикальному заземлювачі:

$$R_{\varrho} = \frac{\rho_{p.в.}}{\pi \cdot l_B} \cdot \ln \frac{4,2 \cdot l_{p.в.}}{b} = \frac{450}{3,14 \cdot 4} \cdot \ln \frac{4,2 \cdot 4}{0,035} = 221 \text{ Ом.} \quad (4.3)$$

Тоді теоретична кількість вертикальних заземлювачів без врахування коефіцієнта використання $\eta_{в.в.}$.

$$n_{т.в.} = \frac{R_{\varrho}}{R_{\varrho} \cdot \eta_{в.в.}} = \frac{221}{4 \cdot 1} = 55 \text{ шт.} \quad (4.4)$$

Приймаємо коефіцієнт використання вертикальних заземлювачів при розташуванні їх згідно вихідних даних або за чотирикутним контуром при $n_{т.в.} = 55$ шт. та при відсутності $L_{в.}/l_{в.} = 1$: $\eta_{т.в.} = 0,39$ [30].

Таким чином, визначаємо необхідну кількість штук вертикальних однакових заземлювачів

$$n_{н.в.} = \frac{R_{\varrho}}{R_{\varrho} \cdot \eta_{т.в.}} = \frac{221}{4 \cdot 0,39} = 142 \text{ шт.} \quad (4.5)$$

Обчислюємо розрахунковий опір розтікання струму у вертикальних заземлювачах без врахування з'єднувальної стрічки

$$R_{розр.в.} = \frac{R_{\varrho}}{n_{н.в.}} = \frac{221}{142} = 1,56 \text{ Ом.} \quad (4.6)$$

Визначаємо відстань між вертикальними заземлювачами, зважаючи на співвідношення $L_{в.}/l_{в.} = 1$,

$$L_{в.} = 1 \cdot l_{в.} = 1 \cdot 4 = 4 \text{ м,} \quad (4.7)$$

де $l_{в.}$ – довжина вертикального електрода.

Тоді довжина з'єднувальної стрічки горизонтального заземлення.

$$L_{з.с.} = 1,05 \cdot L_{в.} \cdot (n_{н.в.} - 1) = 1,05 \cdot 4 \cdot (142 - 1) = 592 \text{ м.} \quad (4.8)$$

Отже, опір розтікання струму в горизонтальному заземлювачі (з'єднувальній стрічці):

$$R_{z.z.c.} = \frac{\rho_{p.z.}}{\pi \cdot L_{z.c.}} \cdot \ln \frac{2L_{z.c.}}{d} = \frac{1575}{3,14 \cdot 592} \cdot \ln \frac{2 \cdot 592}{0,03} = 8,9 \text{ Ом.} \quad (4.9)$$

Визначаємо коефіцієнт використання горизонтальних заземлювачів при розташуванні вертикальних за чотирикутним контуром. При співвідношенні $L_{в.}/\ell_{в.} = 1$ та необхідній кількості вертикальних заземлювачів $n_{н.в.} = 142$ шт. приймаємо $\eta_{в.г.} = 0,20$, [30]. При паралельно включених горизонтальних заземлювачах $\eta_{в.г.}$ визначають з [30].

Отже, можемо отримати розрахунковий опір розтікання струму в горизонтальних заземлювачах (з'єднуючій стрічці):

$$R_{розр.г.} = \frac{R_{z.z.c.}}{N_z \cdot \eta_{в.г.}} = \frac{8,9}{1 \cdot 0,20} = 44,5 \text{ Ом.} \quad (4.10)$$

Визначаємо розрахунковий теоретичний опір розтікання струму у вертикальних та горизонтальних заземлювачах:

$$R_{розр.в.г.} = \frac{R_{розр.в.} \cdot R_{розр.г.}}{R_{розр.в.} + R_{розр.г.}} = \frac{4 \cdot 44,5}{4 + 44,5} = 3,7 \text{ Ом.} \quad (4.11)$$

Матеріал та поперечний перетин з'єднувальних провідників вибираємо згідно [30] табл. 2.20: провідники алюмінієві $S_{м.} = 6 \text{ мм}^2$.

Такий же вибір робимо щодо матеріалу та поперечного січення магістральної шини. Приймаємо сталеву шину товщиною $\delta_s = 4 \text{ мм}$ і січенням не менше $\sigma = 100 \text{ мм}^2$, [30].

Остаточно представимо схему з'єднання обладнання з магістральною шиною та з'єднання магістральної шини зі заземлювальним пристроєм (з'єднувальною стрічкою) (рис. 4.1).

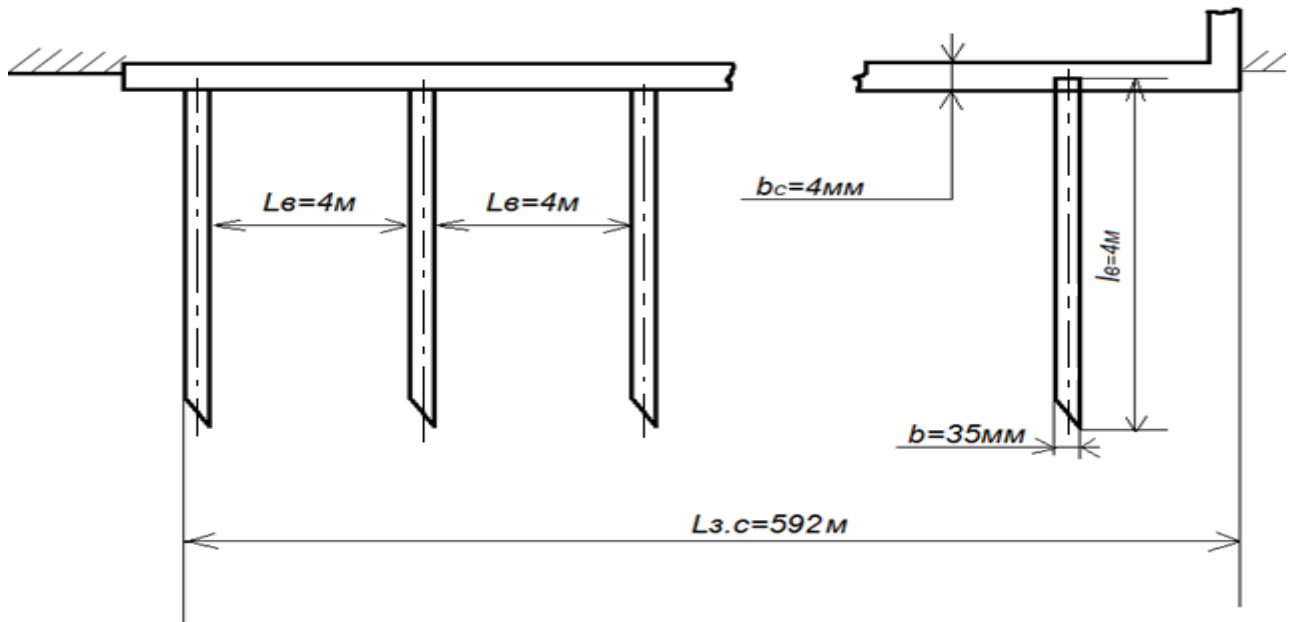


Рис. 4.1. Схема з'єднання обладнання з магістральною шиною

Висновки до розділу 4

На виконання розділу 4 можна зробити такі висновки.

1. На основі існуючих джерел зроблено пропозиції щодо вимог охорони праці при виконанні фрезерних робіт, в тому числі на проектованому вертикально-свердильному верстаті.
2. В результаті проведеного відповідно до відомих рекомендацій аналітичного розрахунку спроектована схема захисного заземлення на основі з'єднання обладнання з магістральною шиною. Розрахунком доведено, що теоретичний опір розтікання струму у вертикальних та горизонтальних заземлювачах становить 3,7 Ом. Таке значення опору відповідає існуючій вимозі.

Загальні висновки

1. В даній кваліфікаційній роботі магістра вирішено важливу науково-прикладну проблему стосовно підвищення стабільності фрезерної обробки на верстаті вертикальної компоновки.
2. В результаті аналіз відомих літературних джерел наукового і технічного характеру, якого встановлені існуючі підходи до оцінки конструктивної і динамічної нерівномірностей різання при фрезеруванні, а також на основі відповідних математичних моделей показана методика підвищення стабільності процесу.
3. Представлені деякі зразки конструкцій верстатів для фрезерних робіт і виявлені основні технологічні передумови фрезерної обробки на верстатах вертикальної компоновки та прораховані відповідні режими обробки.
4. Базуючись на проілюстрованих схемах формоутворення проведений математичний відбір компоновочного рішення і формування структурної схеми верстату. Це послужило основою для кінематичного обґрунтування приводу головного руху вертикально-фрезерного верстату із модернізованою кінематикою з використанням зубчасто-пасової передачі.
5. В результаті аналітичного розрахунку для даного верстату розроблена конструкція шпindelної бабки, а також шпindelного вузла та його елементів.
6. Проведений аналіз утворення змінної товщини зрізу, що є причиною нерівномірностей при фрезеруванні плоских поверхонь.
7. У результаті представлення фрезерування як системи автоматичного регулювання проілюстрована зміна відповідних передаточних функцій, що описують процес.
8. Для випадку фрезерування плоскої поверхні запропоновані і проаналізовані математичні моделі обчислення зусиль та крутного моменту як об'єктів регулювання режимами обробки.

9. Побудовані комп'ютерні графіки силових факторів для їх дослідження щодо можливості використання при регулюванні режимом фрезерування.
10. Розроблені конструкції торцевих фрез з метою забезпечення можливості регулювання крутним моментом під час фрезерування.
11. Досліджена математична модель динамічних характеристик шпindelного вузла вертикально-фрезерного верстату на основі її моделювання багатомасовою пружною системою та обчислені для конкретної конструкції частотні показники і форми коливань шпинделя.
12. Кваліфікаційна робота доповнена заходами з охорони праці при виконанні фрезерних робіт і пропозиціями з безпеки життєдіяльності.

Бібліографія

1. Барбашов, Ф.А. Фрезерные работы/ Ф.А. Барбашов. - М.: Высш. шк., 1986. - 208с.
2. Грановский, Г.И. Резание металлов / Г.И. Грановский, В.Г. Грановский. – М.: Высш. шк., 1985. - 304с.
3. Егоров, М.Е. Технология машиностроения /М.Е. Егоров, В.И. Дементьев, В.Л. Дмитриев. – М.: Высшая школа, 1976. – 535с.
4. Балакшин, Б.С. Основы технологи машиностроения /Б.С. Балакшин. – М.: Машиностроение, 1969. – 561с.
5. Кузнецов, Ю.М. Теорія технічних систем /Ю.М. Кузнецов, І.В. Луців, С.А. Дубиняк. – К. – Тернопіль, 1997. – 310с.
6. Кудинов, В.А. Динамика станков /В.А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 359с.
7. Попов В.И. Динамика станков /В.И. Попов, В.И. Локтев. – К.: Техніка, 1975. – 136с.
8. Теорія автоматичного керування
9. Металлорежущие станки: Учебник /В.Э.Пуш и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 575с.
10. Пуш, В.Э. Конструирование металлорежущих станков /В.Э. Пуш. – М.: Машиностроение, 1977. – 561с.
11. Тверской М.М. Автоматическое управление режимами обработки деталей на станках / М.М. Тверской. М.: Машиностроение, 1982. – 208с.
12. Маеров, А.Г. Устройство, основы конструирования и расчет металлообрабатывающих станков и автоматических линий: Учебное пособие / А.Г.Маеров. М.: Машиностроение, 1986.
13. Справочник технолога-машиностроителя: В 2-х т. /Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – М.: Машиностроение, 1986.
14. Горбачевич, А.Ф. Курсовое проектирование по технологии машиностроения /А.Ф. Горбачевич. – Минск: Высшейшая школа, 1975. – 288с.

15. Барановский, Ю.В. Режимы резания металлов: Справочник /Ю.В. Барановский. – М.: Машиностроение, 1972. – 408с.
16. Гуляев, А.П. Металловедение /А.П. Гуляев. – М.: Машиностроение, 1986. – 272с.
17. Дубиняк, С.А. Расчет деталей и узлов металлорежущих станков с использованием ЭВМ: Учеб. пособие /С.А. Дубиняк, С.Г. Нагорняк, И.В. Луцив, И.Д. Дубецкий. – К.: УМК ВО, 1989. -152с.
18. Детали и механизмы металлорежущих станков. Под ред. Д.Н.Решетова. В 2-х т. – М.: Машиностроение, 1970.
19. Аверьянов, О.И. Модульный принцип построения станков с ЧПУ / О.И. Аверьянов. – М.: Машиностроение, 1987. – 345с.
20. Врагов, Ю.Д. Анализ компоновок металлорежущих станков /Ю.Д. Врагов. – М.: Машиностроение, 1978. – 208с.
21. Кедров, С.С. Колебания металлорежущих станков /С.С. Кедров. – М.: Машиностроение, 1978. – 199с.
22. Анельчик, Д.Є. Система різання: фізичні основи і оптимізація /Д.Є. Анельчик, С.В. Швець, І.В. Луців, І.Д. Дубецький. Під ред. І.В. Луціва. – Одеса-Тернопіль: вид-во ТДТУ, 2000. – 145с.
23. Луців, І.В. Аналіз частотними методами динамічної стійкості багатолезової самоналагоджувальної обробки / І.В. Луців //Вісник Тернопільського державного університету, 1999, т.4, №1 с.97-103.
24. Шанайда, В.В. Пакет MathCADв інженерних розрахунках /В.В. Шанайда. –Тернопіль: вид-во ТДТУ, 2001. – 163с.
25. Нагорняк, С.Г. Предохранительные механизмы металлообрабатывающего оборудования: Справочник / С.Г. Нагорняк, И.В. Луцив. – К.: Тэхника, 1992. – 72с.
26. Войцещук. / Матеріали IV міжнародної студентської науково-технічної конференції / Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (м. Тернопіль, 28-29 квітня 2021 року), 2021. - С.81.

27. Луців І.В. Багатолезове адаптивне оснащення: техніко-економічні показники/ І.В. Луців // Вісник ЖДТУ. - Житомир: ЖДТУ, 2001, 316, с. 52-59

28. Адаптивное управление технологическими процессами / Ю.М. Соломенцев, В.Г. Митрофанов, С.П. Протопопов и др. М.: Машиностроение, 1980. – 536с.

29. Охорона праці : Навч. посіб. / Я.І. Бедрій, Є.О. Геврик, І.Я. Кіт та інші; ред. Є.О. Геврик; Укр. Держ. Лісотехн. Ун-т. – Львів, 2000. – 280с.

30. Липкин Б.Ю. Электроснабжение промышленных предприятий и установок / Б.Ю. Липкин - М.: Высшая школа, 1990. - 366 с. /