

УДК 621.9.011/013:621.9.02  
КП  
№ держреєстрації 0115U000663  
Інв. №

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
(СумДУ)  
40007, м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2, тел. (0542) 33-41-08,  
info@sci.sumdu.edu.ua

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Проректор з наукової роботи  
д. ф.-м. н., професор

\_\_\_\_\_ А.М. Черноус

ЗВІТ  
З НАУКОВО-ДОСЛІДНИЦЬКОЇ РОБОТИ

«Комплексна розробка методів підвищення ефективності оброблення  
важкооброблювальних матеріалів за рахунок удосконалення різальних інструментів  
та умов їх застосування»  
(проміжний)

Начальник НДЧ  
к. ф.-м. н., с.н.с.

Д.І. Курбатов

Керівник НДР  
зав. кафедри технології  
машинобудування, верстатів та інструментів  
д. т. н., професор

В.О. Залога

Суми 2016

Рукопис закінчено 21 грудня 2016 р.  
Результати роботи розглянуто науковою радою СумДУ,  
протокол № 4 від 23 грудня 2016 р.

**СПИСОК АВТОРІВ**

Керівник НДР, гол. наук. співроб., доктор техн. наук	_____ _____ _____	В.О. Залога (реферат, вступ, висновки, розділи 1,2,3,4)
Відповідальний виконавець пров. наук. співроб., доктор техн. наук	_____ _____ _____	Д.В. Криворучко (розділи 1,2,5)
Інженер, кандидат техн. наук, Мол. наук. співроб.	_____ _____ _____	О.В. Івченко (розділ 1,3)
Мол. наук. співроб.	_____ _____	О.О. Залога (розділ 5)
Мол. наук. співроб.	_____ _____	Ю.В. Шаповал (розділ 1,2,3)
Інженер	_____ _____	В.Г. Фортонюк (розділ 2)
Інженер	_____ _____	І.О. Осадчий (розділ 5)
Інженер	_____ _____	О.Г. Залога (розділ 1)
Інженер	_____ _____	А.О. Нешта (розділ 5)
Інженер	_____ _____	І.М. Дегтярьов (розділ 1,2)

Інженер	_____	А.Ю. Довгополов
	_____	(розділ 4,5)
Лаборант	_____	Є.С. Лобов
	_____	(розділ 1)
Лаборант	_____	П.В. Рибалка
	_____	(розділ 2,3)
Лаборант	_____	С.П. Холявка
	_____	(розділ 3)
Лаборант	_____	А.В. Лісовенко
	_____	(розділ 3)
Лаборант	_____	Р.М. Гриценко
	_____	(розділ 3)

## РЕФЕРАТ

Звіт: 87 с., 49 рис., 12 табл., 52 використаних джерела.

**Мета проекту** – створення теоретичних основ, технічних засобів та програмних продуктів визначення напружено-деформованого стану лезових інструментів у процесі їх експлуатації та розроблення методології проектування і прогнозування працездатності нових та удосконалення існуючих конструкцій лезових інструментів.

**Об'єкт дослідження** – процеси різання лезвими інструментами нових конструкційних важкооброблюваних матеріалів.

**Предмет дослідження** – теорія моделювання методом кінцевих елементів процесу різання багатокомпонентних структур і композиційних матеріалів.

**Методи дослідження:** основні положення теорії різання, метод кінцевих елементів, методи визначення фізико-механічних властивостей матеріалів, методи визначення трибологічних властивостей матеріалів, методи контролю топографії поверхні, методи планування експерименту.

У ході виконання науково-дослідної роботи розроблена скінчено-елементна модель важкооброблюваних та багатокомпонентних (композиційних) матеріалів. Запропоновано і впроваджено експериментальні методики визначення фізико-механічних, трибологічних властивостей і моделей багатокомпонентних матеріалів. Розроблені алгоритми та програмні модулі, що враховують рівень вібрацій та вплив контактних навантажень, що супроводжують процес оброблення різанням важкооброблюваних матеріалів.

Теоретичні положення доведені до рівня конкретних методик і практичних рекомендацій, які створюють умови для впровадження у виробництво.

МОДЕЛЬ МАТЕРІАЛУ, МЕТОД СКІНЧЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ, КОЕФІЦІЄНТ  
ТЕРТЯ, ТРИБОЛОГІЯ

## ЗМІСТ

<b>ВСТУП.....</b>	<b>7</b>
<b>РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ПРИЧИН ТА РОЗВИТКУ ЗНОШУВАННЯ ПРИ ТОЧІННІ З ВИСОКИМИ ЧАСТОТАМИ ОБЕРТАННЯ .....</b>	<b>8</b>
1.1 Класифікація причин зміни форми леза при обробці металевих та неметалевих матеріалів .....	13
1.2 Причини зношування в залежності від оброблюваного матеріалу.....	14
1.3 Вплив вібрацій на продуктивність обробки та працездатність різального інструменту при точінні з великими частотами обертання шпинделя .....	14
1.4 Висновки.....	19
<b>РОЗДІЛ 2 РОЗРОБЛЕННЯ АЛГОРИТМУ ТА ПРОГРАМНИХ ЗАХОДІВ МОДЕЛЮВАННЯ ЗМІНИ ФОРМИ РІЗАЛЬНОГО ЛЕЗА В ПРОЦЕСІ ЗНОШУВАННЯ.....</b>	<b>20</b>
2.1 Загальна методика дослідження.....	20
2.2 Розроблення алгоритму, що враховує рівень вібрацій при різанні важкооброблюваних матеріалів.....	21
2.3 Методика вимірювання віброприскорення .....	26
2.4 Методика фіксації сигналу датчиків .....	26
2.5 Дослідження статичної жорсткості стенду .....	27
2.6 Методика модуляції сигналу завдання .....	32
2.7 Методика контролю якості обробленої поверхні .....	33
2.8 Вибір та обґрунтування оброблюваних та інструментальних матеріалів ....	35
2.9 Висновки .....	36
<b>РОЗДІЛ 3 ТЕОРЕТИЧНІ ЗАСАДИ ПРИГНІЧЕННЯ КОЛИВАНЬ ПРИ ОБРОБЦІ РІЗАННЯМ.....</b>	<b>37</b>
3.1 Дослідження і керування зривом регенерації при токарній обробці .....	37

3.2 Дослідження впливу власних частот і форм коливань на амплітуду коливання вершини різця.....	42
3.3 Граничні умови моделі верстату в програмному комплексі ANSYS .....	46
3.4 Результати експериментальних та теоретичних досліджень верстату та їх аналіз .....	52
3.5 Висновки.....	56
<b>РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗРОБЛЕНИХ МОДЕЛЕЙ РІЗАННЯ ДЕТАЛЕЙ З ВАЖКООБРОБЛЮВАНИХ МАТЕРІАЛІВ .....</b>	<b>58</b>
4.1 Експериментальна перевірка розроблених моделей процесу різання.....	58
4.2 Вдосконалення алгоритму прогнозу ітераційного уточнення зношування інструменту .....	63
4.3 Дослідження адекватності розроблених моделей процесу зношення інструменту при обробці важкооброблюваних матеріалів .....	67
4.4 Дослідження зовнішнього впливу на відхилення траєкторії обертання шпинделя.....	69
4.5 Дослідження коливань технологічної системи за профілограмою обробленої поверхні .....	69
4.6 Висновки.....	71
<b>РОЗДІЛ 5 ВИЗНАЧЕННЯ КОНСТАНТИ МОДЕЛЕЙ ТЕРТЯ ДЛЯ ЗМІШАНИХ ПАКЕТІВ КОНСТРУКЦІЙНИХ КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ.....</b>	<b>73</b>
5.1 Дослідження трибологічних властивостей волокнистих полімерних композиційних матеріалів.....	73
5.2 Визначення константи тертя для пакетів вуглепластик/твердий сплав .....	74
5.3 Висновки.....	80
<b>ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....</b>	<b>81</b>
<b>ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....</b>	<b>83</b>

## ВСТУП

Звіт виконувався в рамках НДР № 51.20.01-01.15/17.3Ф.

У ньому розглянуто актуальні питання щодо обробки різанням важкооброблюваних та багатокомпонентних (композиційних) матеріалів та дослідження їх фізико-механічних та трибологічних властивостей.

У розділі 1 проведений аналіз причин та розвитку зношування різальної кромки інструменту при точінні з високими частотами обертання, враховуючи рівень вібрацій та вплив контактних навантажень.

Розділ 2 присвячено розробці скінчено-елементної моделі процесу різання та алгоритму для розрахунку зношування різального леза та зміни його форми в процесі лезової обробки, що дозволяє проводити автоматизовані розрахунки для визначення оптимальних режимів механічної обробки металевих та неметалевих важкооброблюваних матеріалів.

У розділі 3 розглянуто теоретичні засади пригнічення коливань при обробці різанням важкооброблюваних матеріалів та проведені дослідження щодо впливу власних частот і форм коливань на амплітуду коливання вершини різця.

У розділі 4 проведені експериментальні дослідження розроблених моделей обробки важкооброблюваних та матеріалів, аналіз динамічного стану системи у процесі роботи верстата та розроблено методику дослідження вібраційних процесів при обробці металевих та неметалевих важкооброблюваних матеріалів.

У розділі 5 запропоновані експериментальні методики визначення фізико-механічних, трибологічних властивостей і моделей композиційних матеріалів, що дозволили визначити константи моделей тертя та зношування з урахуванням адгезійної складової для волокнистих полімерних композиційних матеріалів.

## РОЗДІЛ 1

### АНАЛІЗ ПРИЧИН ТА РОЗВИТКУ ЗНОШУВАННЯ ПРИ ТОЧІННІ З ВИСОКИМИ ЧАСТОТАМИ ОБЕРТАННЯ

Безперервне підвищення вимог до якості сучасних машин і агрегатів, їх довговічності і надійності викликає необхідність широкого застосування нових конструкційних матеріалів, у т.ч. зі складною структурою, високою твердістю, низькою теплопровідністю і теплостійкістю, що, як правило, характеризуються специфічними особливостями їх механічної обробки та низькими показниками оброблюваності різанням.

На даний момент машинобудування зробило величезний стрибок у сфері обробки матеріалів з використанням прогресивного ріжучого інструменту з нових інструментальних матеріалів, поліпшеної геометрії і підвищеної стійкості, застосуванням різних способів комбінованої обробки, з внесенням додаткових потоків енергії і нових кінематичних схем тощо. Разом з тим, на сьогодні ще не можна сказати, що проблеми виготовлення деталей машинобудівного призначення вже повністю вирішені. Динамічний розвиток економіки і конкурентна боротьба в умовах ринку вимагають постійного вдосконалення технологій виробництва з урахуванням високих характеристик, що пред'являються до якості продукції і швидкості виготовлення при обов'язковому зниженні витрат енергії і відходів виробництва [1].

Одним з головних аспектів при виготовленні деталей є якість продукції, яка в значній мірі визначається багатьма складовими. Одним з основних показників є фізико-механічний стан поверхневого шару деталей машин, який формується в процесі їх виготовлення в результаті складної термомеханічної взаємодії заготовки, ріжучого інструменту, стружки, а також технологічного (мастильно-охолоджувальної) і навколишнього середовищ в контактних зонах механічної обробки. Тому для випуску конкурентоспроможної продукції сучасні процеси



виготовлення деталей машин повинні включати технологічні методи і прийоми, що забезпечують можливість спрямованого формування якості поверхневого шару. Тому при виготовленні деталей, особливо прецизійних, виникла необхідність розробки нових технологічних методів і прийомів механічної обробки. Ці прийоми, як правило, засновані на концентрації фізичних принципів дії на об'єкт обробки різанням, що перешкоджають технологічній спадковості змін, внесених в теплонавантажений поверхневий шар [2,3,4,5]. У зв'язку з цим необхідно постійно розвивати і вдосконалювати і різальні інструменти. З кінця XIX і до середини XX століття процеси зняття стружки в металообробній промисловості динамічно розвивалися. На початку основним інструментальним матеріалом була вуглецева сталь, яка має відносно низьку зносостійкість і недостатню здатність протистояти тепловим навантаженням. У процесі різання ріжуча кромка інструменту, виготовлена з інструментальної сталі з вмістом вуглецю 0,7 - 1,2% і загартована до твердості до 60 HRC, могла протистояти температурам не більше 200÷250 °С, і допускати обробку зі швидкостями різання до 10-15 м/хв. Трохи згодом з'явилися леговані інструментальні сталі, швидкорізальні сталі, тверді сплави, мінералокерамічні інструментальні матеріали, штучні алмази та інструменти на основі надтвердих нітридів бору [6, 7]. За останні роки потужно розвиваються методи покращення різальних властивостей інструментів шляхом нанесення на їхні робочі поверхні зносостійких покриттів, у т.ч. багат шарових. У процесі покращення експлуатаційних властивостей як конструкційних, так і інструментальних матеріалів постійно, а деколи і кардинально, змінювалися уявлення про процес різання в цілому і його технологічні можливості.

В даний час найбільші виробники ріжучого інструменту підвищують продуктивність обробки за рахунок поліпшення як геометрії найбільш використовуваних змінних непереточуваних пластин, так і розробки нових інструментальних матеріалів при активному використанні покриттів [7]. Наприклад, компанією Sandvik Coromant активно впроваджується новий сплав GC4325. Його

головна перевага - поєднання здатності працювати на підвищених режимах різання з гарантованим збільшенням стійкості інструменту. При його виготовленні використані передові сучасні досягнення в області виготовлення твердих сплавів з оптимальною структурою, а також в області нанесення покриттів. Останнім часом провідні виробники інструменту Sandvik Coromant, Secotool, Iscar і інші, наприклад, при точінні у більшості рекомендують швидкості різання понад 400 м/хв (табл. 1.1), у той час як традиційні тверді сплави можуть працювати при швидкостях різання, як правило, не більших, ніж 300 м/хв. Також вони рекомендують використовувати обробку без застосування MOP, що вимагає активних досліджень процесу різання на нових режимах обробки з метою пошуку оптимальних режимів обробки як з точки зору якості обробленої поверхні, так і з точки зору собівартості виготовлення.

У теперішній час ще досить часто у середньо серійному та серійному виробництвах, характерних для сучасної машинобудівної галузі, використовуються технології поопераційної обробки на різному устаткуванні (універсальному або з ЧПК) - токарному, фрезерному, шліфувальному тощо, що, як правило, потребує для збільшення швидкості обробки деталей (продуктивності) при забезпеченні потрібної якості виробів проявлення великої винахідливості, матеріальних та часових витрат.

Таблиця 1.1 – Рекомендовані швидкості різання для сучасних твердих сплавів при обробці конструкційних сталей

Оброблювальний матеріал	Інструментальний матеріал	Рекомендована швидкість різання, м/хв
Група P10	Sandvik Coromant CT5005	730–420
	Sandvik Coromant GC4235	425–180
	Korloy NC3030	400
	TaeguTec CT3000	450–100
	Seco Tools TP1500	1115–655
	Seco Tools CP500	405–240

Група N10	Sandvik Coromant CD10	2000–500
	TaeguTec KP500	600
	Seco Tools KX	575–280

Разом з тим, сьогодні все більш на машинобудівних підприємствах застосовуються багатofункціональні верстати (обробні центри). До таких верстатів можна віднести, наприклад, токарні верстати з додатковими шпинделями для виготовлення деталей, які являються тілами обертання, тобто з можливістю обробки заготовки з протилежного боку, які допомагають їх власникам при обробці відносно невеликих партій деталей, навіть дрібних серій, все ж таки залишатися конкурентоспроможними. Така функціональна можливість вказаних верстатів дозволяє обробляти деталі з обох протилежних боків на одному й тому ж верстаті замість двох або збільшення кількості операцій. Зараз вже досить часто використовуються подібні верстати (з двома протилежними шпинделями) з двома револьверними головками, які можуть мати функції фрезерування, свердління тощо. Часто у таких револьверних головок є 12 позицій які можуть додатково до процесу точіння виконувати фрезерування або свердління з потужностями до 2-3 кВт. З виникненням нових інструментальних матеріалів і зносостійких покриттів, що дозволяють працювати на більш високих швидкостях при обробці, у т.ч. і важкооброблюваних матеріалів, такі верстати вже можуть працювати з частотами обертання шпинделя 5 000 об/хв і більше [7]. Це дозволяє суттєво зменшити кількість необхідного устаткування та час виробничого циклу (досить часто до 50 % і більше), одночасно підвищуючи якість виробів, а, відповідно, і їхню конкурентоспроможність. Конфігурація з двома шпинделями (проти шпинделями) і двома револьверними головками у теперішній час вже отримала досить велику популярність (табл.1.2), оскільки вона дозволяє не тільки збільшити обсяг виробництва і знизити його вартість, а також суттєво покращити якість продукції, що виготовляється на відповідному підприємстві.

Таким чином, можливість виконання різних технологічних операцій верстатів токарної групи реалізується додатковими операціями свердління, фрезерування, нарізування різі тощо, оскільки цього вимагають майже 80% всіх деталей після токарної операції.

Багатофункціональність обробного устаткування має багато переваг, включаючи скорочення часу процесу або часу циклу, що витрачається на виробництво деталі на протязі всіх етапів життєвого циклу (ЖЦ), пов'язаних із виготовленням виробу.

Таблиця 1.2 – Технічні характеристики сучасних токарних верстатів з двома шпинделями

Назва верстату	Потужність головного приводу, кВт	Максимальна швидкість обертання шпинделя, об/хв	Максимальний діаметр оброблювальної деталі, мм
Haas OL-1	5,6	6000	125
Haas ST-10	11,2	6000	400
Okuma MULTUS B200II	7,5	6000	600
Okuma MULTUS B200II	11	5000	630
DMG Nef400	8	4500	350
DMG Nef600	28	3500	600
Mori seiki NLX 2500/750	15	3500	360

Ефективність багатофункціонального обробного устаткування в значній мірі залежить від швидкого і гнучкого переоснащення верстата і налагодження його для обробки нових деталей, що досягається за рахунок оптимізації робочого простору яке забезпечує вільне переміщення всіх робочих органів, доступність для наладчика і простоту обслуговування. У разі ручної заміни заготовок і інструментів також

забезпечується їх легка доступність, а при автоматизації цих функцій додатково ще й вільний простір для маніпулювання і гарантованого очищення елементів базування і закріплення від забруднення [8, 9].

### **1.1 Класифікація причин зміни форми леза при обробці металевих та неметалевих матеріалів**

Провідні виробники металорізального обладнання - Haas, Okuma, DMG, Mori Seiki, Gildemeister - на сьогоднішній день виробляють переважну кількість сучасних токарних верстатів і обробних центрів [8, 9, 10]. Однак, більшість цих верстатів вкрай рідко має частоту обертання шпинделя виробу більше 6 000 об/хв. Наприклад, при обробці деталей діаметром до 10 мм на традиційно використовуваних у машинобудуванні верстатах швидкість різання може складати близько 150 м/хв, в той час як інструментальні матеріали на сьогоднішній день дозволяють виконувати механічну обробку зі швидкостями різання понад 500 м/хв.

Не зовсім зрозумілим є також і те, чому виробники саме токарних верстатів досить часто залишають частоти обертання шпинделів відносно низькими. у той час як окремі конструктивні елементи шпиндельних вузлів, а також приводи вже досить давно дозволяють виконувати їх з частотами понад 10 000 об/хв. Наприклад, частота обертання шпинделя сучасного фрезерного верстата досить часто вже перевищує 25 000 об/хв. При цьому обробка деталей ведеться тими ж за якістю інструментальними матеріалами, що і при точінні.

Можна припустити, що це пов'язано більше з безпекою при роботі на цьому обладнанні і і труднощами, пов'язаними з балансуванням елементів верстата і заготовки у процесі роботи верстата, адже дисбаланс заготовки, особливо пруткового матеріалу, можуть викликати підвищену небезпеку для оператора, а також супроводжуватись руйнуванням частин обладнання у зв'язку з недопустимими вібраціями, що можуть супроводжувати такий процес оброблення.

## **1.2 Причини зношування в залежності від оброблюваного матеріалу**

Таким чином, використання методу інтенсифікації режимів різання за рахунок підвищення швидкості різання (наприклад, для процесів з обертальним головним рухом різання шляхом підвищення частоти обертання шпинделя) досить часто стримується, головним чином, втратою динамічної стабільності обробної технологічної системи (ОТС) і, відповідно, погіршенням вихідних показників (якості обробленої поверхні, стійкості різальних інструментів, терміну служби (ресурсу) обладнання тощо) процесу оброблення за рахунок коливань неприпустимо великої амплітуди, що виникають при цьому. У деяких випадках ці коливання (як вимушені, так і автоколивання [11, 14, 30]) можуть призводити і до аварійних ситуацій внаслідок поломки найменш міцних елементів ОТС. Особливо небезпечними і небажаними є резонансні коливання – явища, що характеризується різким зростанням амплітуди коливань, яке настає при збігу частоти власних коливань відповідного елемента ОТС, наприклад, з частотою обертання шпинделя, як збудника виникнення цих коливань. Відомо [6], що на форму і рівень коливань, які виникають у процесі високошвидкісного оброблення впливає значна кількість факторів: якість(точність) і спосіб закріплення заготовки, жорсткості окремих елементів ОТС, їхнє розташування, внутрішні дефекти в них тощо.

## **1.3 Вплив вібрацій на продуктивність обробки та працездатність різального інструменту при точінні з великими частотами обертання шпинделя**

Аналіз літературних джерел показав, що для якісного збільшення швидкості обробки деталей малих діаметрів необхідно забезпечити синхронну працездатність ріжучого інструменту і металообробного обладнання при раціональних швидкостях різання. При цьому вплив власних коливань обладнання на процес різання повинно бути мінімальним та динамічні характеристики виконавчих органів повинні

забезпечувати точну і синхронну роботу. При точінні деталей діаметром менше 20 мм максимально досяжна швидкість різання орієнтовно становить 400 мм/хв для більшості сучасних верстатів з максимальною частотою обертання 5 000÷6 000 об/хв. (рис.1.1).

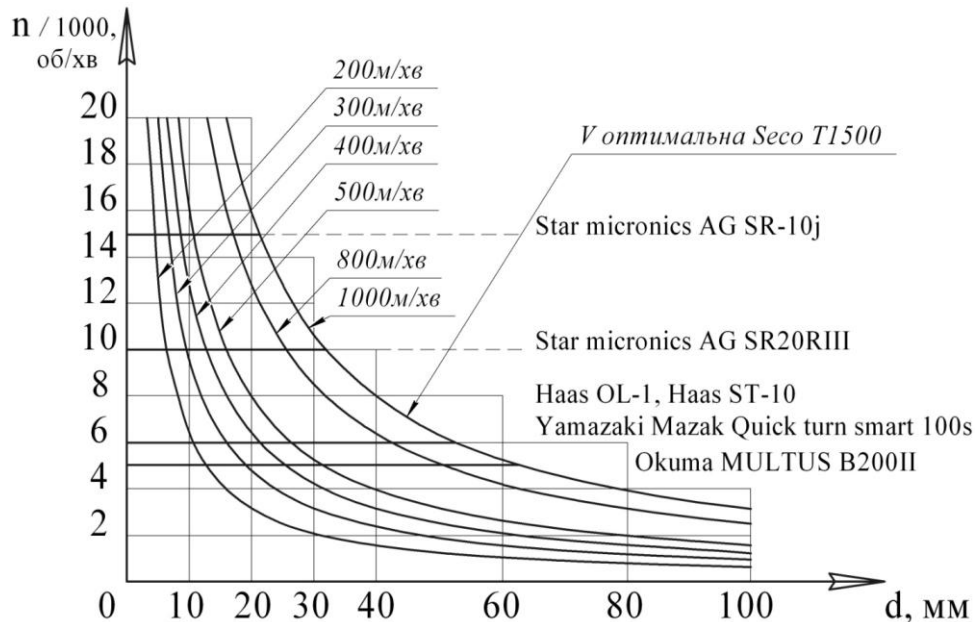


Рисунок 1.1 – Залежність швидкості різання від частоти обертання шпинделя і діаметра оброблюваної деталі

Якщо прийняти подачу постійною за умови жорсткості деталі, для кожного верстата є таке граничне значення продуктивності, яке пов'язане з максимальними обертами шпинделя. Продуктивність обробки, якщо не враховувати допоміжного часу, значно залежить і від хвилинної подачі (швидкості подачі  $S \cdot n$ ). Тому якщо подача досягне деякого максимального критичного значення (з точки зору силової взаємодії елементів технологічної системи), то продуктивність значною мірою має залежати від частоти обертання заготовки (рис. 1.2).

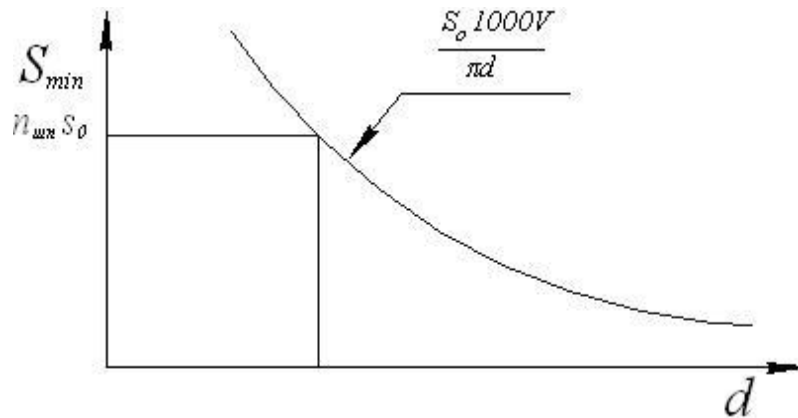


Рисунок 1.2 – Вплив діаметра деталі на продуктивність обробки (за умови  $S_o = const$  )

При обробці деталей з дуже малою швидкістю різання твердосплавним інструментом дуже часто відбувається крихке руйнування ріжучої кромки. Відомо, що сучасний інструмент має зону режимів різання, при яких його стійкість буде оптимальною [7, 12]. Вихід за межі цих режимів в сторону зменшення призводить до зменшення стійкості через руйнування різальної кромки. Збільшення режимів різання призводить до інтенсифікації процесів, які супроводжують механізми зношування, що також суттєво зменшує стійкість інструменту (рис. 1.3). Для ефективного перенесення вартості інструменту на оброблювану деталь малого діаметру, необхідно поєднати вимоги до оптимальних режимів різання кожного з інструментальних матеріалів та технологічні можливості верстата.

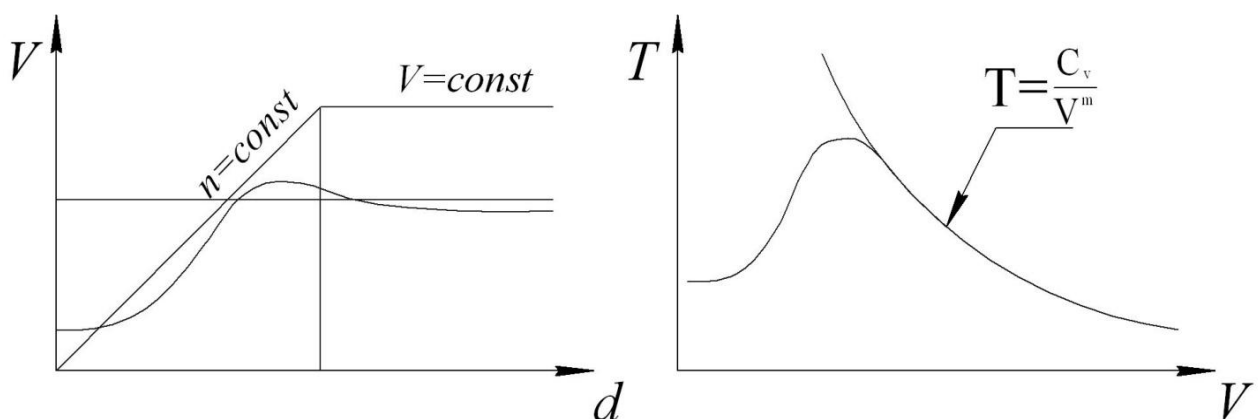


Рисунок 1.3 – Стійкість інструменту в залежності від швидкості різання



Одне з найскладніших завдань, яке необхідно вирішувати при збільшенні швидкостей обробки, - це поява вібрацій в системі верстат - пристосування - інструмент - заготовка. Багато вчених (В. А. Кудінов [11], J. Tlustý [13], I. Г. Жарков [14], М. Е. Ельясберг [15], С. С. Кедров [16], Н. І. Ташлицький [17], S. Doi & S. Kato [18], М. Esser [19], Ю. Н. Внуков [20] та ін.) провели ряд досліджень щодо впливу коливань при різанні металів на якість оброблюваної поверхні.

Відомий як позитивний, так і негативний вплив коливань при різанні. При певній амплітуді коливання, що виникають в процесі механічної обробки так само, як і спеціально вводяться в зону різання вимушені коливання, призводять до полегшення пластичної деформації, зменшення коефіцієнта тертя на передній і задній поверхнях леза інструменту, поліпшення відводу стружки, до помітного зниження сили різання, до зменшення адгезійних явищ і, як результат цього - до зменшення інтенсивності зношування інструменту і підвищення його стійкості [14].

З іншого боку, циклічне навантаження інструменту при збільшенні амплітуди автоколивань викликає втомне руйнування різальних кромek інструменту, що знаходиться в контакті з виробом і стружкою. Тому при перевищенні амплітудою коливань деякого граничного значення стійкість інструменту починає швидко знижуватися [14]. Слід також враховувати, що при збільшенні амплітуди коливань істотно збільшується довжина шляху, пройдена інструментом по виробу, а отже, і зношення інструменту по задніх і передніх поверхнях [14]. Однак при чистовій обробці конструктивних матеріалів будь-які коливання негативно впливають на показники якості обробленої поверхні. Тому основний напрямок досліджень має проводитися в напрямку пошуку зон сталого (безвібраційного) різання, особливо зон, в межах яких в обробній технологічній системі можуть бути відсутні резонансні явища, які, як правило, супроводжуються формуванням браку або виходом із строю відповідних елементів ОТС. Таким чином виявлення умов, що призводять до виникнення у процесі оброблення резонансних явищ, з метою попередження формування браку, є задачею актуальною особливо при чистовій (фінішній)

токарній обробці, яка, як правило, реалізується при значно більших швидкостях різання (частотах обертання шпинделя) ніж при чорновій обробці [1].

В роботах [21, 22, 23, 24, 25 та ін.] наведені результати пошуку зон сталого різання і вивчення впливу автоколивань на якість поверхні. Однак більшість ц цих досліджень проводиться в зоні частот обертання до 3 000 об/хв. Лише в роботах Chigbogu Godwin Ozoegwua [21] досліджувалася частота обертання шпинделя дільше 5 000 об/хв.

За допомогою кривих стійкості, наведених у [21] можна достовірно визначати межі стійкості технологічної системи в залежності від частоти обертання шпинделя і глибини різання (рис.1.4). Призначення режиму різання нижче характерних кривих, гарантує реалізація процесу сталого різання. Для істотного підвищення продуктивності необхідно точно знати положення і форму кривих на діаграмі стійкості конкретного обладнання. Збільшенні частоти обертання дозволяє суттєво збільшувати зону сталого різання..

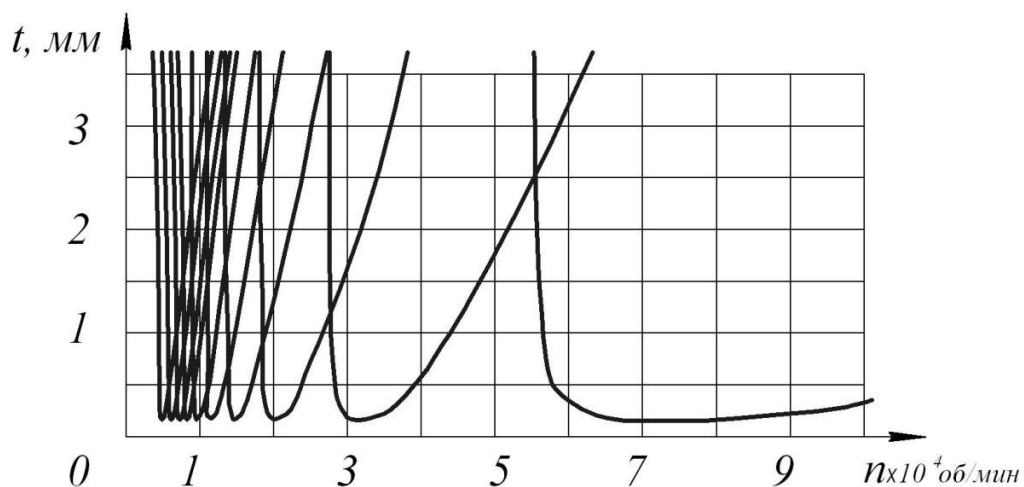


Рисунок 1.4 – Діаграма зон сталого різання та токарному верстаті

## 1.4 Висновки

1.1. Сучасні досягнення в області виготовлення ріжучого інструменту дозволяють проводити обробку зі швидкістю різання 1000 м/хв. і більше. Однак більшість токарних верстатів і обробних центрів не можуть працювати з такими частотами обертання деталі, при яких можна забезпечити оптимальні режими різання особливо при обробці деталей діаметром менше 20 мм, що суттєво обмежує ресурс ріжучого інструменту з сучасних інструментальних матеріалів і виключає можливість ефективного використання їхніх потенційних можливостей.

1.2. Встановлено, що підвищення продуктивності механічної обробки деталей діаметром до 10 – 20 мм у теперішній час досить часто є неможливим у зв'язку з відносно малими значеннями максимальних частот обертання шпинделів токарних верстатів, що пов'язано із збудженням у технологічній обробній системі автоколивань при високих частотах обертання шпинделів верстатів, а, відповідно, неможливістю досягнення необхідних оптимальних (з точки зору потенційних можливостей сучасних інструментальних матеріалів) швидкостей різання.

1.3. Встановлено, що вірогідність виникнення вібрацій, у т.ч. і резонансних, суттєво зростає при практичній реалізації процесів токарної обробки деталей з відносно малими діаметрами оброблюваних поверхонь (у середньому до 10 - 20 мм), коли оптимальні швидкості різання (наприклад, для конструкційних сталей – 250 – 300 м/хв [1]) практично можуть бути реалізовані при частотах обертів шпинделя у середньому 4000 – 10000 об/хв.

1.4. Виявлення умов, що призводять до виникнення у процесі оброблення резонансних явищ, з метою попередження формування браку та виходу із ладу відповідних елементів обробної технологічної системи, є задачею актуальною особливо при чистовій (фінішній) токарній обробці, яка, як правило, реалізується при значно більших швидкостях різання (частотах обертання шпинделя) ніж при чорновій обробці

## РОЗДІЛ 2

### РОЗРОБЛЕННЯ АЛГОРИТМУ ТА ПРОГРАМНИХ ЗАХОДІВ МОДЕЛЮВАННЯ ЗМІНИ ФОРМИ РІЗАЛЬНОГО ЛЕЗА В ПРОЦЕСІ ЗНОШУВАННЯ

#### 2.1 Загальна методика дослідження

Підвищення вимог до точності розмірів і форми деталей, оброблюваних на металорізальних верстатах, поява нових важкооброблюваних матеріалів, а також широке впровадження автоматизації технологічних процесів і створення автоматичних верстатів з системами управління і регулювання призвело до збільшення ролі динамічних процесів у верстатах та їх вплив на показники точності та якості оброблюваних виробів.

При проектуванні, виготовленні та експлуатації верстатів все частіше виникає необхідність вирішення завдань, врахування динамічних явищ процесу механічної обробки. У першу чергу це відноситься до забезпечення умов стійкого руху інструменту і заготовки, тобто відсутності так званих вібрацій, «підривання», «заклинювання» або стрибкоподібного переміщення вузлів верстата.

Головним же є забезпечення умов, необхідних для отримання деталі з мінімальними похибками розмірів і форми, тобто відсутність відхилень від заданих стійких положень інструменту і заготовки. Такі відхилення виникають як результат силових, теплових та технологічних зовнішніх впливів на деформовану систему верстата.

Вимірювання положення основних вузлів в динамічному стані є досить складним завданням і потребує особливого підходу до вибору вимірювального обладнання та устаткування. Для вирішення цієї задачі описано розробку, обґрунтування та реалізацію експериментальної методики.

## 2.2 Розроблення алгоритму, що враховує рівень вібрацій при різанні важкооброблюваних матеріалів

Основою станда є токарний верстат високої точності з числовим програмним керуванням (ЧПК) моделі 1700ВФ30. Для проведення необхідних досліджень цей верстат модернізовано, тобто виконане наступне:

- змінені основні технічні характеристики верстата (табл. 2.1);

Таблиця 2.1 – Технічні характеристики експериментального станда

Параметри	Значення
Базова модель верстата	1700ВФ30
Максимальна частота обертання шпинделя	10 000 об/хв
Максимальна подача	400 мм/хв
Число інструментів в різцетримачі	2
Потужність приводу головного руху	1,5 кВт
Потужність приводу подач	100 Вт
Максимальний діаметр обробки над супортом	55 мм
Максимальний діаметр обробки над станиною	100 мм
Максимальна довжина деталі	160 мм
Система ЧПК	МАСНЗ

- збільшено потужність приводу головного руху з 700 Вт до 1500 Вт, що пов'язано зі значним збільшенням потужності холостого ходу зі збільшенням частоти обертання;

- змінена кінематика приводу головного руху з системи клинових ременів на поліклиновий ремінь (п.1, рис.2.1), який дозволяє передавати велику потужність, збільшити швидкість обертання, зменшити передачу вібрацій від двигуна на шпиндель (п.2);

- змінена кінематика і потужність приводів подач;

- замінений гвинт поздовжнього переміщення каретки з трапецеїдальною різню на кульково-гвинтову пару (п.5).

- потужність осьових двигунів збільшена у зв'язку із заміною старих двигунів на нові (п.3) при збереженні габаритних розмірів;

- замість штатного багатопозиційного різцетримача встановлений різцевий блок (п.4) на 2 різця для обробки внутрішніх та зовнішніх циліндричних поверхонь (рис. 2.1).



Рисунок 2.2 – Загальна будова експериментального стану

Модернізація верстата та використання сучасних вимірювальних систем та технік дозволила провести ґрунтовні наукові дослідження по вивченню впливу власних форм і частот коливань вузлів верстата та регенеративних коливань Т-системи на якість обробленої поверхні.

Вимірювальна система стану дозволяє вимірювати коливання робочих органів. При дослідженні процесу токарної обробки найбільший інтерес представляють амплітуда і фаза коливань шпинделя та інструменту. Для синхронізації коливань основних органів стану по фазі на шпинделі встановлений датчик положення шпинделя D1 (рис. 2.2). Збереження даних для обробки здійснюється за допомогою аналогово-цифрового перетворювача (АЦП) L-CARD LTR-22.

Вимірювання коливань шпинделя відбувається за допомогою системи безконтактних датчиків реєстрації переміщень D2, D3, D4, і вимірювального перетворювача (ІП) які вимірюють положення шпинделя по 3 осям в просторі.

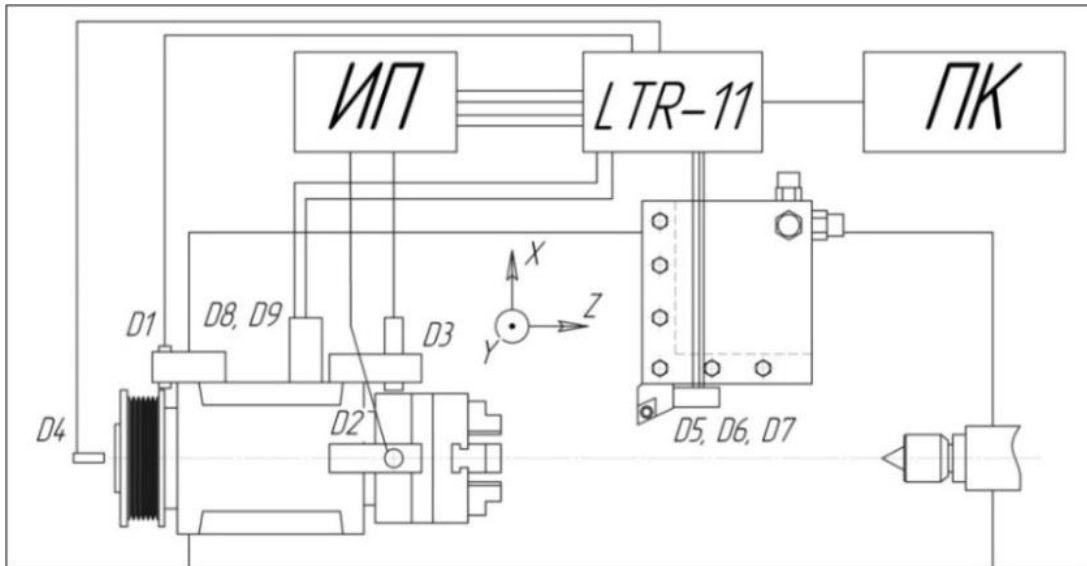


Рисунок 2.2 – Схема установки датчиків

Віброприскорення станини вимірювалися акселерометром моделі ADXL 321, який був встановлений на шпиндельній бабці поруч з підшипником шпинделя. Значення вібропереміщень визначалося за допомогою подальшого подвійного інтегрування методом трапецій.

Вимірювання переміщень шпинделя відносно передньої бабки виконувалося за допомогою безконтактного індуктивного датчика переміщення XS1 M18AB120. Дискретність вимірювань склала 5 мкм. Узгодження всіх датчиків по часу відбувається по передньому фронту нуля мітки датчика повороту шпинделя. Оцифровування сигналів всіх датчиків, а також передача їх на персональний комп'ютер проводиться за допомогою АЦП L-CARD LTR22.

Для реєстрація коливань інструменту по трьох осях використовувався акселерометр (датчики D5, D6, D7). Це дозволило уникнути складнощів пошуку опорної точки при реєстрації коливань інструмента в процесі механічної обробки, що обумовлено переміщенням різця відносно деталі. На стенді використовувався п'єзоелектричний акселерометр з вбудованим підсилювачем на базі мікросхеми

ADXL 326. Це дозволило вимірювати віброприскорення по трьох осях у діапазоні  $\pm 19g$  з не лінійністю у всьому діапазоні не більше  $\pm 0,3\%$  з частотою до 1600 Гц.

Синхронізація всіх сигналів за часом відбувається за допомогою датчика кутового положення шпинделя. Шків приводу шпинделя на одному з ободів має паз, який служить нуль-міткою і фіксується безконтактним вимикачем моделі Valuff BES516324 (рис. 2.3).

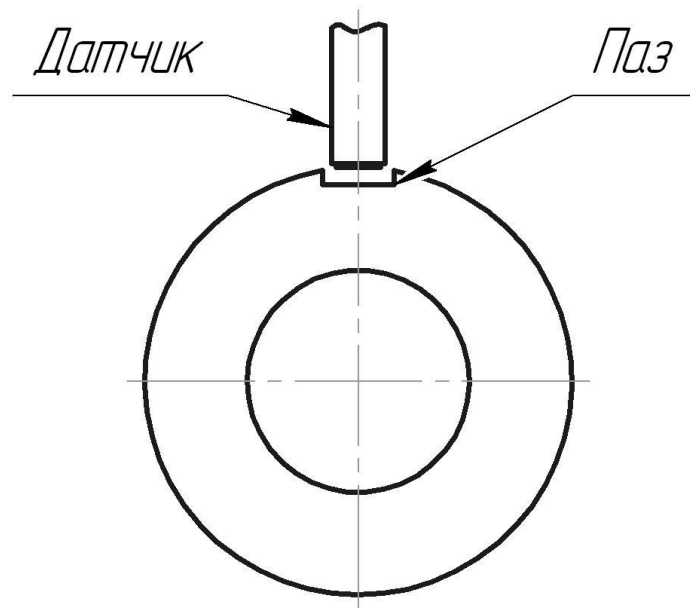


Рисунок 2.3 – Схема встановлення датчика

Вибір моделі датчика переміщення здійснювався виходячи із таких вимог [ГОСТ 7626 (160E)]:

- принцип дії датчика - безконтактний;
- поперечна чутливість перетворювача – мінімальна;
- закріплення датчика вздовж осі вимірювання повинно бути жорстким;

Робочий діапазон частот датчика повинен бути не меншим ніж діапазон частот коливань токарних верстатів 50÷3500 Гц [26]. Чутливість датчика повинна бути не менше 0,01 мм.

У попередніх дослідженнях обґрунтовано доцільність використання датчика моделі XS1 M18AB120 фірми IFM Electronic (Франція), оскільки його технічні характеристики задовольняють вимоги до вимірювання переміщення шпинделя



токарного верстату [26]. Датчик являє собою циліндр, на поверхні якого розташовується різьба M18x1,5 для кріплення датчика. З одного торця до датчика підведений кабель для передачі даних, а з іншого боку є гладка поверхня - вимірювальна площа датчика (ВПД), між якою і струмопровідним об'єктом датчик вимірює зазор в деякому діапазоні (табл. 2.2).

Таблиця 2.2 – Технічна характеристика датчика XS1 M18AB120

Тип датчика	аналоговий
Принцип дії	токовихровий
Зона вимірювання	0,5 – 5 мм
Напруга живлення	10 – 38 В
Робочий інтервал частот	1300 Гц
Максимальна робоча частота	3500Гц ( зменшення амплітуди в межах 14% (-8.5дБ)

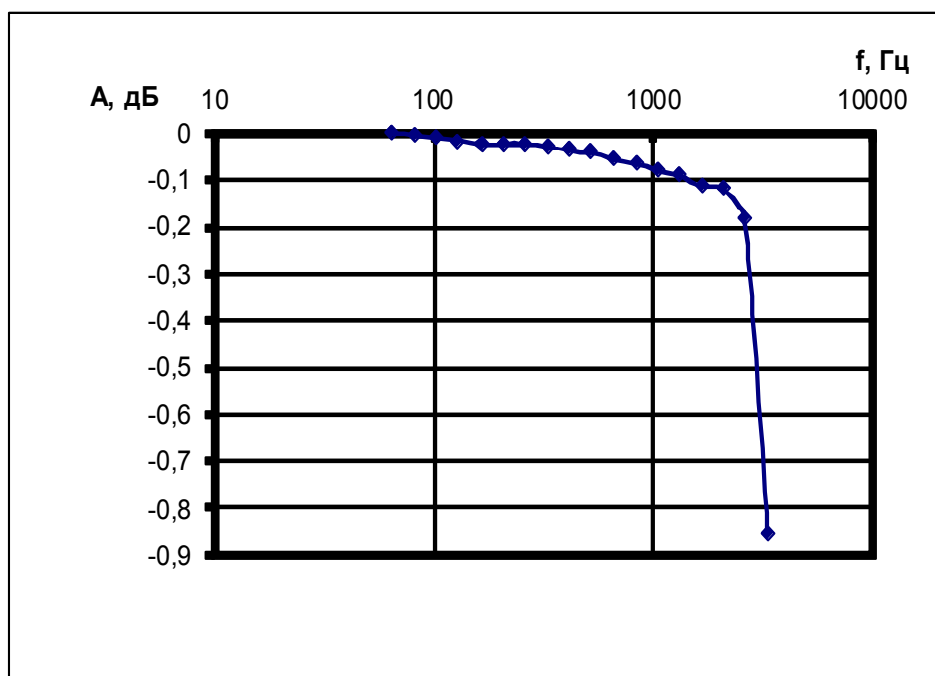


Рисунок 2.4 – АЧХ датчика XS1 M18AB120 компанії IFM Electronic [26]

### 2.3 Методика вимірювання віброприскорення

Вимірювання віброприскорення органів стенду проводиться за допомогою датчиків ADXL321 та ADXL326 компанії Analog devices. Технічна характеристика датчиків наведена в табл. 2.3.

Таблиця 2.3 – Основні технічні характеристики акселерометрів

Датчик	ADXL321	ADXL326
Кількість робочих осей	2	3
Максимальне робоче значення віброприскорення, g	±18	±19
Нелінійність в межах робочого діапазону, %	0,2	0,3
Чутливість, mV/g	57	57
Температурна зміна чутливості, %/°C	0,01	0,01
Типовий рівень шуму, $\mu\text{g}/\text{Hz}^{0.5}$	320	300
Максимальна робоча частота, Гц	2500	1600
Тип датчика	аналоговий	аналоговий

Калібрування датчиків на відповідність основним заявленим технічним характеристикам проведена на стенді VEB ROBOTRON 11076.

### 2.4 Методика фіксації сигналу датчиків

Вибір датчиків здійснено таким чином, щоб запис всіх сигналів можливо було здійснювати одним пристроєм, причому не була порушена синхронізація отриманих сигналів в часі. Оскільки всі датчики є аналоговими, для зручності запису і обробки даних використано аналогово-цифровий перетворювач (АЦП) моделі LTR-22 компанії L-CARD. LTR-22 призначений для реєстрації

динамічних віброакустичних сигналів з можливістю подальшого програмного спектрального аналізу (табл. 2.4).

## 2.5 Дослідження статичної жорсткості стенду

Для дослідження статичної жорсткості стенду розроблено та виготовлено спеціальний пристрій (рис.2.5). Основною особливістю дослідження є можливість виміру статичної жорсткості уздовж будь-якої осі, що лежить в площині перпендикулярній осі шпинделя.

Таблиця 2.4 – Основні технічні характеристики АЦП [L-card]

<b>АЦП LTR-22</b>	
Кількість каналів	4 с диференційним входом
Розрядність АЦП	16 біт
Під діапазони вимірювання вхідного сигналу	$\pm 10$ В, $\pm 3$ В, $\pm 1$ В, $\pm 300$ мВ, $\pm 100$ мВ, $\pm 30$ мВ
Частота перетворення АЦП	от 3,472 кГц до 78,125 кГц (задається формулою та фіксованою сіткою частот)
Вхідний опір диференційного входу, не менше	10 МОм
Гранично допустимі напруги на аналогових входах (захист входів)	$\pm 20$ В
Межі основної зведеної похибки вимірювання напруги постійного струму на частотах перетворення АЦП 78,125 кГц; 39,062 кГц; 17,361 кГц:	$\pm 1,0$ % (піддіапазон $\pm 30$ мВ) $\pm 0,5$ % (піддіапазон $\pm 100$ мВ) $\pm 0,2$ % (піддіапазони $\pm 300$ мВ, $\pm 1$ В, $\pm 3$ В, $\pm 10$ В)
Межі допустимої основної зведеної (до	При частоті вхідного сигналу 0,02...5 кГц для

кінцевому значенню діапазону) похибки вимірювання напруги середньоквадратичного значення змінного струму (без нормування АЧХ) на частоті перетворення АЦП 78,125 кГц:	<p>під діапазонів:</p> <table border="1" data-bbox="866 282 1501 365"> <tr> <td>±0,15 %</td> <td>±10 В, ±3 В, ±1 В</td> </tr> </table> <table border="1" data-bbox="866 365 1501 445"> <tr> <td>±0,3 %</td> <td>±300 мВ, ±100 мВ, ±30 мВ</td> </tr> </table> <p>– При частоті вхідного сигналу 5...15 кГц для під діапазонів:</p> <table border="1" data-bbox="866 580 1501 663"> <tr> <td>±0,5%</td> <td>±10 В, ±3 В, ±1 В</td> </tr> </table> <table border="1" data-bbox="866 663 1501 745"> <tr> <td>±1%</td> <td>±300 мВ, ±100 мВ, ±30 мВ</td> </tr> </table> <p>– При частоті вхідного сигналу 15...25 кГц для під діапазонів:</p> <table border="1" data-bbox="866 880 1501 963"> <tr> <td>±2 %</td> <td>±10 В, ±3 В, ±1 В</td> </tr> </table> <table border="1" data-bbox="866 963 1501 1046"> <tr> <td>±4 %</td> <td>±300 мВ, ±100 мВ, ±30 мВ</td> </tr> </table>	±0,15 %	±10 В, ±3 В, ±1 В	±0,3 %	±300 мВ, ±100 мВ, ±30 мВ	±0,5%	±10 В, ±3 В, ±1 В	±1%	±300 мВ, ±100 мВ, ±30 мВ	±2 %	±10 В, ±3 В, ±1 В	±4 %	±300 мВ, ±100 мВ, ±30 мВ
±0,15 %	±10 В, ±3 В, ±1 В												
±0,3 %	±300 мВ, ±100 мВ, ±30 мВ												
±0,5%	±10 В, ±3 В, ±1 В												
±1%	±300 мВ, ±100 мВ, ±30 мВ												
±2 %	±10 В, ±3 В, ±1 В												
±4 %	±300 мВ, ±100 мВ, ±30 мВ												
Коефіцієнт придушення синфазної перешкоди 50 Гц в диференціальному режимі	Не менше 80 дБ												
Міжканальне проходження синусоїдального сигналу 1 кГц на всіх під діапазонах	Не більше -80 дБ												

Корпус пристосування (2) закріплений в трикулачний патрон шпинделя верстата (2.5а). На корпусі є шкала для визначення кутового положення пристосування. У різцетримач верстата встановлена спеціальна оправка (1). При першій установці пристосування на верстат в корпус (2) замість ексцентрика (3) встановлюється різець для обточування оправки. Таким чином, шпиндель з корпусом стають співвісні з оправкою. На вісь встановлюється опорний майданчик (4) для опори тензодатчика (5) та вимірювальної ніжки індикатора (6). Ексцентрик служить для регулювання кутового положення опорної площадки відносно корпусу.

Вимірювання проводяться наступним чином. Вибирається кутове положення пристосування щодо вузлів стенду. За допомогою гвинта (7) створюється необхідне

зусилля навантаження вузлів станда, яке фіксується тензодатчиком. За допомогою індикатора ІРБ (6) фіксується переміщення оправки пристосування щодо корпусу пристосування.

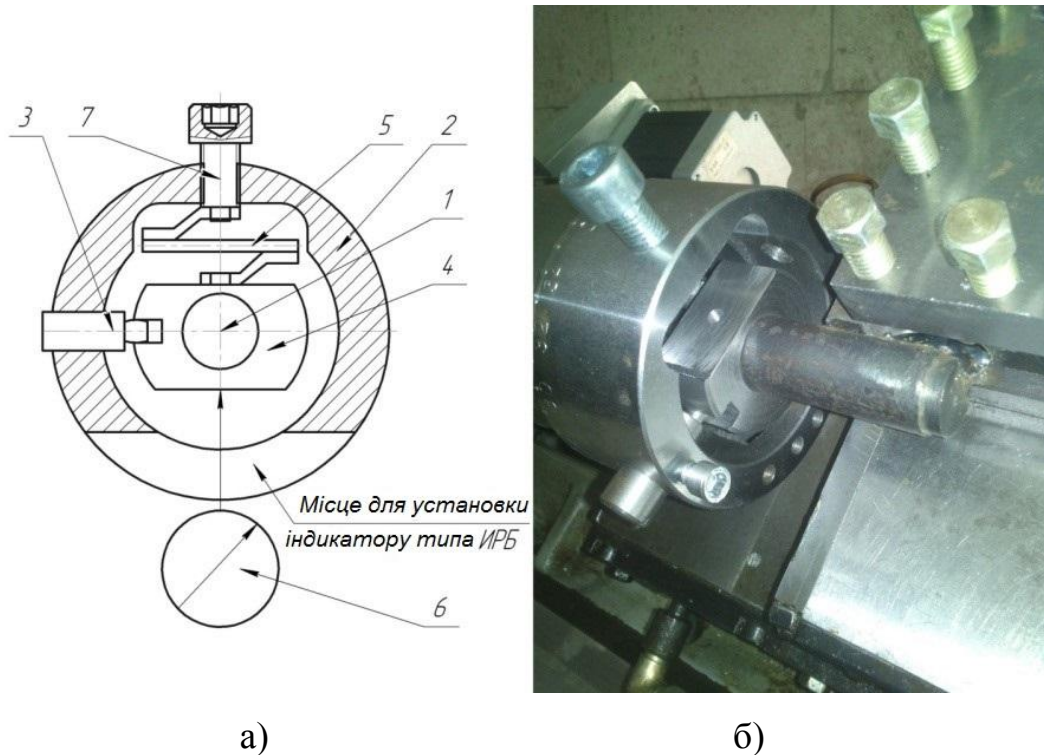


Рисунок 2.5 – Пристрій для вимірювання жорсткості верстату в площині, перпендикулярній вісі шпинделя: а) схематичне зображення пристрою; б) фото пристрою

Змінюючи кутове положення пристосування дослід повторюється три рази. На рис. 2.6 показано схему відносного розташування пристрою й інструменту (а) та діаграма жорсткості станду (б).

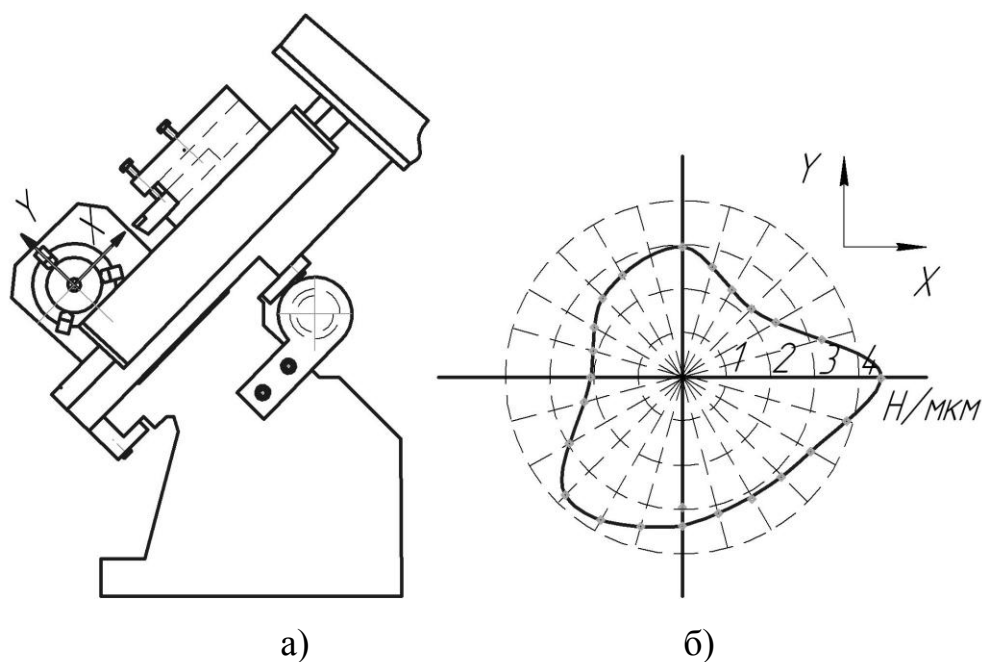


Рисунок 2.6 – Вимірювання жорсткості верстату

Діаграма показує, що максимальна жорсткість верстата розташована в напрямку прикладання навантаження до станини X, тобто в бік напрямку максимальної радіальної складової сили різання.

Амплітудно-частотна характеристика (АЧХ) верстата знімалася за допомогою вібродіагностичного обладнання з датчиками KD-35, які були по черзі встановлені на різні вузли верстата уздовж різних осей координат. Для отримання амплітудно-частотних характеристик (рис. 2.7), обороти шпинделя верстата збільшували протягом 270 секунд до 10000 об/хв, потім зменшували з такою ж швидкістю до 0 об/хв.

Підсумкові дослідження АЧХ показали наявність декількох власних резонансних частот. Перша власна частота в діапазоні 10÷30 Гц, друга - близько 100 Гц, третя в діапазоні 155÷170 Гц.

Для дослідження биття шпинделя під час обертання у всьому діапазоні частот використаний безконтактний вимірювач відстані. Амплітуда коливань шпинделя виміряна за допомогою програмного осцилографа програми PowerGraph за 100 об/хв і результати експерименту дослідження залежності амплітуди коливань від частоти обертання (рис. 2.8).

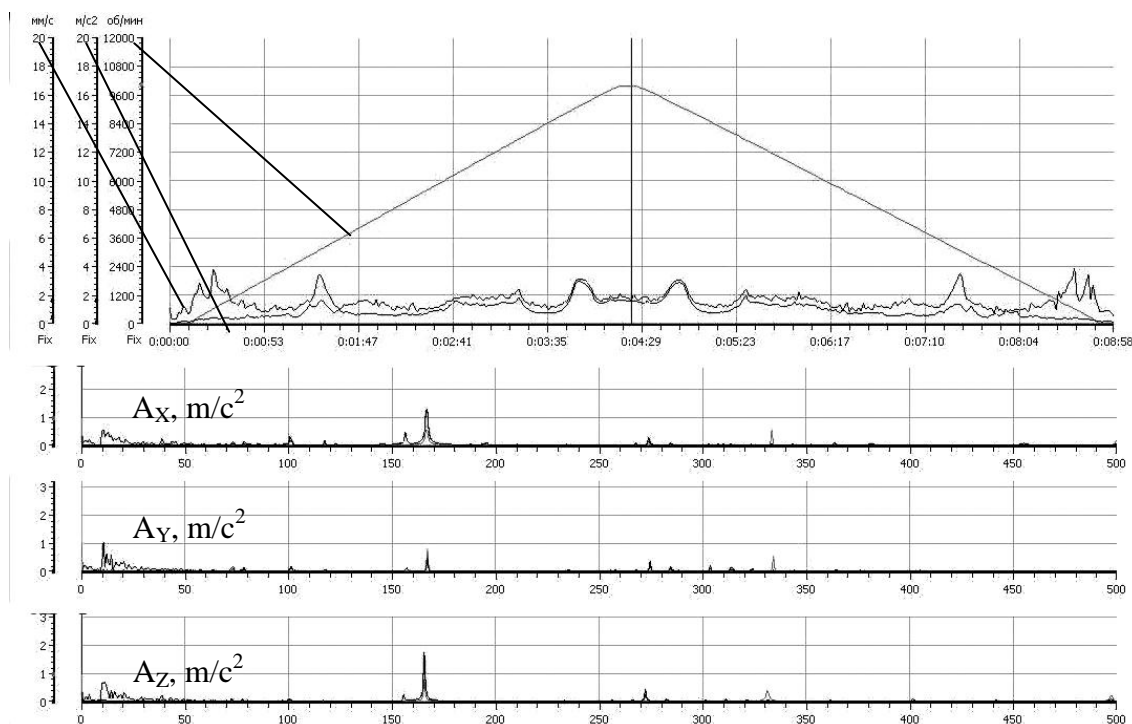


Рисунок 2.7 – Ампліудно-частотна характеристика експериментального стану

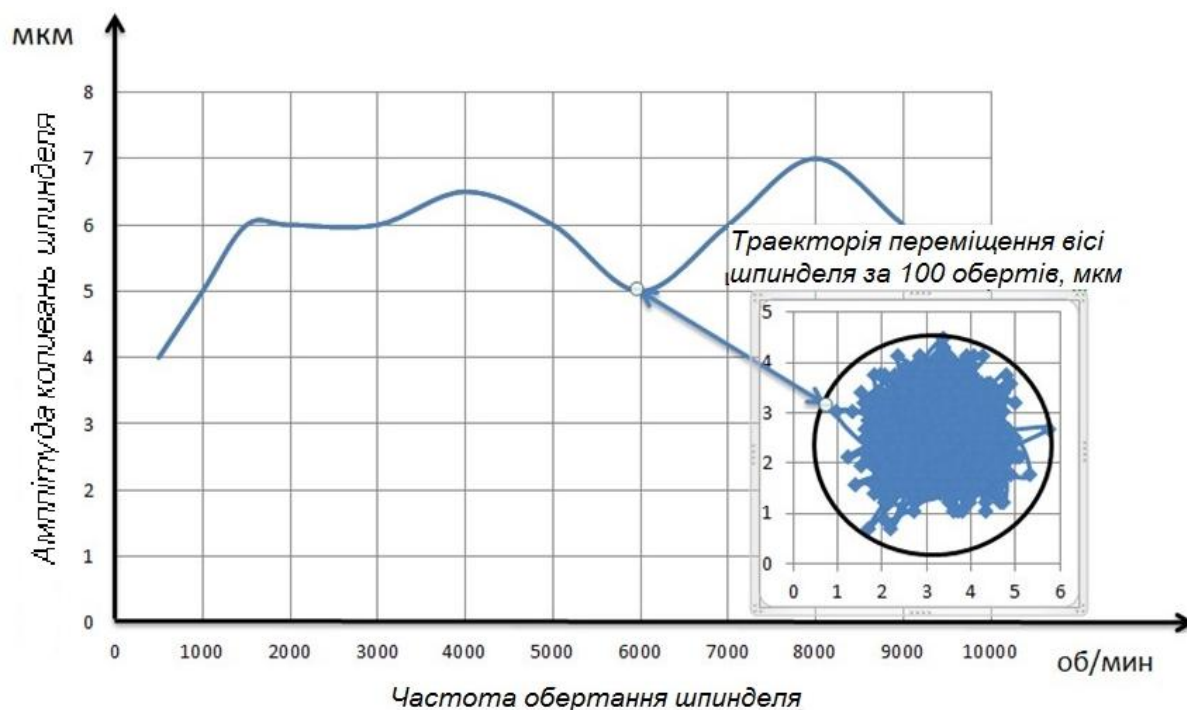


Рисунок 2.8 – Залежність амплітуди коливань шпинделя від частоти обертання на холостому ходу

Аналізуючи отриману криву, можна побачити взаємозв'язок значення коливання шпинделя на певних частотах зі значенням власних частот коливань стану. Так, наприклад, резонансна частота 100 Гц, що відповідає 6000 об/хв, призводить до зменшення коливань більш ніж на 20%.

## 2.6 Методика модуляції сигналу завдання

Модулятор сигналу призначений для змінення сигналу завдання, який подається з системи ЧПК на силовий перетворювач приводу головного руху (рис. 2.9). Для обертання шпинделя з заданою частотою система ЧПК виробляє сигнал завдання постійного струму  $U_z$ , який пропорційний потрібній частоті обертання шпинделя. Модулятор має в собі дві основні складові частини: генератор та суматор. Генератор виробляє сигнал синусоїдальної форми, амплітуда якого пропорційна глибині модуляції обертання шпинделя, а частота сигналу – частоті модуляції. За допомогою суматора ці два сигнали складаються та подаються на силовий перетворювач приводу головного руху.

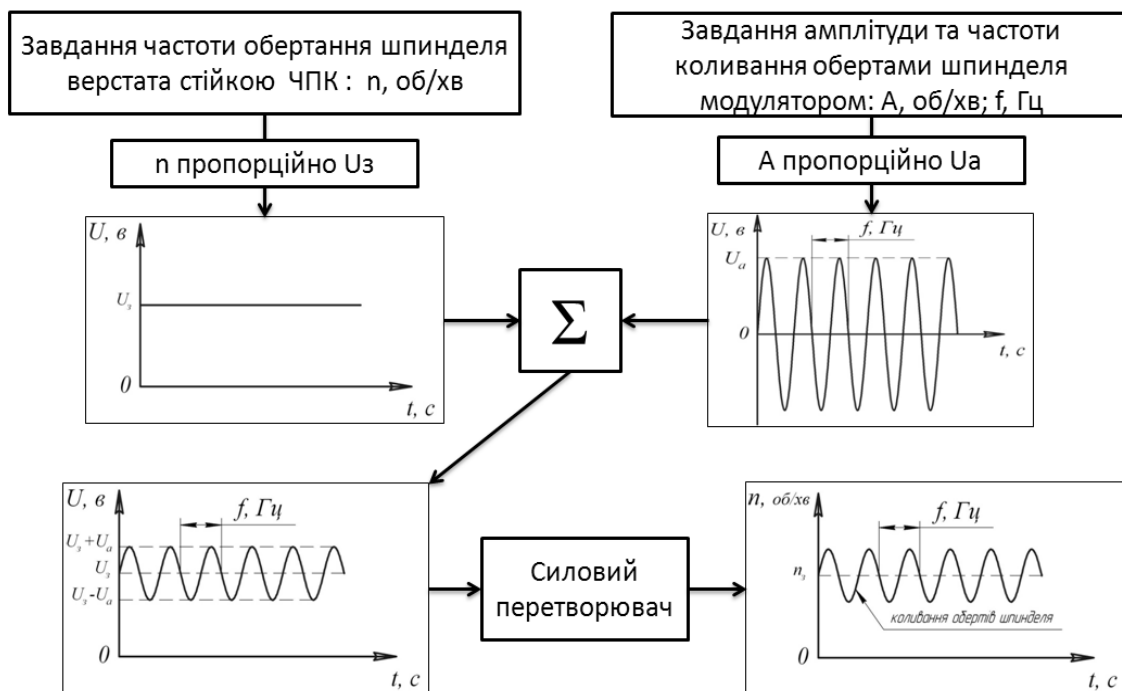


Рисунок 2.9 – Принципова схема роботи модулятора



Таким чином, за допомогою модулятора стало можливим змінювати частоту обертання шпинделя із заданими глибиною та частотою модуляції.

Приклад встановлення модулятора був реалізований на базі токарного верстату 16К20Ф3 (рис. 2.10).

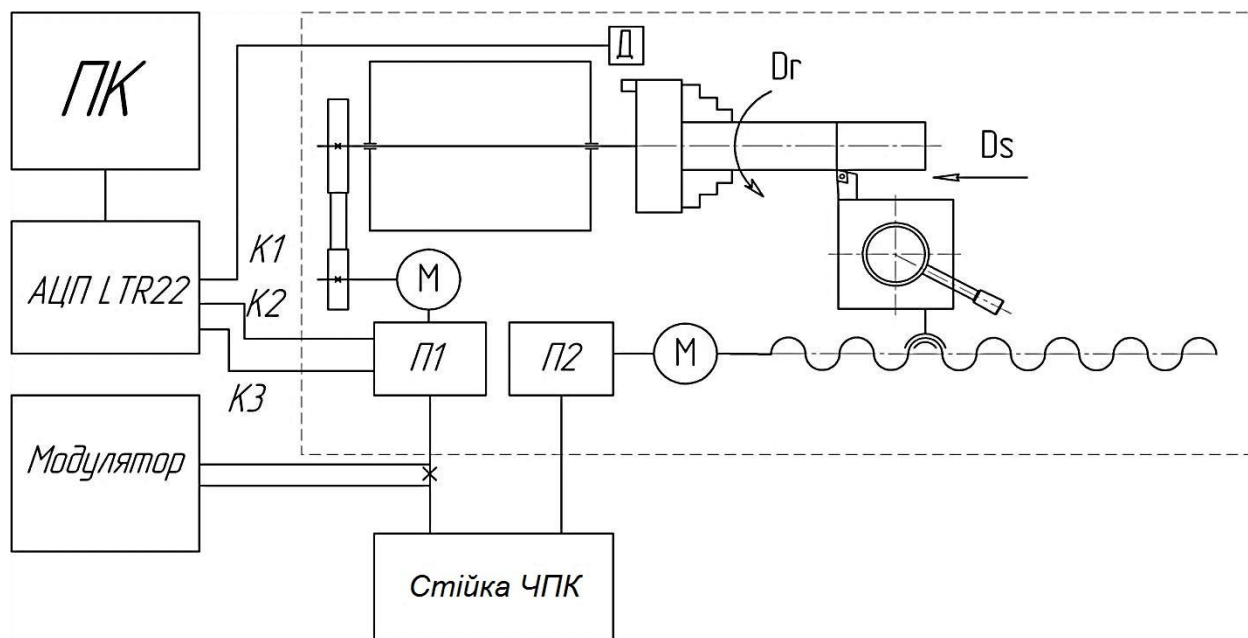


Рисунок 2.10 – Модулятор на базі токарного верстату 16К20Ф3

## 2.7 Методика контролю якості обробленої поверхні

Якість обробленої поверхні деталей машин характеризується шорсткістю та хвилястістю поверхні, а також фізико-механічними властивостями поверхонь шару. Ці дві розглядувані характеристики якості взаємозв'язані з точністю розмірів. Високій точності завжди відповідає мала шорсткість і хвилястість поверхні. Це визначається не тільки експлуатацією виробу, але й необхідністю отримання стійких і надійних результатів вимірювання.

Шорсткість обробленої поверхні також може дати інформацію про динамічно параметри процесу різання, такі як вібрація шпинделя та інструменту.

Для вимірювання шорсткості використано профілометр моделі П-283 (табл. 2.5).

Таблиця 2.5 – Основні технічні характеристики профілометра П-283

Параметр шорсткості, що вимірюється	Ra
Діапазон вимірювання, мкм	0,02-10
Характеристика основної приведенної похибки: - Межа допустимої систематичної складової, % - Межа допустимого середньоквадратичного відхилення випадкової складової, %	10 2
Значення відсічки кроку, мм	0,25; 0,8
Радіус кривизни вершини щупа, мкм	10
Радіус кривизни опорної частини датчика, мм	50

Для оцінювання динамічного стану процесу обробки за шорсткістю поверхні профілометр П-283 модернізовано. На прилад встановлено 2 засоби реєстрації параметрів вимірювання: відхилення положення щупа та поздовжнього переміщення щупа. В якості записуючого пристрою використано АЦП моделі LTR-22. Принципова схема модернізації профілометра П-283 складається з: 1–зразок вимірювання шорсткості, 2–вимірювальний щуп, 3–редуктор, 4–датчик підрахунку кількості обертів двигуна, 5–двигун приводу щупа, 6–вимірювач шорсткості, 7–АЦП, 8–підсилювач, 9–ПК (рис. 2.11).

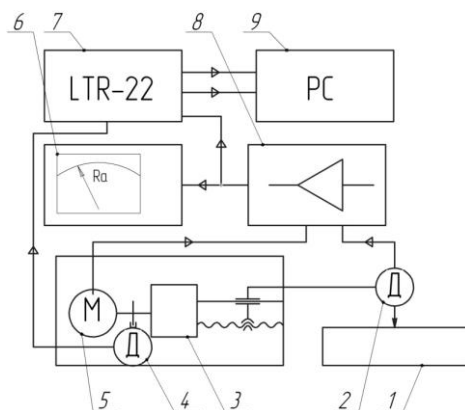


Рисунок 2.11 – Принципова схема модернізації профілометра П-283

Реєстрація довжини переміщення вимірювальної голки відбувається шляхом вимірювання кількості обертів приводного двигуна. Коефіцієнт співвідношення між 1 оборотом двигуна та переміщенням вимірювальної голки складає 0,0319мм/об. Кількість обертів за одне вимірювання реєструється датчиком 4 та передається на АЦП 7.

Відхилення голки від нульового положення при вимірюванні реєструється датчиком 2 профілометра. Сигнал подається на підсилювач 8. Після підсилення сигнал реєструється за допомогою АЦП 7, та вимірюється приладом 6, який показує фактичне значення виміряної шорсткості. Зареєстровані сигнали з датчиків передаються на ПК, де в подальшому обробляються.

## 2.8 Вибір та обґрунтування оброблюваних та інструментальних матеріалів

Точіння з високою частотою обертання обумовлює наявність підвищених вібрацій шпинделя та інструменту. Для їх дослідження і виявлення закономірності їх змінення обрано інструмент з головним кутом в плані  $\phi$  близьким до  $90^{\circ}$ . Таким чином максимально зменшено вплив сили  $P_y$  на вібраційні процеси, які відбуваються під час обробки. Точіння виконувалося різцем SCJCL1616H09 з ріжучою пластиною CCMT09T308 з матеріалу GC4235 Sandvik Coromant для обробки алюмінієвого сплаву та різець - PDJNR2525P15 оснащений змінною непереточуваною пластиною DNMG150608 з твердого сплаву CT35M (рис. 2.12)

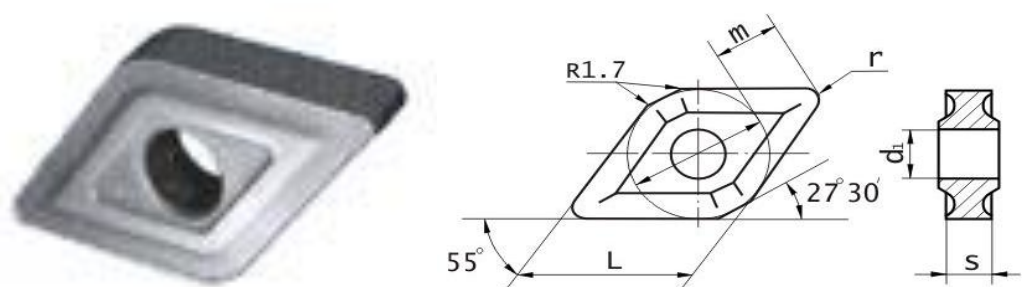


Рисунок 2.12 – Ріжуча пластина DNMG150608 [7]

Експериментальні дослідження проведено при точінні заготовок діаметром 20 мм, довжиною 40 мм із матеріалу дюралюміній Д16Т. Цей матеріал обрано із міркувань мінімізувати вплив зношування різального інструменту на досліджувані процеси. Разом з тим при дослідженні впливу модуляції сигналу завдання на якість обробленої поверхні в якості оброблюваного матеріалу використовувалася загартована сталь 40Х (твердість HRC 52÷57).

## **2.9 Висновки**

2.1. Розроблено експериментальний стенд, який дозволив провести дослідження процесу точіння в інтервалі частот обертання деталі від 1000 до 10 000 об/хв при можливості активного вимірювання: значень зміщення шпинделя та інструменту під час обробки, а також віброприскорень інструменту та станини. Контроль якості обробленої поверхні проводиться за допомогою модернізованого

2.2. Модернізовано профілометр П-283, що дало можливість записувати профілограму обробленої поверхні та за допомогою програмного комплексу MATLAB виконувати її спектральний аналіз.

2.3. На базі токарного верстата з ЧПК розроблено експериментальний стенд, оснащений модулятором та первинними датчиками обертів шпинделя, току та напруги силового перетворювача приводу головного руху, вібрацій. За допомогою модулятора сигнал, який подається системою числового програмного керування, перетворюється за синусоїдальним законом, причому амплітуду та частоту коливань можна змінювати.

2.4. Для дослідження вібростійкості процесу точіння розроблено методику визначення реальної частоти обертання шпинделя, яка включає в себе: зчитування даних, застосування фільтрації, виділення характерних піків, створення масиву часових даних, розрахунок миттєвої частоти обертання шпинделю.

## **РОЗДІЛ 3**

### **ТЕОРЕТИЧНІ ЗАСАДИ ПРИГНІЧЕННЯ КОЛИВАНЬ ПРИ ОБРОБЦІ РІЗАННЯМ**

Машинобудівні підприємства в сучасних умовах ринкових відносин змушені постійно прагнути до підвищення продуктивності технологічних процесів шляхом їх інтенсифікації. Як вже було вказано використання інтенсивних режимів різання на токарних операціях процесів механічної обробки стримується, головним чином, втратою динамічної стабільності технологічної системи (ТС). Коливання неприпустимо великої амплітуди, що виникають у ТС, крім обмеження продуктивності різко знижують стійкість інструменту, термін служби обладнання, точність і якість оброблених поверхонь і можуть призводити до аварійних ситуацій внаслідок поломки найменш міцних елементів ТС.

Коливання, супутні процесу різання металів, прийнято умовно розділяти на первинні, порушені при першому проході інструменту, і вторинні, що викликаються хвилеподібним слідом на поверхні різання при подальших проходах [27], причому вторинне збудження коливань по своїй потужності впливу на ТС в кілька разів можуть перевищувати первинні джерела і тому, саме вони, в основному, визначають рівень динамічної стабільності в системі [28, 29, 16, 30 та ін.].

#### **3.1 Дослідження і керування зривом регенерації при токарній обробці**

Автоколивання - це явище, при якому коливальний рух, виникає і підтримується в процесі різання джерелами енергії, що не володіють коливальними властивостями. Автоколивання - це незгасаючі коливання системи, які самі є джерелом цих коливань, причому амплітуда і період цих коливань визначаються властивостями самої системи і практично не залежать від зовнішньої збуджуючої сили [30]. Навіть для добре відрегульованих верстатів, що мають достатньо високу

жорсткість, за певних умов роботи в процесі різання можуть виникнути автоколювання, які обмежують допустимі режими різання, знижують якість виробів, а часом призводять до передчасного зносу і руйнування ріжучого інструменту. На відміну від вимушених коливань, частота автоколювань зазвичай залишається постійною в широкому діапазоні швидкостей різання, що є найбільш характерною ознакою, за якою можна відрізнити вимушені коливання від автоколювань [31]

Пошук можливостей керування рівнем автоколювань вимагає ясного розуміння механізмів їх збудження і підтримки. Первинне збудження автоколювань відбувається внаслідок впливу сукупності декількох взаємопов'язаних причин, з яких зазвичай одна або дві домінують в залежності від конкретних умов процесу різання. Причини первинних автоколювань різноманітні і широко вивчалися багатьма вченими [14,32, 33, 16, 30, 34, 35, 36, 15 та ін.]. Найбільш істотними з них більшість фахівців вважають: запізнювання сили різання щодо зміни товщини зрізаного шару [37, 38] або, з позицій термодинаміки, запасання енергії деформації, запізнювання пластичних деформацій і зростання ентропії в системі різання [32] координатний зв'язок пружних деформацій технологічної системи з декількома ступенями свободи і процесу різання, що приводить до замкнутої траєкторії переміщення ріжучого леза у вигляді еліпса [39, 36] падіння величини сили різання з підвищенням швидкості на певному діапазоні [40, 41].

Фізична сутність вторинного збудження (автоколювань), на перший погляд, очевидна: вібраційний слід на поверхні різання від попереднього проходу інструменту створює пульсацію сили різання з частотою автоколювань, резонансним чином посилюючи їх. Удавана простота цього явища, виявленого понад півстоліття тому, послужила, мабуть, причиною відсутності належного інтересу дослідників, за рідкісним їх виключенням, до докладного з'ясування його фізичних закономірностей. Разом з тим, спрощене трактування регенеративних автоколювань як різновиду вимушених не дозволяє пояснити їх особливості, спостережувані на практиці: випередження на чверть періоду коливань замість очікуваного відставання

від сліду; незалежність фази коливань від початкових умов і деякі інші. Нагальна потреба придушення автоколивань при різанні металів, тобто управління рівнем динамічної стабільності технологічної системи механічної обробки, диктує необхідність детального вивчення природи найбільш потужного джерела порушення автоколивань - регенеративного механізму [20].

Вирішення цього завдання можливе на основі законів теорії коливань і варіаційних принципів аналітичної механіки. Аналіз характеру автоколивань показує, що регенеративний механізм є окремий прояв загальної здатності динамічних систем до самоорганізації своїх рухів (в даному випадку коливань) з мінімальною витратою енергії. Під впливом зовнішніх сил динамічна система рухається таким чином, щоб мінімізувати зміну свого кінетичного потенціалу, або іншими словами, енергетичного стану [42]. Цілеспрямованим фізичним впливом на процес різання у формі дискретної або безперервної зміни його параметрів можна при виконанні певних умов домогтися трансформації впливу регенеративного механізму на ТС з дестабілізуючого на стабілізуючий. Такий вплив створюється при використанні інструментів з непостійним кроком зубів або зміну за певним законом швидкості різання [43].

Глибина і частота модуляції швидкості різання і, відповідно, ефективність гасіння автоколивань залежать від технічних засобів її здійснення. Сучасні металорізальні верстати не мають здатність модулювати швидкість різання, а серійно випускаються технологічної оснастки та інструментів такого призначення не існує. Тому дуже важливо оцінити позитивний досвід, накопичений дослідниками і конструкторами по створенню змінної швидкості різання для вирішення різних завдань металообробки.

Різання зі змінною швидкістю представляє різновид вібраційної обробки, ідею якої вперше ще в 1909 р висунув російський дослідник В. Л. Татаринів [44]. Для поліпшення оброблюваності матеріалів різанням він застосував спосіб обточування заготовки різцем, який отримував примусові тангенціальні коливання. Однак

повномасштабні дослідження процесів вібраційного різання і їх промислове застосування почалися, в основному, з 50-х років минулого століття [45].

Вібраційне різання розвивалося паралельно за двома напрямками, які відрізняються частотою коливань, які спеціально вводяться в зону обробки. Перший напрямок служить дробленню зливної стружки при різних видах лезової механічної обробки з використанням низькочастотних вібрацій (до 200 Гц). В деякій мірі він також підвищує оброблюваність різанням деяких матеріалів і, насамперед, важкооброблюваних. Другий напрямок пов'язаний з використанням вібрацій ультразвукової частоти (понад 16000 Гц) при лезовій і абразивній обробках. Вони якісно змінюють механізм стружко утворення.

Створювані при лезвійній вібраційній обробці відносні коливання інструменту і деталі можуть бути різного виду та напрямку: осьові - 1, радіальні - 2, тангенціальні - 3 і кутові - 4...12. (рис. 3.1) [43].

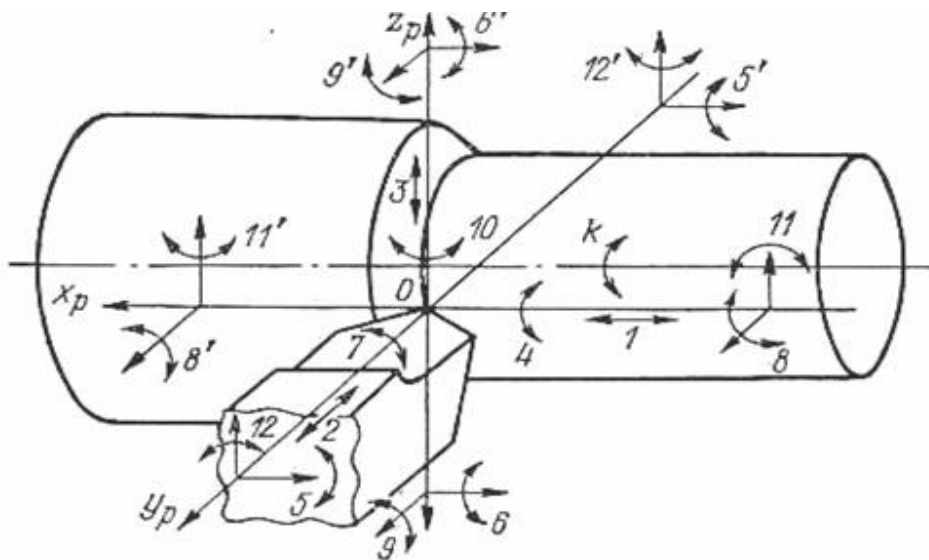


Рисунок 3.1 – Схема напрямків відносних коливань інструменту і заготовки при точінні

Тангенціальні вигідно відрізняються від інших найменшою негативною дією на шорсткість обробленої поверхні і стійкість інструменту. Найбільш повно різні аспекти теорії і практики вібраційного різання висвітлені в монографіях професорів



Подураева В.Н. [45], Нерубая М.С. [46], Маркова А.И. [47], Кумабэ Д. [48], а также Ахметшина Н.И., Гоца Э.М., Родикова Н.Ф. [49] та ін.

Отримані результати дозволяють зробити висновок, що регенеративні автоколювання являють собою просторово-часову дисипативну структуру яка само організовується, відповідну основними ознаками синергетичних систем [32], оскільки:

- термодинамічна технологічна система є відкритою, так як обмінюється енергією (приводи головного руху і подачі) і речовиною (стружка, що зрізується) з навколишнім середовищем;

- відхилення від рівноваги технологічної системи, яке визначається величиною сили різання, в момент зародження регенеративних автоколювань перевищує деяке критичне значення;

- фазовий зсув між поточними регенеративними автоколюваннями і слідом на поверхні різання від вібрацій, що відбувалися при попередньому проході зуба інструменту або обороті заготовки, встановлюється мимовільно незалежно від початкових умов [16];

- надходження енергії для підтримки автоколювань забезпечується і регулюється самою технологічною системою шляхом створення певної схеми зрізання припуску і періодичних виходів інструмента із заготовки;

- в ході автоколювань пружні підсистеми верстата, деталі та інструменту рухаються узгоджено, замикаючись через підсистему різання;

- внутрішня динаміка технологічної системи нелінійна через дії запізненого зворотного зв'язку [113], обумовленої вібраційним слідом на поверхні різання.

Регенеративні колювання органічно притаманні всім технологічним системам обробки різанням. Вони виникають при будь-якому збуренні технологічної системи у вигляді або затухаючих регенеративних колювань; або посилення вищих гармонік вимушених колювань, близьких за частотою до власної частоти технологічної

системи; або регенеративних автоколивань, якщо енергія збудження перевищує її дисипацію.

Фізична сутність механізму регенерації автоколивань полягає, з одного боку, в самоорганізації найбільш економного руху (з погляду витрачання енергії) за допомогою встановлення їх фази відносно коливань сліду з випередженням на  $\pi/2$ , а з іншого боку - забезпечення надходження енергії для їх підтримки за допомогою цієї ж фази. З переходом від одинарного регенеративного ефекту до багаторазового додатково включається ще один механізм самоорганізації автоколивань, що знижує інтенсивність їх збудження у міру зростання амплітуди.

Оскільки коливання ТС завжди налаштовується на слід, причому на це витрачається запасена енергія, то для придушення вторинних автоколивань необхідно поставити ТС в такі умови, щоб процес підстроювання відбувався постійно.

Цього можна добитися вибором такої швидкості різання, при якій час запізнювання між проходами інструменту порівняно з періодом автоколивань ТС, а початковий зсув фаз становить  $-\pi/2$ . Однак такий спосіб застосовується тільки при високошвидкісній обробці, наприклад, легких сплавів інструментами з твердих сплавів або надтвердих матеріалів.

### **3.2 Дослідження впливу власних частот і форм коливань на амплітуду коливання вершини різця**

Основна мета дослідження – це виявлення резонансу. Явища різкого зростання амплітуди вимушених коливань, яке настає при збігу частоти власних коливань станда з частотою обертання шпинделя, як збудника виникнення цих коливань.

Необхідно визначити експериментально і розрахувати за допомогою програмного комплексу ANSYS власні форми і частоти верстату 1700ВФ30 при двох варіантах встановлення двигуна для приводу повздовжньої подачі.

На рис. 3.2 (а) показано верстат з положенням двигуна для приводу повздовжньої подачі з передачею крутного моменту через зубчасті колеса, а на рис. 3.2 (б) – верстат з положенням двигуна для приводу повздовжньої подачі з передачею крутного моменту безпосередньо на вісь через муфту.

Для побудови амплітудних характеристик для шпинделя, станини і інструменту було проведено експеримент. В експерименті швидкість обертання шпинделя змінювалася від 4000 до 10000 об/хв. В програмному комплексі ANSYS був змодельований верстат і проведений модальний аналіз. В результаті розрахунку були отримані власні частоти і форми коливання верстату.

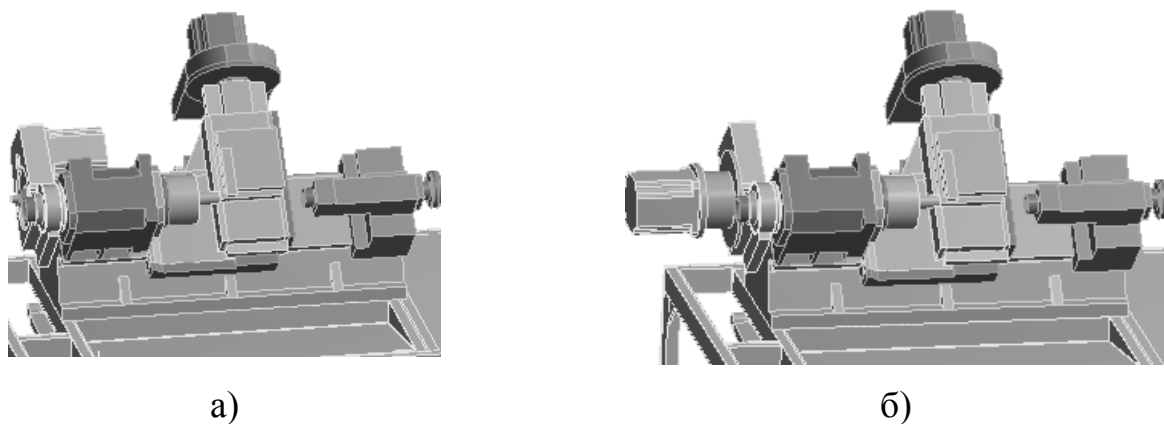


Рисунок 3.2 – Моделі верстату 1700ВФ30 з різним положенням двигуна для приводу повздовжньої подачі

Аналіз мод коливань є ефективним експериментальним методом визначення динамічних характеристик конструкцій на основі результатів вимірювань і аналізу вимушених механічних коливань. Сполучені з аналізатором датчик сили і акселерометр дозволяють проводити одночасні вимірювання збуджуючої динамічної сили і результуючих механічних коливань досліджуваної конструкції. У результаті обробки даних, здійснюваної аналізатором, виходить інформація, необхідна для визначення динамічних характеристик досліджуваної конструкції. Ця

інформація може бути використана для внесення змін у конструкцію верстата. Також цей метод може бути використаний для моніторингу конструкцій. У результаті експлуатації у верстаті можуть відбуватися втомні деформації, мікротріщини, які не призводять до змін геометричних розмірів верстата, але призводять до зміни динамічних характеристик конструкції. Аналіз цих змін дозволяє прогнозувати проведення регламентних робіт з технічного обслуговування. Цей метод ефективний в широкій області та використовується при дослідженні різного роду конструкцій.

Існує два методи модального аналізу - традиційний і операційний. У традиційному модальному аналізі створюється контрольоване вхідне збудження і проводиться аналіз між вихідним відгуком і вхідним збудженням. Джерелом вхідного збудження є ударний молоток з вбудованим датчиком сили або електродинамічний збудник з вбудованим датчиком сили. Такий метод оптимальний на етапі проектування та виготовлення будь-якої конструкції, коли кожен елемент конструкції може бути підданий контрольованому впливу. У реальних умовах експлуатації для складних конструкцій із багато модовими коливаннями, часто немає можливості провести традиційний модальний аналіз. Операційний модальний аналіз дозволяє провести модальний аналіз, використовуючи тільки вихідний відгук конструкції. Він сильно відрізняється від традиційного експериментального модального аналізу, який ґрунтується на частотній характеристиці між вхідним збудженням і вихідним відгуком. Це означає, що експериментальна установка для операційного модального аналізу відносно проста. Досить виміряти за часом відгук при нормальних експлуатаційних режимах. У результаті удосконалень алгоритму обчислення і величезного збільшення продуктивності робочої станції, операційний модальний аналіз перетворився в високо ефективний інструмент, при порушенні конструкцій внутрішніми і оточуючими силами. Визначення модальних параметрів у робочому режимі володіє величезною користю, оскільки отримана модальна модель показує фактичні сили і рівні вібрації при істинних граничних умовах. Це

також дозволяє проводити випробування механічної системи, коли її важко порушити штучно і коли неможливо безпосередньо виміряти вхідні сили.

Резонанс є одним з найнебезпечніших явищ в техніці. Можливість дізнатися про склад власних частот конструкції дозволить уникнути появи резонансу, забезпечивши високу надійність конструкції і тривалий термін служби. Для вирішення даної задачі в ANSYS Mechanical реалізована можливість проведення модального аналізу - аналізу власних частот і форм коливань конструкцій. Це найважливіші динамічні характеристики кожної механічної системи, і саме з їх визначення починається будь-який динамічний розрахунок конструкцій.

Використовуючи метод кінцевих елементів, дискретні рівняння руху конструкції можна представити у вигляді матричного рівняння:

$$[M] \{u''\} + [C] \{u'\} + [K] \{u\} = \{F\}, \quad (3.1)$$

де  $[M]$  – матриця мас;  $[C]$  – матриця опорів;  $[K]$  – матриця жорсткостей;  $\{u''\}$  – вектор вузлових прискорень;  $\{u'\}$  – вектор вузлових швидкостей;  $\{u\}$  – вектор вузлових переміщень;  $\{F\}$  – вектор навантажень.

Використовуючи рівняння руху (3.1) можна отримати рівняння для різних видів аналізу: статичного, модального, гармонійного.

Модальний аналіз проводиться для визначення частот і форм (мод) власних коливань конструкцій. Також модальний аналіз може бути першим кроком для інших видів динамічного аналізу, таких, як аналіз перехідних процесів, гармонійний і спектральний аналіз. Модальний аналіз передбачає, що система є лінійною.

Всі види нелінійності - нелінійна поведінка матеріалу, контактні граничні умови, кінцеві переміщення - ігноруються. Контакти, залежно від свого вихідного стану, залишаються відкритими або закритими.

Передбачається, що зовнішні сили і демпфірування дорівнюють нулю. Рівняння вільних коливань конструкції в матричній формі має вигляд:

$$[M] \{u''\} + [K] \{u\} = \{0\}, \quad (3.2)$$

Для лінійної системи вільні коливання є гармонійними і можуть бути записані у вигляді:

$$\{u\} = \{\varphi\}_i \cos \omega_i t, \quad (3.3)$$

де  $\{\varphi\}_i$  –  $i$ -й власний вектор, який представляє форму (моду) коливань на  $i$ -й власній частоті;  $\omega_i$  –  $i$ -а власна кругова частота (радіан в одиницю часу);  $t$  – час.

Підставивши (3) в (2), отримаємо:

$$([K] - \omega_i^2 [M]) \{\varphi\}_i = 0, \quad (3.4)$$

Це рівність задовольняється, якщо  $\{\varphi\}_i = \{0\}$  або визначник матриці  $([K] - \omega^2 [M])$  дорівнює нулю. Перший випадок дає тривіальне рішення і тому нецікавий. Другий випадок призводить до узагальненої проблеми власних значень (4).

Рішенням узагальненої проблеми власних значень є  $n$  пар власних частот  $\omega$  і власних векторів  $\{\varphi\}$ , де  $n$  - порядок системи, тобто загальне число ступенів свободи конструкції.

Модальний аналіз попередньо напруженої конструкції виконується на основі рівняння, аналогічного (2), але замість матриці жорсткості  $[K]$  використовується матриця  $[K]_c = [K] + [K]_g$ ,

де  $[K]$  - звичайна матриця жорсткості, а  $[K]_g$  - так звана геометрична матриця жорсткості, одержувана на основі тензора попередніх напружень і нелінійної частини тензора деформацій. Наявність цієї добавки пояснює, чому, наприклад, власні частоти згинальних коливань попередньо розтягнутої балки вище, ніж в балці без попередніх напружень.

### 3.3 Граничні умови моделі верстату в програмному комплексі ANSYS

Основні вузли проектного стану: станина, основа, передня бабка, задня бабка, каретка, супорт, двигун та редуктори. Проектування виконували за допомогою програми КОМПАС.

Побудову починали з найвідповідальнішого вузла верстату, до якого потім будуть кріпитись та базуватись інші вузли – станини. Викотворена станина з чавуну та представляє собою суцільний виріб.

Основа на якому розташований стенд виготовлений з профільної труби перерізом 20×40×2 мм, матеріал профілю Ст3. Вона розташована на вібраційних опорах.

Передня бабка з патроном (рис. 3.3) розташовані на станині верстату, складається з корпусу, кришок, втулок, підшипників, шківів, гвинтів, всередині розташований шпиндель.

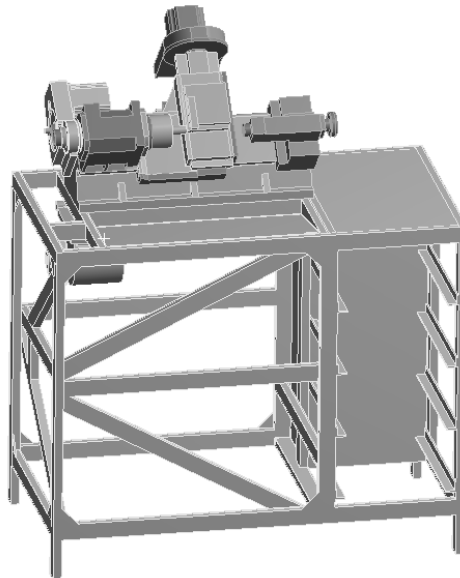


Рисунок 3.3 – 3D модель верстату моделі 1700ВФ30 з двигуном для привода повздовжньої подачі з передачею крутного моменту через зубчасті колеса

Задня бабка (рис. 3.3) розташована на станині, складається з корпусу, основи, пінолі та механізму її переміщення. Передня та задня бабки виготовлені з чавуну.

Каретка розташована на станині, на ній розташований супорт з різцетримачем. Особливість напрямних цього стенду є те, що пара тертя складається із чавуну та полімерного матеріалу.

Каретка виготовлена з чавуну. Двигун приводу головного руху моделі АІР80В4У3 розташований під столом, кріпиться на пластину з механізмом

регулювання натягу. Редуктор приводу повздовжньої подачі кріпиться до станини. Він складається з корпусу, ходового гвинта, двох зачеплених зубчатих коліс, підшипників, втулки та гвинтів. В даній роботі були розглянуті два види закріплення двигунів для приводу повздовжньої подачі: з передачею крутного моменту через зубчасті колеса і з передачею крутного моменту безпосередньо на вісь через муфту. Редуктор приводу поперечної подачі розташований на корпусі каретки. Він складається з корпусу, кришки, з двох зачеплених зубчатих коліс, ходового гвинту та кріпильних гвинтів.

Після того, як були побудовані всі вузли, згідно з розмірами, виконували складання токарного верстату (див. рис. 3.3).

Дослідження частоти власних коливань проводилося за допомогою програми ANSYS методом скінчених елементів. Аналіз починається з розробки правильної геометрії для подальшого дослідження. Геометрія 3D моделі повинна бути максимально спрощена. Вона не повинна складатися з нетехнологічних елементів, такі, як фаски, різь, округлення, виступи, впадини, та дрібних деталей і виробів, таких, як гвинти, гайки, шарики підшипників. Такі елементи значно ускладнюють процес обробки даних, та час для отримання результатів.

Верстат проектували за допомогою програми КОМПАС. Дослідження проводили за допомогою програми ANSYS методом скінчених елементів. Збережену у потрібному форматі 3D модель досліджували на частоту власних коливань. Після спрощення моделі приступали до модального аналізу. Першим кроком генерувалась структурна сітка моделі. Якість розрахункової структурної сітки впливає на точність одержуваних результатів, збіжність процесу і на час, необхідний для вирішення завдання.



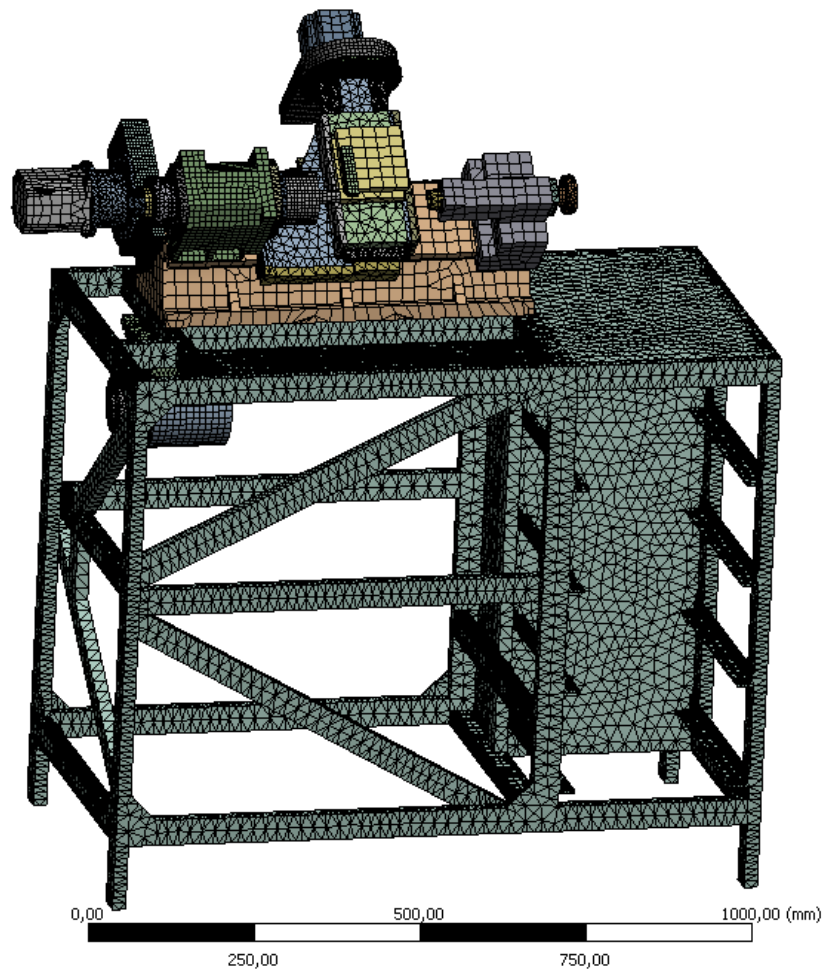


Рисунок 3.4 – Скінчено-елементна сітка випробуваного верстату

При побудові бажано дотримуватись будови сітки на основі гексаєдрів. Цей метод дав змогу скоротити час на розрахунок, та побудувати геометрично правильну структурну сітку (рис. 3.5). Сітка містить 524254 вузлів і 235582 елементів.

Після побудови структурної сітки необхідно задати матеріал кожного елемента (табл. 3.1), для більш точних розрахунків.

Налаштування контактних пар у вузлі. Після імпортування геометрії в модуль ANSYS Mechanical, програма автоматично визначила контактні пари, але задала їх тип «за замовчуванням» як склеєні (Bonded). Необхідно змінити тип контактної взаємодії на стандартний з тертям (Frictional) і задати відповідні коефіцієнти тертя між деталями.

Таблиця 3.1 - Матеріали деталей машин експериментального стенда

Назва деталі	Матеріал	Вага, кг
Станина	Чавун	44,7
Каретка		5,6
Передня бабка		10,4
Задня бабка		8,6
Основа	Сталь	70,4
Корпуси двигунів		24,3 (13,9+5,2*2)
Кружки під редуктора	Алюміній	3,6
Напрямні планки	Фторопласт	

Для зменшення тертя при русі каретки відносно станини і повзуна відносно каретки між ними встановлені фторопластові планки (рис. 3.5). Коефіцієнт тертя фторопласт-сталь і фторопласт-чавун приймався рівним 0,1.

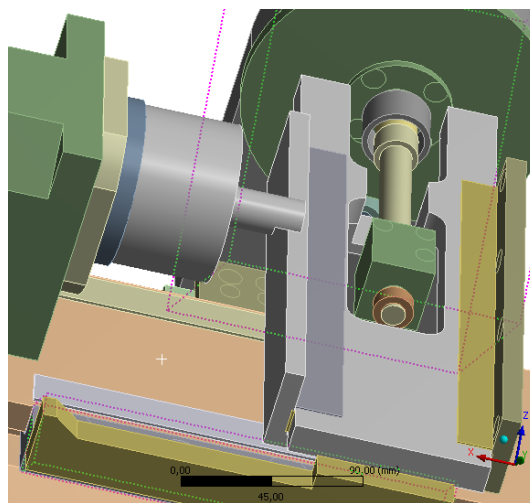


Рисунок 3.5 – Фторопластові напрямні планки

Потім необхідно задати контакт, тобто закріпити елемент. Основа верстату стоїть на піддатливих гумових віброопорах розміром 40мм×20мм×10мм, коефіцієнт жорсткості гуми  $E = 1 \text{ Н/мм}^2$ , тому за допомогою команди “ElasticSupport” на основі ніжок задавалася жорсткість основи  $125 \cdot 10^{-6} \text{ Н/мм}^3$ .

За допомогою методу скінчених елементів була визначена жорсткість підшипника в передній бабці токарного верстата (табл.3.2, рис.3.6). Як показали розрахунки жорсткості в підшипниках інших вузлів не впливають на розрахунок власних форм і частот верстату і тому були прийняті  $10^5$  Н/мм.

Таблиця 3.2 – Жорсткість підшипника в передній бабці

Напрямок	Жорсткість, Н/мм <sup>2</sup>
x	2650
y	6200
z	7900

За результатами розрахунків встановлено, що в конструкції токарного верстата використані підшипники різної жорсткості у вертикальній і горизонтальній площинах, тобто вважали, що підшипник має анізотропію 27%, яка може бути викликана вібрацією ременя, що призводить до зношення підшипника.

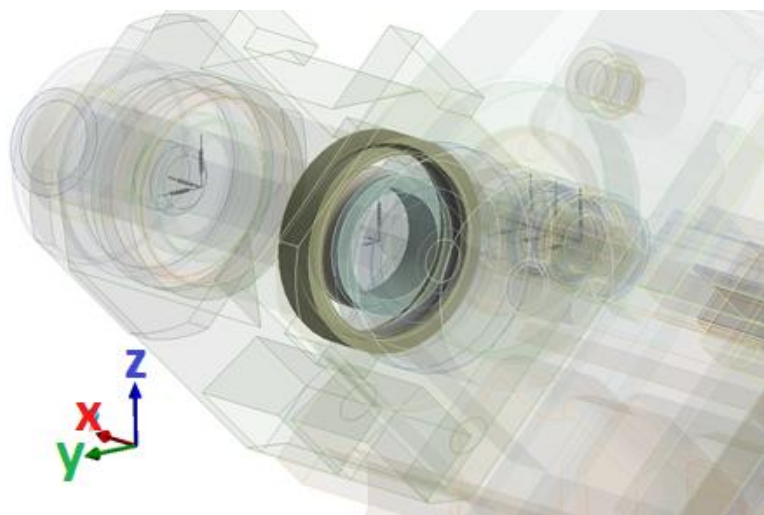


Рисунок 3.6 – Підшипник передньої бабки токарного верстат

На основі вище описаного була розроблена теоретична методика розрахунку власних частот верстату методом СЕ (рис. 3.7).

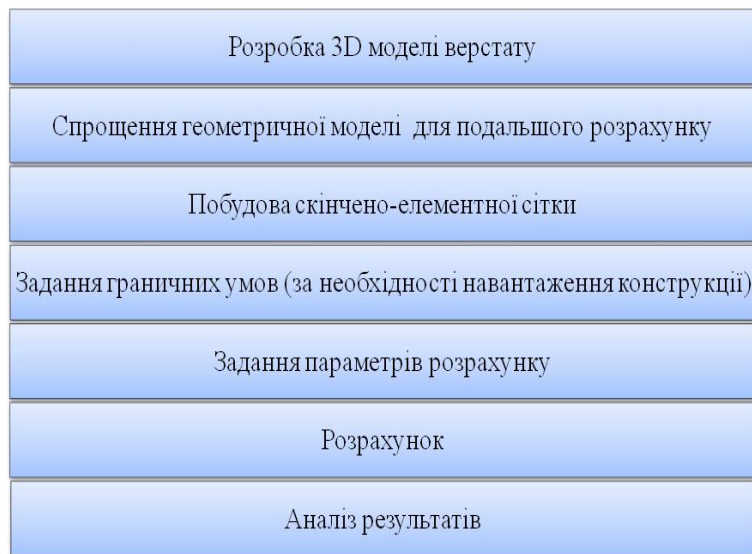


Рисунок 3.7 – Методика розрахунку власних частот верстату методом СЕ

### 3.4 Результати експериментальних та теоретичних досліджень верстату та їх аналіз

В результаті дослідження стенду, при сталому встановленні вузлів верстату під час постійного збільшення частоти обертання шпинделя були отримані амплітудно-частотні характеристики. Залежність впливу частоти обертання на коливання шпинделя наведена на рис. 3.8, а розраховані форми коливань при резонансі шпинделя на рис. 3.9.

З графіка видно, що максимальні амплітуди коливань шпинделя при частотах обертання шпинделя  $n = 7800$  об/хв,  $n = 8870$  об/хв для верстату з положенням двигуна для приводу повздовжньої подачі (рис. 3.9 (а)). Для верстату з положенням двигуна для приводу повздовжньої подачі, максимальні амплітуди коливань шпинделя спостерігаються при  $n = 7894$  об/хв,  $n = 9127$  об/хв та  $n = 9961$  об/хв (рис. 3.9 (б)). Це пояснюється резонансом верстату, при таких частотах обертання шпинделя. Як можна помітити власні частоти збільшуються для верстату з положенням двигуна для приводу повздовжньої подачі (рис. 3.8 (б)). Найхарактерніший резонанс легко можна почути при  $n = 7800$  об/хв. для верстату при  $n = 9960$  об/хв. (рис. 3.9 (а)), для верстату зображеного на рис 3.9 (б), шуми та

вібрації в цих місцях максимально виражені. Потім, як видно з графіка, величина коливань шпинделя спадає (рис. 3.9).

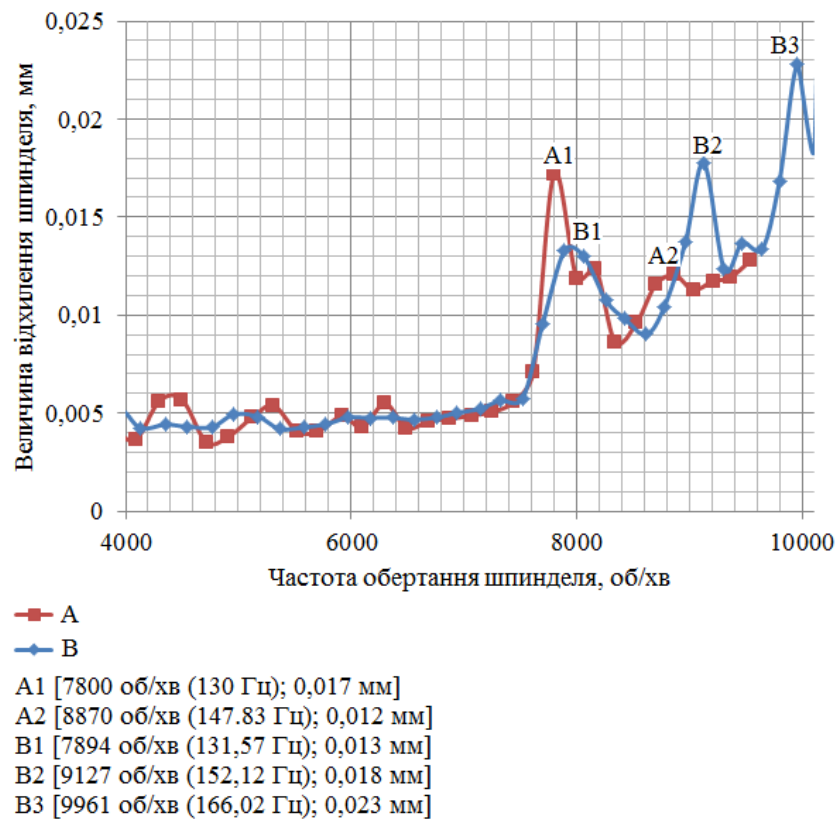


Рисунок 3.8 – Графік залежності впливу частоти обертання на величину коливань шпинделя

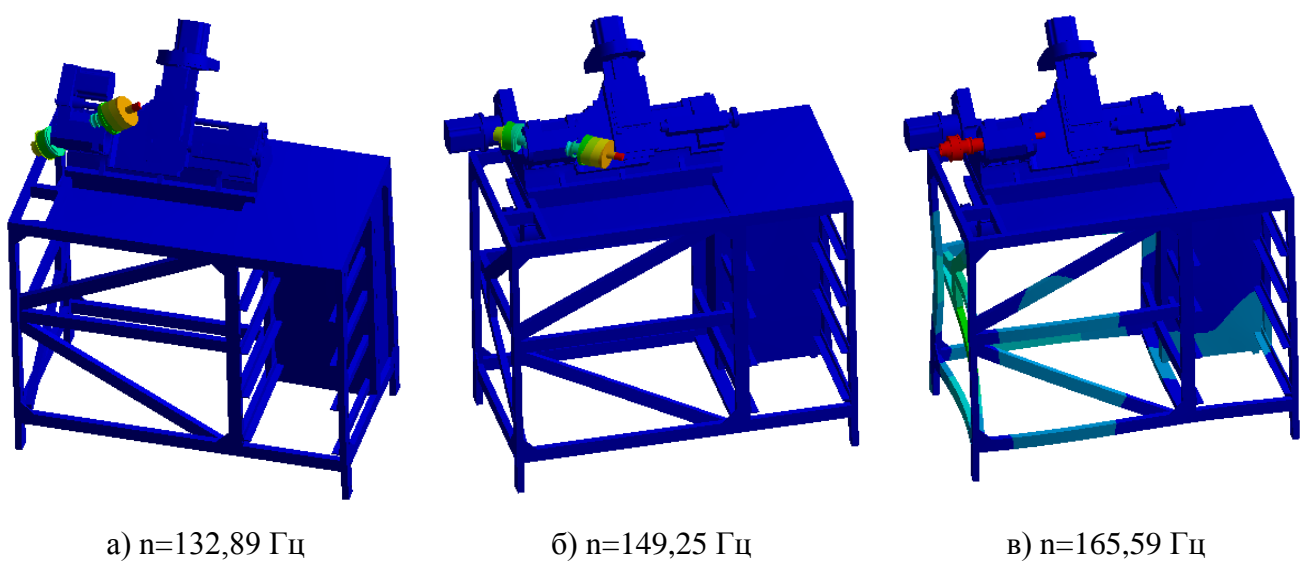


Рисунок 3.9 – Розраховані форми коливань при резонансі шпинделя

В таблиці 3.3 наведені значення експериментальних і розрахованих резонансних частот для шпинделя.

Таблиця 3.3 – Значення експериментальних і розрахованих резонансних частот для шпинделя (для рис. 3.9)

Форма коливань	Частота з експерименту, Гц	Частота з розрахунку, Гц	Похибка, %
A1	130,00	132,89	-2,22
A2	147,83	149,27	-0,97
B1	131,57	132,76	-0,90
B2	152,12	149,25	1,89
B3	166,02	165,59	0,26

При обертанні шпинделя зі швидкостями близькими до резонансних  $n = 7800$  об/хв і  $n = 9000$  об/хв. спостерігаються радіальні коливання шпинделя у горизонтальній і вертикальній площинах відповідно. При резонансній частоті обертання шпинделя  $n = 10000$  об/хв спостерігається осьове коливання шпинделя. Зв результатами експериментального дослідження встановлено, що частота обертання шпинделя впливає на коливання станини токарного верстата (рис. 3.10).

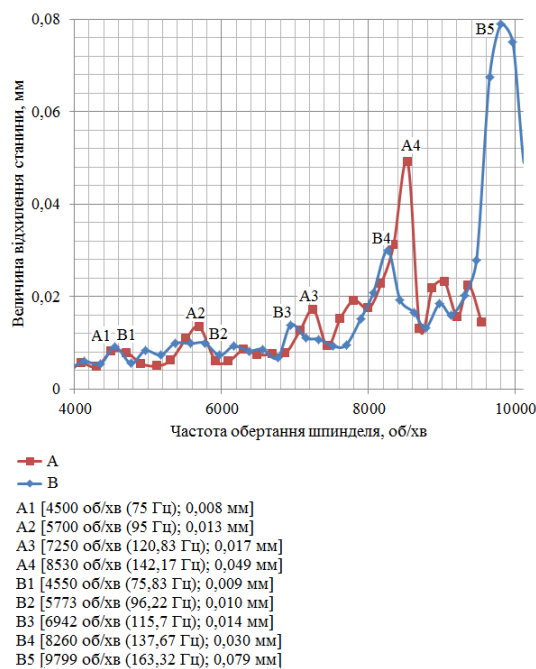


Рисунок 3.10 – Графік залежності впливу частоти обертання на величину коливань станини

Встановлено, що максимальна амплітуда коливань станини при частотах обертання шпинделя  $n = 4500$  об/хв,  $n = 5700$  об/хв,  $n = 7250$  об/хв,  $n = 8530$  об/хв для верстату з положенням двигуна для приводу повздовжньої подачі, становить 141,68 Гц (рис.3.11(а)). Для верстату з положенням двигуна для приводу повздовжньої подачі, максимальна амплітуда коливань станини на рівні 161,82 Гц будуть при  $n = 4550$  об/хв,  $n = 5773$  об/хв,  $n = 6942$  об/хв,  $n = 8260$  об/хв,  $n = 9799$  об/хв. (рис.3.11 (б)). Це пояснюється резонансом верстату, при таких частотах обертання шпинделя.

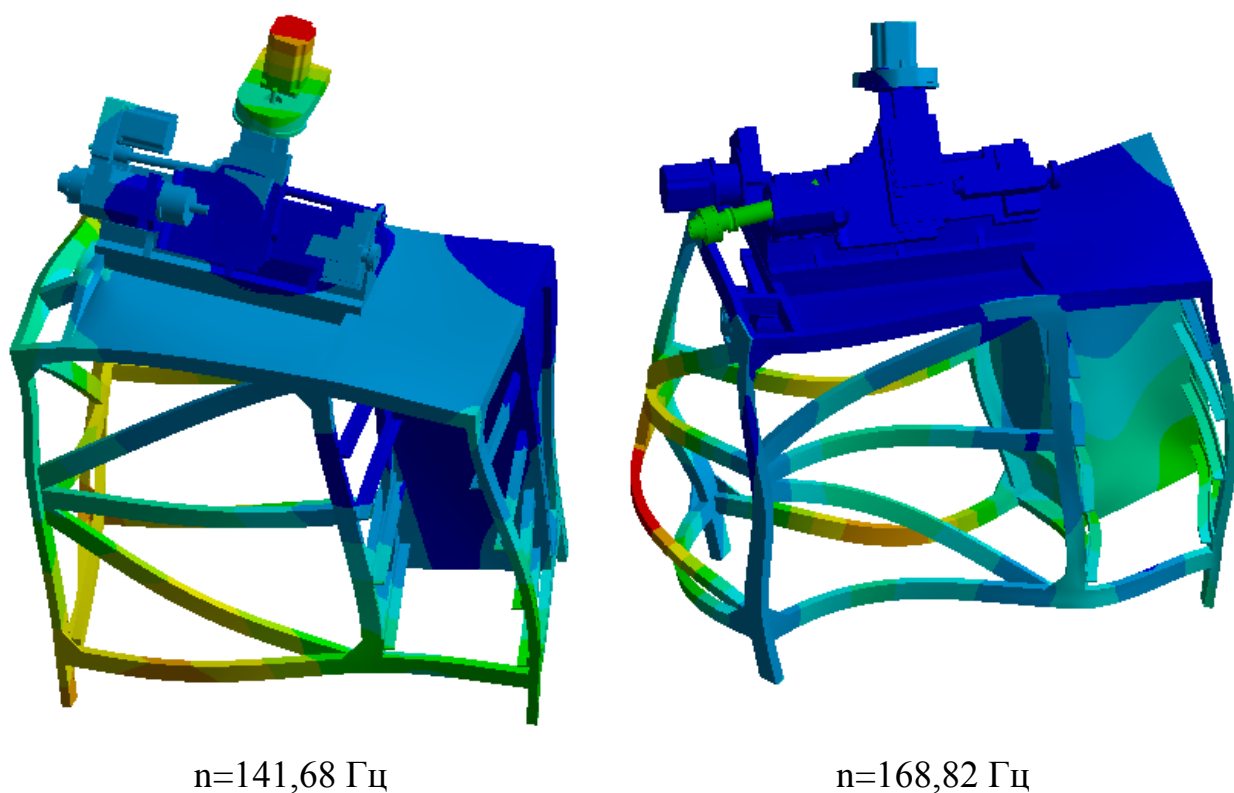


Рисунок 3.11 – Розраховані форми коливань при резонансі станини

При резонансних частотах обертання шпинделя  $n = 7800$  об/хв і  $n = 9000$  об/хв. спостерігаються радіальні коливання шпинделя у горизонтальній і вертикальній площинах відповідно. При резонансній частоті обертання шпинделя  $n = 10000$  об/хв спостерігається осьове коливання шпинделя.

В результаті порівняння результатів експерименту та отриманих методом СЕ, встановлено, що найбільша резонансна частота складає 142,17 Гц при  $n = 8530$  об/хв, а похибка співставлення не перевищує 4,36% (табл. 3.4).

Таблиця 3.4 – Значення експериментальних і розрахованих резонансних частот для станини (для рис.3.11)

Форма коливань	Частота з експерименту, Гц	Частота з розрахунку, Гц	Похибка, %
A1	75,00	78,27	-4,36
A2	95,00	96,14	-1,2
A3	120,83	121,26	-0,36
A4	142,17	141,68	-0,34
B1	75,83	76,88	-1,38
B2	96,22	95,82	0,42
B3	115,7	120,65	-4,28
B4	137,67	139,38	-1,24
B5	163,32	168,82	-3,37

### 3.5 Висновки

3.1 У результаті виконання даного етапу дослідження спроектована адекватна 3D модель верстату, що було доведено порівнянням результатів експериментальних і модельних досліджень, довірчий інтервал для яких не перевищував 4,36 %.

3.2 Результати теоретичних досліджень дозволили виявити резонансні частоти обертання шпинделя, та нову залежність, що при збільшенні частоти обертання, величина коливань варіюється, в бік зростання та в бік зменшення.

3.3 Проведені модальні аналізи верстату на основі застосування методу скінчених елементів. В результаті теоретичних та експериментальних досліджень встановлено, що:



3.3.1 максимальна амплітуда коливань станини при частотах обертання шпинделя  $n = 4500$  об/хв,  $n = 5700$  об/хв,  $n = 7250$  об/хв,  $n = 8530$  об/хв для верстату з положенням двигуна для приводу повздовжньої подачі, становить 141,68 Гц;

3.3.2 для верстату з положенням двигуна для приводу повздовжньої подачі, максимальна амплітуда коливань станини на рівні 161,82 Гц будуть при  $n = 4550$  об/хв,  $n = 5773$  об/хв,  $n = 6942$  об/хв,  $n = 8260$  об/хв,  $n = 9799$  об/хв;

3.3.3 порівняння результатів експерименту та отриманих методом СЕ, показали, що найбільша резонансна частота складає 142,17 Гц при  $n = 8530$  об/хв, а похибка співставлення не перевищує 4,36 %.

## РОЗДІЛ 4

### ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗРОБЛЕНИХ МОДЕЛЕЙ РІЗАННЯ ДЕТАЛЕЙ З ВАЖКООБРОБЛЮВАНИХ МАТЕРІАЛІВ

#### 4.1 Експериментальна перевірка розроблених моделей процесу різання

Принцип роботи експериментального стенду полягає в наступному. Вібрація, що генерується в системі «верстат – інструмент – деталь», реєструється датчиком і у вигляді аналогового сигналу передається на АЦП, який в свою чергу перетворює сигнал в цифровий вигляд і передає на комп'ютер. Далі за допомогою розробленої авторами програмою проводиться обробка даних, в ході якої будуються спектри сигналів і розраховується потужність вібраційного сигналу у відповідності з блок-схемою (рис. 4.1).



Рисунок 4.1 – Блок-схема обробки сигналу

Визначення потужності вібраційного сигналу здійснювалось графічно (рис. 4.2).

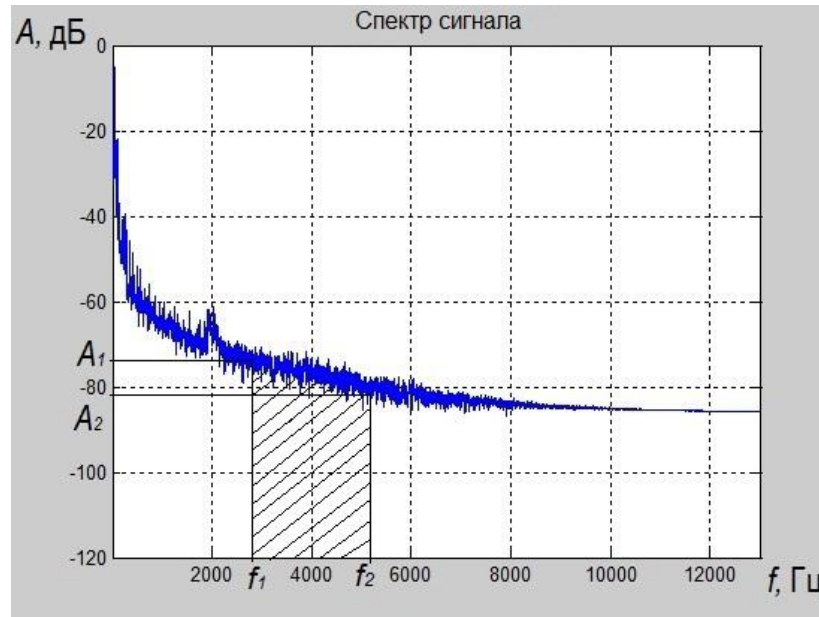


Рисунок 4.2 – Графічна інтерпретація потужності вібраційного сигналу

Потужність вібраційного сигналу - це інтегральна характеристика спектра, що обчислюється за формулою:

$$E = \int_{f_1}^{f_2} A(f) df. \quad (4.1)$$

Графічно це не що інше, як площа фігури, обмежена кривою між точками  $A_1$  та  $A_2$  (рис. 4.2), які відповідають потужностям вібраційних сигналів у системі, і прямими, що відповідають частотам  $f_1$  та  $f_2$  (ділянкам тимчасового інтервалу), отриманих методом швидкого перетворення Фур'є.

На аналогово-цифровий перетворювач від датчика струму Ш-40-0,02 і дільника напруги подається сигнал який перетворюється в цифровий вигляд і передається на вхід в комп'ютер (рис.4.3).

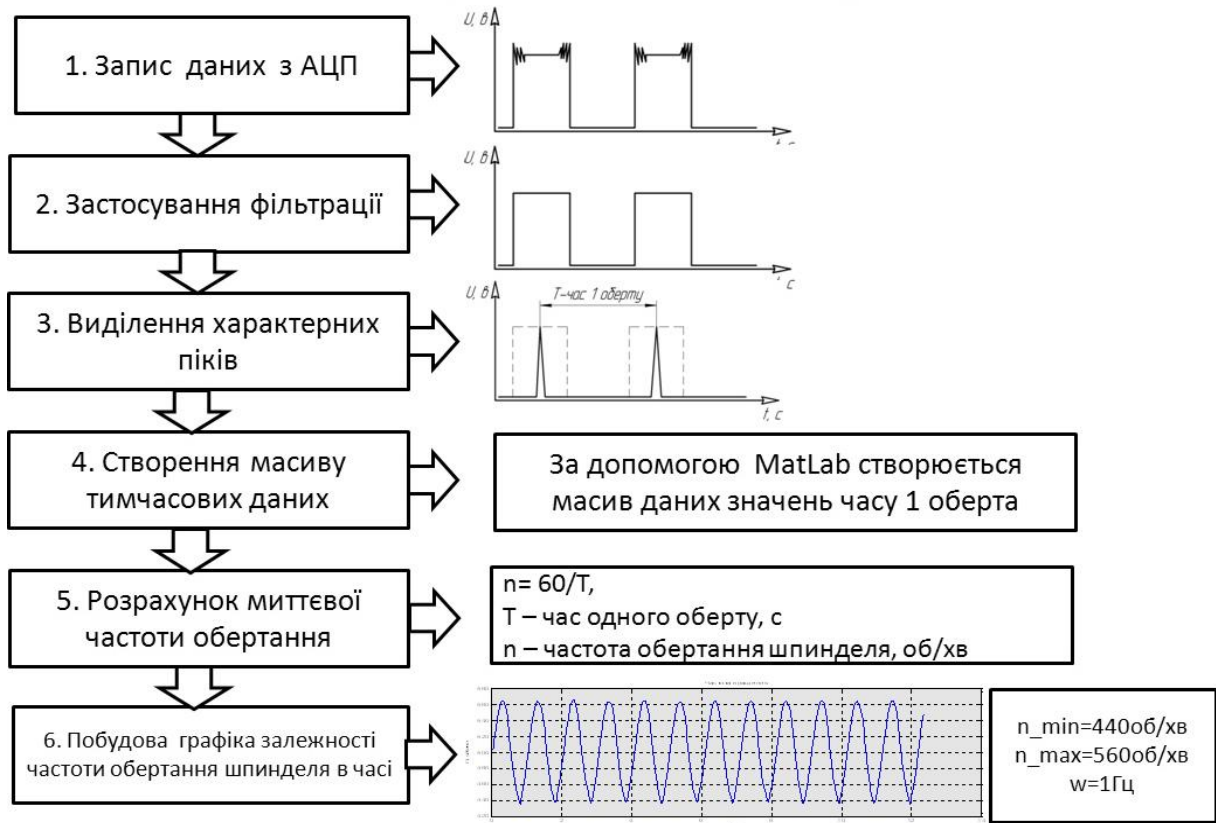


Рисунок 4.3 – Алгоритм визначення реальної частоти обертання шпинделя

Для дослідження вібростійкості процесу точіння розроблено з використанням індуктивного датчика Balluff BES 516324 [6]

Для перевірки даної методики змінювали частоту обертання шпинделя, а також частоту та амплітуду коливання швидкості обертання.

За допомогою АЦП сигнали всіх датчиків оцифровуються та передаються на персональний комп'ютер. За допомогою програми MathLab розраховується миттєве значення швидкості обертання та будуються відповідні графіки (рис. 4.4).

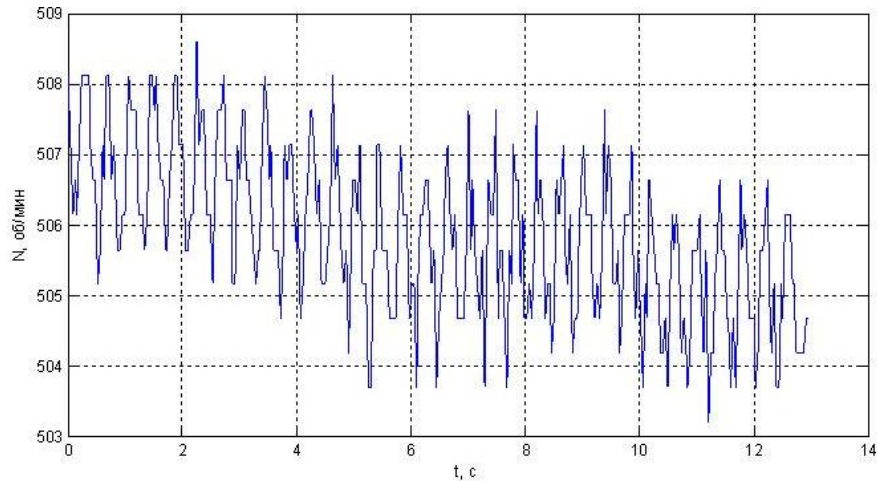
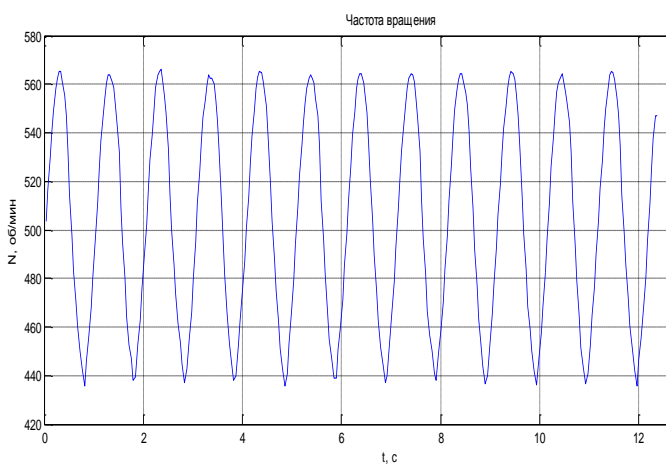
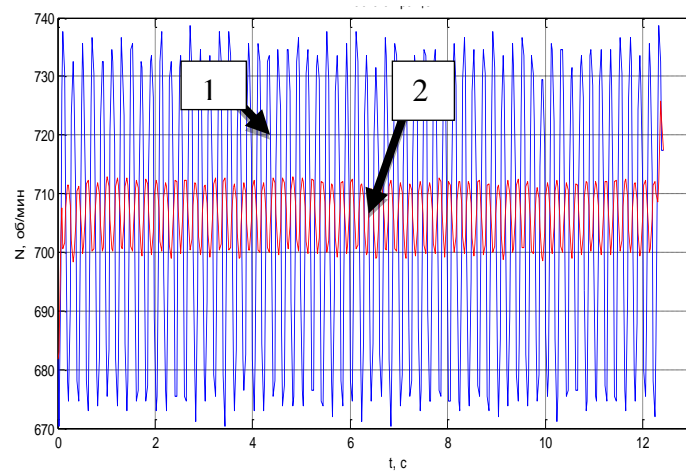


Рисунок 4.4 – Швидкість обертання шпинделя без модуляції заданої частоти

Встановлена чутливість частоти обертання шпинделя до модуляції при різних несучих частотах (рис. 4.5), де: 1 - частота обертання шпинделю по датчику; 2 – усереднена лінія по методу застосування вікна «ковзного середнього» (розмір вікна 10 точок). Таким чином встановлено, що за допомогою розробленої методики можна змінювати реальну частоту обертання шпинделя за синусоїдальним законом.



а) при  $n = 500$  об/хв;  $\omega = 1$  Гц



б) при  $n = 700$  об/хв;  $\omega = 5$  Гц

Рисунок 4.5 – Модуляція частоти обертання

Динаміка роботи силового перетворювача приводу головного руху оцінювались графічно (рис. 4.6). Графік відображає зміну значення функції, яка пропорційна крутному моменту головного двигуна. З графіка видно, що без

навантаження верстата різанням розгін і гальмування шпинделя відбувається за рахунок реверсу полярності на якорі головного двигуна.

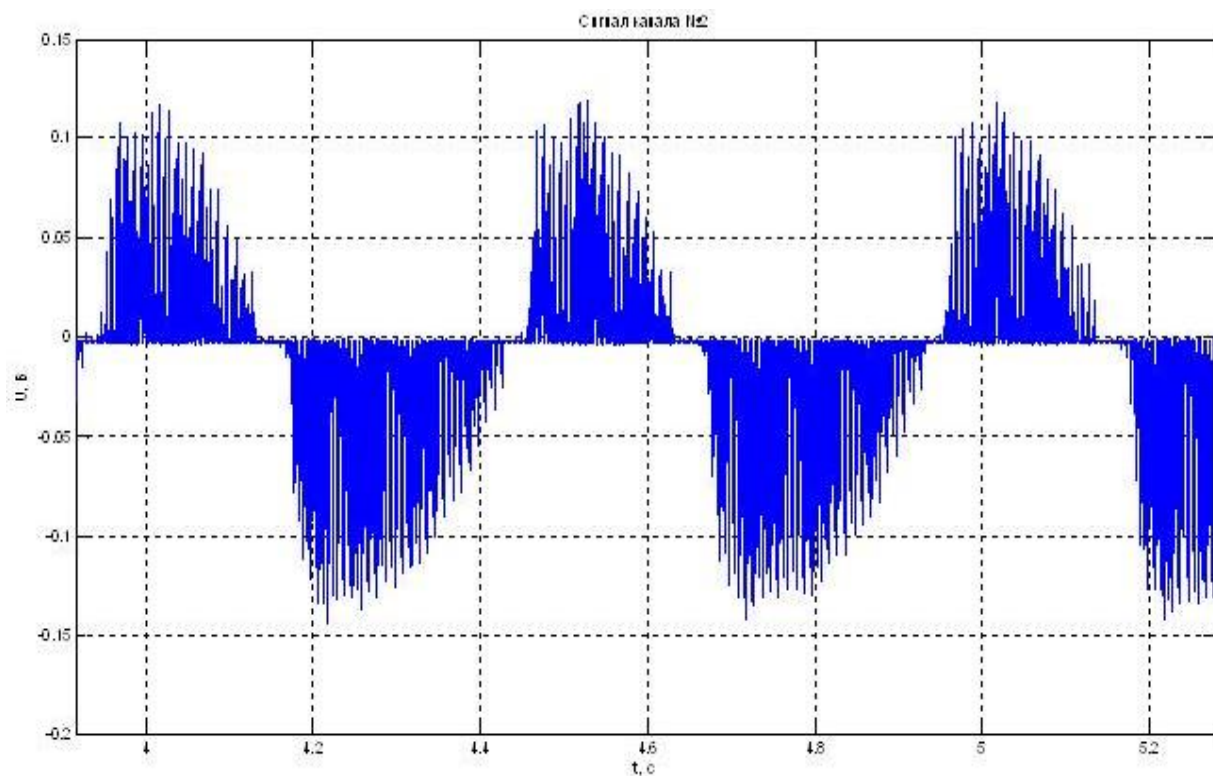


Рисунок 4.6 – Динаміка роботи силового перетворювача приводу головного руху під час коливального обертання

Для дослідження вібростійкості процесу точіння було розроблено методику, алгоритм практичної реалізації (рис. 4.7). Запропоновано, спочатку проводиться налагодження верстата і встановлення режимів обробки (подача, глибина різання, частота обертання шпинделя у відповідності з потрібною швидкістю різання); проводиться експеримент із фіксацією даних з датчика вібрації та датчика обертів шпинделю послідовно для обробки із модуляцією частоти обертання та без модуляції; обробка даних за розробленими методиками і побудова спектрів та графіків, які характеризують процес обробки; оцінювання рівня вібрацій при ввімкненій та вимкненій модуляції; оцінювання якості обробки поверхні шляхом порівняння зі зразками (шаблонами) шорсткості.

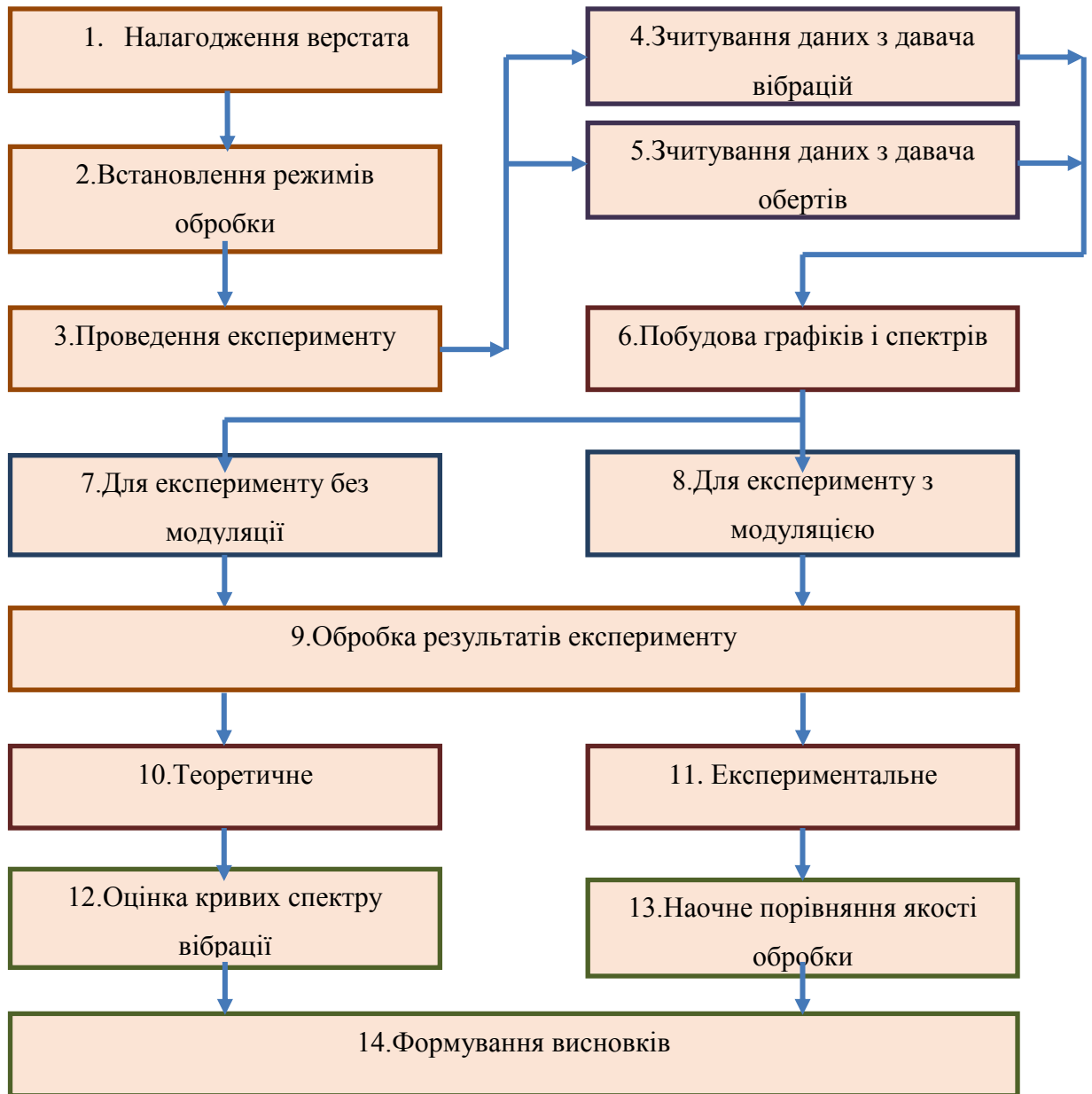


Рисунок 4.7 – Методика досліджень вібростійкості процесу точіння

#### 4.2 Вдосконалення алгоритму прогнозу ітераційного уточнення зношування інструменту

Дана методика була перевірена експериментально. Дослідження проводилися в два паралельні етапи. На першому етапі проводилась реєстрація сигналу без

модуляції і відразу, не зупиняючи процес різання, проводився запис сигналу із модуляцією (рис. 4.8).

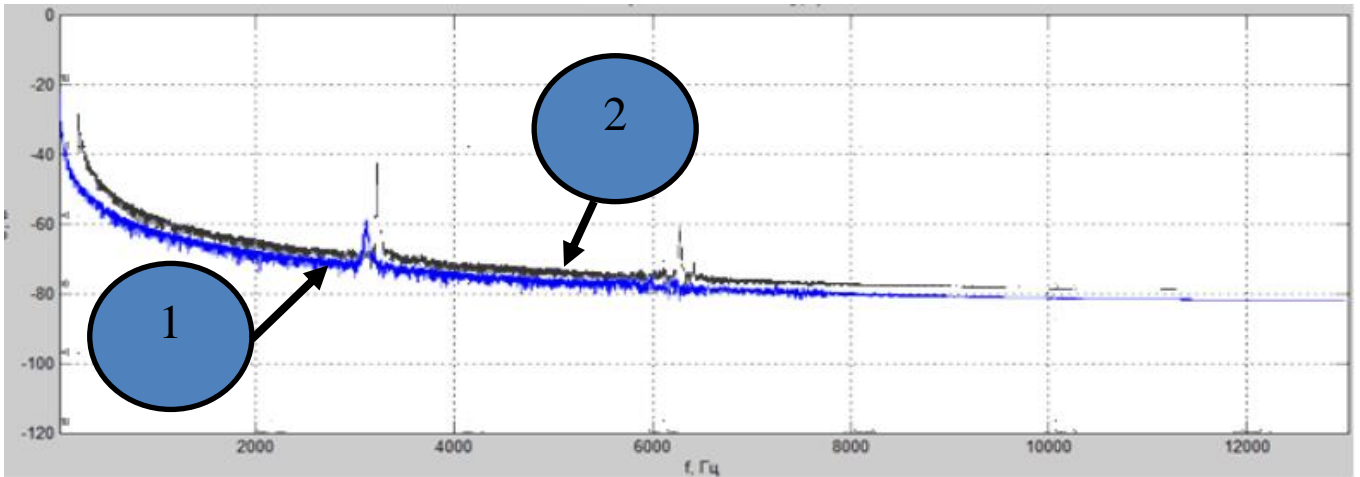


Рисунок 4.8 – Порівняння спектрів із модуляцією (1) та без модуляції (2) при:  
 $S = 0,5$  мм/об;  $n = 300$  об/хв;  $t = 0,5$  мм; канал 2

У якості режимів обробки використовували перебором наступні значення: подачі – 0,15; 0,3; 0,4; 0,5 мм/об; глибини різання – 0,1; 0,5; 1 мм; частоти обертання шпинделю – 250, 300, 500 об/хв. Діаметр оброблюваної поверхні – 60 мм. Коливальні процеси фіксувались за допомогою вібраційного датчика 8 та записувались на два канали: канал 1 – коливання в напрямі від передньої бабки до задньої; канал 2 – вгору – вниз у головній січній площині.

Результати проведених експериментів оброблялись за розробленою методикою і будувались відповідні графіки спектрів. Всі дослідження проводились із модуляцією частоти обертання шпинделя 10 Гц. Для наглядності і забезпечення можливості порівняння отриманих графіків спектрів за допомогою операції зменшення прозорості у програмному продукті Photoshop виконано накладення одне на одного зображень спектрів, отриманих з модуляцією та без неї. Приклади отриманих графіків наведено на рис.11 та 12.

Аналіз результатів, отриманих за запропонованим алгоритмом, показав, що при накладенні модуляції виникають два варіанти: по-перше, зменшується



загальний рівень коливань при модуляції в середньому на 5дБ по всій довжині спектру; по-друге, в середньому зменшується амплітуда як піків на 20 дБ так і коливань по всьому спектру на 5÷10дБ. Встановлено також і той факт, що чим більший рівень звуку в процесі різання (тобто є «писк»), тим більшою є різниця між спектрами вібрацій до та після модуляції.

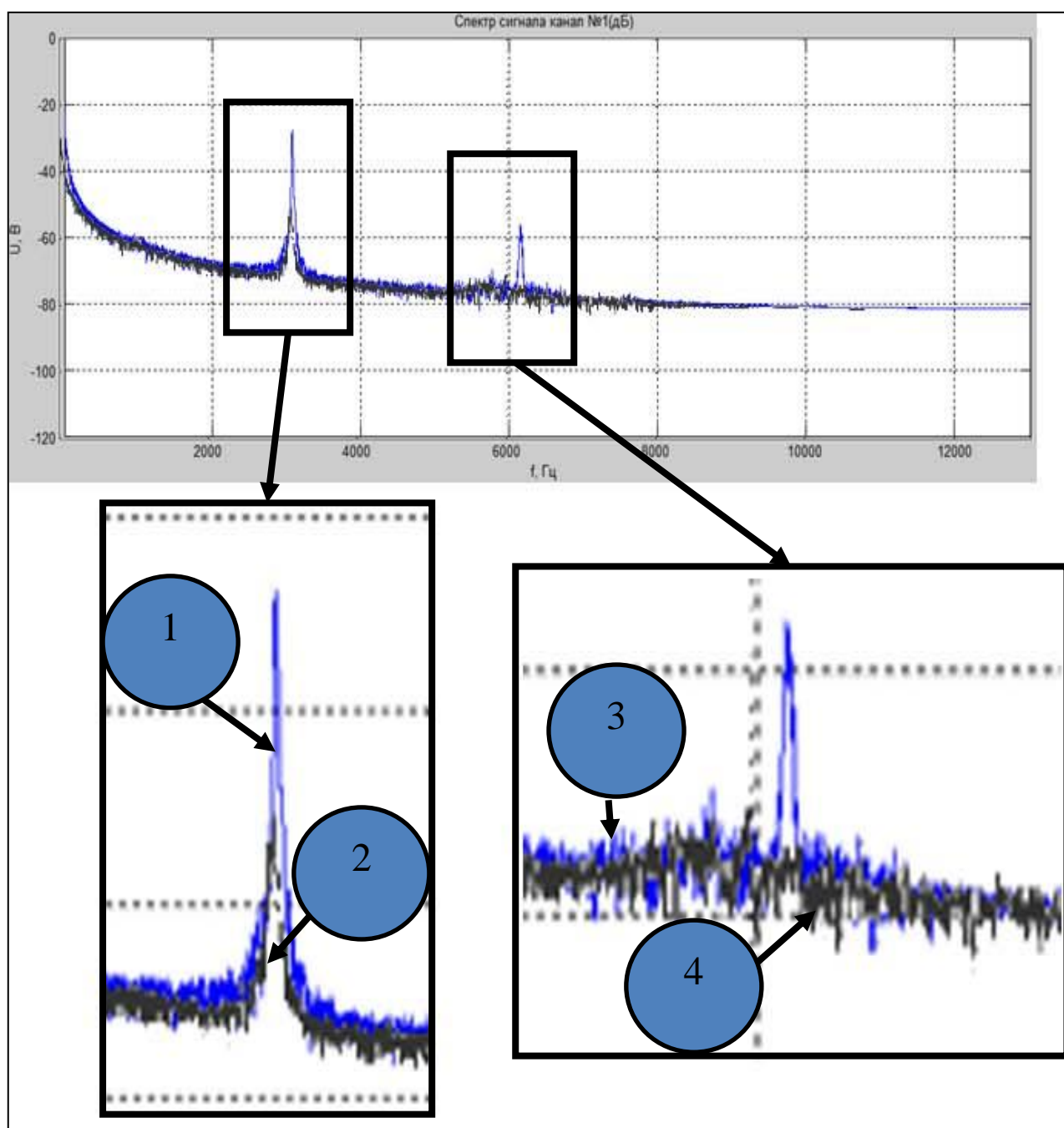


Рисунок 4.9 – Порівняння спектрів із модуляцією (2) та без модуляції (1) при:

$S = 0,5$  мм/об;  $n = 300$  об/хв;  $t = 0,5$  мм; канал 1

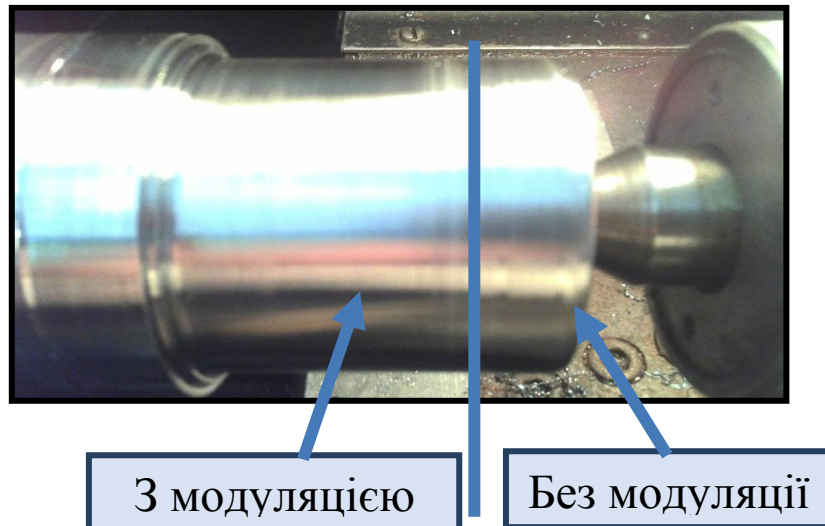


Рисунок 4.10 – Якість обробленої поверхні з модуляцією та без неї

Результати проведених досліджень показали, що процес модуляції суттєво впливає на якість (шорсткість) обробленої поверхні. На рис. 4.10, рис. 4.11, представлено фотографію обробленої поверхні без модуляції і з ввімкненою модуляцією. Як видно з фотографії, оброблена поверхня без використання коливального руху деталі має риски та хвилясту поверхню. Поверхня, яка оброблена з промодульованим сигналом заданої частоти руху головного двигуна не має цих дефектів.

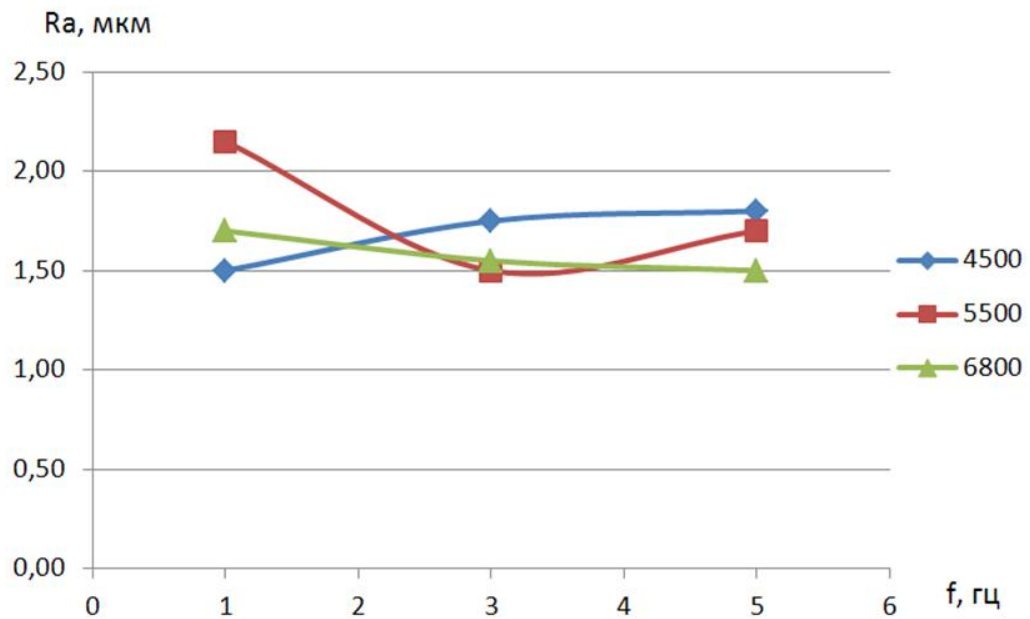


Рисунок 4.11 – Вплив частоти модуляції на шорсткість обробленої поверхні при різних частотах обертання шпинделя

### 4.3 Дослідження адекватності розроблених моделей процесу зношення інструменту при обробці важкооброблюваних матеріалів

В результаті експериментальних досліджень встановлено, що положення ріжучого інструменту впливає на величину його коливань, та залежить від частоти обертання шпинделя вздовж осей X та Y. Це дозволило сформулювати алгоритм адаптивного керування власними частотами і формами коливань, що забезпечується співпадінням вузлів деформації з зоною різання (рис. 4.12, рис. 4.13). Встановлено, що амплітуда коливань верстату, як реакція системи на збурюючу силу напряду відображаються на обробленій поверхні.

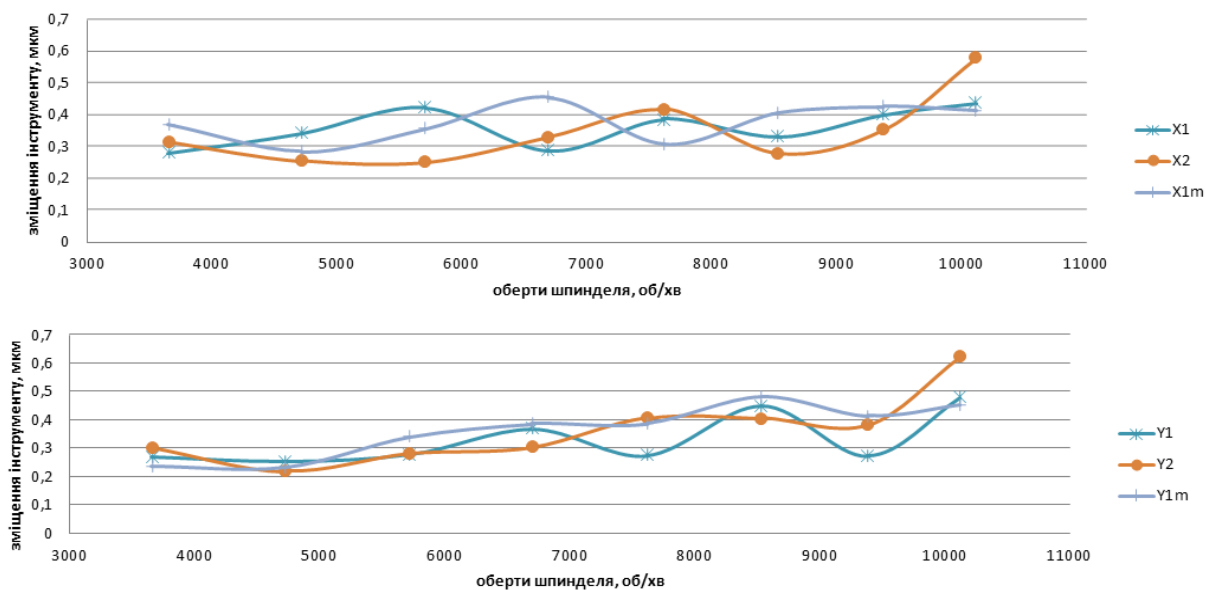
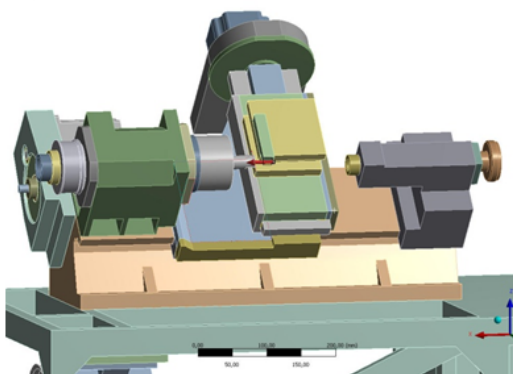


Рисунок 4.12 – Вплив частоти обертання шпинделя на зміщення інструменту



Висновок: амплітуда коливань супорта верстату як реакція системи на збурюючу силу напряду відображуються на обробленій поверхні.

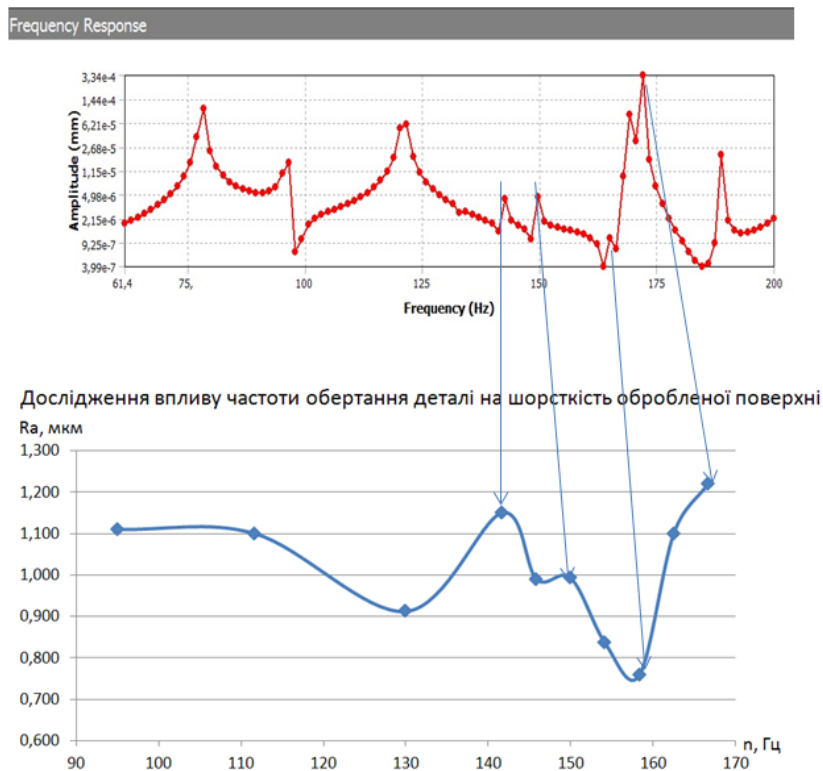


Рисунок 4.13 – Вплив частоти збуджуючої сили на траєкторію переміщення інструменту

#### 4.4 Дослідження зовнішнього впливу на відхилення траєкторії обертання шпинделя

При токарній обробці деталі з високою частотою обертання виявлено явище більш вираженого впливу сторонніх сил на процес різання. Це пов'язано із зменшенням жорсткості підшипникових опор шпинделя із збільшенням частоти обертання (рис. 4.14).

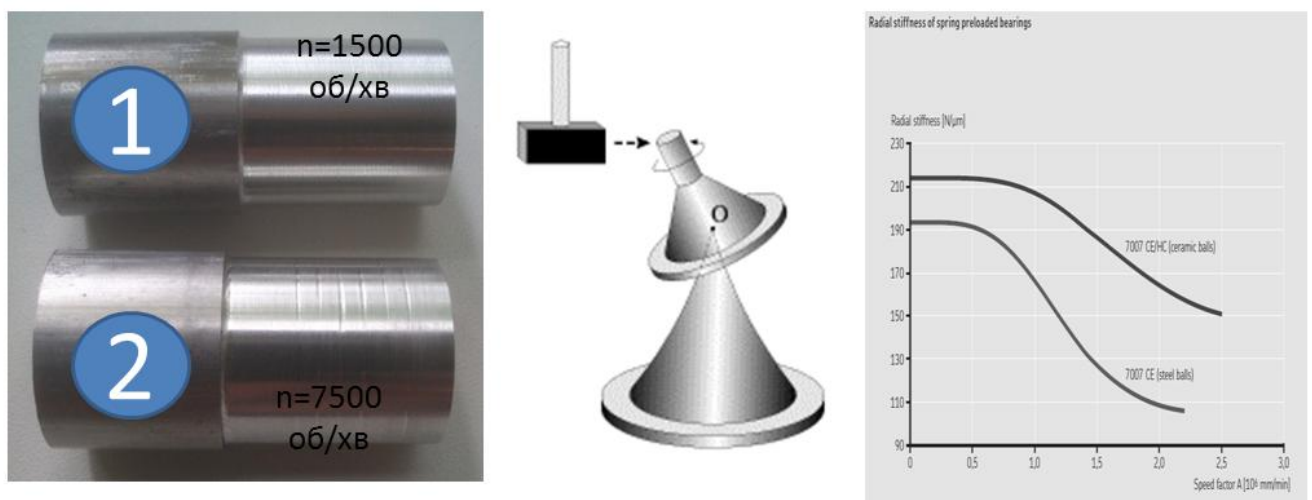


Рисунок 4.14 – Вплив відхилення траєкторії обертання шпинделя на якість обробленої поверхні

#### 4.5 Дослідження коливань технологічної системи за профілограмою обробленої поверхні

Із теорії коливань відоме явище биття. Це періодичні зміни амплітуди коливання, що виникають при складанні двох гармонійних коливань з близькими частотами. Биття виникають внаслідок того, що різниця фаз між двома коливаннями з різними частотами весь час змінюється так, що обидва коливання виявляються в якийсь момент часу в фазі, через деяке час - у протифазі, потім знову у фазі і т. д (рис. 4.15).

Положення точки при цьому визначається рівнянням (4.1):

$$x = \frac{2F}{|\omega_0^2 - \omega^2|} \sin\left(\frac{\omega - \omega_0}{2}t\right) \sin\left(\frac{\omega + \omega_0}{2}t\right)$$

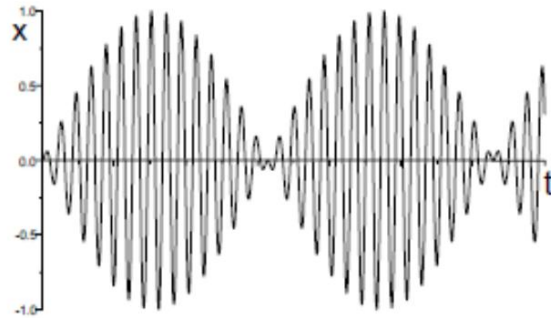


Рисунок 4.15 – Частотна характеристики верстата

Із рівняння видно, що система починає коливатися із частотами, які дорівнюють половині суми або різниці частот вимушених коливань.

Аналіз профілографи поверхні деталі, обробленої точінням, показує, що основною частотою мікро нерівностей, яку можна виділити є геометрична складова, що визначалася за алгоритмом (рис. 4.16).

```

Prof=prof;
%Исходный массив - 3 колонки.
% первая - время
% вторая - профиль
% третья - отметчик
%Ra - величина шероховатости по прибору.
Rad=3.1;%roughness scale

s=0.089; %подача резания
n=9360/60; %частота вращения шпинделя в Гц
profm=calcRa(Prof,Rad);

%данные в переменной prof
Fs0_b=1/(profm(2,1)-profm(1,1));

```

```

Fs=Fs0_b*s*n;
prof1=profm(:,2);
L=length(prof1);

Y=fft(prof1);
P2 = abs(Y/L);
P1 = P2(1:L/2+1);
f = Fs*(0:(L/2))/L;
figure(1);
semilogx(f,P1);
figure(2);
plot(profm(:,1),prof1(:,1));
figure(3);
semilogx(s.*n./f,P1);

```

Рисунок 4.16 – Алгоритм обробки сигналу профілографа

## 4.6 Висновки

4.1. Розроблені методики дозволили виконати аналіз динамічного стану системи у процесі роботи силового перетворювача приводу головного руху. Експериментально підтверджено, що зміна значення функції потужності вібраційного сигналу пропорційна крутному моменту головного двигуна, а саме: без навантаження верстата різанням, розгін і гальмування шпинделя відбувається за рахунок реверсу полярності на якорі головного двигуна.

4.2. Розроблено методику дослідження вібраційних процесів за наступним алгоритмом: проводиться налагодження верстата і встановлення режимів оброблення (подача, глибина різання, швидкість різання – частота обертання шпинделю); проводиться експеримент із фіксацією даних з датчиків вібрацій та обертів шпинделю послідовно для обробки із модуляцією частоти обертання та без модуляції; обробка даних за розробленими методиками і побудова спектрів та

графіків, які характеризують процес обробки; оцінювання рівню вібрацій при ввімкненій та вимкненій модуляції; оцінювання якості обробленої поверхні по зразкам (шаблонам) шорсткості.

4.3. В результаті обробки експериментальних даних встановлено, що при накладенні модуляції виникають два варіанти: перший – зменшується амплітуда коливань як по всьому спектру (у середньому на 5÷10 дБ), так і деяких піків (у середньому на 20 дБ); другий – зменшується загальний рівень коливань по всій довжині спектру в середньому на 5 дБ.



## РОЗДІЛ 5

### ВИЗНАЧЕННЯ КОНСТАНТИ МОДЕЛЕЙ ТЕРТЯ ДЛЯ ЗМІШАНИХ ПАКЕТІВ КОНСТРУКЦІЙНИХ КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ

#### 5.1 Дослідження трибологічних властивостей волокнистих полімерних композиційних матеріалів

Для вирішення поставленого завдання необхідно визначити чотири константи моделі тертя  $w$ ,  $\beta_0$ ,  $k_b$ ,  $\theta_k$ . Для визначення цих констант використаємо наступний алгоритм (рис. 5.1):

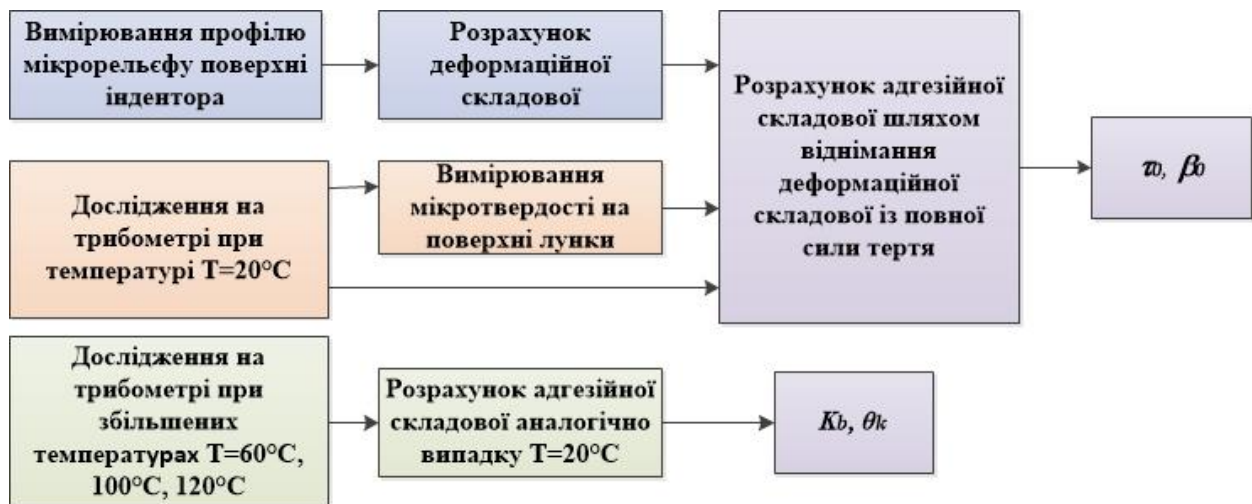


Рисунок 5.1 – Загальний алгоритм вимірювання адгезійної складової коефіцієнта тертя

а) при нормальній температурі проводяться випробування на адгезіометрі, який реалізує тертя сферичного індентора з інструментального матеріалу щодо зразка з оброблюваного матеріалу при різному тиску в умовах жорсткого навантаження;

б) визначають середнє дотичне напруження опору ковзання;

в) за відомими параметрами мікрорельєфу індентора,  $R_p$ ,  $t_m$  розраховують  $\mu_a$  для умов випробувань;

г) визначають  $\tau_0$ ,  $\beta_0$  шляхом віднімання деформаційної складової дотичного напруження і екстраполяції отриманих залежностей на нульовий тиск і їх апроксимації рівнянням за умови  $\theta < \theta_k$ ;

д) проводять випробування на адгезіометрі при температурах  $\theta = 60^\circ\text{C}$ ,  $100^\circ\text{C}$  та  $120^\circ\text{C}$  при одному тиску і розраховують константи,  $k_b$ ,  $\theta_k$ , апроксимуючи отриману залежність рівнянням.

У першому наближенні константи  $k_b$  та  $\theta_k$  можуть бути визначені за формулою:

$$\theta_k \approx 100^\circ\text{C}, k_b \approx \beta_0 / 300.$$

## 5.2 Визначення константи тертя для пакетів вуглепластик/твердий сплав

Від властивостей вихідних матеріалів і кінцевого продукту залежить працездатність деталі. Для вуглепластика характерною особливістю є те, що сума властивостей компонентів не дорівнює властивостям композиту. Наявність достовірної інформації про механічні властивості компонентів волокнистих полімерних композиційних матеріалів (ВПКМ) є критичним при створенні елементів машин і конструкцій. Тому дослідження властивостей отриманого виробу за даних умов є найважливішим аспектом при визначенні працездатності деталі. Також точна інформація про властивості матеріалу необхідна для комп'ютерного моделювання як обробки, так і несучої здатності деталі. У представлених нижче роботах проводилися дослідження зразків з односпрямованої орієнтацією волокон вуглеволокно і застосуванням епоксидної матриці. За Р. Mahajan, N. Bhatnagar: модуль пружності уздовж волокон - 140 ГПа, модуль пружності поперек волокон - 11 ГПа, модуль зсуву - 6 ГПа, коефіцієнт Пуассона - 0,38 [50]. За Е. Brinksmeier, S. Fangmann, модуль пружності уздовж волокон - 142 ГПа, поперек волокон - 9 ГПа, твердість - 121 НV, щільність -  $1,6 \text{ г/см}^3$ . В роботі F. Valle, S. Nuxhold наведені показники: модуль Юнга - 135 ГПа, межа міцності - 580 МПа, граничне подовження

- 1,1% [51]. T Sen, H. N. Jagannatha Reddy визначають модуль пружності, рівний 240 ГПа, межа міцності при розтягуванні - 490 МПа [52]. W. Hintze, D. Hartmann визначили так: модуль Юнга - 139 ГПа, коефіцієнт Пуассона - 0,37, межа міцності на розтяг - 600 МПа. Y. Li, N. Nogi представили результати: модуль пружності уздовж волокон - 120 ГПа, модуль пружності поперек волокон - 8,8 ГПа, модуль зсуву - 6 ГПа, коефіцієнт Пуассона - 0,25. F. Gaoa, L. Boniface в статті наводять наступне: модуль пружності уздовж волокон - 136 ГПа, модуль пружності поперек волокон - 8,3 ГПа, коефіцієнт Пуассона - 0,34. Літературний огляд питання показав великий інтерес до питання про властивості вуглепластика, а також широкий спектр досліджуваних параметрів і їх варіативність. Область зміни параметрів, широкий спектр властивостей вуглепластиків залежать від застосованих вихідних матеріалів і способу виготовлення. Важливим фактором залишаються режим спікання і термічна обробка виробу. Можна виділити область варіювання основних характеристик матеріалу: модуль пружності уздовж волокон - 120÷240 ГПа, поперек волокон - 8,3÷11 ГПа, коефіцієнт Пуассона - 0,25÷0,38, межа міцності на розтяг - 490÷600 МПа.

Зразки виготовлялися з вуглецевої стрічки односпрямованої марки ЛУ-П-0,1. Характеристики застосовуваної вуглецевої стрічки: модуль пружності при згині -  $(157 \pm 25)$  ГПа, руйнівне напруження при розтягуванні в вуглепластика - 0,7 ГПа, руйнівне напруження при стисканні в вуглепластика - 0,7 ГПа, щільність вуглепластика -  $(31,49 \pm 0,05)$  г/см<sup>3</sup>, об'ємна частка вуглецевої стрічки -  $(62 \pm 4)$  %.

Схема укладання представляла собою складені один на одного смуги стрічки в одному напрямку. Просочення проводилася попередньо приготованої епоксидною смолою Lorit-285. Смола змішується в співвідношенні 5: 2, де 5 частин смоли і 2 частини затверджувача. Після просочення і укладання заготовка містилася в вакуумний пакет на 12 годин, процес вакуумування супроводжувався термічним впливом, застигання відбувалося при температурі 35 °С.

Дослідження таких властивостей епоксидної смоли, як межа міцності, границя текучості, модуль пружності, щільність проводилися відповідно до методики ГОСТ 4651-86, випробування на розтягнення – по методиці ГОСТ 11262-80.

При вивченні властивостей вуглепластика, таких, як межа міцності, модуль пружності, дослідження проводилися відповідно до ГОСТ 25.601-80.

Згідно ГОСТ 11262-80 були виготовлені призматичні зразки товщиною 2 мм. Зразок закріплювався в затискачі випробувальної машини по мітках, щоб поздовжня вісь зразка співпадала з віссю затискачів. Швидкість руху рухомого затиску дорівнює 1 мм/хв.

На етапі підготовки до експерименту було виготовлено шість зразків. Матеріали, застосовані для виготовлення зразків: вуглецева стрічка марки ЛУ-П-0,1 і смола епоксидна Lorit-285.

Розміри і форма зразків відповідали ГОСТ 25.601-80. Ширина зразка дорівнює 12 мм, товщина – 1 мм (рис. 5.2). Формування пластини проходила під температурним і вакуумним впливом. Орієнтація волокон була обрана однонаправлена. На другому етапі було проведено два типи випробувань зразків для визначення межі міцності модуля пружності.

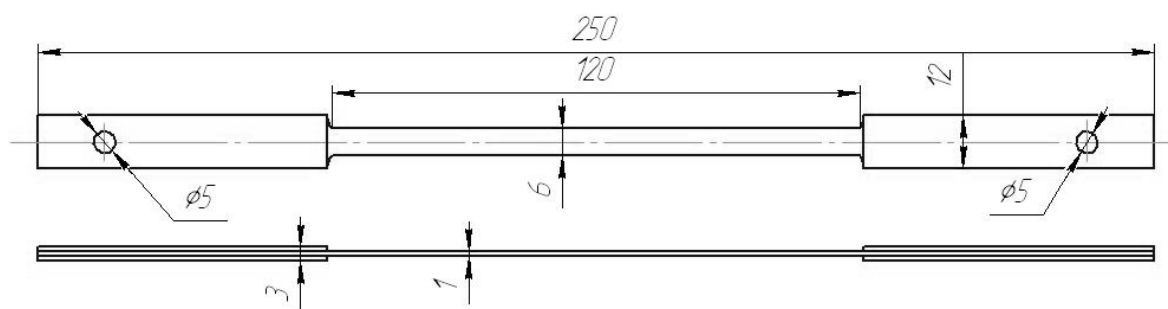


Рисунок 5.2 – Ескіз вуглепластикового зразка

Дослідження трибологічних властивостей проводилося за допомогою навантаження плоского контртіла сферичним індентором, що обертається відносно контртіла. На базову поверхню динамометра було встановлено контртіло (зразки з вуглепластика або смоли) у вигляді пластини товщиною

5 мм з паралельними бічними поверхнями. У цанговому патроні була закріплена оправка з центровим отвором. Індентор у вигляді полірованої сфери діаметром 9,6 мм виготовлений з твердого сплаву. Навантаження контртіла індентором здійснювалося переміщенням консолі верстата вгору вздовж осі  $z$ . Індентор обертається щодо своєї осі безперервно протягом усього навантаження. Вимірювання моменту тертя проводилося при частоті обертання шпинделя  $n = 31,5$  об/хв. Мала частота обертання виключає можливість розігріву контактної поверхні.

Першими представлені властивості епоксидної смоли, яка застосовувалася як матриця при створенні вуглепластика. Пружні властивості смоли Lorit-285 під час випробування на стиск: межа текучості - 120 МПа, модуль пружності - 3500 МПа, межа міцності - 70 МПа, щільність -  $0,85 \text{ г/см}^3$ .

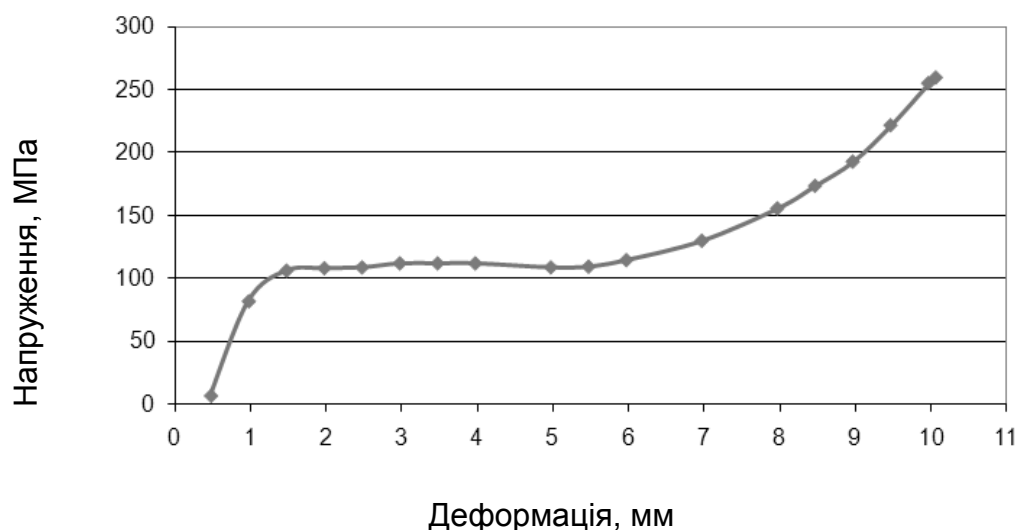


Рисунок 5.3 – Діаграма деформації епоксидної смоли Lorit-285 на стиснення в умовних напруженнях

Таблиця 5.1 – Властивості досліджуваних матеріалів

Марка вуглецевої стрічки	Міцність, ГПа	Модуль пружності, ГПа	Щільність, $\text{г/см}^3$
ЛУ-П-0,1	$2,7 \div 3,0$	260	1,7
Марка смоли	Міцність на стиснення, ГПа	Межа текучості, МПа	Щільність, $\text{г/см}^3$
Lorit-285	0,26	120	0,85

Були проведені два види випробувань зразків для визначення межі міцності модуля пружності. Результати випробувань показали, що межа міцності дорівнює 680 МПа, руйнування зразка перетином 6x1 мм сталося при навантаженні 4082 Н уздовж волокон. Графік процесу навантаження представлений на (рис. 5.4).

Можна зробити висновок, що зразок витримав напруження більше, ніж сталь 45. Для сталі характерна величина близько 600 МПа, тоді як вуглепластик показав 680 МПа. Середнє значення модуля пружності на всіх етапах навантаження згідно ГОСТ 25.601-80:  $K = 115$  ГПа.

Визначені моделі тертя для пари матеріалів вуглепластик/твердий сплав. Розраховані коефіцієнти визначального рівняння.

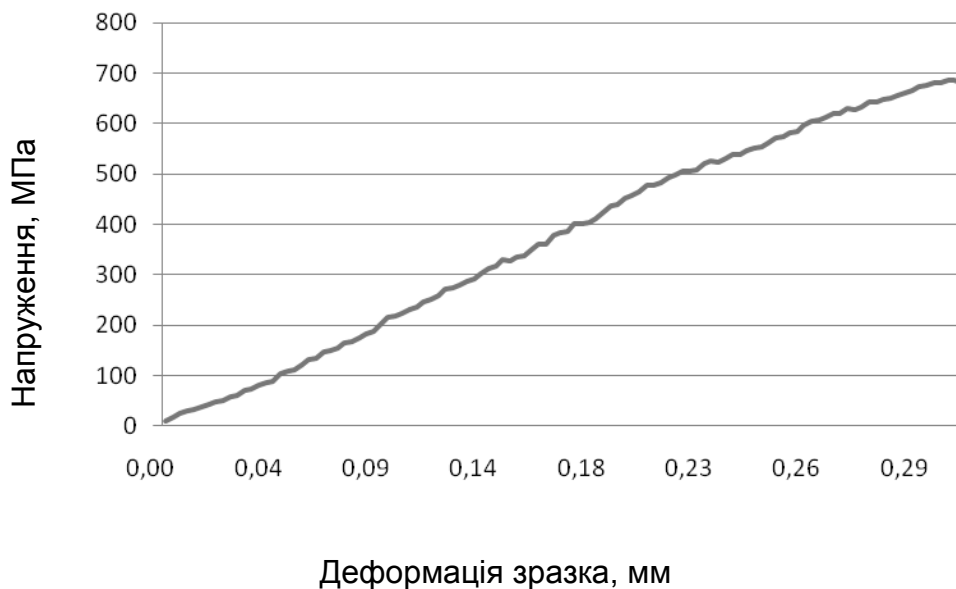


Рисунок 5.4 – Графік, що відображає залежність напруги від деформації зразка

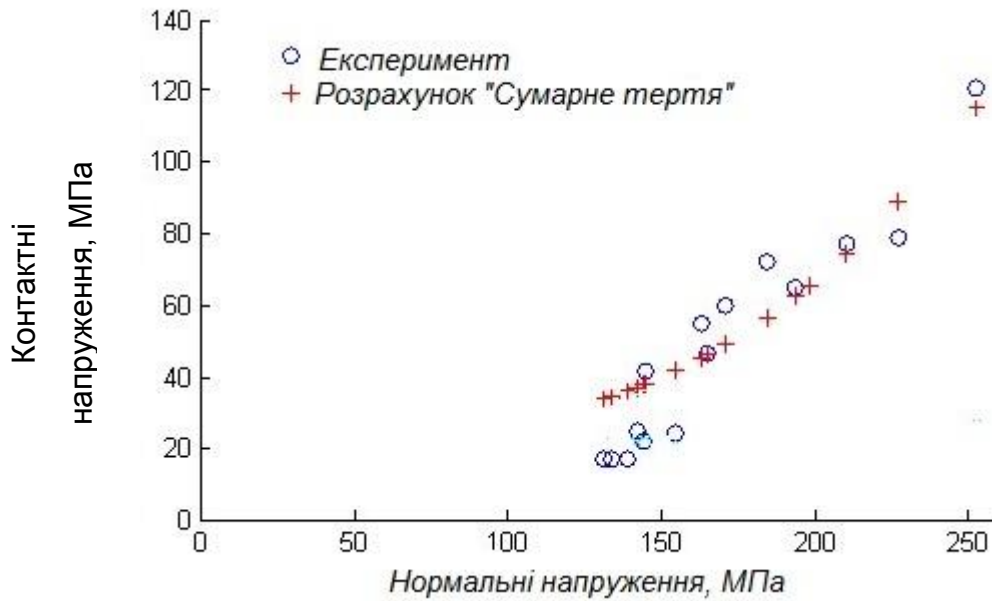


Рисунок 5.5 – Графік впливу нормальної сили на момент опору ковзанню (виражений в напруженнях)

Виходячи з найменшого середньоквадратичного відхилення (27 Н/мм), обрана модель тертя – адгезійна лінійна.

$$\tau_0 = 13 \text{ МПа}; \beta_0 = 0,05131; \sigma_s = 191 \text{ МПа}.$$

На представлених графіках показано вплив нормальної сили на момент опору ковзанню в силах і в напруженнях.

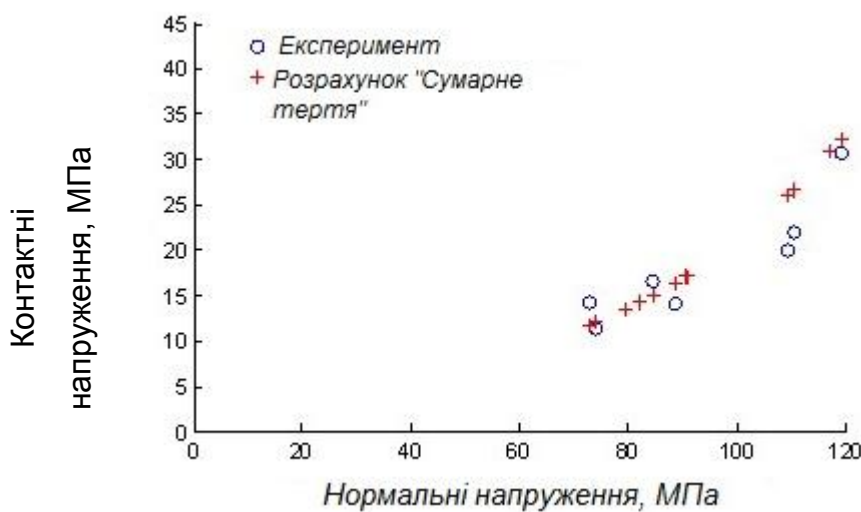


Рисунок 5.6 – Графік впливу нормальної сили на момент опору ковзанню (виражений в напруженнях)

Виходячи з найменшого середньо квадратичного відхилення (28 Н/мм), можна зробити висновок, що обрана модель тертя – адгезійна лінійна.

$$\tau_0 = 5 \text{ МПа}; \beta_0 = 9,775 \cdot 10^{-8}; \sigma_S = 109 \text{ МПа}.$$

### **5.3 Висновки**

5.1 Вперше проведені дослідження трибологічних властивостей вуглепластика, визначені моделі тертя для вуглепластику в парі з твердим сплавом.

5.2 Отримано адгезійну модель тертя.

5.3 Визначено межу міцності для вуглепластика, що дорівнює 680 МПа, значення якої більше, наприклад, ніж у сталі 45.

5.4 Визначено модуль пружності для вуглепластикового зразка, який дорівнює 115 ГПа, що майже не відрізняється від розглянутих аналогів.



## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Проведений аналіз причин та розвитку зношування різальної кромки інструменту при точінні з високими частотами обертання шпинделя. Встановлено, що при обробці неметалевих матеріалів головною ознакою зношування інструментів є округлення різальної кромки у результаті взаємодії поверхонь інструменту та дрібнодисперсної стружки, що за своєю природою нагадує абразивну обробку.

2. Розроблені алгоритми та програмні модулі до пакетів LS-DYNA щодо розрахунку зношування різального леза та зміни його форми в процесі оброблення при лезовій обробці металевих та неметалевих матеріалів. При цьому розроблені алгоритми та програмні модулі враховують рівень вібрацій та контактних навантажень, що супроводжують процес різання важкооброблюваних матеріалів. Це забезпечило можливість виконання автоматизованих розрахунків за допомогою вищезазначених пакетів та можливість інтеграції отриманих результатів у пакет MathLab для визначення оптимальних режимів механічної обробки металевих та неметалевих важкооброблюваних матеріалів.

3. Для мінімізації похибки за абсолютною величиною удосконалено алгоритм прогнозу ітераційного уточнення зношування інструменту. Таким чином розбіжність між прогнозними та експериментальними значеннями періоду стійкості інструменту склала в середньому 10%.

4. На базі токарного верстата з ЧПК розроблено експериментальний стенд, оснащений модулятором та первинними датчиками обертів шпинделя, току та напруги силового перетворювача приводу головного руху, вібрацій. За допомогою модулятора сигнал, який подається системою числового програмного керування, перетворюється за синусоїдальним законом, причому амплітуду та частоту коливань можна змінювати. Для дослідження вібростійкості процесу точіння розроблено методику визначення реальної частоти обертання шпинделя.

5. Створено скінчено-елементну модель процесу різання у програмному середовищі ANSYS. Встановлено, що адекватність скінчено-елементної моделі значною мірою визначається прийнятою для моделювання зони різання (робочого процесу) моделлю тертя (величиною середнього коефіцієнта тертя). Представлено результати обчислювального експерименту за допомогою скінчено-елементної моделі при дослідженні впливу геометрії інструменту на технологічні параметри.

6. Адекватність 3D моделі верстату була доведена порівнянням результатів експериментальних і модельних досліджень, довірчий інтервал для яких не перевищував 4,36 %. Результати теоретичних досліджень дозволили виявити резонансні частоти обертання шпинделя та нову залежність, що при збільшенні частоти обертання, величина коливань варіюється, в бік зростання та в бік зменшення. Були проведені модальні аналізи верстату застосовуючи метод скінчених елементів.

7. Були вперше проведені дослідження фізико-механічних та трибологічних властивостей вуглепластика, визначені моделі тертя для вуглепластику в парі з твердим сплавом. Отримано модель тертя - адгезійна. Визначено межу міцності для вуглепластика, що рівний 680 МПа. Визначено модуль пружності для вуглепластикового зразка, що рівний 115 ГПа.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Ситніченко В. Стратегія розвитку машинобудування на основі системи збалансованих показників//Стандартизація, сертифікація, якість. -Київ, 2009. -№ 1. - С. 39- 44.
2. Аскинази Б. М. Упрочнение и восстановление деталей машин электромеханической обработкой. -М.: Машиностроение, 1989. -197 с.
3. Бабичев А. П. Вибрационная обработка деталей. -М.: Машиностроение, 1974. -136 с.
4. Безъязычный В. Ф. Влияние качества поверхностного слоя после механической обработки на эксплуатационные свойства деталей машин//Справочник. Инженерный журнал. -2001. -№ 4. -С. 9- 17.
5. Бурлаченко О. В. Технологическое обеспечение эксплуатационных свойств сопряжений оборудования на основе системы комплексных воздействий: Дисс. ... д. техн. наук:05.02.08. -Саратов, 2004. -354 с.
6. Основы теории резания материалов: учебник [для высш. учебн. заведений]/Н. П. Мазур, Ю. Н. Внуков, А. И. Грабченко и др. -Х.: НТУ "ХПИ", 2013. -534 с.
7. Токарные инструменты / Sandvik Coromant; Под ред. Е. Abele. - Stafford: Sandvik Coromant, 2015. - 1253 с.
8. CNC Turning Centers / Haas Automation Inc.; - Oxnard: Haas Automation, Inc., 2013. - 56 с.
9. Machine Tools Catalogue / Okuma Europe GmbH; - Krefeld: Okuma Europe GmbH, 2013. - 192 с.
10. 24 Exclusive DMG MORI Technology Cycles / DMG MORI COMPANY LIMITED;. - Vynterture: DGM MORI Company, 2016. - 62 с.
11. Кудинов В. А. Динамика станков. -М.: Машиностроение, 1967. -367 с.

12. TaeguTurn. Токарный инструмент / TaeguTec;. - Daegu: TaeguTec Ltd., 2013. - 198 с.
13. Tlustý J., Ismail F. Basic non-linearity in machining chatter//CIRP Annals - Manufacturing Technology. -: Elsevier, 1981. -Вып. 1. -Т. 30. -С. 299- 304.
14. Жарков И. Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом. -Л.: Машиностроение, 1986. -184 с.
15. Эльясберг М. Е. Автоколебания металлорежущих станков: Теория и практика. -СПб: ОКБС, 1993. -180 с.
16. Кедров С. С. Колебания металлорежущих станков. -М.: Машиностроение, 1978. -198 с.
17. Ташлицкий Н. И. Первичный источник энергии возбуждения автоколебаний при резании металлов//Вестник машиностроения. -1960. -№ 2. -С. 10- 20.
18. Doi S. , Kato S. Chatter vibration of lathe tools//Trans. ASME. -1956. -№ 78. -С. 1127- 1134.
19. Brecher C. , Witt S. , Esser M. Simulation of the Process Stability of HPC Milling Operations under Consideration of the nonlinear Behaviour of the Machine Tool and the Cutting Process//Annals of CIRP. -2007. -С. 211- 219.
20. Кучугуров М. В., Внуков Ю. Н., Дядя С. И. Способ и устройство для исследования регенеративных автоколебаний при точении//Резание и инструмент в технологических системах. -X., 2013. -№ 83. -С. 42- 54.
21. Chigbogu G. O. Stabilizing wave attenuation effects in turning process//Production & Manufacturing Research. -: Taylor & Francis Group, 2014. -Т. 2, № 1. -С. 2- 10.
22. Chigbogu G. O., Sam N. O. Time Domain Chatter Stability Comparison of Turning and Milling Processes//INTERNATIONAL JOURNAL OF MULTIDISCIPLINARY SCIENCES AND ENGINEERING. -2012. -Т. 3, № 11. -С. 25- 30.

23. Park J. S. THE PREDICTION OF CHATTER STABILITY IN HARD TURNING: Дисс. ... PhD in Mechanical Engineering:05.02.08. -Atlanta, 2004. -144 с.
24. Otto A., Radons G. Application of spindle speed variation for chatter suppression in turning//CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology. -: Elsevier Science, 2013. -Т. 6, № 2. -С. 102- 109.
25. Mancisidor I. , Bárcena R. , Munoa J. , Etxebarria A. Design of a bench hardware-in-the-loop system for the study of chatter in turning//European Control Conference. -Zurich, 2013. -С. 791- 796.
26. Емельяненко С. С. Повышение эффективности процесса концевое фрезерования путем обеспечения динамической устойчивости технологической системы: Дисс. ... канд. техн. наук: 05.03.01. -Х., 2008. -140 с.
27. Подураев В. Н. Резание труднообрабатываемых материалов. -М.: Высшая школа, 1974. -587 с.
28. Зарс В. В. Сравнение некоторых условий регенерации следа//Вопросы динамики и прочности. -Рига, 1968. -Вып. 17. -С. 51- 64.
29. Ильницкий И. И. Колебания в металлорежущих станках и пути их устранения. -М.: Машгиз, 1958. -145 с.
30. Кудинов В. А. Теория вибраций при резании (трении)//Передовая технология машиностроения. -М., 1955. -С. 631- 643.
31. Бобров Б. Ф. Основы теории резания металлов. -М.: Машиностроение, 1975. -344 с.
32. Кабалдин Ю. Г., Шпилев А. М. Самоорганизующиеся процессы в технологических системах обработки резанием. Диагностика, управление. - Владивосток: Дальнаука, 1998. -296 с.
33. Каширин М. Ф. Исследование вибраций при резании. -Л.: Изд-во АН СССР, 1944. -262 с.
34. Мурашкин Л. С., Мурашкин Л. С. Прикладная нелинейная механика станков. -Л.: Машиностроение, 1977. -192 с.

35. Развитие науки о резании металлов/Н. Н. Зорев, Г. И. Грановский, М. Н. Ларин и др. -М.: Машиностроение, 1967. -415 с.
36. Тлустый И. Автоколебания в металлорежущих станках. -М.: Машгиз, 1956. -359 с.
37. Ташлицкий Н. И. Явления запаздывания усилий при прерывистом резании с переменной толщиной среза//Вестник машиностроения. -1969. -№ 4. -С. 67- 68.
38. Ташлицкий Н. И. Первичный источник автоколебаний при резании металлов//Вестник машиностроения. -1960. -№ 2. -С. 45- 50.
39. Кудинов В. А., Ключников А. В., Шустиков А. Д. Экспериментальное исследование нелинейной динамики процесса резания//Станки и инструмент. -1978. -№ 11. -С. 11- 13.
40. Зарс В. В. Моделирование автоколебаний металлорежущих станков//Вопросы динамики и прочности. -Рига, 1969. -Вып. 118. -С. 157- 173.
41. Астафьев В. И., Радаев Ю. Н., Степанова Л. В. Нелинейная механика разрушения. -Самара: Издательство "Самарский университет", 2001. -534 с.
42. Лурье А. И. Аналитическая механика. -М.: Физматгиз, 1961. -824 с.
43. Свинин В. М. Фрезерование с модулированной скоростью резания. - Иркутск: Изд.-во ИрГТУ, 2007. -302 с.
44. Татаринев В. Л. Способ улучшения токарных и строгальных станков путем применения вибрационного движения резца//Вестник общества технологов. - 1909. -№ 17. -С. 1- 10.
45. Подураев В. Н. Обработка резанием с вибрациями. -М.: Машиностроение, 1970. -350 с.
46. Нерубай М. С., Штриков Б. Л., Калашников В. В. Ультразвуковая механическая обработка и сборка. -Самара: Кн.изд-во, 1995. -190 с.
47. Маркова Л. Г., Островский В. И., Савицкая В. Г. Влияние геометрии резца из эльбора на его износ и стойкость при тонком точении закаленной

стали//Резание и инструмент в технологических системах: Межд. научн. техн. сборник. -Х.: ХГТУ, 1972. -Вып. 6. -С. 28- 32.

48. Кумабэ Д. Вибрационное резание/Под ред. А. М. Портного. -М.: Машиностроение, 1985. -424 с.

49. Ахметшин Н. И., Гоц Э. М., Родиков Н. Ф. Вибрационное резание металлов/Под ред. К. М. Рагульскис. -Л.: Машиностроение, 1987. -80 с.

50. Карпов Я. С. Соединения высоконагруженных деталей из композиционных материалов. Сообщ. 1.Конструктивно-технологические решения и оценка их работоспособности//Проблемы прочности. -2006. -№ 3. -С. 23- 33.

51. Rao G. V., Mahajan P., Bhatnagar N. Micro-mechanical modeling of machining of FRP composites – Cutting force analysis//Composites Science and Technology. -2007. -Т. 67, № 3. -С. 579- 593.

52. Hintze W., Hartmann D. Modeling of delamination during milling of unidirectional CFRP//Procedia CIRP. -: Elsevier, 2013. -№ 8. -С. 444- 449.