

Міністерство освіти і науки України
Чернігівський національний технологічний університет

На правах рукопису

САПОН СЕРГІЙ ПЕТРОВИЧ

УДК 621.941-229.3:621.822.172

**ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ
НА РЕГУЛЬОВАНИХ ГІДРОСТАТИЧНИХ ОПОРАХ**

05.03.01 – процеси механічної обробки, верстати та інструменти

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата
технічних наук

Науковий керівник:
Федориненко Дмитро Юрійович,
доктор технічних наук, доцент

Чернігів – 2014

ЗМІСТ

ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД СПОСОБІВ І ЗАСОБІВ ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ З ГІДРОСТАТИЧНИМИ ОПОРАМИ	12
1.1 Показники та методи оцінки точності шпindelьних вузлів	12
1.2 Аналіз шляхів підвищення точності шпindelьних вузлів	19
1.3 Проблематика застосування гідростатичних підшипників в опорах шпindelьних вузлів	21
1.4 Аналіз конструкцій регульованих гідростатичних опор	26
1.5 Аналіз теоретичних підходів до визначення точності шпindelьних вузлів з гідростатичними опорами	34
1.6 Висновки. Постановка мети і задач дослідження	43
РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ ПОКАЗНИКІВ ТОЧНОСТІ ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА З РЕГУЛЬОВАНИМИ ГІДРОСТАТИЧНИМИ ОПОРАМИ	45
2.1 Математична модель траєкторій руху шпindelя на гідростатичних опорах	45
2.2 Методика чисельного моделювання траєкторій руху шпindelя на регульованих гідростатичних опорах	67
2.3 Результати чисельного моделювання траєкторій руху шпindelя на регульованих гідростатичних опорах	76
2.4 Висновки до розділу	88
РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТОЧНОСТІ ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА З РЕГУЛЬОВАНИМИ ГІДРОСТАТИЧНИМИ ОПОРАМИ	91
3.1 Експериментальне устаткування та вимірювальна апаратура	91
3.2 Методика проведення експериментальних досліджень	98
3.2.1 Методика дослідження точності шпindelьного вузла з ГСО за показником точності форми зразків-виробів	98
3.2.2 Методика дослідження точності шпindelьного вузла з ГСО за показником точності траєкторій переміщення шпindelя	109
3.3 Висновки до розділу	118

РОЗДІЛ 4. АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПОКАЗНИКІВ ТОЧНОСТІ ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА НА РЕГУЛЬОВАНИХ ГІДРОСТАТИЧНИХ ОПОРАХ	120
4.1 Аналіз впливу експлуатаційних параметрів ГСО та технологічних навантажень на точність форми зразків-виробів	120
4.2 Аналіз залежності параметрів траєкторій шпинделя від експлуатаційних параметрів ГСО та технологічних навантажень	132
4.3 Взаємозв'язок статистичних характеристик траєкторій шпинделя на ГСО та контурів оброблених поверхонь зразків-виробів	150
4.4 Висновки до розділу	160
РОЗДІЛ 5. ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ	162
5.1 Методика вибору раціональних експлуатаційних та конструктивних параметрів регульованих гідростатичних опор	162
5.2 Синтез конструкцій регульованих гідростатичних опор	167
5.3 Схемні рішення конструкцій регульованих гідростатичних опор	170
5.4.1 Регульований сегментний гідростатичний підшипник	170
5.4.2 Регульований радіальний гідростатодинамічний підшипник	175
5.4 Технологічні засоби підвищення точності регульованих гідростатичних опор	178
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	188
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	191
ДОДАТКИ	208
ДОДАТОК А. Програма розрахунку випадкових значень тиску насоса	209
ДОДАТОК Б. Програма розрахунку випадкових значень кутової швидкості обертання шпинделя	210
ДОДАТОК В. Спектральний аналіз контуру опорних поверхонь гідростатичного підшипника	211

ДОДАТОК Г.	Програми розрахунку складових рівнодіючої силових навантажень на шпиндель	216
ДОДАТОК Д.	Програма розрахунку координат осі шпинделя	221
ДОДАТОК Е.	Методика визначення статистичних характеристик траєкторій радіус-вектора осі шпинделя	227
ДОДАТОК Ж.	Спектральний аналіз траєкторій шпинделя	231
ДОДАТОК И.	Методика спектрального аналізу контуру зразків-виробів	234
ДОДАТОК К.	Визначення похибки результатів вимірювань	238
ДОДАТОК Л.	Результати вимірювання відхилення від круглості зразків-виробів при регулюванні тиску в карманах ГСО	242
ДОДАТОК М.	Результати вимірювання відхилення від круглості зразків-виробів при варіюванні частоти обертання шпинделя	245
ДОДАТОК Н.	Результати вимірювання відхилення від круглості зразків-виробів при різних величинах температури та тиску мастила в ГСО	248
ДОДАТОК П.	Режими різання та експлуатаційні параметри шпиндельних ГСО при чистовій токарній обробці конструктивно неврівноважених заготовок	251
ДОДАТОК Р.	Акти впровадження результатів досліджень	253
ДОДАТОК С.	Патенти	256

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ

АЦП – аналогово-цифрове перетворення

ВПД – верстат, пристрій, інструмент, деталь;

ГСО – гідростатична опора;

ГСП – гідростатичний підшипник;

ЕОМ – електронно-обчислювальна машина

РГСО – регульована гідростатична опора;

СКВ – середньоквадратичне відхилення;

ШВ – шпиндельний вузол;

CAD – computer-aided design

CAE – computer-aided engineering

ВСТУП

Сучасні пріоритети розвитку машинобудівної галузі висувають підвищені вимоги до точності, продуктивності, надійності металообробного обладнання та рівня його автоматизації. Ефективність технологічних процесів металообробки визначається можливістю забезпечення встановлених параметрів якості деталей, виходячи з наявних технологічних можливостей підприємства при мінімально можливих витратах часу, коштів і енергії. В умовах недостатніх фінансових можливостей більшості вітчизняних підприємств актуальним рішенням, що дає найчастіше ефект не менший, ніж придбання нового обладнання, є модернізація існуючих верстатів з метою підвищення їх точності, продуктивності, потужності, швидкохідності, зменшення експлуатаційних витрат.

Актуальність теми.

Одним з найбільш відповідальних формоутворюючих вузлів будь-якого верстата є шпindelний вузол (ШВ). Вихідні показники точності ШВ в значній мірі залежать від типу шпindelних опор, які повинні володіти високою жорсткістю, демпфуючою здатністю, забезпечувати необхідну швидкохідність, точність обертання шпинделя і довговічність.

Постійне підвищення вимог щодо швидкохідності, вібро- та теплостійкості зумовлює доцільність використання в опорах високошвидкісних ШВ підшипників рідинного тертя, зокрема гідростатичних підшипників, які дозволяють забезпечити високу точність обертання шпинделя в широкому діапазоні швидкостей і навантажень та володіють високою жорсткістю і демпфуючою здатністю. Розробка нових та модернізація існуючих конструкцій ШВ шляхом застосування в них гідростатичних опор (ГСО) регульованого типу є ефективним напрямком підвищення точності верстатів, що забезпечить розширення їх технологічних можливостей шляхом суміщення чорнової та чистової обробки, підвищення продуктивності обробки на основі високошвидкісних конструктивних виконань опор та зниження експлуатаційних витрат завдяки регулюванню

геометричних, експлуатаційних параметрів ГСО залежно від характеру технологічного навантаження.

Відомі дослідження точності ШВ з ГСО переважно ґрунтуються на оцінці детермінованого впливу окремих конструктивних, експлуатаційних, геометричних параметрів ГСО, технологічних навантажень, пружних та температурних деформацій на вихідні показники точності ШВ. Опорні поверхні ГСО переважно ідеалізуються або враховуються їх окремі геометричні відхилення форми. Такі підходи не дозволяють адекватно, в умовах максимально наближених до реальних умов експлуатації визначити вихідні показники точності ШВ, оскільки реальний профіль опорних поверхонь шпindelьних ГСО містить сукупність відхилень форми та змінюється під дією пружних і температурних деформацій, котрі, як і більшість експлуатаційних параметрів ГСО та технологічних навантажень, мають випадковий характер та здійснюють одночасний вплив на ШВ.

Тому дослідження, спрямованні на підвищення точності ШВ шляхом розробки нових конструкцій опорних вузлів та виявлення закономірностей формування показників точності ШВ з одночасним урахуванням похибок форми, температурних деформацій опорних поверхонь, випадкового характеру експлуатаційних параметрів шпindelьних ГСО та технологічних навантажень є актуальною науковою задачею, вирішення якої дозволить підвищити якість верстатів та розширити їх технологічні можливості.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дисертаційна робота виконувалася у відповідності до наукової тематики кафедри технологій машинобудування та деревообробки Чернігівського національного технологічного університету (ЧНТУ). Здобувач брав безпосередню участь у виконанні держбюджетних науково-дослідних робіт: № 71/09 „Теоретичні основи створення гідравлічних опор високошвидкісних шпindelьних вузлів з системою керування товщиною рідинної плівки” (№ ДР 0109U000001) та № 76/11 „Теоретичні основи забезпечення точності шпindelьних вузлів на керованих гідростатичних опорах” (№ ДР 0111U000244).

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є підвищення точності обертання шпинделя на основі розробки нових конструкцій шпиндельних гідростатичних опор регульованого типу та встановлення їх раціональних конструктивних та експлуатаційних параметрів.

Для досягнення поставленої мети розв'язувалися наступні задачі:

- аналіз методів і засобів підвищення точності ШВ з ГСО;
- розробка математичної моделі, що враховує вплив конструктивних параметрів, похибок форми, температурних деформацій опорних поверхонь підшипника, випадковий характер експлуатаційних параметрів ГСО та технологічних навантажень на точність траєкторії руху шпинделя на ГСО;
- встановлення закономірностей формування геометричної точності верстата за показником точності траєкторій переміщення шпинделя на ГСО залежно від технологічних навантажень, експлуатаційних параметрів ГСО, похибок форми та температурних деформацій опорних поверхонь ГСО;
- експериментальні дослідження закономірностей формування точності верстата за показником точності форми зразків-виробів залежно від експлуатаційних параметрів шпиндельних ГСО та технологічних навантажень;
- встановлення взаємозв'язку статистичних характеристик траєкторій руху шпинделя та контурів оброблених поверхонь зразків-виробів;
- розробка методики та практичних рекомендацій з використання раціональних експлуатаційних та конструктивних параметрів ГСО регульованого типу на прецизійних верстатах токарної групи;
- розробка спеціальних конструкцій регульованих гідростатичних опор, які забезпечують підвищення точності та швидкохідності ШВ;
- розробка технологічних засобів підвищення точності регульованих гідростатичних підшипників з пружними елементами корпусу.

Об'єкт дослідження – процес формування точності шпиндельного вузла з ГСО під дією змінного навантаження в технологічній системі.

Предмет дослідження – показники точності шпиндельного вузла з ГСО регульованого типу.

Методи дослідження. Методи теорії ймовірностей, диференційного числення, спектрального аналізу використовувались для дослідження показників точності ШВ; фундаментальні положення гідродинамічної теорії мащення, метод планування експерименту, статистичні методи, методи гармонічного та спектрального аналізу застосовувалися для аналізу впливу експлуатаційних параметрів ГСО та технологічних навантажень на показники точності ШВ; експериментальні методи досліджень, на основі яких встановлювалася адекватність розроблених математичних моделей; метод морфологічного аналізу для пошуку нових технічних рішень при розробці нових конструкцій шпиндельних ГСО регульованого типу.

Наукова новизна одержаних результатів:

– набув подальшого розвитку програмний метод дослідження металорізальних верстатів в частині оцінки точності ШВ шляхом встановлення взаємозв'язку статистичних характеристик траєкторій руху шпинделя та геометричних відхилень форми оброблених поверхонь зразків-виробів;

– вперше розроблена математична модель траєкторій руху шпинделя на ГСО, що дозволяє підвищити точність визначення положення шпинделя шляхом одночасного врахування впливу конструктивних параметрів, геометричних відхилень форми, температурних деформацій спряжених поверхонь підшипника, випадкових і детермінованих технологічних навантажень та експлуатаційних параметрів ГСО;

– встановлено закономірності формування геометричної точності токарного верстата з регульованими ГСО шпинделя за показниками точності траєкторій переміщення шпинделя та точністю геометричної форми зразків-виробів залежно від тиску, температури мастила в шпиндельних ГСО, режимів різання, статичного дисбалансу обертових елементів ШВ;

– отримала подальшого розвитку залежність для опису функції радіального зазору в ГСО, в якій одночасно з похибками форми враховано температурні зміщення опорних поверхонь підшипника.

Практичне значення одержаних результатів:

– з метою підвищення показників точності обробки на токарних верстатах розроблено алгоритм, методику та програмне забезпечення для вибору раціональних експлуатаційних та конструктивних параметрів регульованих ГСО шпинделя, які можуть бути використані при проектуванні широкої номенклатури технологічних машин з опорними гідростатичними вузлами;

– запропоновано практичні рекомендації з вибору раціональних режимів різання та експлуатаційних параметрів шпиндельних ГСО при чистовій токарній обробці конструктивно неврівноважених заготовок;

– розроблені новітні схемні рішення конструкцій регульованих ГСО, що дозволяють підвищити точність та швидкохідність шпиндельного вузла шляхом забезпечення стабільної величини товщини мастильного шару між спряженими опорними поверхнями та зниження втрат потужності на в'язке тертя і нагнітання рідини;

– запропоновано технологічні засоби підвищення точності виконавчих поверхонь регульованих ГСО, які забезпечують зниження впливу технологічної спадковості на величину радіального зазору між спряженими поверхнями підшипника.

Результати наукових досліджень у вигляді нових конструкцій, методик проектного розрахунку регульованих ГСО впроваджено у виробництво на ТОВ «Екоспецпостач», ТОВ „Український кардан” (м. Чернігів), та навчальний процес Чернігівського національного технологічного університету.

Особистий внесок здобувача. Всі основні положення та наукові результати, які виносяться на захист дисертаційної роботи отримані здобувачем самостійно. Постановка мети, задач дослідження, відпрацювання структури роботи виконані разом з науковим керівником. Конструкції ГСО розроблені та деякі результати експериментальних досліджень отримані спільно з науковим керівником та співавторами публікацій.

Апробація результатів дисертації.

Основні результати роботи доповідалися та обговорювалися на наступних науково-технічних конференціях: „Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем” (м. Чернігів, 2011 р., 2012 р., 2013р.); «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Донецьк, 2011 р., м. Чернігів, 2012 р., м. Одеса, 2013 р.); „Прогресивні напрямки розвитку технологічних комплексів” (м. Луцьк, 2012 р.), „Гідроаеромеханіка в інженерній практиці” (м. Черкаси, 2012 р., м. Київ, 2013 р.); „Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта» (м. Севастополь, 2013 р.).

У повному обсязі дисертаційна робота доповідалась на XIV Міжнародній науково-технічній конференції АС ПГП “Промислова гідравліка і пневматика” (м. Одеса, 2013 р.), IV Міжнародній науково-технічній конференції „Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем” (м. Чернігів, 2014 р.) та розширеному науковому семінарі кафедри технологій машинобудування та деревообробки ЧНТУ (м. Чернігів, 2014 р.).

Публікації.

Результати досліджень опубліковані в 21 науковій праці, в тому числі у 11 статтях у фахових виданнях, з них 3 статті опубліковані у виданнях, що включені до міжнародних наукометричних баз даних, 8 матеріалах та тезах доповідей міжнародних конференцій, отримано 2 патенти України на корисну модель.

Структура та обсяг дисертації.

Дисертаційна робота складається зі вступу, 5 розділів основної частини, висновків, додатків, списку використаних джерел (176 найменувань). Загальний обсяг роботи становить 257 сторінок, у тому числі 168 сторінок основного тексту, 50 сторінок додатків, 17 сторінок списку використаних джерел, 22 повні сторінки з рисунками та таблицями (14 сторінок з рисунками, 8 сторінок з таблицями).

РОЗДІЛ 1

АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД СПОСОБІВ І ЗАСОБІВ ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ З ГІДРОСТАТИЧНИМИ ОПОРАМИ

В розділі здійснено огляд літератури, присвяченої теоретичним і експериментальним дослідженням показників точності шпиндельних вузлів. Проведено аналіз методів оцінки та засобів підвищення точності шпиндельних вузлів з ГСО. Обґрунтовано актуальність застосування регульованих гідростатичних підшипників в опорах шпиндельних вузлів та детально проаналізовані теоретичні підходи до визначення точності шпиндельних вузлів з гідростатичними опорами.

1.1 Показники та методи оцінки точності шпиндельних вузлів

Одним з найважливіших завдань сучасного машинобудування є забезпечення точності, надійності, продуктивності та економічності металообробного обладнання та процесів обробки що реалізуються на ньому.

Точність є одним з найважливіших показників якості деталі, забезпечення якого найчастіше здійснюється обробкою на металорізальних верстатах [22]. Основним вихідним параметром якості верстата, як елемента технологічної системи, є точність, яка визначається трьома групами показників [117]: показники геометричної точності, показники точності обробки зразків-виробів, додаткові показники (рисунок 1.1).

Аналіз процесів формоутворення на верстатах різного технологічного призначення свідчить, що основними вихідними показникам точності верстата, як елемента технологічного комплексу, є точність робочих рухів формоутворюючих вузлів [86, 94, 106]. Одним з найбільш відповідальних формоутворюючих вузлів верстата є шпиндельний вузол, на долю якого припадає від 50 до 80% похибок в загальному балансі точності верстата [94].



Рисунок 1.1 – Класифікація показників точності металорізальних верстатів

Дослідженню точності шпиндельних вузлів присвячені роботи Ю.М. Данильченка, І.А. Зверєва, В.В. Камінської, В.О. Кудінова, В.Т. Портмана, О.С. Пронікова, В.Е. Пуша, О.В. Пуша, Д.М. Решетова, В.В. Селезньової, В.Б. Струтинського, Д.Ю. Федориненка, О.М.Фігатнера, В.В.Юркевича, К.Mitsui та інших вчених.

Точність ШВ залежить від значної кількості факторів і характеризується точністю обертання шпинделя. Регламентовані стандартом [118] параметри точності обертання шпинделя визначаються характеристиками радіального, осьового та торцевого биття його допоміжних баз, які визначають початкові (статичні) показники точності обертання шпинделя. Вимірювальною базою при цьому слугує центруюча шийка шпинделя, похибка форми якої входить до результату вимірювань, самі вимірювання здійснюються за допомогою індикаторів.

Проте, в реальних умовах експлуатації на металорізальний верстат в цілому і шпиндельний вузол зокрема діє широкий спектр факторів внутрішнього (конструктивні особливості) та зовнішнього характеру (експлуатаційні параметри, технологічні навантаження) зумовлюючи відхилення показників точності. Тому об'єктивно визначити вихідні показники точності можна лише врахувавши весь комплекс факторів, які одночасно діють на ШВ, здійснюючи оцінку точності обертання шпинделя за інтегральними показниками [86,94]: параметри траєкторій руху опорних точок шпинделя або параметри просторового положення характеристичного вектора (рисунок 1.2), початок якого знаходиться в перетині осі шпинделя з поверхнею його допоміжної бази [85, 94, 127].

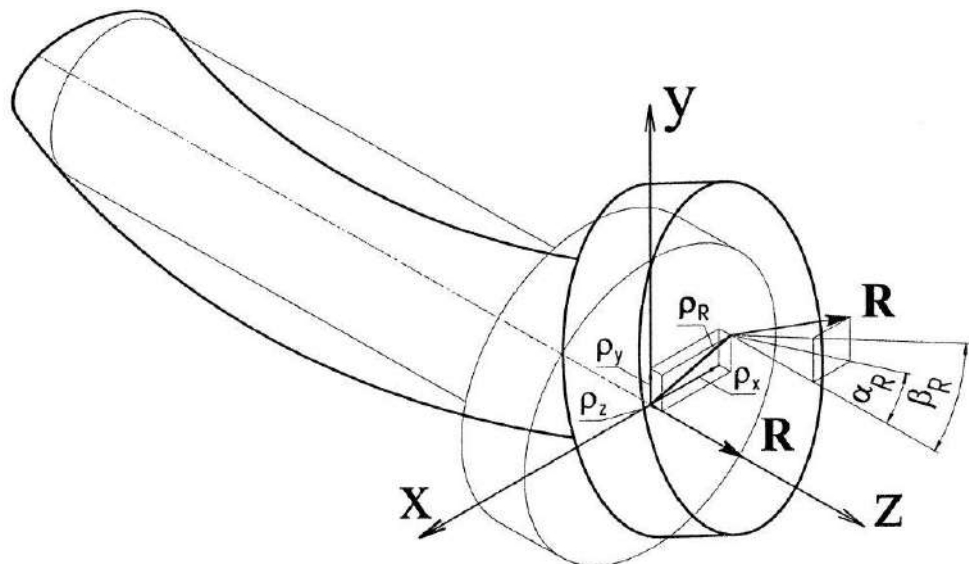


Рисунок 1.2 – Характеристичний вектор R шпинделя

Опорні точки шпинделя вибирають із умови, що їх координати в кожний момент часу повинні однозначно визначати положення шпинделя в просторі, характеризуючи тим самим положення закріпленої на ньому заготовки або інструмента. Тому опорні точки слід розташовувати на допоміжних базах шпинделя, що визначають положення заготовки, пристрою чи інструменту. Число опорних точок та їх розміщення залежить від методу обробки, типу верстата, виду формоутворюючих рухів шпинделя, способу закріплення заготовки чи інструменту на шпинделі.

Траєкторії опорних точок при прогнозуванні та при натурних випробуваннях утворюють ансамблі (сукупності) траєкторій. Зміщення та характер форми реальних ансамблів траєкторій носять випадковий характер, оскільки вони залежать від дії всього комплексу зовнішніх та внутрішніх факторів, які також є випадковими. Тому найбільш повною і достовірною є ймовірнісна оцінка поведінки ШВ на основі дослідження статистичних характеристик параметрів траєкторій опорних точок шпинделя, які є результатом накопичення окремих реалізацій. При обертальному русі траєкторії опорних точок шпинделя являють собою сукупність періодичних кривих, розкладення яких в ряд Фур'є дозволяє виділити параметри, що визначають точність розміру, форми, взаємного розташування, хвилястість і шорсткість оброблюваних поверхонь (таблиця 1.1) [61, 86, 94, 106, 157], тому аналіз форми, розмірів траєкторії є одним з перших етапів дослідження точності шпиндельних вузлів.

Таблиця 1.1 – Вплив характеристик траєкторії обертання шпинделя на точність обробки [86, 94]

Параметр якості	Характеристики траєкторії
Точність розміру обробленої поверхні	Розмах траєкторії
Точність геометричної форми обробленої поверхні в поперечному напрямку (овальність, n-гранність);	Овальність траєкторії, n-гранність форми траєкторії
Точність взаємного розташування оброблюваних поверхонь	Тренд траєкторії
Хвилястість поверхні	Хвилястість траєкторії
Шорсткість поверхні	Амплітуда високочастотних відхилень форми траєкторії

Експериментальні дослідження траєкторій обертального руху осі шпинделя, проведені рядом вчених [12, 35, 112, 157], дозволили встановити, що траєкторія може мати складну форму з періодичними й аперіодичними коливаннями, які залежать від великої кількості факторів. Статистичний

аналіз параметрів траєкторій в комплексі зі спектральним аналізом їх частотного складу дозволяє виявити очікувані точнісні показники ШВ та їх зміну під впливом практично кожного з діючих факторів.

Перші спроби визначення траєкторії осі шпинделя були здійснені на початку 50-х років минулого століття А.П. Соколовським [112]. Подальший розвиток даний підхід до оцінки точності ШВ отримав завдяки роботам Соколова Ю.М., Гордєєва О.Ф. [110], Балакшина Б.С. [12], Пуша О.В. [90, 94, 95], Селезньової В.В.[106, 107], Юркевича В.В. [152, 154, 156], Косминіна О.В. [30], Mitsui.К. [164, 169].

Дослідження траєкторії руху шпинделя є достатньо складною задачею по ряду наступних причин [155]:

- висока швидкість обертання шпинделів ускладнює вимірювання;
- неможливо використовувати контактні вимірювальні засоби;
- використання мір-зразків зв'язано зі складністю їх встановлення;
- рух осі шпинделя має дуже складний характер і супроводжується високочастотними коливаннями;
- вимоги до точності шпиндельних вузлів дуже високі і часто бувають одного порядку з характеристиками точності вимірювальних приладів;
- похибка форми поверхні шпинделя, з якою взаємодіють вимірювальні датчики, входить в загальну похибку вимірювання.

Спираючись на досвід дослідників, В.В. Юркевичем сформульовані основні вимоги до методу вимірювання траєкторії шпинделя, що обертається [155]:

- для вимірювання траєкторії шпинделя необхідно застосовувати тільки безконтактні засоби вимірювання;
- мінімальна кількість датчиків повинна бути не менше двох, встановлених один до одного під кутом 90^0 ;
- для підвищення достовірності визначення положення шпинделя доцільно збільшувати кількість датчиків;

- датчики повинні встановлюватися на основі, яка позбавлена зовнішнього навантаження і не знаходиться в зоні теплових потоків;
- слід уникати або мінімізувати похибку перетворювально-підсилюючої апаратури при передаванні сигналу з датчика до засобу обробки сигналу (комп'ютер);
- вимірювальна поверхня, з якою взаємодіють датчики, повинна бути надійно закріплена на (в) шпинделі, мати однорідну структуру, оброблюватися в центрах з точністю не менше ніж 0,5 мкм;
- для калібрування датчиків повинна використовуватися вимірювальна апаратура з точністю не менше 0,1 мкм.

Забезпечити надійне вимірювання траєкторії шпинделя можуть лише безконтактні методи. Сучасні методи контролю точності обертання прецизійних шпинделів базуються на безконтактному вимірюванні лінійних зміщень по еталонних поверхнях вимірювальної оправки [159, 164, 169]. При цьому основною проблемою, від способу вирішення якої залежить точність і трудомісткість процедури вимірювання є видалення з результатів вимірювання складової, обумовленої похибкою форми вимірювальної оправки. Особливо це актуально для прецизійних шпиндельних вузлів, похибка обертання шпинделів яких порівняна з похибкою форми вимірювальної оправки. Крім того, обов'язкова наявність вимірювальної оправки виключає можливість використання вищезгаданих методів для контролю похибки обертання шпинделів під час експлуатації. Іншими вимогами є стійкість апаратури вимірювальної системи до зовнішніх збурень, що мають місце в цехових умовах, а виведення результатів повинно здійснюватись у формі, зручній для обробки на комп'ютері.

Найбільш перспективними для безконтактного вимірювання траєкторій є оптичний та вихреструмний методи, які характеризуються високою точністю вимірювання, універсальністю, швидкістю та забезпечують можливість виводу вихідного сигналу як в аналоговій, так і в цифровій формі [134, 141]. Проте, в монографії [95] відмічено, що на точність вимірювання

переміщень шпинделя струмовихровим датчиком в значній мірі впливає неоднорідність матеріалу вимірювальної оправки, тобто відмінність магнітної проникності матеріалу по контуру вимірювання. Тому, більш перспективними для оцінки траєкторій переміщення шпинделя на сьогодні є проєкційний та триангуляційний оптичні методи, які забезпечують роботу датчиків у широкому діапазоні відстаней до об'єкта вимірювання, точність вимірювання до 0,01 мкм, простоту встановлення та експлуатації, відсутність необхідності у підсилювально-перетворювальних пристроях.

Засновником методології автоматизованого дослідження точності формоутворюючих вузлів верстатів є професор Проніков О.С. В основі методології знаходиться запропонований ним програмний метод випробувань верстатів [86]. Особливості даного методу полягають у відмові від суперпозиційного підходу до процесу випробувань, застосування програмної автоматизації стохастичних навантажень на вузли верстата, варіювання параметрами зовнішнього впливу в кожному циклі випробувань за методом Монте-Карло і визначення статистичних характеристик вихідних параметрів точності верстата за його реакцією на ці впливи, орієнтація на використання сучасної обчислювальної техніки та інформаційних технологій. Практична реалізація програмного методу випробувань знайшла відображення в роботах професорів Пуша О.В. [94] та Юркевича В.В. [154, 157]. Перспективним напрямком подальшого розвитку цього методу є вдосконалення методики та інформаційного забезпечення діагностування та прогнозування технологічної надійності верстатів на основі використання широкої номенклатури сучасних засобів вимірювання, вільно доступних програмних пакетів та інформаційних технологій для встановлення взаємозв'язку статистичних характеристик траєкторій переміщення формоутворюючих вузлів верстата і показників точності оброблених поверхонь деталей.

На основі проведеного аналізу методів оцінки точності шпиндельних вузлів розроблена їх класифікація (рисунок 1.3).



Рисунок 1.3- Класифікація методів оцінки точності шпиндельних вузлів

Проаналізувавши існуючі методи оцінки точності ШВ, можна відмітити відсутність єдиного, загальноприйнятого підходу до оцінки вихідних показників точності ШВ, що враховує їх стохастичний характер. Через постійне зростання вимог до точності обробки існуючі методики дослідження точності ШВ, внаслідок певної недосконалості методів експериментальних досліджень в частині точності вимірювання, мають обмежені можливості щодо встановлення закономірностей формування точності ШВ під впливом експлуатаційних факторів, які в найбільшій мірі проявляються в процесі обробки.

1.2 Аналіз шляхів підвищення точності шпиндельних вузлів

Для досягнення високих показників точності ШВ необхідно системно проаналізувати вплив основних факторів, а також виявити шляхи їх усунення або послаблення впливу.

Точність обробки на верстаті безпосередньо пов'язана з жорсткістю шпиндельного вузла. Статична жорсткість шпиндельного вузла визначається величинами пружних деформацій під дією статичного навантаження. Пружні переміщення в стикових з'єднаннях ШВ сягають до 50% в його загальному балансі переміщень [47]. Розрахунки показують, що найбільше впливають на статичну жорсткість ШВ діаметр, довжина консольної частини шпинделя та

відстань між опорами [97, 140]. Відповідно, ефективними шляхами підвищення статичної жорсткості є збільшення діаметра передньої опори, зменшення міжопорної та консольної відстаней шпинделя [146]. Підвищення статичної жорсткості системи „шпиндель – опора” також позитивно впливає на вібростійкість ШВ [48].

В значній мірі на точність взаємного розташування оброблюваних поверхонь впливає тренд осі шпинделя під дією теплових полів в процесі експлуатації верстата [94]. При зростанні вимог до точності верстатів температурні деформації стають все більш істотним лімітуючим чинником. Частка теплових деформацій в загальному балансі похибок може досягати 70% залежно від точності обробки [77, 83, 92, 176]. В найбільшій мірі вплив температурних деформацій на точність обробки проявляється на чистових переходах обробки, коли статичні і динамічні деформації пружної системи верстата на точність обробки суттєво не впливають. Основним джерелом тепловиділення в ШВ є опори. Близько 80-90% теплоти в гідравлічних опорах відводиться потоком мащення [94, 111]. Підвищення теплової стабільності ШВ досягається за рахунок використання нових конструктивних рішень, застосування матеріалів із зниженим коефіцієнтом лінійного розширення, використання систем автоматичної корекції теплової деформації, чіткого дотримання регламентованих вимог до умов експлуатації [94, 142].

Кінематичну точність ШВ визначає рівномірність обертання шпинделя, яка забезпечується стабільністю частоти обертання приводу і залежить від кутової жорсткості кінематичного ланцюга приводу [121]. Чим менший є кінематичний ланцюг – тим вищою буде кінематична точність ШВ.

Точність обертання шпинделя і, як наслідок, точність обробки на верстаті в значній мірі залежить від параметричної надійності шпиндельних підшипників [32, 95, 127]. Ресурс шпиндельних підшипників залежить від їх типу, умов експлуатації, точності виготовлення та складання спряжених елементів, ефективності ущільнень, якості мастильних матеріалів, інтенсивності процесів зношування тощо. Відомо [32], наприклад, що

доріжки кочення успадковують форму посадочних поверхонь деталей, що сполучаються. Тому точність обертання шпинделя підвищують, як правило, за рахунок збільшення точності виготовлення підшипників опор і зв'язаних з ними поверхонь шпинделя. Проте, зазначений напрямок має певні обмеження, обумовлені технологічними можливостями існуючих технологічних методів забезпечення точності обробки деталей та складання вузлів. Внаслідок відсутності процесів зношування фактично необмежений ресурс роботи при забезпеченні регламентованих умов експлуатації забезпечують шпиндельні гідро-, аеростатичні, а також магнітні опори.

Таким чином можна зробити висновок, що основним шляхами досягнення високих показників точності ШВ є забезпечення його жорсткості, кінематичної точності, теплостійкості та параметричної надійності шпиндельних опор.

1.3 Проблематика застосування гідростатичних підшипників в опорах шпиндельних вузлів

В металорізальних верстатах для прецизійної і високошвидкісної обробки, а також у важких і унікальних верстатах широке застосування отримали ШВ з ГСО. Гідростатичні опори дозволяють отримати високу точність і чистоту обробки, навантажувальні характеристики, вібростійкість, забезпечувати високу стійкість надтвердих різальних інструментів, які не можуть забезпечити інші типи опор ковзання і кочення [151]. Особливою відмінністю ГСО є можливість керування вихідними параметрами опор: жорсткістю, демпфуванням, точністю. Для всіх видів підшипників характерна залежність точності обертання від форми деталей підшипників, а в ГСО мастильна плівка певною мірою компенсує похибки форми спряжених деталей.

Рядом іноземних фірм проводяться роботи зі створення ГСП для високошвидкісної прецизійної обробки, зокрема фірмою Cranfield Precision запропонований підшипник з керамічними пористими втулками [49]. В

якості робочої рідини використовується вода. Такий підшипник має ряд переваг в порівнянні зі звичайним ГСП: високу жорсткість та теплостійкість, можливість використання у високошвидкісних шпинделях (до 100000 хв⁻¹).

Швейцарською фірмою Moore Tools запропонований високошвидкісний прецизійний шпиндель на ГСО [165], який працює на частоті обертання до 100000 хв⁻¹ при потужності на шпинделі 2 кВт, точність обробки складає 0,1 мкм.

Сучасні тенденції розвитку машинобудування і металообробки дозволяють прогнозувати, що в майбутньому розшириться застосування ГСП на надпрецизійних верстатах, оскільки вони дозволяють одержати точність обертання в межах сотих часток мікрметра. Так, розроблена система автоматичної компенсації биття шпинделя в ГСП, що забезпечує отримання точності обертання в межах 0,01 мкм [174].

Перспективним є використання у високошвидкісних шпиндельних вузлах комбінованих гідростатично-гідродинамічних опор, які в значній мірі позбавлені недоліків як гідростатичного, так і гідродинамічного способів мащення і мають можливість більш повного використання гідродинамічних ефектів при високих швидкостях обертання шпинделя [127, 133].

Узагальнюючи обґрунтування актуальності і перспективності застосування ГСП в опорах ШВ [26, 28, 35, 49, 76, 84, 94, 101, 151, 165, 173] можна зробити висновок, що незважаючи на відносно високу вартість ГСП, вони володіють рядом переваг порівняно з іншими типами підшипників:

- високі показники точності обертання шпинделя, несучої здатності, жорсткості, які забезпечуються при великих навантаженнях на шпиндельний вузол верстата;
- висока вібростійкість, завдяки значним демпфуючим властивостям шару мастила та можливості компенсації геометричних похибок спряжених опорних поверхонь підшипника, що забезпечує високі показники точності, якості оброблених поверхонь та підвищення стійкості різального інструменту;

- можливість забезпечення режиму рідинного тертя з малим коефіцієнтом тертя при будь-яких швидкостях обертання шпинделя (в тому числі при нульовій швидкості);
- висока довговічність, яка залежить тільки від довговічності системи мащення;
- можливість реалізації принципу концентрації операцій на верстатах, оснащених шпиндельними ГСО, що підвищує продуктивність механічної обробки;
- можливість суміщення обертання з одночасним осьовим переміщенням шпинделя;
- застосування гідростатичних шпиндельних опор не вимагає суттєвої зміни конструкції верстатів і в багатьох випадках може бути виконано на рівні модернізації.

Поряд з відміченими перевагами ГСО існує ряд особливостей, що стримують на сьогоднішній час широке впровадження гідростатичного мащення в металорізальних верстатах:

- необхідність створення гідростатичного тиску в опорах та забезпечення замкнутої циркуляції робочої рідини вимагає застосування гідравлічної станції порівняно високої потужності та цілого комплексу гідравлічної апаратури;
- необхідність в ґрунтовному розрахунку та аналізі робочих процесів в опорах, оскільки ГСП працездатні у вузькому діапазоні зміни їх конструктивних та експлуатаційних параметрів;
- ГСО не є стандартизованими і не виготовляються централізовано, що зумовлює необхідність при їх впровадженні в кожному конкретному випадку вирішувати весь комплекс проблем їх проектування, виготовлення та експлуатації;
- недостатня точність існуючих математичних моделей опорних вузлів з ГСО, які переважно ґрунтуються на оцінці статичного або детермінованого впливу окремих конструктивних, експлуатаційних,

геометричних параметрів опор, технологічних навантажень, пружних, температурних деформацій, тоді як більшість експлуатаційних параметрів ГСО та технологічних навантажень здійснюють одночасний вплив на вихідні характеристики опорних вузлів та мають випадковий характер;

- сучасні, високоефективні конструкції ГСО конструктивно є достатньо складними, внаслідок чого володіють невисокою технологічністю та трудомісткі у виготовленні, потребують висококваліфікованого налагодження та обслуговування, що спричиняє зростання витрат при їх виробництві та експлуатації.

Задача зменшення матеріальних витрат, пов'язаних з розробкою, виготовленням та експлуатацією ШВ з ГСО, може бути ефективно вирішена шляхом розробки і впровадження нових конструкцій високотехнологічних опорних вузлів, уніфікацією конструкції опор, розробкою методик вибору раціональних експлуатаційних та конструктивних параметрів ГСО на основі закономірностей формування показників точності ШВ встановлених з одночасним урахуванням похибок форми, пружних, температурних деформацій опорних поверхонь, випадкових і детермінованих технологічних навантажень та експлуатаційних параметрів шпindelних ГСО.

Перспективним напрямком вирішення задачі підвищення точності ШВ є розробка нових та модернізація існуючих конструкцій ШВ шляхом застосування в них ГСО з регульованими конструктивними та експлуатаційними параметрами. Це забезпечить розширення технологічних можливостей верстатів шляхом суміщення чорнової та чистової обробки, підвищення продуктивності обробки на основі високошвидкісних конструктивних виконань опор та зниження експлуатаційних витрат завдяки керуванню параметрами ГСО в залежності від характеру технологічного навантаження.

На основі проведеного аналізу науково-технічної літератури, присвяченої дослідженням ШВ з ГСО систематизовано фактори, що

впливають на точність ШВ з ГСО, які умовно можна класифікувати на некеровані (якими не можна керувати в процесі експлуатації ШВ) та керовані (рисунок 1.4). Фактори, якими можна керувати в процесі експлуатації ШВ на рисунку 1.4 виділено затемненням.



Рисунок 1.4 - Фактори, що впливають на точність шпиндельних вузлів з гідростатичними опорами

Аналізуючи фактори систематизовані на рисунку 1.4. можна зробити висновок, що суттєвий вплив на точність ШВ здійснюють конструктивні та експлуатаційні параметри ГСО, забезпечення можливості регулювання яких в процесі обробки є перспективним напрямком підвищення точності обертання шпинделів при відносно невисоких вимогах до точності деталей шпиндельного вузла [5, 127, 144, 151]. Слід відмітити, що технічна реалізація способу регулювання конструктивних параметрів, наприклад зазору в ГСО вимагає зміни конструкції шпиндельної опори. Без внесення змін в конструкцію верстата одним із способів підвищення точності його ШВ є застосування ГСО з регулюванням витратних характеристик .

1.4 Аналіз конструкцій регульованих гідростатичних опор

Ефективним напрямком підвищення точності, продуктивності обробки, зниження експлуатаційних витрат та розширення технологічних можливостей верстатів є застосування в шпindelних вузлах ГСО регульованого типу [127]. В роботі [135] розроблена класифікація способів регулювання параметрами ГСО, які розділено на дві групи: регулювання витратних характеристик опор, регулювання конструктивних параметрів опор.

При застосуванні дросельної системи регулювання витратних характеристик живлення карманів ГСО відбувається в режимі постійного тиску насосної установки (режим $p=\text{const}$). Співвідношення між товщиною мастильної плівки, витратними характеристиками, втратами потужності на рідинне тертя і жорсткістю опори залежить від типу дроселів [135]. До загальних недоліків дросельного способу регулювання витратних характеристик слід віднести низький ККД, втрати потужності становлять 60% і більше [104], складність забезпечення рівномірності витрат рідини [24].

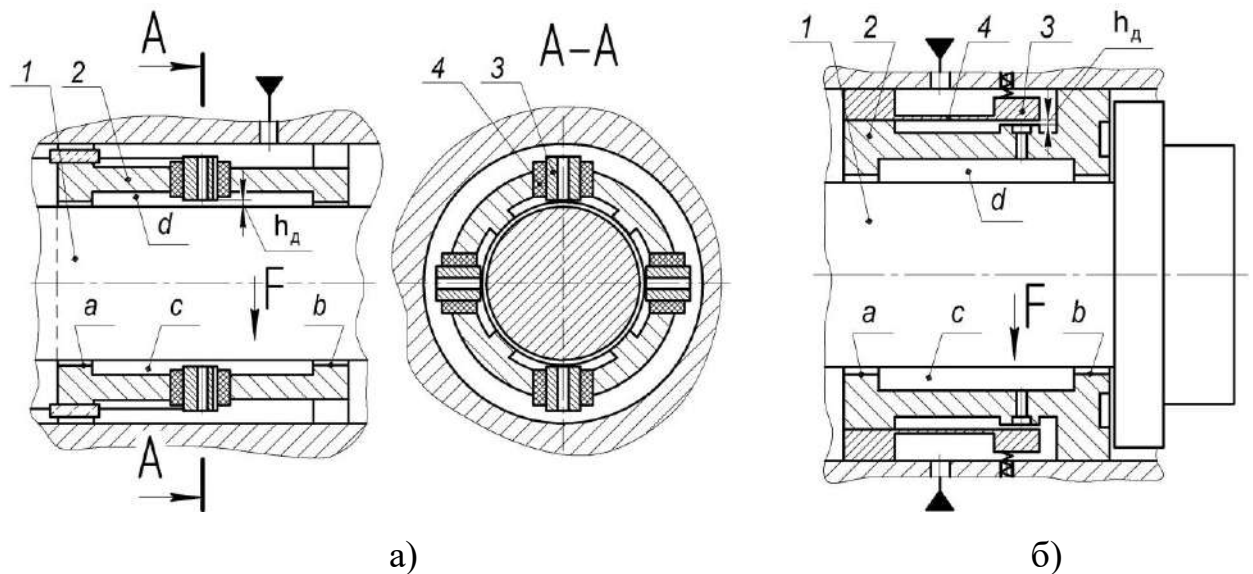
Система насос-карман забезпечує постійну витрату рідини (режим $Q=\text{const}$), яка нагнітається в кармани кількома насосами, від багатопоточних об'ємних насосів або подільників потоку [104]. При такій системі забезпечується висока жорсткість і несуча здатність ГСП, проте вона значно дорожче, чутлива до зміни в'язкості при нагріванні мастила, має гірші динамічні характеристики через стискання мастила в довгих трубопроводах, що з'єднують насоси з несучими карманами, існує складність забезпечення розрахункових значень тиску в карманах ГСП при коливаннях шпинделя [151].

Забезпечення високих показників несучої здатності, жорсткості ГСП досягається застосуванням систем регулювання витратних характеристик на основі регуляторів. Системи можуть працювати в режимі як $p=\text{const}$, так і $Q=\text{const}$. Однак, як відмічається в роботі [104], при однаковій витраті рідини регулятори золотникового типу забезпечують при роботі в режимі $Q=\text{const}$ в 4 рази більшу жорсткість мастильного шару в порівнянні з режимом $p=\text{const}$. Регулятори розрізняються за принципом організації каналів зворотного зв'язку,

за кількістю керованих потоків мастила, за способом регулювання положення активних дроселюючих елементів, по типу дроселюючих опорів [151].

Канал зворотного зв'язку може бути організований за тиском в карманах опори або за переміщенням шпинделя [135]. Регулятори зі зворотним зв'язком за переміщенням шпинделя дозволяють впливати безпосередньо на параметри траєкторії шпинделя, компенсуючи похибки обертання шпинделя, обумовлені силовим (моментним) навантаженням, трендом осі шпинделя під дією теплових процесів, що забезпечує більшу точність обробки. Проте такі регулятори більше коштують і потребують досить складного налагодження.

Для регулювання положення активних дроселюючих елементів застосовують: мембрани, плоскі або прорізні циліндричні пружини, пружні плоскі заслонки, стрижні з регульованою жорсткістю, еластичні елементи, тонкостінні металеві оболонки. За типом дроселюючих опорів в ГСО застосовують переважно регулятори щілинного типу, рідше – дроселюючі діафрагми з інерційним опором [151]. На рисунку 1.5 приведено конструкції радіальних адаптивних шпиндельних опор з регуляторами закріпленими за допомогою еластичного елемента [10] та з пружним закріпленням кільцевого регулятора [11].



1 – шпиндель, 2 – втулка, 3 – дроселюючі елементи, 4 – пружні елементи, a, b – перемички, c, d – навантажений та розвантажений кармани, h_d – зазор

Рисунок 1.5 – Радіальні адаптивні ГСО з регуляторами закріпленими за допомогою еластичного елемента а) та з пружним закріпленням б)

Принцип роботи обох регуляторів ідентичний: при радіальному навантаженні F шпindel 1 зміщується в напрямку дії навантаження, зменшуючи (збільшуючи) зазор між опорною поверхнею шпинделя і перемичками a і b втулки 2. В результаті тиск в нижньому c (навантаженому) збільшується, а у верхньому d (розвантаженому) кармані зменшується. Під дією зростаючого тиску дроселюючі елементи 3, закріплені за допомогою пружних елементів 4 зміщуються в напрямку дії навантаження збільшуючи зазор h_d в навантаженому кармані c і зменшуючи в розвантаженому d карманах. Це призводить до росту нагнітання мастила в навантажений карман і до зменшення в розвантажений. В результаті шпindel починає переміщуватись в напрямку протилежному навантаженню. Відповідним вибором податливості пружних елементів 4 регулюється податливість мастильного шару.

Спільним недоліком ГСО з пружними та еластичними елементами регуляторів є їх технологічна складність виготовлення та настроювання. Особливістю опор з еластичними елементами регуляторів є нестабільність і гістерезис пружних характеристик еластомерів, найбільш підходящими з яких є силіконові гуми [151].

Позбавлені вказаних недоліків шпindelні ГСО з плаваючими регуляторами, стабілізація яких досягається за допомогою гідростатичного підвісу (гідравлічної пружини) [43, 148]. Плаваючий регулятор утворює дроселюючий щілинний зазор безпосередньо з поверхнею шпинделя і при його обертанні здійснює авторотацію, яка знижує втрати потужності на обертання та виключає облітерацію дроселюючих зазорів опори. Красноярською науковою школою під керівництвом проф. Шатохіна С.М. розроблено широку гамму конструкцій ГСО з регуляторами нагнітання мастила, проте самі автори конструкцій відмічають складність реалізації на практиці режиму негативної піддатливості внаслідок виникнення автоколиваний та необхідності додаткових заходів конструкційного демпфірування для забезпечення стійкості опор [151]. Іншим загальним недоліком ГСО з розглянутими типами регуляторів витрат рідини є жорсткі вимоги до точності спряжених опорних поверхонь та висока чутливість до розмаху коливаний динамічної складової тиску в карманах

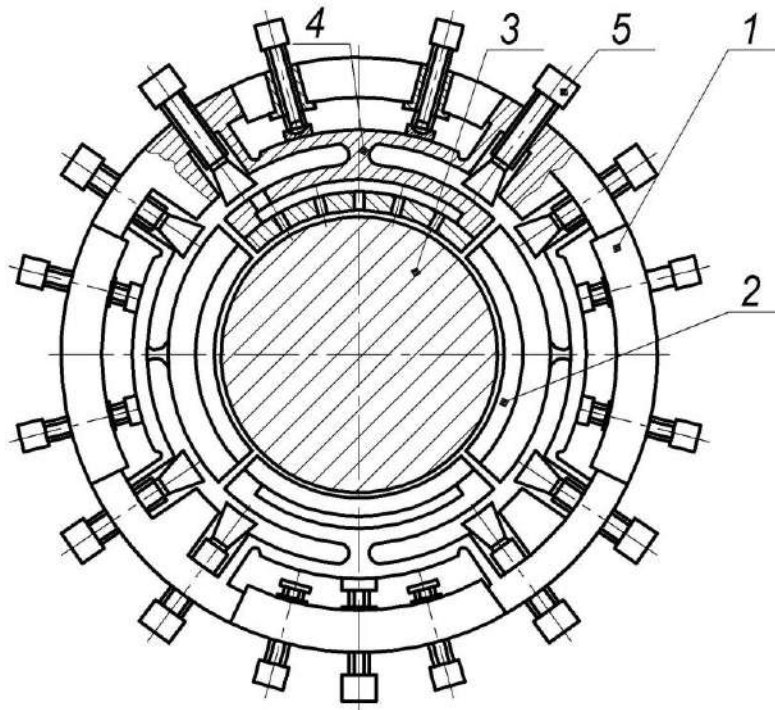
підшипників. Окрім того, більшість адаптивних систем реагують на зміну тиску, не пов'язану з силовим (моментним) навантаженням на шпиндель, що не забезпечить високу точність регулювання положення шпинделя під навантаженням з боку процесу різання.

Іншим окремим напрямком керування параметрами ГСО є регулювання конструктивних параметрів опор: зміна діаметрального статичного зазору та зміна площі опорних поверхонь.

За способами регулювання розрізняють пасивне та активне регулювання діаметрального статичного зазору в ГСО шпинделя. Пасивне керування полягає в примусовій зміні зазору, що здійснюється, як правило, в ручному режимі і потребує зупинки шпинделя [135]. На рисунку 1.6 наведено конструкцію сегментного підшипника ковзання [8], в якому необхідна величина радіального зазору встановлюється зміною положення кожного з 4-х сегментів 2 відносно вала 3 за допомогою механізмів регулювання 5. Головним недоліком цієї конструкції є наявність у кожного сегмента окремого механізму регулювання положення, яке здійснюється вручну, не дозволяє забезпечити одночасне регулювання та рівномірність зазору між валом і сегментами. Слід також відмітити достатню складність виготовлення такої конструкції підшипника.

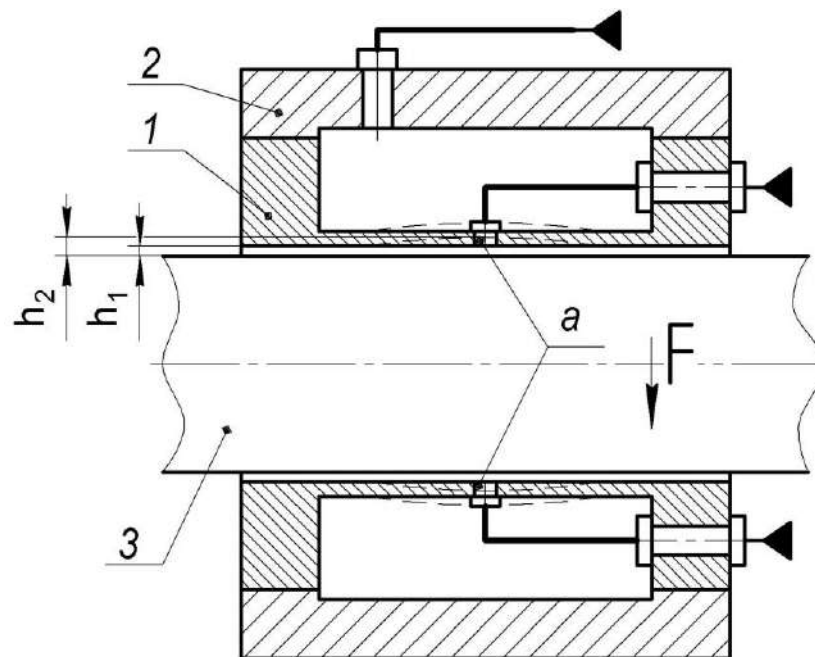
Активне регулювання забезпечує можливість зміни радіального зазору залежно від навантаження на шпиндель в процесі механічної обробки.

В конструкції гідростатичної опори [6] (рисунок 1.7) передбачена можливість автоматично змінювати радіальний зазор між втулкою і валом в залежності від навантаження яке сприймає останній. При відсутності подачі мастила між внутрішньою поверхнею втулки 1 та шийкою вала 3 утворюється зазор, сумарна величина якого складає $2h_1$. При подачі мастила через отвори a в робочий зазор, під тиском мастила деформується тонка стінка втулки 1, набуваючи бочкоподібної форми (показано штрихом). При цьому радіальний зазор в аксіальному напрямку стає змінним (мінімальне значення h_1 , максимальне h_2), утворюючи дроселюючу ступінь перемінної товщини, внаслідок чого вал 3 займає центральне положення.



1 – корпус, 2 – сегмент, 3 – вал, 4 – пружний елемент,
5 – регулювальний гвинт

Рисунок 1.6 - Сегментний підшипник ковзання



1 – втулка, 2 – корпус, 3 – вал, а – отвори для подачі мастила в зазор

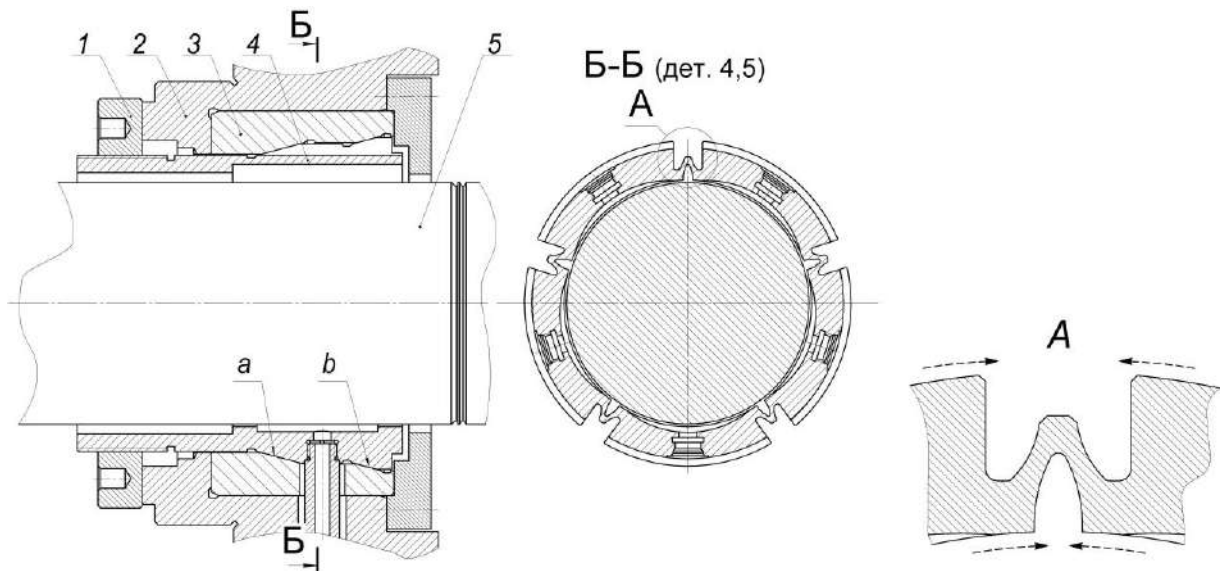
Рисунок 1.7 – Гідростатична опора з автоматичною компенсацією
зміщень шпинделя: h_1 та h_2 – відповідно мінімальне та максимальне значення
радіального зазору

При навантаженні вала 3 в радіальному напрямку відбувається його відповідне зміщення. Внаслідок пружності стінки втулки 1 виникає її додаткова деформація: максимальний зазор у верхній частині зменшується, а знизу збільшується. Завдяки цьому виникає сила, що направлена проти навантаження та повертає вал 3 в вихідне положення. Недоліком даної конструкції є необхідність для зменшення зазору зменшувати тиск в опорі, що не дозволить забезпечувати необхідну величину несучої здатності, жорсткості.

Технічна ідея керування величиною радіального зазору в шпindelних ГСО, яка ґрунтується на примусовій деформації конструктивних елементів опорної частини підшипника запропонована в патентах [72, 74].

В патенті [72] запропоновано спосіб регулювання величини радіального зазору за рахунок осевого переміщення гідростатичної втулки, виконаної у вигляді трьохпелюсткової розрізної цанги, в результаті чого відбувається стискання або розтискання її пелюстків, що забезпечує відповідну зміну величини радіального зазору в ГСП. Недоліком даної конструкції опори є те, що в процесі регулювання радіального зазору, внаслідок консольного закріплення пелюстків гідростатичної втулки та технологічних похибок виготовлення двох довгих спряжених конічних поверхонь на її зовнішній поверхні, радіальний зазор по довжині опорної частини підшипника стає нерівномірним, що впливає на витрати рідини в аксіальному напрямку та жорсткість опори.

Регулювання величини радіального зазору шляхом зміни внутрішнього діаметру пружної гідростатичної втулки внаслідок її деформування в радіальному напрямку при осевому переміщенні запропоновано в патенті [74] (рисунок 1.8). Пружні властивості гідростатичної втулки 4 при регулюванні зазору забезпечуються наявністю п'яти груп поздовжніх пазів криволінійного профілю (вид А), між якими утворені кармани та наявністю на зовнішній поверхні втулки двох конічних поясів а і b, які при осевому переміщенні втулки в процесі регулювання радіального зазору взаємодіють з конічними поверхнями нерухомої втулки 3 підшипника.



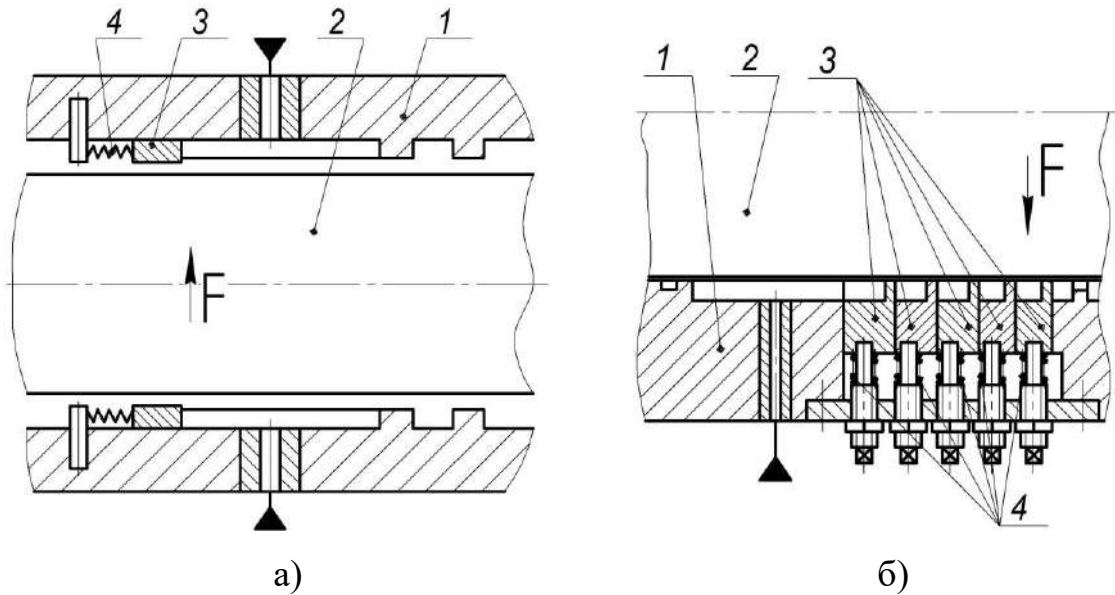
1 – натяжна гайка, 2 – корпус, 3 – напрямна втулка, 4 – гідростатична втулка, 5 – шпindelь, *a*, *b* – конічні пояски

Рисунок 1.8 – Регульований ГСП з пружною гідростатичною втулкою

Недоліком цієї конструкції є технологічна складність забезпечення мінімальних допусків розмірів та форми криволінійного профілю п'яти поздовжніх пазів гідростатичної втулки, що в комплексі з анізотропією механічних властивостей не дозволяє забезпечити їх однакову жорсткість та рівномірність деформування в процесі регулювання радіального зазору. Також недоліком є низька ремонтоздатність опори, оскільки внаслідок можливого руйнування криволінійних пазів під дією циклічних навантажень пружна гідростатична втулка не підлягає відновленню зі збереженням всіх властивостей, обумовлених службовим призначенням. Для виготовлення гідростатичної втулки необхідно застосовувати тільки конструкційні матеріали з високими пружними властивостями, що суттєво обмежує вибір конструкційних матеріалів з антифрикційними властивостями, малим коефіцієнтом лінійного теплового розширення, які рекомендовані до застосування для ГСО.

Забезпечити регулювання експлуатаційних параметрів ГСО можливо шляхом зміни площі опорних поверхонь. В патенті [7] для підвищення жорсткості та несучої здатності опори, одна з торцевих перемичок кожного з несучих карманів виконана підпружиненою з можливістю осьового переміщення (рисунок 1.9, а), а в конструкції ГСО з патенту [9] можливість

змінювати ефективну площу карману реалізована за рахунок наявності в конструкції рухомих перемичок 3 (рисунок 1.9, б).



1 – корпус, 2 – шпиндель, 3 – рухомі перемички, 4 – пружини

Рисунок 1.9 – ГСО з рухомими перемичками

В обох наведених на рисунку 1.9 конструкціях в результаті зміщення шпинделя 2 під дією навантаження F величина зазору між спряженими поверхнями опори зменшується, тим самим збільшуючи гідравлічний опір витіканню рідини з навантаженого карману в порожнину зливу. Це обумовлює зростання тиску в кармані. При досягненні величини тиску в кармані, що перевищує стиснення пружин 4, рухомі перемички 3 зміщуються вліво (рисунок 1.9, а) або опускаються вниз (рисунок 1.9, б), збільшуючи тим самим ефективну площу навантаженого кармана. Збільшення робочої площі в навантаженому кармані приводить до збільшення несучої здатності, показників радіальної та кутової жорсткостей, що дозволяє опорі ефективно сприймати силове та моментне навантаження.

Слід відзначити, що регулювання конструктивних параметрів ГСО шляхом зміни площі опорних поверхонь має певні недоліки: інерційність рухомих елементів, високі вимоги до точності поверхонь, які забезпечують рухомість перемичок, для забезпечення сталої величини тиску в навантажених карманах після збільшення їх площі в більшості випадків

необхідне використання додаткових джерел живлення, що обумовлює доцільність використання таких опор у малошвидкісних шпindelьних вузлах, наприклад важких верстатів.

Проаналізувавши конструкції шпindelьних регульованих ГСО, можна відмітити, що існуючі конструктивні рішення потребують подальшого удосконалення в напрямку підвищення точності обробки виконавчих поверхонь, технологічності виготовлення, точності регулювання конструктивних параметрів, ремонтоздатності та забезпечення можливості розширення номенклатури конструкційних матеріалів для виготовлення елементів опор.

1.5 Аналіз теоретичних підходів до визначення точності шпindelьних вузлів з гідростатичними опорами

В роботі [99] запропонований варіаційний підхід до аналізу точності верстатів, надані загальні рекомендації до розрахунку вихідної точності ШВ.

Аналіз вихідної точності шпindelьних вузлів, зокрема з ГСП, на основі інтегральних показників, що визначаються траєкторіями руху опорних точок, які розташовуються на допоміжних базах шпindelя, або просторового положення характеристичного вектора шпindelя докладно розглянутий в роботах [86, 94]. Там же запропоновані методи теоретичних та експериментальних досліджень показників точності шпindelьних вузлів за допомогою гармонічного аналізу траєкторій руху шпindelя, представлених в полярній системі координат тригонометричним поліномом:

$$f(\varphi) = C_0 + \sum_{k=1}^n C_k \cdot \cos(k \cdot \varphi + \varphi_{0k}), \quad (1.1)$$

де C_0 – величина нульового члену ряду;

C_k – амплітуда k -ї гармоніки;

φ_{0k} – величина початкової фази k -ї гармоніки;

n – порядковий номер вищої гармоніки полінома.

Взаємозв'язок між параметрами траєкторії осі шпинделя і показниками якості оброблених поверхонь деталі на основі спектрального аналізу форми траєкторії встановлений В.В. Селезньовою [106]. Подальшого розвитку зазначений метод набув в роботах О.В. Пуша [93-95], де зазначається, що для визначення характеристик точності, параметричної надійності шпиндельного вузла найбільш повним та достовірним є статистичне моделювання. В роботі [94] оцінювання точності ШВ здійснено на основі спектрального аналізу траєкторій руху характеристичного вектора шпинделя та визначено вплив окремих факторів на точність обертання шпинделя на ГСО. Встановлено, що найбільший вплив на точність положення осі шпинделя і пов'язану з нею точність обробки здійснюють: постійна складова сили різання, діаметральний зазор в передній опорі, частота обертання шпинделя, теплові зміщення осі шпинделя, в'язкість мастила.

В роботах Юркевича В.В. [152, 154] для оцінювання точності токарної обробки запропоновано використання «геометричного образу» деталі, який формується в результаті спільного аналізу траєкторій руху шпинделя та вершини різця. Обмеженням даної методики є те, що не враховується вплив інших компонентів технологічної системи верстата та не розглядаються довготривалі процеси, що призводять до втрати точності обробки, такі як спрацювання деталей верстата та інструменту.

Основний теоретичний підхід до визначення точності ШВ з ГСО за показником точності траєкторій переміщення шпинделя ґрунтується на спільному розв'язанні диференційних рівнянь, які описують коливання шпинделя та рівнянь гідродинаміки підшипникових вузлів.

Просторові переміщення шпинделя описуються диференційними рівняннями руху матеріальної точки в сукупності з теоремою про зміну головного моменту кількості руху матеріальної точки [13, 29]:

$$m \frac{d^2 x}{d \tau^2} = F_x, \quad m \frac{d^2 y}{d \tau^2} = F_y, \quad m \frac{d^2 z}{d \tau^2} = F_z \quad (1.2)$$

$$\frac{dL_x}{d\tau} = \sum_{k=1}^n M_x(F_k^e), \quad \frac{dL_y}{d\tau} = \sum_{k=1}^n M_y(F_k^e), \quad \frac{dL_z}{d\tau} = \sum_{k=1}^n M_z(F_k^e) \quad (1.3)$$

де тут і далі m – маса шпинделя, приведена до точки дії сили різання;

x, y, z – зміщення шпинделя за відповідними осями координат;

F_x, F_y, F_z – проекції на відповідні осі декартової системи координат рівнодіючої силових навантажень, які діють на шпиндель;

L_x, L_y, L_z – проекції вектора моменту кількості руху;

$\sum_{k=1}^n M_x(F_k^e), \sum_{k=1}^n M_y(F_k^e), \sum_{k=1}^n M_z(F_k^e)$ – головні моменти зовнішніх сил

відносно головних осей інерції.

Рівняння (1.2) описують поступальні переміщення, а рівняння (1.3) описують кутові переміщення шпинделя відносно відповідних осей декартової системи координат. Для аналітичного дослідження точності шпинделя важливе значення має траєкторія його руху в площині, перпендикулярній до його геометричної осі, оскільки в цій площині відбувається формоутворення оброблюваної поверхні, на яке осьові зміщення шпинделя фактично не впливають [85, 94, 112, 121, 127]. Тому поперечні коливання ізотропного шпинделя, що обертається навколо осі OZ з постійною кутовою швидкістю $\omega_{\text{ш}} = \dot{\varphi}_z$, яка значно перевищує швидкості обертання навколо інших осей ($\dot{\varphi}_y \ll \omega_{\text{ш}}, \dot{\varphi}_x \ll \omega_{\text{ш}}$), описуються залежностями [127]:

$$m \frac{d^2x}{d\tau^2} = F_x, \quad m \frac{d^2y}{d\tau^2} = F_y; \quad (1.4)$$

$$J \frac{d^2\varphi_x}{d\tau^2} + J_z \omega_{\text{ш}} \frac{d\varphi_y}{d\tau} = \sum_{k=1}^n M_x(F_k^e), \quad J \frac{d^2\varphi_y}{d\tau^2} - J_z \omega_{\text{ш}} \frac{d\varphi_x}{d\tau} = \sum_{k=1}^n M_y(F_k^e) \quad (1.5)$$

Другі доданки в лівій частині виразів (1.5) характеризують вплив гіроскопічного ефекту, який чинить істотний вплив на траєкторію руху осі шпинделя на високих частотах обертання. Для шпинделів на ГСП найбільш

характерним є формування синхронного руху, за якого гіроскопічні моменти $J_z \omega_{ш} \frac{d\varphi_y}{d\tau}$, $J_z \omega_{ш} \frac{d\varphi_x}{d\tau}$ діють в напрямку, що сприяє центруванню шпинделя у власних опорах.

Однією із складових рівнодіючої силових навантажень, які діють на шпиндель є рівнодіюча реакцій мастильного шару, яка безпосередньо залежить від функції розподілу тиску на опорній поверхні ГСО [127]. Для визначення функції розподілу тиску на опорній поверхні ГСО використовується рівняння Рейнольдса, яке за умови мащення поверхонь нескінченної довжини має вигляд [127]:

$$\frac{d}{d\varphi} \left(h^3(\varphi) \frac{dp}{d\varphi} \right) = \pm 3\mu \frac{\omega_{ш} D_{ш}^2}{2} \frac{dh(\varphi)}{d\varphi} \quad (1.6)$$

де μ – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини;

$\omega_{ш}$ – кутова швидкість обертання шпинделя;

$D_{ш}$ – діаметр опорної шийки шпинделя;

$h(\varphi)$ – радіальний динамічний зазор в регульованому ГСП в полярній системі координат.

Слід відзначити, що існуючі на даний час підходи щодо визначення реакцій мастильного шару в підшипникових опорних вузлах поділяються на дві групи: методи, які ґрунтуються на лінійній постановці задачі і методи, що враховують нелінійність реакцій масляного шару в опорах ковзання. В більшості робіт розглядаються лінеаризовані моделі роторних систем на опорах рідинного тертя. Зокрема в роботах [94, 127, 175] зміщення шпинделя визначалися при лінеаризованих характеристиках жорсткості і демпфування опор, що справедливо для невеликих відхилень і швидкостей обертання. На практиці зі зростанням частот обертання роторів починають проявлятися нелінійні ефекти викликані нелінійністю мастильного шару або пов'язані, наприклад, із взаємодією опорних поверхонь підшипників [114, 175].

Метод гармонічної лінеаризації для аналізу нелінійних коливань роторів на ГСП використовувався авторами робіт [17, 79]. Реакції в опорах представлені у вигляді лінійної комбінації кінематичних параметрів з коефіцієнтами жорсткостей та демпфувань, які є функціями амплітуди і частоти. Безпосередній аналіз нелінійних рівнянь методом осереднення Крилова-Боголюбова застосовував Й. Лунд [62]. Подальшого розвитку задача набула в роботах Е.Л. Позняка [79, 80], де для аналізу нелінійних коливань роторів на опорах ковзання запропоновано використання методу ортогоналізації.

Слід зазначити, що загальним недоліком аналітичних підходів до аналізу динаміки ШВ з опорами ковзання є значне спрощення розрахункової моделі стосовно геометрії спряжених поверхонь, пружних, температурних деформацій елементів опори, властивостей мастила, режимів течії тощо. Це приводить до появи похибок розрахунку експлуатаційних параметрів ГСП в межах до 50-200% [127, 135]. Тому, найбільш перспективним підходом до аналізу динаміки ШВ з ГСП є чисельне інтегрування системи диференціальних рівнянь, що описують переміщення шпинделя під дією реакцій мастильного шару. Це дозволяє отримати траєкторії обертання шпинделя для різноманітних підшипників ковзання, дослідити вплив нелінійних властивостей мастильного шару на характеристики точності обертання шпинделя. Такий підхід застосовано в роботах [5, 101, 114].

Основною причиною, що унеможлиблює адекватне описання процесів в ГСО є нелінійність і випадковий характер функції радіального зазору $h(\varphi)$.

В роботах [24, 81, 94, 98, 114, 127] відзначено, що геометрія радіального зазору залежить від багатьох факторів, пов'язаних як з конструктивними особливостями підшипника, так і з технологічними, експлуатаційними похибками та параметрами ГСП. Негативний вплив деформацій опорних поверхонь на експлуатаційні характеристики ГСО показано в роботах [24, 53]. Похибки форми спряжених поверхонь ГСП суттєво впливають на витратні характеристики опор, несучу здатність [16, 33], жорсткість [56, 113] та вихідну точність обертання шпинделя [24, 51, 150].

Незважаючи на значну кількість робіт, присвячених дослідженню впливу геометрії опорних поверхонь на вихідні характеристики ГСО практично всі вони мають спільний недолік: опорні поверхні ГСО переважно ідеалізуються або враховується окремий вплив відхилень форми, перекосу, пружних, температурних деформацій опорних поверхонь. Такі підходи не дозволяють адекватно, в умовах максимально наближених до реальних умов експлуатації визначити вихідні показники точності ШВ, оскільки реальний профіль опорних поверхонь шпindelних ГСО містить сукупність відхилень форми та змінюється під дією пружних і температурних деформацій, котрі, як і більшість експлуатаційних параметрів ГСО та технологічних навантажень, мають випадковий характер та здійснюють одночасний вплив на вихідні показники точності ШВ.

Для математичного опису відхилень профілю поперечного перетину опорних поверхонь підшипника в роботах [34, 127] пропонується використання ряду Фур'є, що дає можливість одночасного врахування багатьох відхилень профілю, який є сукупністю декількох синусоїд з певними значеннями амплітуди. Кожна гармоніка ряду має чітко виражений геометричний сенс: перша гармоніка відповідає абсолютному ексцентриситету контуру, друга - характеризує еліпсність, наступні гармоніки визначають огранку та хвилястість контуру з числом хвиль, що дорівнює номеру гармоніки ряду. В результаті функція зазору $h(\varphi)$ з урахуванням відхилень форми спряжених поверхонь в монографії [127] представлена у вигляді:

$$h(\varphi) = \delta_0 + \left[A_1^{BT} \sin(\varphi + \psi_{01}^{BT}) + A_2^{BT} \sin(2\varphi + \psi_{02}^{BT}) + A_3^{BT} \sin(3\varphi + \psi_{03}^{BT}) + \right. \\ \left. A_4^{BT} \sin(4\varphi + \psi_{04}^{BT}) + A_5^{BT} \sin(5\varphi + \psi_{05}^{BT}) + A_6^{BT} \sin(6\varphi + \psi_{06}^{BT}) \right] - \\ - \left[A_1^M \sin(\varphi + \chi_{01}^M) + A_2^M \sin(2\varphi + \chi_{02}^M) \right] + T_{кр}^{BT} + T_{кр}^M \quad (1.7)$$

де δ_0 – радіальний статичний зазор в опорі;

$A_1^{BT} \dots A_6^{BT}$, $\psi_{01}^{BT} \dots \psi_{06}^{BT}$ – амплітуди та початкові фази гармонік ряду відповідно, які характеризують відхилення гідростатичної втулки;

$A_1^{\text{ш}} \dots A_2^{\text{ш}}, \quad \chi_{01}^{\text{ш}} \dots \chi_{02}^{\text{ш}}$ – амплітуди та початкові фази гармонік ряду відповідно, які характеризують відхилення опорної поверхні шпинделя;

$T_{\text{кр}}^{\text{вт}}, T_{\text{кр}}^{\text{ш}}$ – допуски круглості опорних поверхонь гідростатичної втулки та шпинделя відповідно.

У виразі (1.7) враховано вплив відхилень форми отвору гідростатичної втулки та опорної шийки шпинделя на функцію зазору $h(\varphi)$, проте не враховуються температурні деформації опорних поверхонь ГСО, які, як відмічено в роботах [24, 94, 176], чинять значний вплив на вихідні показники точності шпиндельного вузла.

Авторами монографії [98] відзначається, що керування вихідними параметрами шпиндельних ГСП дозволяє істотно підвищити точність обертання шпинделя під навантаженням з боку процесу різання.

В роботі [136] за результатами експериментальних досліджень встановлено, що регулювання величиною зазору в радіальних ГСП шліфувального шпинделя дозволило підвищити точність торцекругло-шліфувального верстата ЗТ161 за показником радіального биття конуса шпинделя під абразивний круг до класу П; за вимогами статичної жорсткості – до класу А. Це дає підставу стверджувати про доцільність застосування в опорах шпиндельних вузлів гідростатичних підшипників регульованого типу для підвищення точності металообробного обладнання широкої номенклатури.

Дослідженням робочих процесів, що в виникають при обертанні неврівноваженого шпиндельного вузла в гідростатичній опорі здійснено в роботах Сахна Є.Ю. Зокрема в статті [129] створена модель руху неврівноваженого шпинделя в гідростатичній опорі, в роботі [102] наведена математична модель формування поверхні неврівноваженої деталі, а в роботах [103, 123] досліджено вплив технологічного дисбалансу на шорсткість та відхилення від круглості поверхні деталі. Показано, що з підвищенням частоти обертання шпинделя параметри шорсткості та

некруглості обробленої поверхні деталі з дисбалансом зростають, причому зростання некруглості відбувається більш інтенсивно, що пояснюється збільшенням амплітуди радіальних коливань неврівноваженої заготовки внаслідок збільшення відцентрових сил при підвищенні кутової швидкості обертання шпинделя. Проте в даних роботах не відображено залежність показників точності шпиндельного вузла від експлуатаційних параметрів ГСО: тиску та температури мастила в карманах опори.

В монографії [94] встановлено, що при обробці на токарному верстаті з ГСО шпинделя з підвищенням частоти обертання внаслідок зростання гідродинамічної підйомної сили знижується похибка форми оброблюваних заготовок. Проте не відмічено який характер матиме ця залежність при обробці заготовок з конструктивно обумовленою неврівноваженістю.

Окремо слід відмітити, що в деяких роботах, присвячених дослідженню точності шпиндельних вузлів містяться протиріччя. Зокрема, в роботах Пуша О.В. [94], Пронікова О.С. [86], Селезньової В.В. [106, 107] та інших вчених показано, що параметри траєкторії осі шпинделя можна використовувати для прогнозування показників якості оброблюваних поверхонь деталей. Проте Юркевич В.В. в статті [154] за результатами здійснених експериментальних досліджень встановив, що траєкторія осі деталі і геометричний образ обробленої поверхні значно відрізняються один від одного, тому вважає несправедливим твердження Пуша О.В. про їх подібність.

Загальним недоліком багатьох останніх досліджень є моделювання експлуатаційних або точнісних параметрів ШВ з ГСО з врахуванням переважно детермінованого характеру вхідних параметрів, що не дозволяє адекватно описати досліджувані процеси.

В монографії [127] відмічено, що шпиндельний вузол верстата являє собою складну коливальну систему, динамічні характеристики якої в основному визначають показники динамічної якості верстата. Розглядаючи фактори, що впливають на точність шпиндельних вузлів з ГСО та методи зниження їх впливу встановлено, що підвищення точності ШВ як правило в

більшості випадків досягається конструктивними заходами. Для розробки прогресивних конструкцій ШВ верстатів необхідні принципово нові підходи до аналізу робочих процесів в опорних вузлах, як таких, що в найбільшій мірі впливають на вихідні показники точності ШВ.

Останнім часом увагу дослідників все більше прикуто до вивчення так званих хаотичних вібрацій в роторах на опорах рідинного тертя [160-162]. Це пов'язано з тим, що в сучасних роторних системах на опорах рідинного тертя спостерігається зростання швидкостей обертання ротора. При цьому все більш істотний внесок починають вносити нелінійні ефекти, зумовлені мастильним шаром або контактною взаємодією опорних поверхонь.

Одним із основних і плідних підходів є врахування стохастичного характеру динамічних сил, переміщень та інших параметрів руху прецизійних вузлів верстатів [39]. Статистичні методи дослідження динаміки металорізальних верстатів відображено в роботах професора Струтинського В.Б. [121, 124-127, 130], де запропоновано імовірнісний підхід до аналізу динамічної якості шпиндельних вузлів та визначені статистичні закономірності формування вихідної точності обробки з урахуванням нестационарності процесу різання та випадкових зовнішніх збурень. Проте при побудові та розв'язанні диференційних рівнянь, що описують поперечні коливання шпинделя також застосовується лінеаризований підхід.

Важливе значення у вирішенні завдання підвищення точності шпиндельних вузлів з ГСО має подальше удосконалення розрахункових методів пошуку раціональних (оптимальних) конструктивних та експлуатаційних параметрів шпиндельних вузлів верстатів, зокрема шляхом одночасного урахування похибок форми, пружних, температурних деформацій опорних поверхонь, випадкових і детермінованих технологічних навантажень та експлуатаційних параметрів шпиндельних ГСО.

1.6 Висновки. Постановка мети і задач дослідження

В результаті здійсненого аналізу методів та засобів підвищення точності шпиндельних вузлів з ГСО зроблено наступні висновки:

- ефективним шляхом підвищення точності, продуктивності процесів механічної обробки на верстатах є застосування прецизійних конструкцій регульованих шпиндельних ГСО, які дозволяють регулювати геометричні та експлуатаційні параметри опор забезпечуючи підвищення показників точності обробки;
- існуючі конструктивні рішення шпиндельних ГСО потребують подальшого удосконалення в напрямку підвищення точності обробки виконавчих поверхонь, технологічності виготовлення, точності регулювання конструктивних параметрів, ремонтоздатності та забезпечення можливості розширення номенклатури конструкційних матеріалів для виготовлення елементів опор;
- відсутній єдиний, загальноприйнятий підхід до оцінки вихідних показників точності ШВ, що враховує їх стохастичний характер;
- існуючі підходи до визначення функції радіального зазору не враховують одночасний вплив відхилень форми та температурних деформацій опорних поверхонь ГСП;
- існуючі математичні моделі шпиндельних ГСО потребують уточнення в частині врахування одночасно з відхиленнями форми опорних поверхонь їх температурних деформацій, а також випадкових і детермінованих складових технологічних навантажень та експлуатаційних параметрів ГСО.
- потребує більш ґрунтовного дослідження вплив експлуатаційних параметрів ГСО, зокрема тиску та температури мастила, на вихідні показники точності шпиндельних вузлів.

На основі зроблених висновків була сформульована мета і задачі дослідження, відображені у вступі до роботи та встановлено шляхи, методи і засоби досягнення поставленої мети (рисунок 1.10).



Рисунок 1.10 – Шляхи, методи і засоби підвищення точності шпиндельних вузлів з ГСО

РОЗДІЛ 2

МОДЕЛЮВАННЯ ПОКАЗНИКІВ ТОЧНОСТІ ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА З РЕГУЛЬОВАНИМИ ГІДРОСТАТИЧНИМИ ОПОРАМИ

Розділ присвячений розробці математичної моделі траєкторій руху шпинделя в зосереджених параметрах, що дозволяє визначити положення шпинделя на основі врахування одночасного впливу конструктивних параметрів, геометричних відхилень форми, температурних деформацій опорних поверхонь підшипника, випадкового характеру експлуатаційних параметрів ГСО та технологічних навантажень.

2.1 Математична модель траєкторій руху шпинделя на гідростатичних опорах

Здатність забезпечувати високу точність формоутворюючих рухів є основною вимогою до шпиндельних вузлів металорізальних верстатів. Точність шпиндельного вузла характеризується точністю обертання шпинделя у власних опорах та оцінюється регламентованими параметрами радіального, осьового та торцевого биття окремих його елементів. Основним вихідним параметром точності шпиндельного вузла є траєкторії просторового руху фіксованих точок, розташованих на допоміжних базах шпинделя, що визначають положення різального інструменту або пристрою із закріпленою заготовкою [86, 94].

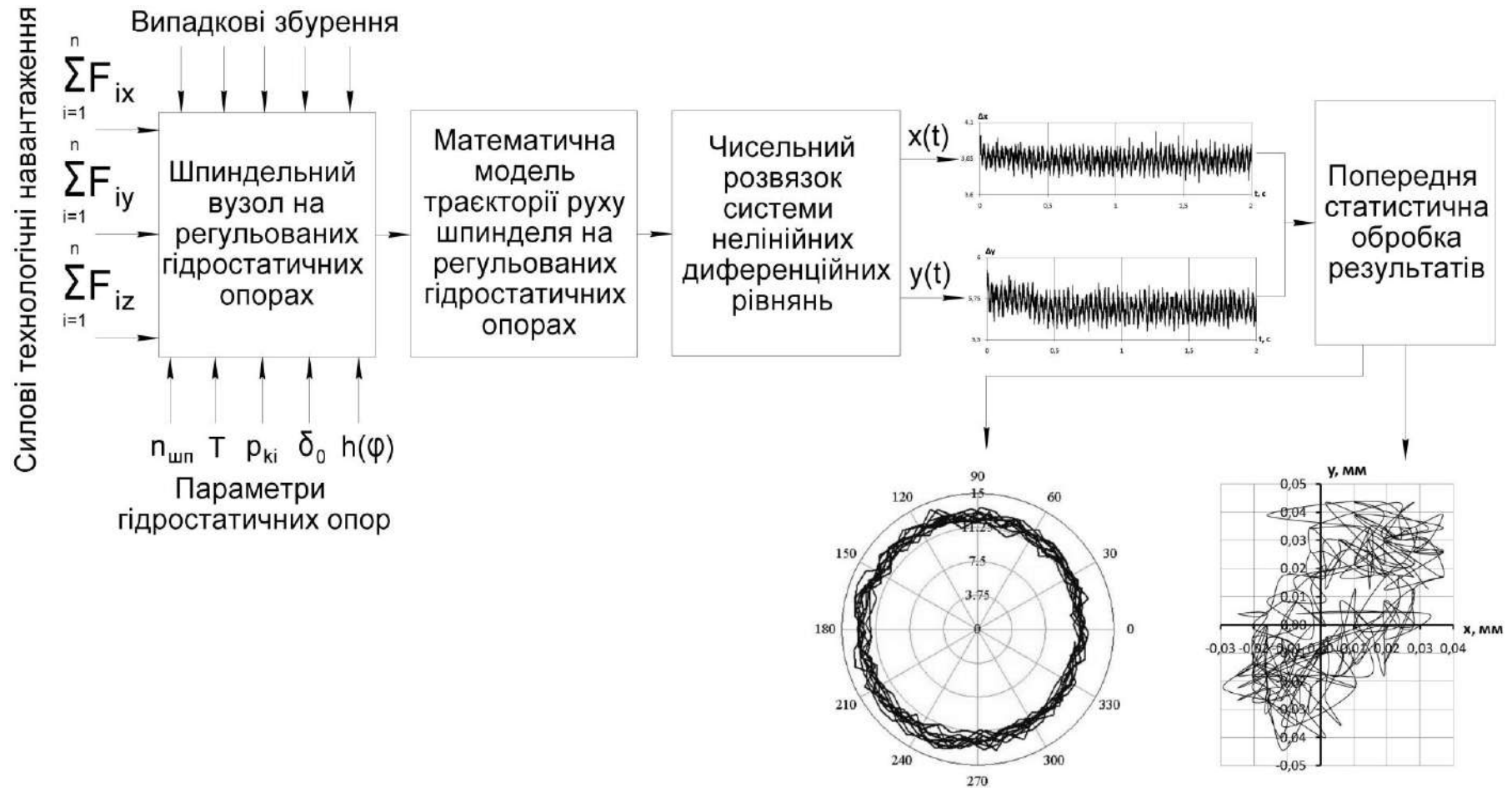
Просторовий рух шпинделя на ГСО визначається сукупністю діючих на нього змінних за величиною і напрямом зовнішніх та внутрішніх зусиль зі складовими детермінованого та стохастичного характеру: зусилля різання, реакції в ГСО, зусилля з боку приводу головного руху, статична і динамічна неврівноваженість обертових елементів шпиндельного вузла, оброблюваної заготовки, технологічного оснащення, яке закріплюється в (на) шпинделі тощо. Теоретичний аналіз просторового руху шпинделя під

дією такої системи сил дозволяє на етапі проектування підібрати раціональні конструктивні та експлуатаційні параметри шпindelного вузла.

Основою для теоретичного аналізу просторового руху шпindelя на ГСО є метод траєкторій [101, 114, 127], заснований на спільному чисельному інтегруванні системи рівнянь гідродинаміки мастильного шару і рівнянь руху шпindelя, що дозволяє моделювати реальну динамічну поведінку шпindelя, враховуючи вплив нелінійних реакцій мастильного шару, експлуатаційних параметрів ГСО, силових технологічних навантажень тощо. Структурна схема процесу моделювання траєкторій шпindelя на ГСО наведена на рисунку 2.1.

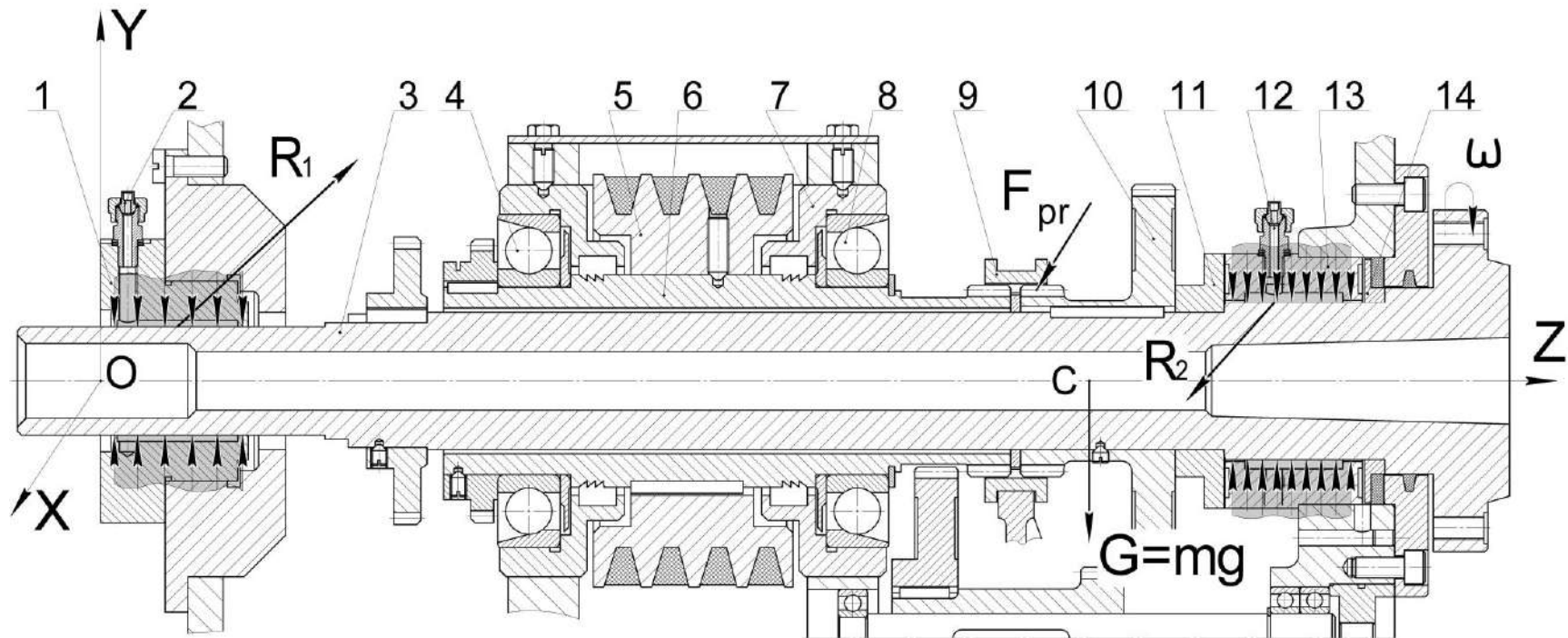
В якості об'єкту моделювання розглянемо шпindelний вузол прецизійного токарного верстата УТ16А (рисунок 2.2). Шпindel 3, що обертається з кутовою швидкістю ω , встановлений на двох радіальних чотирьохкарманних гідростатичних підшипниках 1 та 13. Упорний підшипник утворений торцями втулок 11 та 14 і корпусом підшипника 13 передньої радіальної ГСО, на торцях якого виконано по два кармани. Живлення радіальних ГСО здійснюється від насоса через штуцери 2 і 12, живлення осьового гідростатичного підшипника здійснюється від передньої радіальної ГСО.

З метою зменшення впливу приводу головного руху на параметри вібрації шпindelного вузла, для передачі обертання на шпindel застосовується розвантажена від зусиль натягу пасів пасова передача та муфта зубчаста розвантаженої конструкції. Крутний момент з шківів 5 за допомогою шпонки передається на проміжний вал 6, встановлений в корпусі на двох підшипниках кочення 4, 8, які сприймають радіальні навантаження в пасовій передачі. Від проміжного вала 6 обертання шпindelю передається через зубчасту муфту розвантаженої конструкції з гідростатичним мащенням контактних поверхонь зубців [73].



$n_{шп}$ – частота обертання шпинделя, T – температура мастила в ГСО, p_{ki} – тиск в i -му кармані ГСО, δ_0 – радіальний статичний зазор в ГСО, $h(\varphi)$ – функція радіального зазору

Рисунок 2.1 - Структурна схема процесу моделювання траєкторій шпинделя на ГСО



1, 13 – радіальні ГСО, 2, 12 – штуцери підведення мастила, 3 – шпиндель, 4,8 – кулькові підшипники, 5 – шків приводу, 6 – проміжний вал, 7 – корпус, 9 – обойма, 10 – зубчастий блок, 11, 14 – втулки осьового гідростатичного підшипника

Рисунок 2.2 – Конструктивна схема шпиндельного вузла прецизійного токарного верстата УТ16А

В процесі обробки на шпиндель верстата діє система сил, які приводять до зміщення його вісі в нерухомій системі координат $OXYZ$, початок якої O знаходиться на лівому торці задньої ГСО, а вісь OZ співпадає з лінією центрів передньої та задньої ГСО. Вісь OY спрямована вертикально, в напрямку протилежному вектору сили ваги G (див. рисунок 2.2). В загальному випадку в процесі обробки заготовки на шпиндель з ГСО безпосередньо будуть діяти сила ваги G , зусилля з боку приводу головного руху F_{pr} та реакції мастильного шару R_1, R_2 в ГСО. Опосередковано, через оброблювану заготовку, на шпиндель діє зусилля різання, а при наявності в оброблюваній заготовці або технологічного оснащення, яке встановлюється на (в) шпинделі, конструктивно обумовленої невірноваженості на шпиндель додатково діє відцентрова сила інерції F_C , зумовлена статичним дисбалансом.

Положення шпинделя у просторі під дією силового навантаження та реакцій в ГСО визначається сукупністю точок, отриманих з певним інтервалом в часі, послідовне з'єднання яких відображає траєкторію руху осі шпинделя. Враховуючи, що осьові зміщення шпинделя токарного верстата фактично не впливають на точність формоутворення в радіальному напрямку [94, 121, 127], для спрощення математичної моделі робимо припущення про відсутність осьових переміщень шпинделя і дослідження точності ШВ здійснюватимуться за траєкторіями його руху в площині, перпендикулярній до його геометричної осі. В загальному випадку, положення шпинделя в будь-якій площині, перпендикулярній до його геометричної осі визначається координатами точки перетину цієї площини з геометричною віссю шпинделя. В монографії [127] відмічено, що розглядаючи переміщення шпинделя скінченої жорсткості, з трьома ступенями волі в поперечному перетині гідростатичного підшипника можна виділити чотири осі (рисунок 2.3): геометрична (ідеальна) вісь підшипників, з якою пов'язана нерухома система координат XOY ; геометрична (ідеальна) вісь шпинделя, з якою пов'язана рухома система координат $X_1O_1Y_1$; вісь

жорсткості, що проходить через геометричні центри тяжіння поперечних перетинів шпинделя; вісь інерції, що проходить через центри тяжіння мас поперечних перетинів шпинделя.

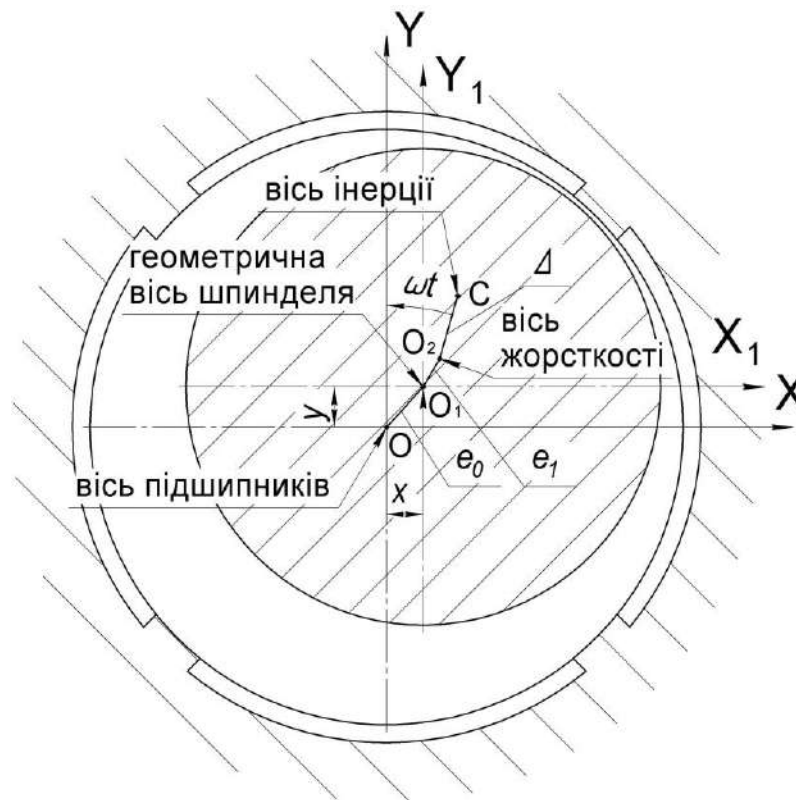


Рисунок 2.3 - Положення осей шпинделя в поперечному перетині ГСО

Параметр e_0 характеризує відносний ексцентриситет шпинделя в опорі, величина e_1 визначає деформативність шпинделя, відстань Δ між осями жорсткості та інерції обумовлює нерівноваженість шпинделя [127].

Як відмічено в монографії [127], в реальних умовах шпиндель верстата характеризується високими показниками статичної та динамічної жорсткостей, а переміщення його осі відбуваються, в основному, за рахунок зміщення у власних опорах ($e_0 \gg e_1$), тому, в першому наближенні, можна зробити припущення, що $e_1 = 0$. За умови такого припущення відстань Δ – це фактично зміщення центра мас відносно геометричного центра шпинделя. За умови ізотропності матеріалу шпинделя та відсутності в оброблюваній заготовки або технологічного оснащення, яке встановлюється на (в) шпинделі, конструктивно обумовленої нерівноваженості $\Delta \rightarrow 0$.

Під дією силових навантажень шпиндель буде зміщуватись в підшипникових опорах внаслідок їх податливості і деформуватись (згинатись), що проявляється в зміні форми пружної лінії шпинделя.

За рекомендаціями В.Б. Струтинського [121] у спрощеному вигляді зміщення та деформації шпинделя під дією силових навантажень доцільно представити у вигляді еквівалентної одномасової динамічної моделі, приведеної до точки дії сили різання (рисунок 2.4).

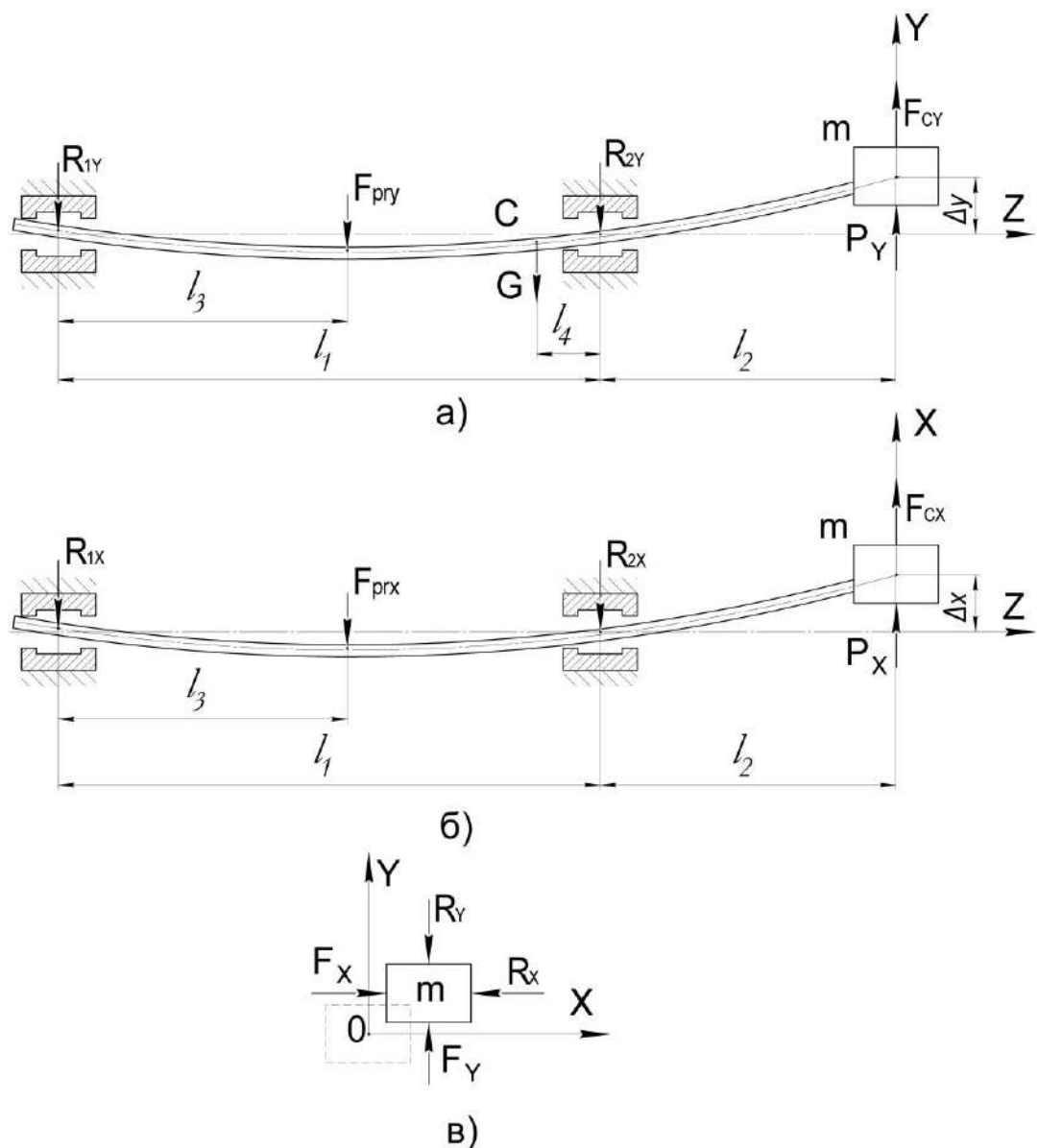


Рисунок 2.4 – Еквівалентні одномасові динамічні моделі поперечних коливань шпинделя у вертикальній а) та горизонтальній б) площинах і приведена одномасова динамічна модель шпинделя в)

На розрахункових схемах еквівалентної одномасової системи шпинделя, що здійснює поперечні коливання у вертикальній (рисунок 2.4, а) та горизонтальній (рисунок 2.4, б) площинах шпиндель представлений у вигляді невагомої пружної балки, розміщеної на ГСО з осьовими геометричними розмірами l_1, l_2, l_3, l_4 . Маса шпинделя m з оправкою та встановленою на ній заготовкою приведена до зони різання і розміщена в точці прикладання сили різання, яка представлена у вигляді її складових R_x, R_y . До силових навантажень, що діють на шпиндель, входять представлені в проекціях на осі OX та OY зусилля з боку приводу головного руху $F_{пгy}, F_{пгx}$, відцентрової сили інерції F_{Cx}, F_{Cy} , а також сила ваги G , яка діє тільки у вертикальній площині. Протидіють силовим навантаженням реакції мастильного шару в ГСО, представлені проекціями на осі OX та OY рівнодіючої реакцій в передній R_{2x}, R_{2y} та задній R_{1x}, R_{1y} радіальній ГСО шпинделя.

Приведена одномасова динамічна модель шпинделя (рисунок 2.4, в) включає в себе приведену масу m , яка зміщується у вертикальному Δy та горизонтальному Δx напрямках під дією рівнодіючої силових навантажень F , приведеної до точки прикладання зусилля різання і представленої її проекціями F_x, F_y та рівнодіючої R реакцій в ГСО, також приведеної до зони різання.

З врахуванням всіх попередньо здійснених припущень та спрощень, система диференційних рівнянь, які описують зміщення шпинделя в площині перпендикулярній його геометричній осі матиме вигляд:

$$\begin{cases} m \frac{d^2x}{d\tau^2} = F_x - R_x \\ m \frac{d^2y}{d\tau^2} = F_y - R_y \end{cases} \quad (2.1)$$

Проекції рівнодіючої силових навантажень на шпиндель, приведеної до зони різання, визначимо за залежностями:

$$F_x = \chi_c F_{Cx} + \chi_R F_{prx} + \chi_P P_x, \quad (2.2)$$

$$F_y = \chi_c F_{Cy} + \chi_R F_{pry} + \chi_P P_y + \chi_G mg, \quad (2.3)$$

де $\chi_c, \chi_R, \chi_P, \chi_G$ – коефіцієнти приведення сил та маси зони різання.

Відцентрова сила інерції F_C зумовлена статичною неврівноваженістю обертових елементів шпиндельного вузла, оброблюваної заготовки або технологічного оснащення, встановленого на (в) шпинделі, яка призводить до зміщення центра мас системи на величину Δ . В проекціях на осі координат відцентрова сила інерції F_C визначається за залежностями (рисунок 2.5):

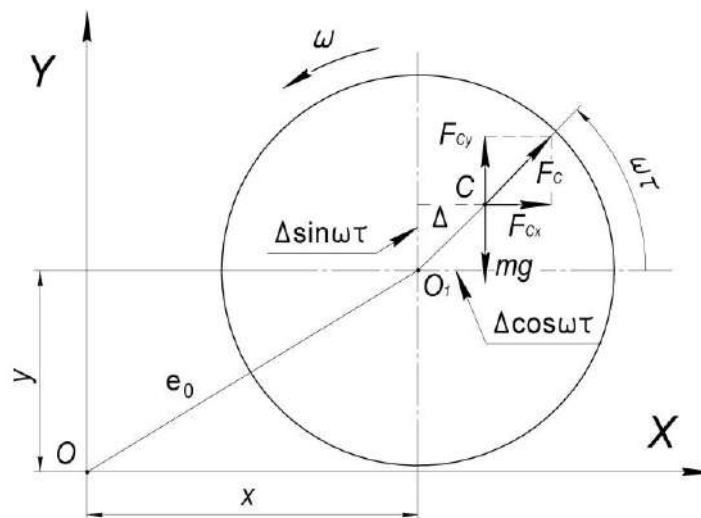


Рисунок 2.5 – До визначення відцентрових сил інерції при обертанні статично неврівноваженого шпинделя

$$F_{Cx} = m\Delta\omega^2\cos(\omega t + \varepsilon), \quad F_{Cy} = m\Delta\omega^2\sin(\omega t + \varepsilon), \quad (2.4)$$

де ω – кутова швидкість обертання шпинделя;

Δ - зміщення центра мас системи, обумовлене статичним дисбалансом;

ε – початкова фаза статичного дисбалансу.

На рисунку 2.5 x та y – координати точки O_1 , яка знаходиться на геометричній осі шпинделя.

Статичні складові P_x, P_y зусилля різання визначаються на основі відомих аналітичних залежностей [70, 115]:

$$P_x = 10C_{Px}t^x S^y V^n K_{Px}, \quad P_y = 10C_{Py}t^x S^y V^n K_{Py} \quad (2.5)$$

де C_{Px} , C_{Py} - коефіцієнти, що враховують вид обробки, фізико-механічні властивості матеріалу інструменту і заготовки;

t , S , V – відповідно глибина різання, подача, швидкість різання;

n , x , y – показники степені, відповідно до виду обробки, фізико-механічних властивостей матеріалу інструменту і заготовки;

K_{Px} , K_{Py} – поправочні коефіцієнти, що враховують фактичні умови обробки.

Наявність у приводі головного руху верстата УТ16А розвантаженої від зусиль натягу пасів пасової передачі [127] дозволяє зробити припущення про малість статичної складової зусилля з боку приводу головного руху $F_{гр}$, впливом якої можемо знехтувати. Проте, застосування для передачі обертання на шпindel зубчастої муфти призводить до виникнення випадкових збурень, які мають вигляд імпульсних (ударних) навантажень внаслідок взаємодії зубчастих коліс [121]. Ці навантаження спричиняють появу стохастичних коливальних процесів у шпindelній групі верстата, зокрема впливають на випадкові зміни (флуктуації) кутової швидкості обертання шпинделя [121]. При математичному моделюванні динамічних процесів верстата випадкові збурення в зубчастих передачах можна визначити адитивним набором випадкових процесів у вигляді «білого шуму» [121], модель якого можна сформувати у вигляді випадкової послідовності дельта-імпульсів $\delta(\tau_i)$ з випадковими амплітудними значеннями $a(\tau)$ [3, 31, 88]:

$$q(\tau) = a(\tau) \cdot \delta(\tau - \tau_i) \quad (2.6)$$

де τ_i - випадковий момент часу виникнення збурення,

$$\delta(\tau - \tau_i) = \begin{cases} 1, & \text{якщо } \tau = \tau_i \\ 0, & \text{якщо } \tau \neq \tau_i \end{cases}$$

Зусилля, що виникає внаслідок ударних навантажень в зубчастій передачі приводу головного руху шпинделя в праву частину рівнянь (2.2) і (2.3) включатимуться у вигляді:

$$F_{\text{рх}}^c(\tau) = a(\tau) \sin \alpha \cdot \delta(\tau - \tau_i), \quad (2.7)$$

$$F_{\text{рy}}^c(\tau) = a(\tau) \cos \alpha \cdot \delta(\tau - \tau_i), \quad (2.8)$$

де α – кут прикладання ударного імпульсу.

В роботах [94, 121, 127] констатується, що шпиндельний вузол верстата представляє собою складну коливальну систему, на яку діють зовнішні технологічні фактори здебільшого випадкового характеру. Тому, для адекватного описання динамічних процесів, що відбуваються у шпиндельному вузлі, при розробці математичної моделі випадковий характер діючих факторів необхідно враховувати.

Якщо розглядати компоненти правої частини рівнянь (2.2) і (2.3), то практично всі вони залежать від величин, що містять випадкові складові. Тому для описання цих величин в функції часу в загальному випадку доцільно застосувати залежність [3, 88, 94, 108]:

$$f(\tau) = \bar{m}_f + \Delta f \cdot \xi(\tau), \quad (2.9)$$

де \bar{m}_f – математичне сподівання відповідної величини;

Δf – діапазон відхилення величини від свого середнього значення;

$\xi(\tau)$ – центрований випадковий процес коливання відповідної величини.

В залежності від апріорної інформації про статистичні характеристики випадкової величини для описання випадкового процесу $\xi(\tau)$ можуть бути використані моделі шумів (білий, гаусівський, негаусівський), імпульсна δ -функція Дірака, гармонічна функція з випадковими амплітудою та початковою фазою, полігармонічна функція з випадковими коефіцієнтами [3, 88, 108, 122, 128] тощо. Розглянемо детальніше визначення складових, які входять до залежностей (2.4) і (2.5).

В підручнику [121] відмічено, що абсолютні значення флуктуації кутової швидкості шпинделя є незначним і знаходяться в діапазоні 2...6% від номінальної кутової швидкості. Вони несуттєво впливають на кінематичні характеристики приводу головного руху. В той же час зазначено, що вплив зміни кутової швидкості на динамічні властивості верстата є досить значним. В роботі [130] встановлено, що розмах коливань шпинделя принципово не залежить від виду випадкових збурень кутової швидкості приводного вала, тому, за рекомендаціями [121] для моделювання випадкового процесу коливання кутової швидкості шпинделя приймемо модель «білого шуму» (формула 2.6), прийнявши в якості випадкових амплітудних значень $a(\tau)$ сукупність випадкових чисел з інтервалу $[-1; 1]$ з відповідним законом розподілу [127]. Тоді абсолютне значення кутової швидкості в певний момент часу τ визначатиметься:

$$\omega(\tau) = \omega_n + \Delta\omega_n \cdot q(\tau), \quad (2.10)$$

ω_n – номінальне значення кутової швидкості обертання;

$\Delta\omega_n$ – діапазон відхилення кутової швидкості обертання шпинделя.

Діапазон відхилення кутової швидкості обертання шпинделя визначається на основі апріорної інформації про статистичні характеристики випадкової зміни кутової швидкості шпинделя, отриманої в процесі експлуатації верстата. Отримати такі дані можна здійснивши статистичну обробку додаткової серії експериментів з вимірювання, з одночасним записом на цифрові носії, частоти обертання шпинделя верстата. Таким чином, внаслідок непостійності абсолютної величини кутової швидкості шпинделя, проекції відцентрової сили інерції, зумовленої статичною нерівноваженістю обертових елементів шпиндельного вузла, визначали за залежностями:

$$F_{Cx}(\tau) = m\Delta(\omega_n + \Delta\omega_n \cdot q(\tau))^2 \cos(\omega_n \tau + \varepsilon), \quad (2.11)$$

$$F_{Cy}(\tau) = m\Delta(\omega_n + \Delta\omega_n \cdot q(\tau))^2 \sin(\omega_n \tau + \varepsilon) \quad (2.12)$$

При наявності статичної невірноваженості геометрична вісь шпинделя зміщується відносно осі обертання на величину Δ , яка характеризує радіальне биття осі шпинделя і залежить від величини статичного дисбалансу та частоти обертання. В залежності від кутового положення оброблюваної заготовки вектор відцентрової сили інерції буде спрямований проти (рисунок 2.6, а) або в напрямку радіальної складової сили різання P_y (рисунок 2.6, б), відповідно збільшуючи чи зменшуючи глибину різання на величину $\Delta \cdot \cos\omega t$.

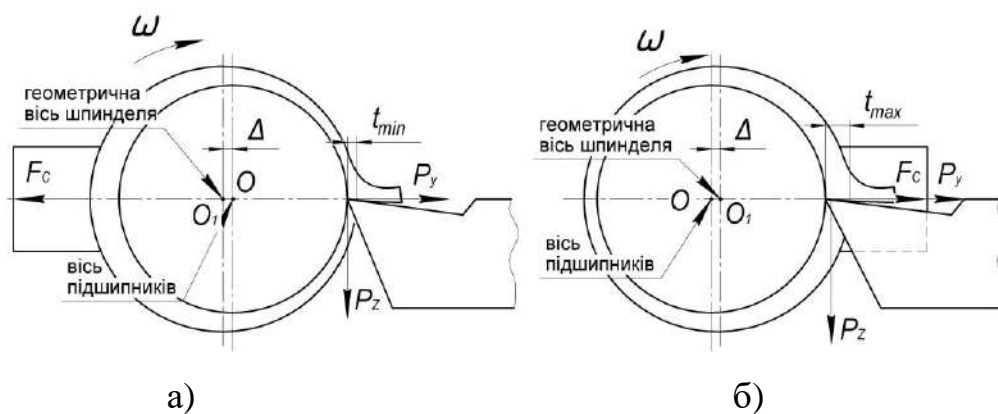


Рисунок 2.6 – Схема коливання глибини різання внаслідок спільної дії зусилля різання та відцентрової сили інерції

Знаючи величину коливання припуску заготовки $\Delta t = t_{\max} - t_{\min}$, яка залежить від стану оброблюваної поверхні після попередньої стадії виготовлення і дорівнює допуску розміру заготовки після попередньої операції, абсолютне значення глибини різання в момент часу τ визначатиметься за залежністю:

$$t(\tau) = t_n + \Delta \cdot \cos(\omega_n \tau + \varepsilon) + \Delta t_n \cdot \xi(\tau) \quad (2.13)$$

де t_n – номінальне значення глибини різання, встановлене при настроюванні верстата;

Δt_n – величина коливання припуску, мм;

Випадковий процес коливання глибини різання можна реалізувати у вигляді «білого шуму», аналогічно кутовій швидкості обертання шпинделя, або у вигляді гармонічної функції з випадковими амплітудою та початковою фазою [88, 121]:

$$\xi(\tau) = a(\tau) \cos(\omega_n \tau + \alpha_n) \quad (2.14)$$

де $a(\tau)$ – амплітудний коефіцієнт, що приймає випадкові значення з інтервалу $[-1; 1]$ з відповідним законом розподілу;

α_n – випадкова фаза гармонічної функції, що має рівномірний розподіл в інтервалі $[0; 2\pi]$.

Миттєві значення подачі на оберт $S_0(\tau)$, які залежать від номінального значення S_0 , а також випадкової величини, що враховує нерівномірність переміщення супорта внаслідок кінематичних похибок приводу ходового вала, визначали за формулою:

$$S_0(\tau) = S_0 + \Delta S_0 \cdot \eta(\tau) \quad (2.15)$$

де $S_0, \Delta S_0$ – номінальне значення та діапазон відхилення подачі на оберт; $\eta(\tau)$ – випадковий процес коливання величини подачі на оберт.

Враховуючи, що коливання величини подачі залежать від кінематичних похибок обертального руху ходового вала, випадковий процес $\eta(\tau)$ флуктуацій подачі на оберт реалізуємо у вигляді гармонічної функції з випадковими амплітудою та початковою фазою, замінивши в формулі (2.14) кутову швидкість обертання шпинделя ω_n кутовою швидкістю обертання ходового вала ω_H .

Випадкове значення швидкості різання $V(\tau)$ в момент часу τ з врахуванням виразу (2.10) та відомих залежностей між частотою обертання шпинделя, кутовою та лінійною швидкістю визначатиметься за залежністю:

$$V(\tau) = \frac{3D \cdot (\omega_n + \Delta\omega_n q(\tau))}{100} \quad (2.16)$$

де D – діаметр оброблюваної поверхні заготовки.

Поправочні коефіцієнти K_{Px}, K_{Py} , що враховують фактичні умови обробки, є добутком ряду коефіцієнтів, які залежать від властивостей оброблюваного матеріалу, геометричних параметрів різального інструменту

[70, 115]. Анізотропія властивостей матеріалу оброблюваної заготовки та непостійність геометричних параметрів інструменту в процесі обробки обумовлюють необхідність визначення абсолютного значення коефіцієнтів K_{P_x} , K_{P_y} в момент часу τ , як добутку миттєвих значень ряду коефіцієнтів представлених у вигляді випадкових величин з відповідними діапазонами зміни та законами розподілу. Зокрема для токарної обробки [70, 115]:

$$K_{P_x}(\tau) = K_{mP}(\tau) \cdot K_{\phi P_x}(\tau) \cdot K_{\gamma P_x}(\tau) \cdot K_{\lambda P_x}(\tau) \cdot K_{rP_x}(\tau) \quad (2.17)$$

$$K_{P_y}(\tau) = K_{mP}(\tau) \cdot K_{\phi P_y}(\tau) \cdot K_{\gamma P_y}(\tau) \cdot K_{\lambda P_y}(\tau) \cdot K_{rP_y}(\tau) \quad (2.18)$$

де $K_{mP}(\tau)$ – поправочний коефіцієнт, що враховує фізико-механічні властивості оброблюваного матеріалу;

$K_{\phi P_x}(\tau)$, $K_{\gamma P_x}(\tau)$, $K_{\lambda P_x}(\tau)$, $K_{rP_x}(\tau)$, $K_{\phi P_y}(\tau)$, $K_{\gamma P_y}(\tau)$, $K_{\lambda P_y}(\tau)$, $K_{rP_y}(\tau)$ - поправочні коефіцієнти, що враховують вплив геометричних параметрів різальної частини інструмента на складові сили різання.

Для визначення інтервалу коливання коефіцієнту K_{mP} в першому наближенні можна використати інформацію про допустимі діапазони коливання фізико-механічних властивостей матеріалів, наведені у відповідних стандартах, що їх регламентують.

Діапазони зміни та закони розподілу поправочних коефіцієнтів, що враховують геометричні параметри інструменту, визначаються на основі апріорної інформації про вплив геометричних параметрів різального інструменту на зусилля різання, яку можна отримати з науково-технічної літератури, де відображенні результати відповідних досліджень, наприклад [20, 44, 50, 60, 78, 100, 131].

Таким чином, складові P_x , P_y сили різання матимуть суттєво випадковий характер, а їх абсолютне значення в певний дискретний момент часу τ визначатиметься з врахуванням виразів (2.13) – (2.18) за залежностями:

$$P_x(\tau) = 10C_{P_x}(t_n + \Delta \cdot \cos(\omega_n \tau + \varepsilon) + \Delta t_n \cdot \xi(\tau))^x (S_0 + \Delta S_0 \cdot \eta(\tau))^y \times \\ \times \left(\frac{3D \cdot (\omega_n + \Delta \omega_n q(\tau))}{100} \right)^n \cdot K_{mP}(\tau) \cdot K_{\varphi P_x}(\tau) \cdot K_{rP_x}(\tau) \cdot K_{\lambda P_x}(\tau) \cdot K_{rP_x}(\tau) \quad (2.19)$$

$$P_y(\tau) = 10C_{P_y}(t_n + \Delta \cdot \sin(\omega_n \tau + \varepsilon) + \Delta t_n \cdot \xi(\tau))^x (S_0 + \Delta S_0 \cdot \eta(\tau))^y \times \\ \times \left(\frac{3D \cdot (\omega_n + \Delta \omega_n q(\tau))}{100} \right)^n \cdot K_{mP}(\tau) \cdot K_{\varphi P_y}(\tau) \cdot K_{rP_y}(\tau) \cdot K_{\lambda P_y}(\tau) \cdot K_{rP_y}(\tau) \quad (2.20)$$

В роботах [68, 95] встановлено, що основний вплив на показники точності обробки мають параметри передньої опори шпинделя. Характеристики задньої опори незначним чином впливають на показники динамічної якості верстата [32, 57], тому реакціями мастильного шару R_1 , що виникають в задній ГСО шпинделя при визначенні проєкцій рівнодіючої реакції в ГСО знехтуємо.

Проєкції рівнодіючої реакції мастильного шару в передній ГСО шпинделя можна подати у вигляді суми двох складових: рівнодіючої сили гідростатичного тиску мастила F_R на опорну шийку та сили тертя $F_{тр}$ в мастильному шарі, що виникає при обертанні шпинделя (рисунок 2.7):

$$R_x = F_{Rx} + F_{трx}, \quad R_y = F_{Ry} + F_{тры} \quad (2.21)$$

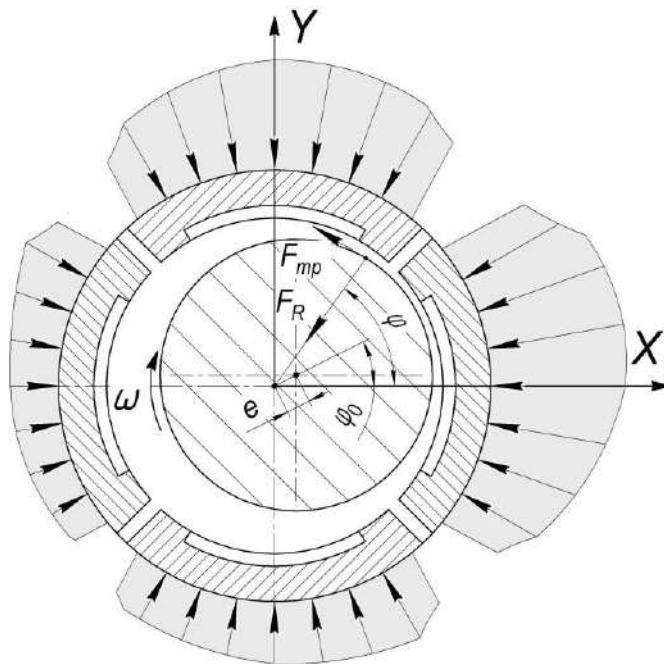


Рисунок 2.7 – До формування реакцій мастильного шару в ГСО шпинделя

Нехтуючи, внаслідок малості, силами тертя в мастильному шарі, проекції рівнодіючої реакцій мастильного шару в функції полярного кута φ визначатимуться за залежностями:

$$R_x = \frac{D_0}{2} \int_0^{2\pi} p(\varphi) \cos \varphi d\varphi, \quad R_y = \frac{D_0}{2} \int_0^{2\pi} p(\varphi) \sin \varphi d\varphi \quad (2.22)$$

де D_0 – діаметр опорної частини радіальної ГСО;

$p(\varphi)$ – функція розподілу тиску на опорній частині ГСО.

Функція розподілу тиску $p(\varphi)$ на опорній частині ГСО в полярних координатах визначається шляхом подвійного інтегрування рівняння Рейнольдса (1.6), за умов мащення поверхонь нескінченної довжини [127]:

$$p(\varphi) = \pm 3\mu \frac{\omega_{\text{ш}} D_0^2}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi} \frac{d\varphi}{h^2(\varphi)} + C_1 \int_{\varphi_1}^{\varphi} \frac{d\varphi}{h^3(\varphi)} + C_2, \quad (2.23)$$

де μ – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини;

$\omega_{\text{ш}}$ – кутова швидкість обертання шпинделя;

$h(\varphi)$ – радіальний динамічний зазор в ГСО;

C_1, C_2 – сталі інтегрування, які, використовуючи граничні умови (при $\varphi = \varphi_1 \rightarrow p = p_1$, при $\varphi = \varphi_2 \rightarrow p = p_2$), можна визначити з рівняння (2.23):

$$C_2 = p_1; \quad C_1 = \frac{p_2 - p_1 - k \cdot \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{1}{h^2(\varphi)}}{\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{d\varphi}{h^3(\varphi)}}.$$

Як бачимо, функція розподілу тиску $p(\varphi)$ на опорній частині ГСО безпосередньо залежить від радіального динамічного зазору $h(\varphi)$.

В наведеній в першому розділі формулі (1.7), що описує функцію радіального зазору враховано вплив відхилень форми отвору гідростатичної втулки та опорної шийки шпинделя на функцію зазору $h(\varphi)$. Проте, в роботах [25, 94, 176] відмічено значний вплив на вихідні показники точності ШВ

температурних деформацій шпиндельних опор. Основним негативним чинником, що обумовлює необхідність і важливість врахування температурних деформацій опорних поверхонь ГСО є їх не прогнозованість внаслідок навіть незначної анізотропії властивостей матеріалу деталей, що утворюють опорні поверхні ГСП. В першому наближенні оцінку впливу температурних деформацій опорних поверхонь шпинделя та гідростатичної втулки на величину радіального зазору між спряженими поверхнями передньої ГСО можна здійснити використовуючи будь-яку CAE-систему, яка має можливість здійснення відповідних розрахунків. В даній роботі застосовано модуль інженерного аналізу SolidWorks Simulation, інтегрований в середовище твердотільного моделювання SolidWorks Premium 2012. Для моделювання застосовано конструкцію 4-х карманної радіальної передньої ГСО шпиндельного вузла токарного верстата УТ16А. Ескіз та тривимірна модель гідростатичної втулки із загартованої сталі 45 ГОСТ 1050-88 наведено на рисунку 2.8. Шпиндель за рекомендаціями [127] прийнято зі сталі 18ХГТ ГОСТ 4543-71, із загартованою до твердості HRC56-60 опорною шийкою.

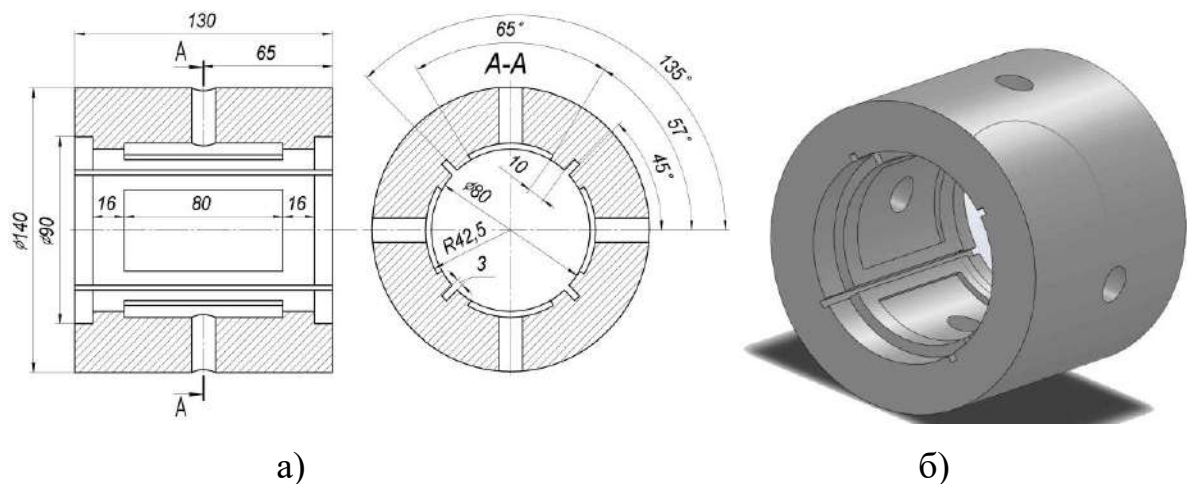


Рисунок 2.8 – Ескіз а) та тривимірна модель б) гідростатичної втулки

Враховуючи випадковий характер теплових деформацій спряжених поверхонь ГСО визначали їх статистичні характеристики: математичне сподівання та дисперсію величини зміщення радіальної координати профілю опорних поверхонь підшипника. Аналіз величини та діапазон відхилення температурних зміщень оцінювали за математичним сподіванням $m(\overline{\Delta r})$ та

дисперсією $\sigma^2(\overline{\Delta r})$ питомої величини зміщення радіальної координати профілю опорних поверхонь (рисунок 2.9), які є безрозмірними величинами, що характеризують частку температурних зміщень опорних поверхонь у величині радіального статичного зазору ГСО:

$$m(\overline{\Delta r}) = \frac{m(\Delta r_T^{BT}) + m(\Delta r_T^{III})}{\delta_0}, \quad (2.24)$$

$$\sigma^2(\overline{\Delta r}) = \frac{\sigma^2(\Delta r_T^{BT}) + \sigma^2(\Delta r_T^{III}) + 2 \text{cov}(\Delta r_T^{BT}, \Delta r_T^{III})}{\delta_0^2} \quad (2.25)$$

де $m(\Delta r_T^{BT})$, $\sigma^2(\Delta r_T^{BT})$, $m(\Delta r_T^{III})$, $\sigma^2(\Delta r_T^{III})$ – математичні сподівання та дисперсії величини зміщення радіальної координати профілю опорних поверхонь гідростатичної втулки та шпинделя відповідно при певній усталеній температурі;

δ_0 – радіальний статичний зазор в опорі;

$\text{cov}(\Delta r_T^{BT}, \Delta r_T^{III})$ – коваріація величин зміщення радіальної координати профілю опорних поверхонь гідростатичної втулки та шпинделя при певній усталеній температурі.

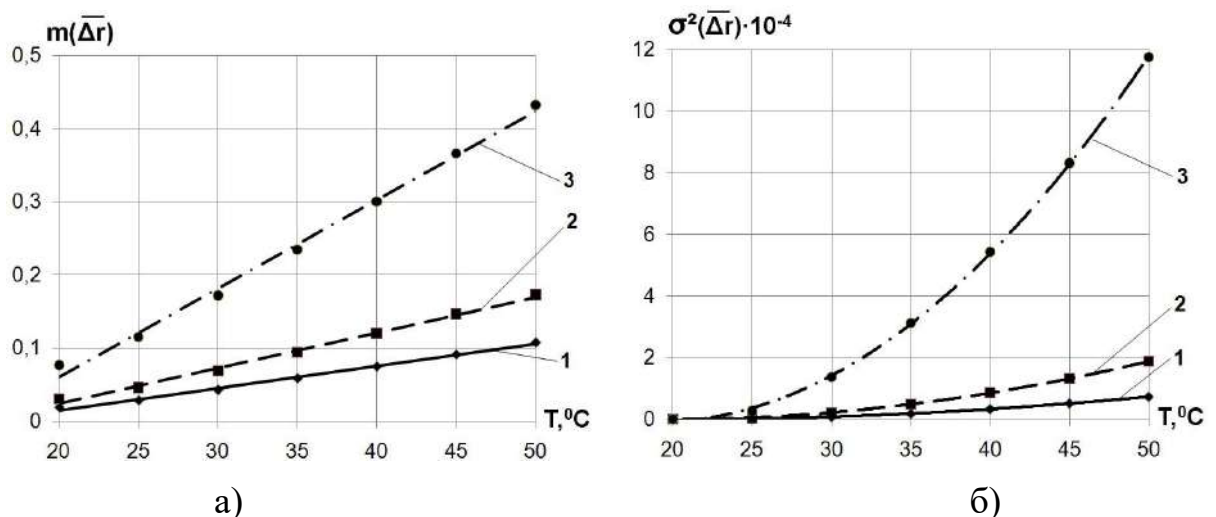


Рисунок 2.9 – Математичне сподівання $m(\overline{\Delta r})$ а) та дисперсія $\sigma^2(\overline{\Delta r})$ б) питомої величини зміщення радіальної координати профілю опорних поверхонь ГСО в залежності від температури при різних величинах радіального статичного зазору δ_0 : 1 – $\delta_0=40$ мкм, 2 – $\delta_0=25$ мкм, 3 – $\delta_0=10$ мкм

З наведених на рисунку 2.9 залежностей видно, що зі зменшенням величини статичного радіального зазору δ_0 вплив теплових деформацій опорних поверхонь ГСО при підвищенні температури проявляється значніше. Питома частка температурних деформацій при величині радіального зазору $\delta_0=10$ мкм без урахування похибок форми опорних поверхонь складає понад 40%. Враховуючи, що відхилення форми циліндричних поверхонь, що відповідають високій (С) відносній геометричній точності можуть складати до 12% від допуску розміру [38], сумарно частка температурних деформацій з відхиленнями форми опорних поверхонь може перевищувати 50% величини радіального статичного зазору, що безумовно впливатиме на робочі процеси в ГСО, знижуючи їх експлуатаційні характеристики.

Здійснений засобами пакету MathCAD спектральний аналіз профілю опорних поверхонь шпинделя та втулки при різних значеннях температури (рисунок 2.10) дозволяє констатувати про збільшення амплітуд всіх гармонік зі зростанням температури опорних поверхонь ГСО. Найбільш суттєво проявляється вплив температури на 4-у гармоніку та кратні гармоніки з номерами 8, 12, 16. Це обумовлено 4-х карманним типом гідростатичної втулки з дренажними канавками, які створюють розривний профіль опорної поверхні найбільш схильний до прояву температурних деформацій.

Таким чином, в математичному описанні функції зазору $h(\varphi)$ (формула 1.7) необхідно враховувати зміщення опорних поверхонь гідростатичної втулки та шпинделя, зумовлені їх пружними та температурними деформаціями, а з огляду впливу температури на величину амплітуд гармонік профілю опорних поверхонь ГСО, при математичному описанні відхилень профілю їх поперечного перетину слід збільшувати число значимих гармонік зі зростанням температури опорних поверхонь. В результаті залежність, що описує функцію радіального зазору $h(\varphi)$ з врахуванням зміщень опорних поверхонь ГСО, обумовлених пружними та температурними деформаціями матиме вигляд:

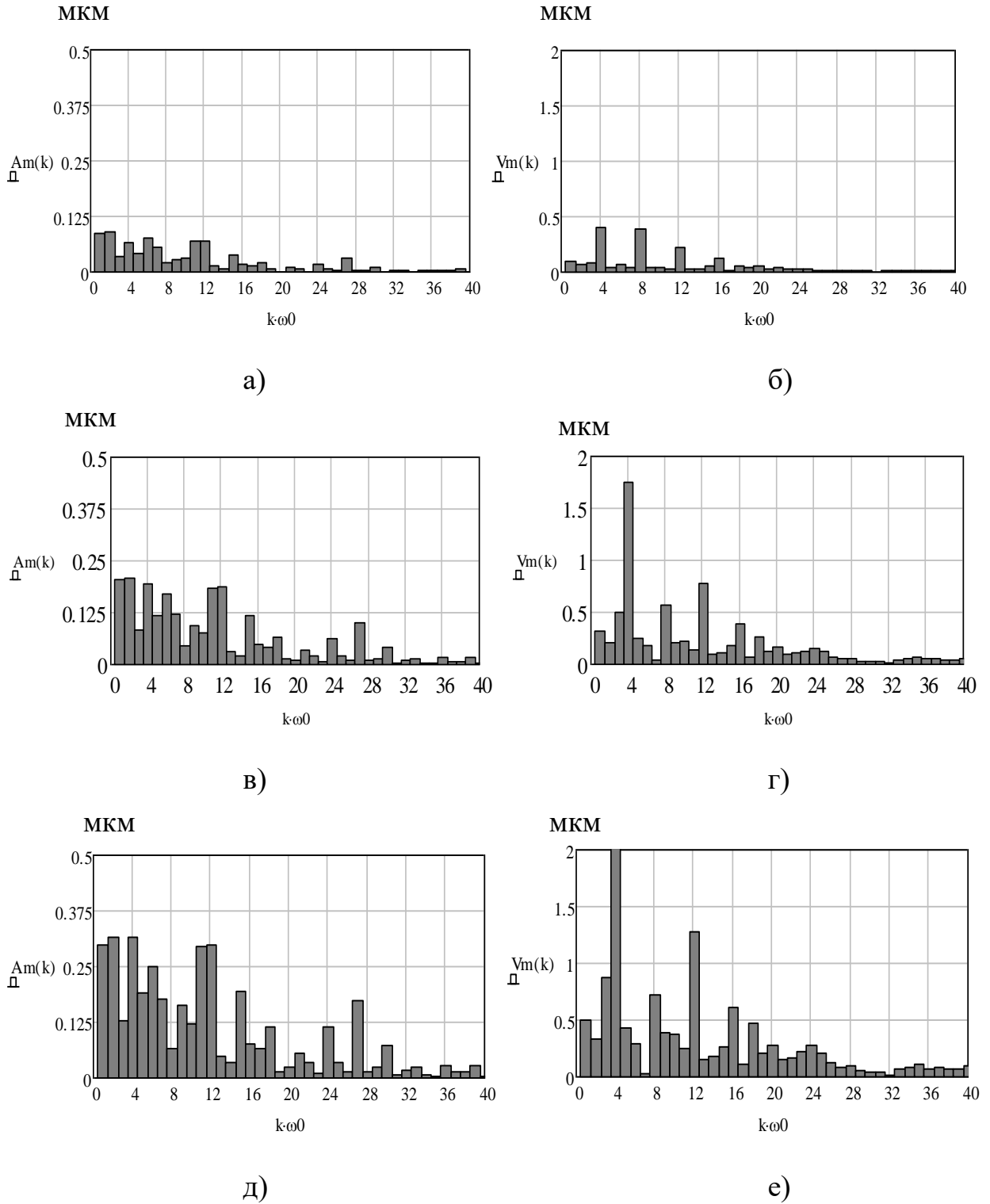


Рисунок 2.10 – Спектри амплітуд гармонік профілю опорних поверхонь ГСО: а,в,д - опорна шийка шпинделя при температурах відповідно 25⁰С, 35⁰С, 45⁰С; б,г,е - опорна поверхня гідростатичної втулки при температурах відповідно 25⁰С, 35⁰С, 45⁰С

$$\begin{aligned}
h(\varphi) = & \delta_0 - m(\Delta r_T^{BT}) - m(\Delta r_T^{III}) + \frac{T_{kp}^{BT}}{2} + \frac{T_{kp}^{III}}{2} + \sum_{k=1}^N A_k^{BT} \sin(k\varphi + \psi_{0k}^{BT}) - \\
& - \sum_{k=1}^Q A_k^{III} \sin(k\varphi + \chi_{0k}^{III})
\end{aligned}
\tag{2.26}$$

де N та Q – відповідно кількість значимих гармонік профілю опорних поверхонь гідростатичної втулки і шпинделя при певній температурі.

Складові формули (2.26), за виключенням радіального статичного зазору δ_0 , в загальному випадку є випадковими величинами, для яких справедливим є припущення про нормальність закону розподілу ймовірностей [127].

Враховуючи всі попередньо здійснені припущення, спрощення та розрахунки, система диференціальних рівнянь, які описують зміщення шпинделя в площині, перпендикулярній його геометричній осі, матиме вигляд:

$$\begin{cases}
m \frac{d^2x}{d\tau^2} = \chi_c F_{Cx}(\tau) - \chi_F R_x + \chi_R F_{pRx}(\tau) + \chi_P P_x(\tau), \\
m \frac{d^2y}{d\tau^2} = \chi_c F_{Cy}(\tau) - \chi_F R_y + \chi_R F_{pRy}(\tau) + \chi_P P_y(\tau) + \chi_G mg,
\end{cases}
\tag{2.27}$$

Складові, що входять до правої частини рівнянь системи (2.27) визначаються за залежностями (2.7), (2.8), (2.11), (2.12), (2.19), (2.20), (2.22).

Нелінійність і випадковий характер функції $h(\varphi)$ (формула 2.26), що описує динамічний зазор в ГСО шпинделя, обумовлює нелінійність функції розподілу тиску $p(\varphi)$ на опорній частині ГСО. Це не дозволяє аналітично розв'язати інтеграли в рівняннях (2.22) та визначити реакції мастильного шару R_x та R_y . Відповідно, аналітичний розв'язок рівнянь системи (2.27) в загальному випадку не є можливим. Тому виникає необхідність застосування чисельного методу їх розв'язання, алгоритм та методика якого наведені в наступному параграфі.

2.2 Методика чисельного моделювання траєкторій руху шпинделя на регульованих ГСО

Траєкторії руху осі шпинделя на ГСО являють собою геометричне місце точок, що визначають його положення в динаміці під дією системи зовнішніх збурюючих сил і реакцій мастильного шару в конкретний момент часу. Враховуючи не лінійність та суттєво випадковий характер складових, що входять до правих частин рівнянь системи (2.27), для моделювання траєкторій руху осі шпинделя застосуємо метод статистичного моделювання (метод Монте-Карло) [87, 94, 109, 170, 171]. Основна ідея методу полягає в багатократному розрахунку вихідних характеристик точності по математичній моделі вузла [94]. При цьому для випадкових складових моделі визначаються їх числові значення з певних визначених інтервалів у відповідності з їх законами розподілу. Підставляючи в математичну модель випадковим чином вибрані фіксовані значення випадкових складових в певний момент часу, отримаємо дискретне значення вихідного параметру математичної моделі, яке є однією з реалізацій випадкового процесу. Багатократно повторюючи обчислення вихідного параметру математичної моделі, отримаємо відповідну кількість реалізацій випадкового процесу, що дозволяє оцінити його основні статистичні характеристики [94]. Представивши сукупність реалізацій випадкового процесу у вигляді функції часу, отримаємо детерміновану залежність, що описує при конкретних прийнятих умовах досліджуваній процес, в нашому випадку – траєкторію руху шпинделя.

Структурна схема алгоритму чисельного моделювання траєкторій руху шпинделя із застосуванням методу Монте-Карло наведена на рисунку 2.11.

Блок 1. Задання постійних геометричних та експлуатаційних параметрів ГСО, необхідних для розрахунку координат осі шпинделя: початкові координати $x(\tau_0)$, $y(\tau_0)$, номінальна кутова швидкість ω_n , приведена маса m шпинделя, допуск круглості $T_{кр}^{ш}$, діаметр опорної шийки $D_{ш}$, шпинделя, довжина в аксіальному напрямку $l_{ка}$ та кут φ_k кармана в гідростатичній втулці, опір дроселя $R_{др}$, радіальний статичний зазор δ_0 , довжина аксіальної перемички $l_{к}$ між

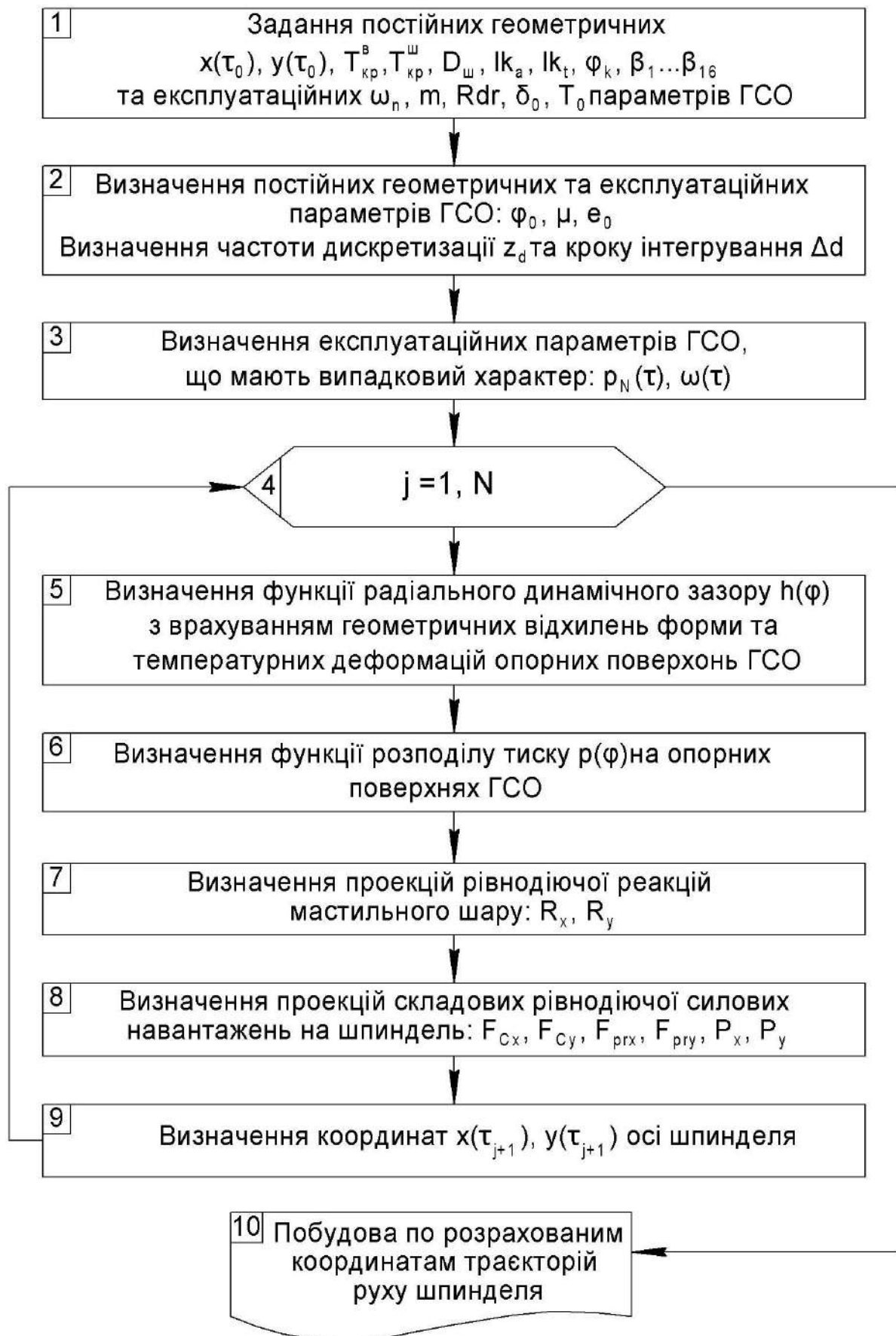


Рисунок 2.11 – Структурна схема алгоритму чисельного моделювання траєкторій руху шпинделя на ГСО

карманами гідростатичної втулки, кути $\beta_1 \dots \beta_{16}$, що визначають розташування карманів та перемичок гідростатичної втулки, допуск круглості $T_{кр}^B$ гідростатичної втулки, температура мастила T_0 . Початкові координати $x(\tau_0)$, $y(\tau_0)$ осі шпинделя визначаються шляхом подвійного інтегрування рівнянь системи (2.27) з врахуванням в правій частині тільки сили ваги та проекцій складових сили різання.

Блок 2. Визначення постійних геометричних та експлуатаційних параметрів ГСО, що залежать від параметрів, наведених в блоці 1. В загальному випадку визначаються: кут ексцентричного положення шийки шпинделя $\varphi_0 = \arctg\left(\frac{y(\tau_0)}{x(\tau_0)}\right)$, динамічна в'язкість мастила μ в залежності від його температури T_0 [105], абсолютний початковий ексцентриситет шпинделя $e_0 = \sqrt{x^2(\tau_0) + y^2(\tau_0)}$. Також в цьому блоці задається частота дискретизації при побудові траєкторії (кількість точок z_d траєкторії за один оберт шпинделя) та

величина кроку інтегрування по часу (інтервал дискретизації): $\Delta d = \frac{2\pi}{\omega_n \cdot z_d}$.

Блок 3. Визначення експлуатаційних параметрів підшипника, що мають випадковий характер: тиск $p_N(\tau)$, що розвивається насосом для живлення мастилом ГСО та кутова швидкість $\omega(\tau)$ обертання шпинделя. Тиск насоса p_N чинить основний вплив на величину тиску в карманах ГСО шпинделя. Відповідно коливання тиску насоса p_N , зумовлені нерівномірністю подачі насосом рідини внаслідок флуктуацій частоти обертання приводу, стисканням рідини в робочих камерах при переході з порожнини всмоктування в порожнину нагнітання, наявністю в рідині повітря та іншими факторами [15] викликають коливання тиску в карманах ГСО, що безпосередньо відбивається на точності обробки [149]. За результатами експериментальних досліджень в монографії [127] встановлено, що процес коливань тиску в карманах ГСО є стаціонарним та ергодичним випадковим процесом. Вважаючи, в першому наближенні, що процес коливань тиску в

карманах ГСО підкоряється закону, наближеному до нормального, робимо припущення про можливість використовувати математичне сподівання \bar{m}_{p_N} та дисперсію $\sigma_{p_N}^2$ в якості статистичних характеристик випадкового процесу коливань тиску. Амплітуда коливань тиску насоса за даними робіт [15, 149] становить 3-5% від його номінального значення. Здійснений в роботі [36] аналіз пульсацій тиску пластинчастого насоса свідчить, що функцію, яка описує пульсації тиску робочої рідини з достатньою для практичних результатів точністю, можна розглядати як моногармонічну з випадковими амплітудою та початковою фазою. Тоді абсолютне значення тиску насоса в певний момент часу τ визначатиметься за залежністю :

$$p_N(\tau) = p_N + 0,05 p_N \cdot A_{p_N}(\tau) \cdot \cos(\omega_N \tau + \alpha_{p_N}) \quad (2.28)$$

де p_N – номінальне значення тиску насоса;

$A_{p_N}(\tau)$ – амплітудний коефіцієнт, що приймає випадкові значення з інтервалу $[-1; 1]$ за нормальним законом розподілу;

ω_N – кутова швидкість обертання вала насоса;

α_{p_N} – випадкова фаза гармонічної функції, що має рівномірний розподіл в інтервалі $[0; 2\pi]$.

Масиви випадкових чисел, що визначають випадкові відхилення амплітуди A_{p_N} та початкової фази α_{p_N} коливань тиску насоса згідно рекомендацій [3] визначені засобами пакету MathCAD за допомогою генераторів випадкових чисел з нормальним і рівномірним законами розподілу відповідно:

$$A_{p_N} := \text{rnorm}(300, 0, 0.3334) \quad \alpha_{p_N} := \text{runif}(300, 0, 2\pi)$$

Реалізація випадкового процесу коливання тиску насоса при номінальному значенні $p_N = 6,3$ МПа та номінальній кутовій швидкості вала насоса $\omega_N = 100,531$ рад/с, що відповідає частоті обертання $n = 960$ хв⁻¹ здійснена в пакеті MathCAD (рисунок 2.12).

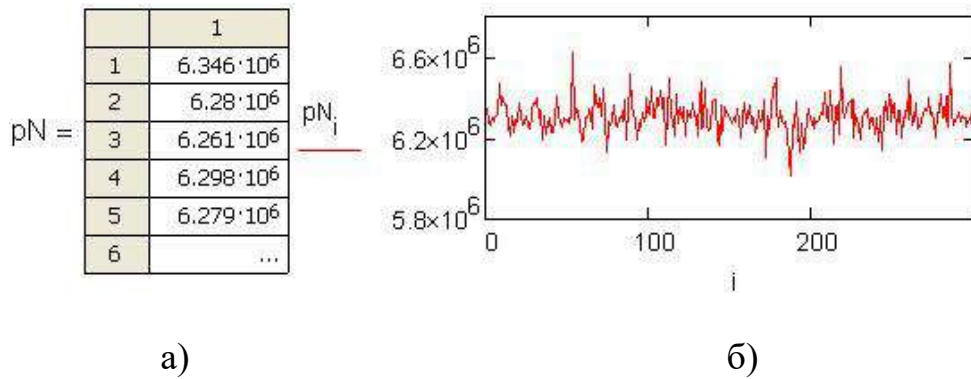


Рисунок 2.12 – Фрагмент документа MathCAD з результатами обчислення випадкових значень а) та часовою реалізацією випадкового процесу коливання тиску насоса б)

Повний текст програми для визначення випадкових значень тиску насоса наведено в додатку А.

Реалізація випадкового процесу коливання кутової швидкості здійснена на основі залежностей (2.6) та (2.10). В якості випадкових амплітудних значень A_ω прийнято сукупність випадкових чисел з інтервалу $[-1; 1]$ з логарифмічно-нормальним законом розподілу [94], яка визначена за допомогою генератору випадкових чисел пакету MathCAD. Фрагмент документа MathCAD з результатами обчислення випадкових значень та часовою реалізацією випадкового процесу флуктуацій кутової швидкості обертання шпинделя наведено на рисунку 2.13.

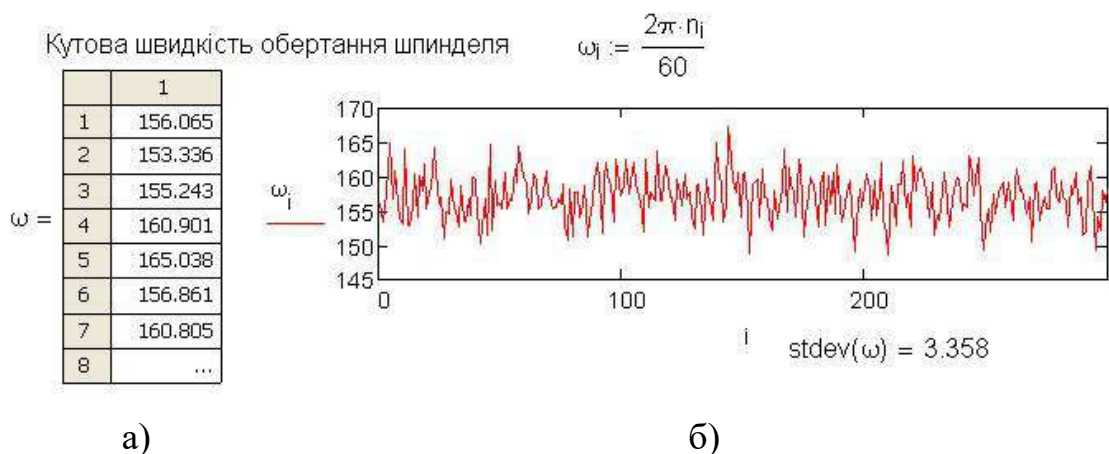


Рисунок 2.13 – Фрагмент документа MathCAD з результатами обчислення випадкових значень а) та часовою реалізацією випадкового процесу флуктуацій кутової швидкості обертання шпинделя б)

Повний текст програми для визначення випадкових значень кутової швидкості обертання шпинделя наведено в додатку Б.

Блок 4. призначений для організації циклу по визначенню координат осі шпинделя. Кожний крок циклу дозволяє визначити нові координати осі шпинделя, які в подальшому служитимуть для побудови його траєкторії руху. Кількість кроків N визначається: $N = z_d \cdot n_0$, де n_0 – кількість обертів шпинделя при побудові траєкторії.

Блок 5. Визначення функції радіального динамічного зазору $h(\varphi)$ з врахуванням відхилення форми опорних поверхонь ГСП формула (2.26).

Математичні сподівання величини зміщення радіальної координати $m(\Delta r_T^{br})$, $m(\Delta r_T^{sh})$ профілю опорних поверхонь підшипника визначаються за результатами чисельного моделювання або натурального експерименту. Кількість N , Q та амплітуди A_k^{br} , A_k^{sh} значимих гармонік профілю опорних поверхонь підшипника визначаються за результатами спектрального аналізу їх контуру [127]. З огляду на варіативність конструктивного виконання опорних поверхонь ГСО, в першому наближенні складові функції зазору обумовлені пружними та температурними деформаціями при певній усталеній температурі визначаються за результатами чисельного моделювання засобами CAE-систем, наприклад SolidWorks Simulation, ANSYS тощо.

При тривимірному моделюванні для побудови профілю опорних поверхонь гідростатичної втулки та шпинделя використовуються результати вимірювання похибок форми опорних поверхонь за відсутності теплових деформацій. За умови відсутності таких даних в першому наближенні можна скористатись значеннями відхилень форми для поширених конструкцій ГСП, які наведено в [24, 85, 127]. Амплітуда A_1^{sh} представляє собою абсолютний ексцентриситет e_0 шпинделя в опорі. Значення A_2^{sh} може бути знайдено як: $A_2^{sh} = T_{кр}^{sh} / 2$ [127].

При застосуванні модуля інженерного аналізу SolidWorks Simulation,

інтегрованого в середовище твердотільного моделювання SolidWorks Premium 2012, після побудови тривимірної моделі попередньо в настройках системи встановлюється температура $T_0=20^{\circ}\text{C}$ при якій температурні деформації відсутні (рисунок 2.14).

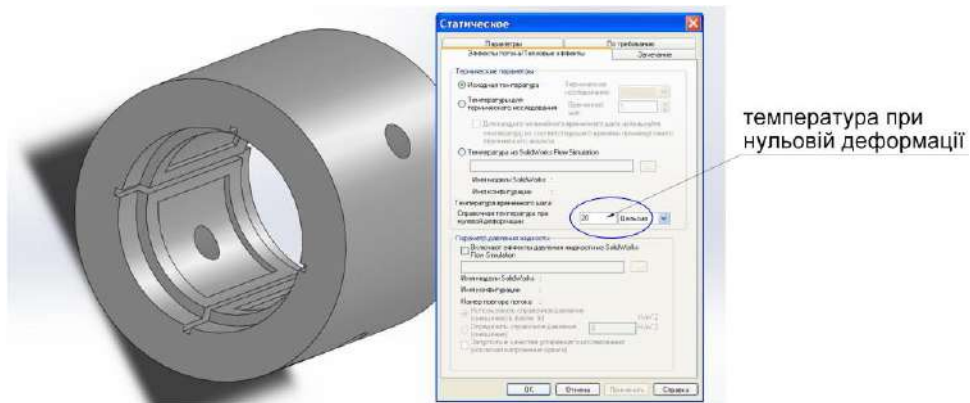


Рисунок 2.14 – Настроювання в САЕ-системі SolidWorks Simulation температури при якій деформації відсутні

Після побудови тривимірної моделі активізується модуль інженерного аналізу SolidWorks Simulation, в якому вибирається меню «Статичне дослідження». Спочатку встановлюються граничні умови у вигляді фіксації від переміщення поверхонь, які є основними базами деталей, потім прикладаються навантаження на опорні поверхні деталей ГСО: тиск та температура (рисунок 2.15, а), після чого запускається процедура побудови скінчено-елементної сітки (рисунок 2.15, б).

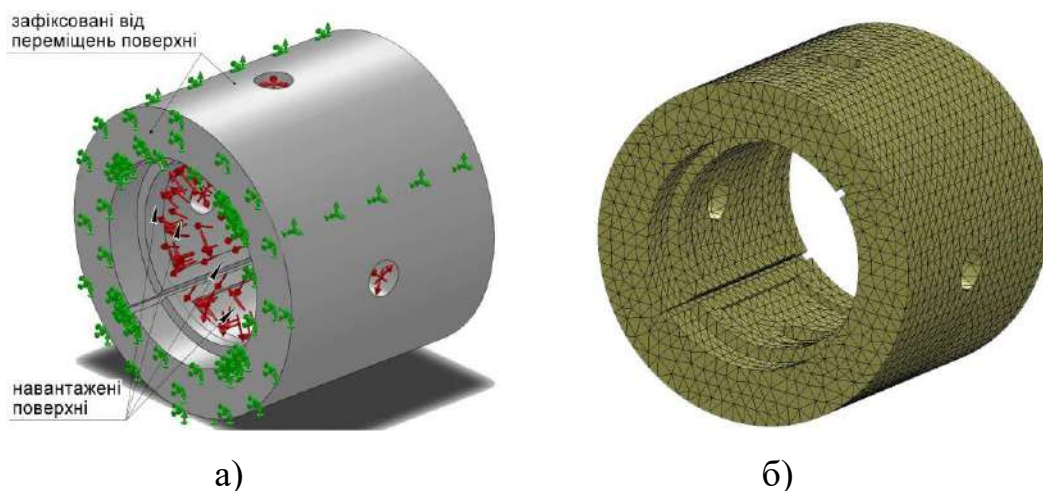


Рисунок 2.15 – Відображення граничних умов, навантажень а) та скінчено-елементної сітки б) тривимірної моделі гідростатичної втулки

У випадку вдалого розрахунку скінчено-елементної сітки у Менеджері SolidWorks Simulation формуються результати розрахунків, де нас цікавлять значення зміщень опорних поверхонь ГСО внаслідок одночасної дії тиску та температури. Виділивши за допомогою команди «Зондування» поверхні, для яких визначаються температурні деформації отримаємо відображення числового значення результату на вказаній поверхні моделі (рисунок 2.16). Результати моделювання температурних деформацій у вигляді дискретних значень зміщень радіальної координати профілю опорних поверхонь виводяться у файл формату *.txt, який достатньо легко імпортується в пакети Microsoft Exel або MathCAD де здійснювалась їх статистична обробка.

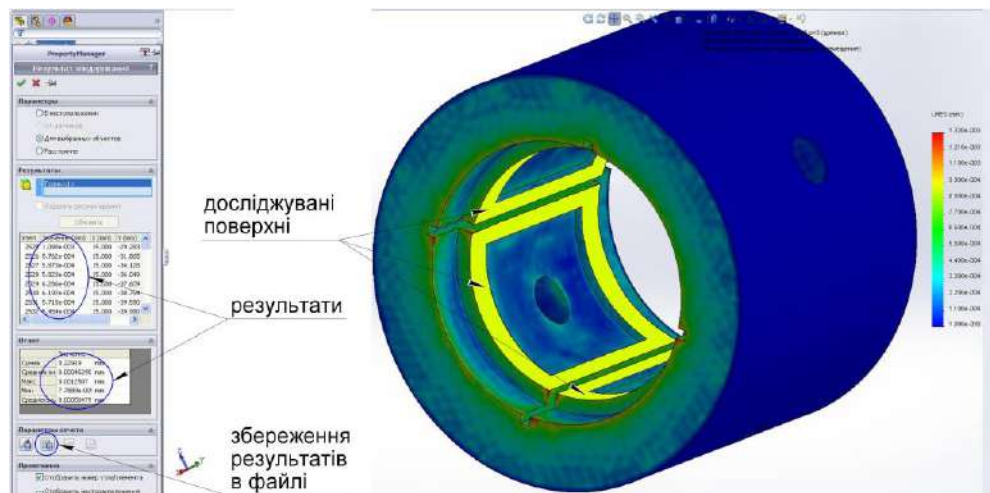


Рисунок 2.16 – Відображення результатів моделювання температурних деформацій

Амплітуди A_k^{BT} , $A_k^{\text{ш}}$ значимих гармонік профілю опорних поверхонь ГСО визначаються за результатами спектрального аналізу їх контуру, методика якого наведена в додатку В.

Початкові фази гармонік ряду, що описує відхилення форми отвору гідростатичної втулки Ψ_{0k}^{BT} приймаємо фіксованими. Для визначення їх величини, ґрунтуючись на рекомендації Пуша О.В. [94], використовуємо функцію генератора випадкових чисел $\text{rnd}(N)$, де $N \in [0; 2\pi]$ пакету MathCAD [64] (рисунок 2.17).

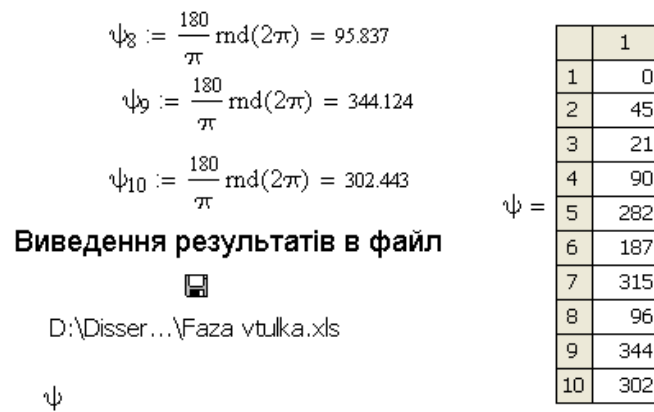


Рисунок 2.17 - Фрагмент документа MathCAD, з результатами визначення початкових фаз гармонік ряду, що описує відхилення форми опорних поверхонь гідростатичної втулки

Початкова фаза 1-ї гармоніки, яка враховує ексцентричне положення шийки шпинделя в опорі залежить від кута ексцентричного положення шийки шпинделя φ_0 . При визначенні початкових фаз $\chi_{ок}^m$ решти гармонік ряду, що описує відхилення форми опорної поверхні шийки шпинделя також використовуємо генератор випадкових чисел $\text{rnd}(N)$, при цьому додатково враховується кут повороту шпинделя навколо своєї осі, величина якого визначається $\lambda = (j-1)\Delta\varphi$, де j – порядковий номер точки при побудові траєкторії, $\Delta\varphi$ – крок дискретизації кутового положення шпинделя: $\Delta\varphi = 2\pi / z_d$.

Допуски круглості у формулі (2.26) можна визначити скориставшись рекомендаціями, наведеними в [24, 85, 127].

В блоці 6. визначається функція розподілу тиску $p(\varphi)$ на опорних поверхнях ГСО шляхом подвійного інтегрування рівняння Рейнольдса (1.6).

Блок 7. Шляхом інтегрування функції розподілу тиску $p(\varphi)$ на опорних поверхнях ГСО визначаються за формулами (2.22) проекції рівнодіючої реакцій мастильного шару R_x, R_y .

Блок 8. Розраховуються значення проекцій F_x, F_y рівнодіючої силових навантажень на шпиндель за формулами (2.2), (2.3). При цьому шпиндель представлений у вигляді одномасової моделі, а діючі на шпиндель сили

навантаження приведено до точки дії зусилля різання. Складові F_{Cx} , F_{Cy} , $F_{ргх}$, $F_{ргy}$, P_x , P_y рівнодіючої силових навантажень визначаються за формулами (2.7), (2.8), (2.11), (2.12), (2.19), (2.20). Враховуючи випадковий характер цих складових, визначення їх абсолютних значень в певний момент часу здійснювалось за допомогою спеціальних програм написаних в пакеті MathCAD, повні тексти яких приведено в додатку Г.

Блок 9. Шляхом подвійного інтегрування на інтервалі Δd рівнянь системи (2.27) визначаються координати осі шпинделя $x(\tau_j)$, $y(\tau_j)$ в даний момент часу. Отримані значення координат використовуються для визначення кута ексцентричного положення φ_0 та абсолютного ексцентриситету e_0 шийки шпинделя, необхідні для визначення положення шпинделя $x(\tau_{j+1})$, $y(\tau_{j+1})$ в наступний момент часу. Таким чином цикл обчислень продовжується допоки кількість координат осі шпинделя не досягне встановленого значення N .

Блок 10. Після закінчення циклу обчислень координат виводяться результати у вигляді траєкторій руху шпинделя.

Текст програми для розрахунку координат осі шпинделя в певний момент часу наведено в додатку Д.

2.3 Результати чисельного моделювання траєкторій руху шпинделя на регульованих гідростатичних опорах

Одним із суттєвих факторів, що впливає на точність обертання шпинделя є його невірноваженість, обумовлена технологічними та експлуатаційними чинниками. Зокрема, внаслідок неоднорідності матеріалу, технологічних похибок виготовлення шпинделя та деталей (шків, шестерні, підшипники тощо), які на ньому встановлюються, виникатиме зміщення осі інерції відносно геометричної (ідеальної) осі шпинделя, наслідком чого є наявність дисбалансу. Експлуатаційними причинами виникнення дисбалансу шпинделя є невірноваженість технологічного оснащення, інструменту або заготовки, які

закріплюються на (в) шпинделі. Найбільш несприятливим є дисбаланс, зумовлений неврівноваженістю оброблюваної заготовки, оскільки його величина в межах партії заготовок є суттєво випадковою і практично не прогнозованою, особливо при чорновій обробці заготовок, отриманих способами з низькою точністю. Таким чином, можна зробити висновок, що дисбаланс шпинделя завжди існує і безпосередньо впливає на точність його обертання.

Переміщення шпинделя в площині, ортогональній його осі можна описати в декартовій системі сукупністю координат послідовних положень шпинделя $x(\tau_j)$, $y(\tau_j)$ або радіус-вектором $R(\varphi_j) = \sqrt{x^2(\tau_j) + y^2(\tau_j)}$ в полярній системі координат [84, 86, 106, 127]. Описання переміщення шпинделя за допомогою радіус-вектора є зручним з точки зору подальшого аналізу методами спектрального аналізу на основі інтегрального перетворення Фур'є.

Технологічна оброблююча система верстата є складною технічною системою, функціонування якої залежить від великої кількості систематичних і випадкових факторів. Тому закон розподілу вихідних параметрів такої системи, зокрема параметрів точності, як правило, наближений до гаусівського нормального закону [121, 127]. Попередніми дослідженнями встановлено, що процес коливань шпинделя на ГСО є стаціонарним та ергодичним випадковим процесом. В такому випадку оцінку параметрів траєкторії шпинделя доцільно здійснювати за статистичними характеристиками у вигляді центральних моментів 1-4 порядків: математичне сподівання m_R , СКВ σ_R , асиметрія A_R та ексцес E_R розсіювання величини радіус-вектора. Методика визначення статистичних характеристик траєкторій радіус-вектора шпинделя наведена в додатку Е. Траєкторії шпинделя при варіюванні величиною статичного дисбалансу ($D_{ст1}=1300 \cdot 10^{-6}$ кг·м, $D_{ст2}=4360 \cdot 10^{-6}$ кг·м, $D_{ст3}=7400 \cdot 10^{-6}$ кг·м) отримані за результатами чисельного моделювання наведені на рисунку 2.18.

При моделюванні траєкторій прийнято наступні параметри: ГСО чотирьохкарманна, радіальний статичний зазор $\delta_0=30$ мкм, діаметр опорної шийки шпинделя $D_{ш}=80$ мм, тиск в карманах ГСО $p_k=3$ МПа, номінальна

частота обертання шпинделя $n=1500 \text{ хв}^{-1}$, глибина різання $t_n=0,6 \text{ мм}$, подача $S_0=0,115 \text{ мм/об}$, діаметр заготовки $D=72 \text{ мм}$, коефіцієнт динамічної в'язкості рідини $\mu=10 \text{ мм}^2/\text{с}$, температура $T=25^\circ\text{C}$. Похибки форми опорних поверхонь ГСО при визначенні функції зазору $h(\varphi)$ враховано наступним чином: допуски круглості втулки $T_{кр}^{BT}=4 \text{ мкм}$, шпинделя $T_{кр}^{ш}=2 \text{ мкм}$, температурні деформації опорних поверхонь втулки $m(\Delta r_T^{BT})=0,2 \text{ мкм}$, шпинделя $m(\Delta r_T^{ш})=0,1 \text{ мкм}$. Амплітуди суттєвих гармонік рядів, які характеризують відхилення опорної поверхні шпинделя $A_{2-4}^{ш}=(1; 0,25; 0,15)$, втулки $A_{1-8}^B=(5; 2,5; 1,0; 1,6; 0,6; 0,5; 0,4; 0,8)$ прийнято за рекомендаціями робіт [127, 138].

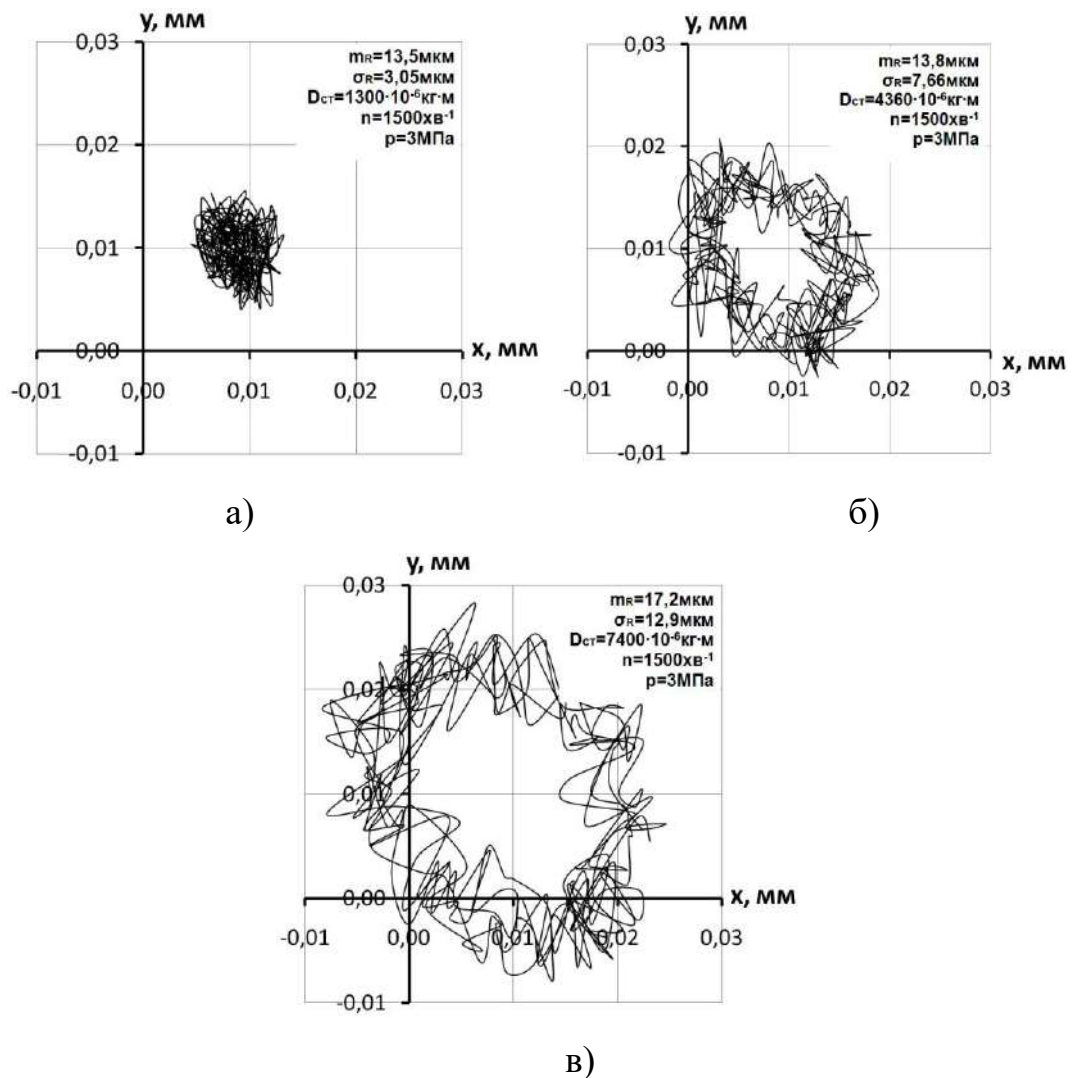


Рисунок 2.18 – Траєкторії шпинделя на ГСО при варіюванні величиною статичного дисбалансу (5 обертів)

Як видно з рисунка 2.18, траєкторії мають стохастичний характер, особливо при мінімальному статичному дисбалансі (рисунки 2.18, а).

Оцінка параметрів траєкторій за статистичними характеристиками величини радіус-вектора дозволила встановити, що в найбільшій мірі статичний дисбаланс впливає на СКВ радіус-вектора траєкторій. Так зі збільшенням $D_{ст}$ з $1300 \cdot 10^{-6}$ кг·м до $7400 \cdot 10^{-6}$ кг·м, тобто в 5,7 рази, значення СКВ радіус-вектора σ_R зростає в 4,2 рази. В той же час математичне сподівання величини радіус-вектора m_R зростає в 1,25–1,3 рази. З огляду на те, що параметри траєкторії шпинделя корелюються з формою та розмірами поперечного перерізу оброблюваної заготовки [84, 86, 108] це свідчить, що коливання величини статичного дисбалансу суттєво впливає на точність розміру при обробці.

При оцінці впливу тиску в карманах ГСО на точність шпиндельного вузла, здійснювали чисельне моделювання траєкторій руху шпинделя для умов обробки аналогічних варіюванню статичним дисбалансом. Моделювання траєкторій шпинделя здійснено при $D_{ст} = 4360 \cdot 10^{-6}$ кг·м, для величин тиску $p_{к1} = 1-5$ МПа, з інтервалом 1 МПа. На рисунку 2.19. наведено залежності математичного сподівання m_R та СКВ σ_R величини радіус вектора траєкторій при варіюванні тиском для ГСО з ідеальною формою та з відхиленнями форми опорних поверхонь.

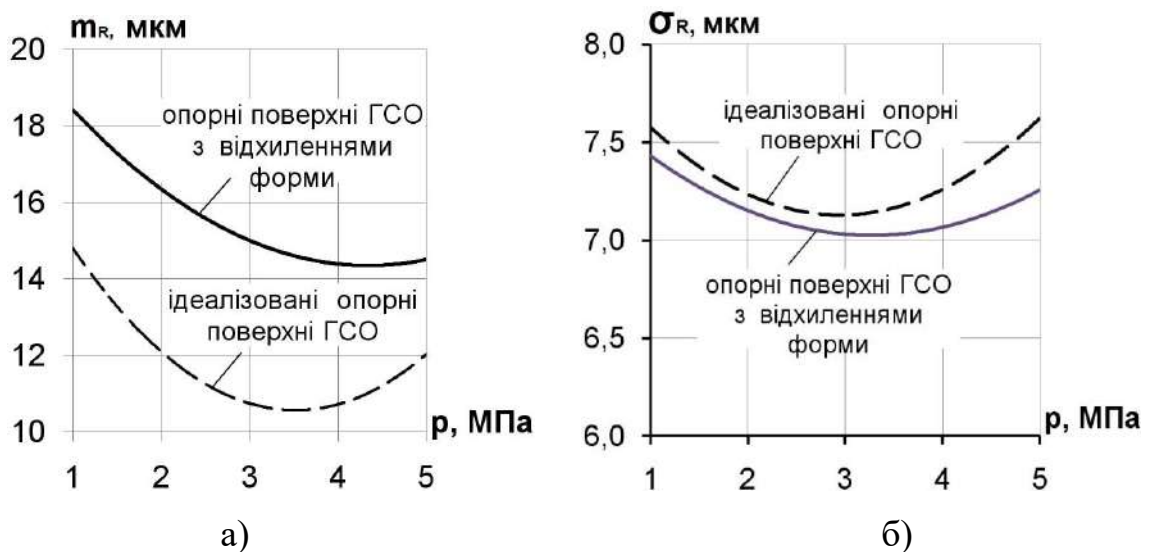


Рисунок 2.19 – Математичне сподівання а) та СКВ б) величини радіус-вектора траєкторій при варіюванні тиском в карманах ГСО

На рисунку 2.20 приведено типові траєкторії шпинделя при величинах тиску в карманах ГСО $p_{к1}=1$ МПа, $p_{к2}=2$ МПа, $p_{к3}=3$ МПа побудовані при умовах ідеальної форми та з похибками форми опорних поверхонь підшипника.

Аналіз наведених на рисунку 2.19 залежностей свідчить, що збільшення величини тиску в карманах ГСО з 1 МПа до 3 МПа сприяє зменшенню математичного сподівання m_R радіус-вектора траєкторій шпинделя з ідеальною формою опорних поверхонь – на 30%, з похибками форми опорних поверхонь – на 20%. Подальше зростання тиску в карманах ГСО до 5 МПа практично не впливає на величину m_R шпинделя з похибками форми опорних поверхонь, в той час, як для шпинделя з ідеальною формою опорних поверхонь ГСО величина m_R зростає на 14%. Зростання величини m_R при малих значеннях тиску в карманах ГСО обумовлено недостатньою жорсткістю, а при збільшенні тиску – зниженням дисипативних властивостей мастильного шару [91] а саме складової реакції у підшипнику, яка пропорційна швидкості зближення опорних поверхонь ГСО у радіальному напрямку.

Загалом, в діапазоні варіювання тиску в карманах ГСО $p_k=1-5$ МПа математичне сподівання величини радіус-вектора траєкторій шпинделя з ідеальною формою опорних поверхонь в 1,2–1,4 рази менше порівняно зі шпинделем на ГСО, що мають похибки опорних поверхонь. Це пояснюється тим, що відхилення форми опорних поверхонь в основному сприяють збільшенню величини радіального зазору в ГСО, що зменшує її несучу здатність.

На величину СКВ радіус-вектора траєкторій шпинделя відхилення форми опорних поверхонь ГСО практично не впливають (див. рисунок 2.19, б). А залежність σ_R від тиску в карманах ГСО має екстремальний характер аналогічний залежності m_R траєкторій шпинделя з ідеалізованою формою опорних поверхонь ГСО.

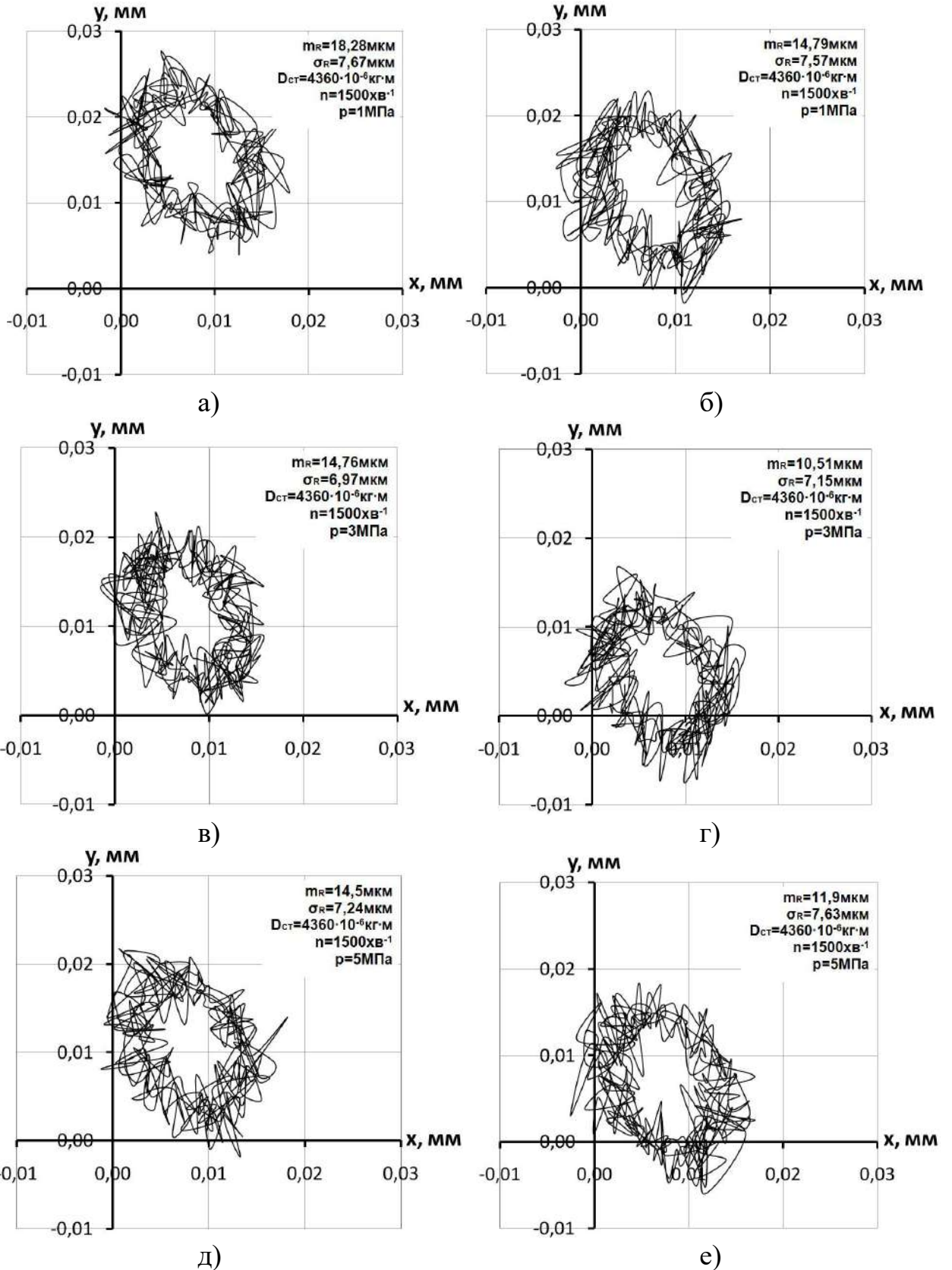


Рисунок 2.20 – Типові траєкторії шпинделя при регулюванні тиску в карманах ГСО при ідеалізованій формі б), г), е) та з похибками форми а), в), г) опорних поверхонь ГСО

Засобами пакету MathCAD, за програмою, що наведена в додатку Ж, здійснено математичне описання траєкторій шпинделя за допомогою ряду Фур'є та їх спектральний аналіз (рисунок 2.21).

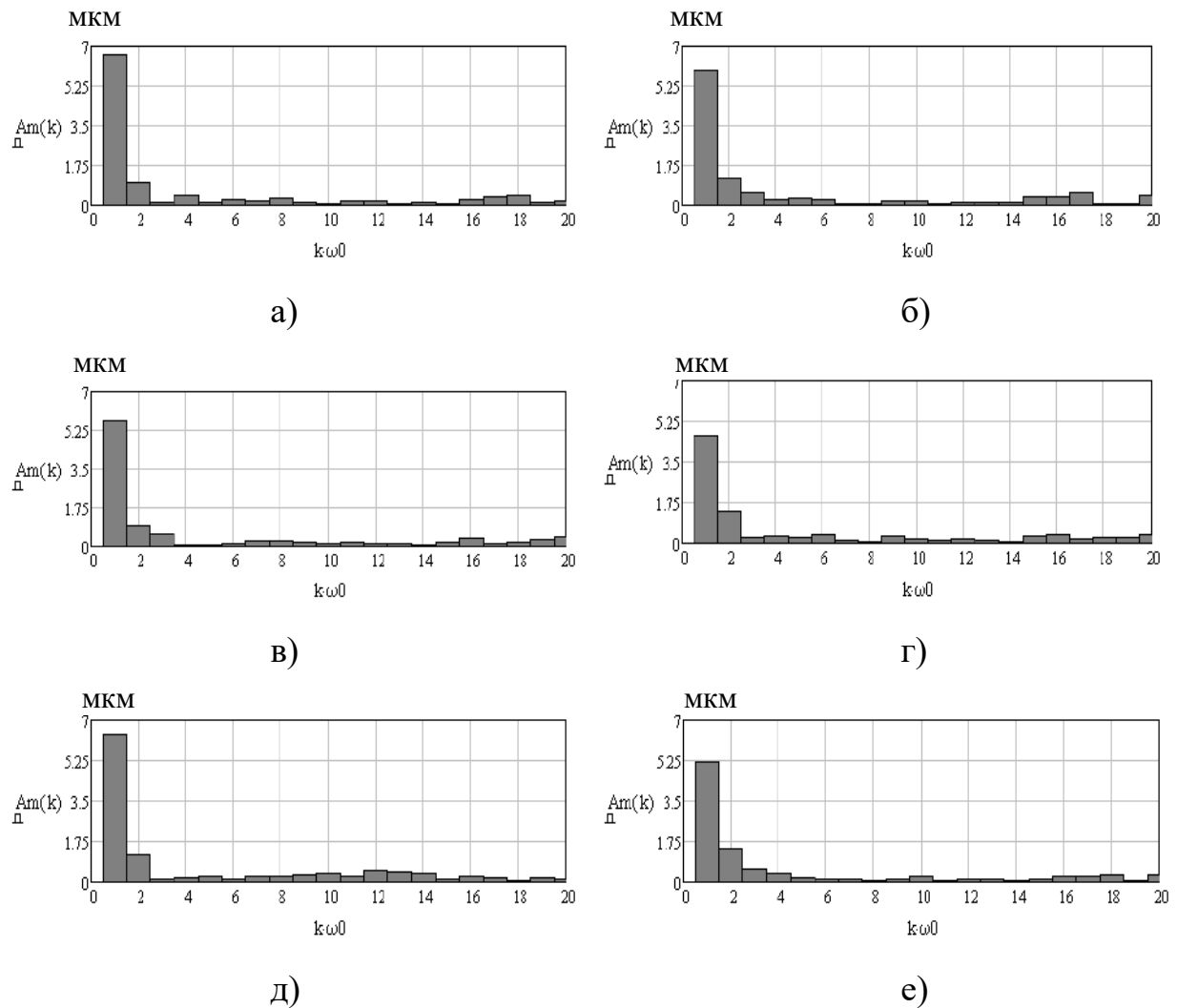


Рисунок 2.21 – Спектри амплітуд гармонік траєкторій шпинделя при варіюванні тиском в карманах ГСО: а, в, д – з відхиленням форми опорних поверхонь ГСО при тисках 1 МПа, 3 МПа, 5 МПа відповідно; б, г, е – ідеалізована форма опорних поверхонь ГСО при тисках 1 МПа, 3 МПа, 5 МПа відповідно

Наведені на рисунку 2.22 залежності математичних сподівань амплітуд суттєвих гармонік спектрів траєкторій шпинделя при варіюванні тиском в карманах ГСО також відображають екстремальний характер залежності статистичних характеристик траєкторій шпинделя від тиску в карманах ГСО.

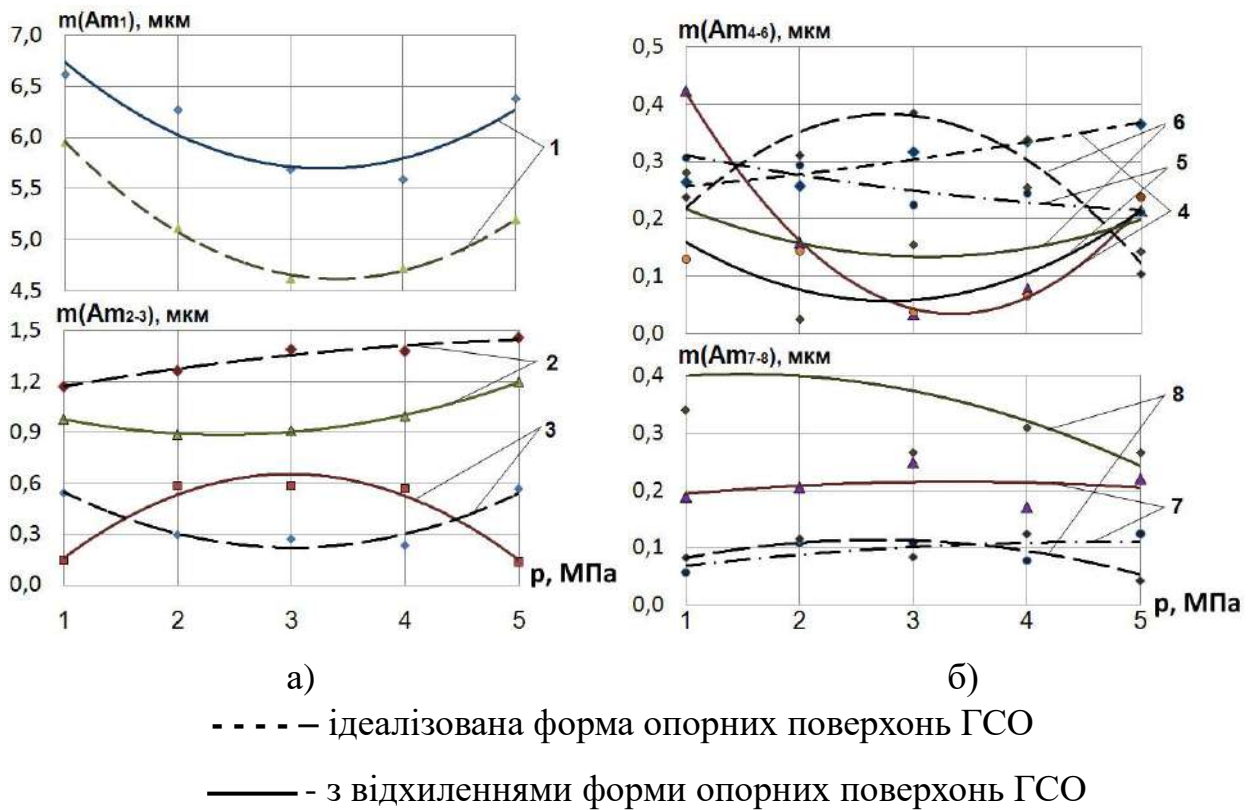


Рисунок 2.22 – Математичні сподівання амплітуд гармонік №1-8 спектрів траєкторій руху шпинделя при варіюванні тиском в карманах ГСО (номер кривої відповідає номеру гармоніки спектру)

Дослідження впливу частоти обертання шпинделя на точність ШВ здійснювали шляхом чисельного моделювання траєкторій руху шпинделя при значеннях конструктивних та експлуатаційних параметрів ШВ, аналогічних прийнятим в дослідженні траєкторій при варіюванні тиском в карманах ГСО. Значення частоти обертання шпинделя прийняті в чисельному експерименті: $n_1=600 \text{ хв}^{-1}$, $n_2=1500 \text{ хв}^{-1}$, $n_3=2400 \text{ хв}^{-1}$. Тиск мастила в карманах ГСО прийнято постійним $p_k=3 \text{ МПа}$.

Траєкторії при варіюванні частотою обертання шпинделя побудовані при умовах ідеалізованої форми та з відхиленнями форми опорних поверхонь ГСО шпинделя приведено на рисунку 2.23.

Залежності математичного сподівання m_R та СКВ σ_R величини радіус вектора траєкторій при варіюванні частотою обертання шпинделя на ГСО з ідеалізованою формою та з відхиленнями форми опорних поверхонь наведено на рисунку 2.24.

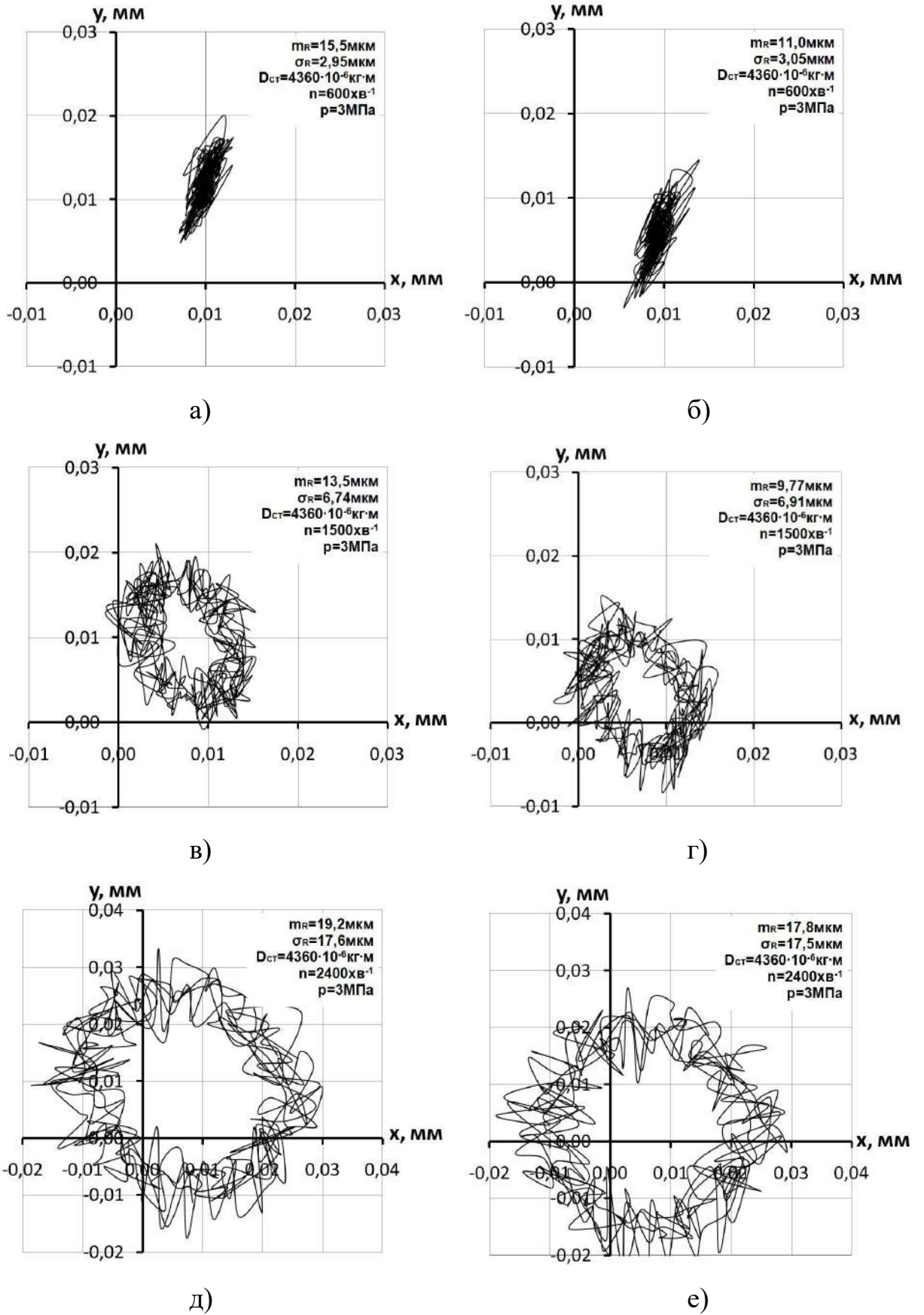


Рисунок 2.23 – Траєкторії шпинделя при варіюванні частотою обертання шпинделя при ідеалізованій формі б), г), е) та з похибками форми а), в), г) опорних поверхонь ГСО (5 обертів шпинделя)

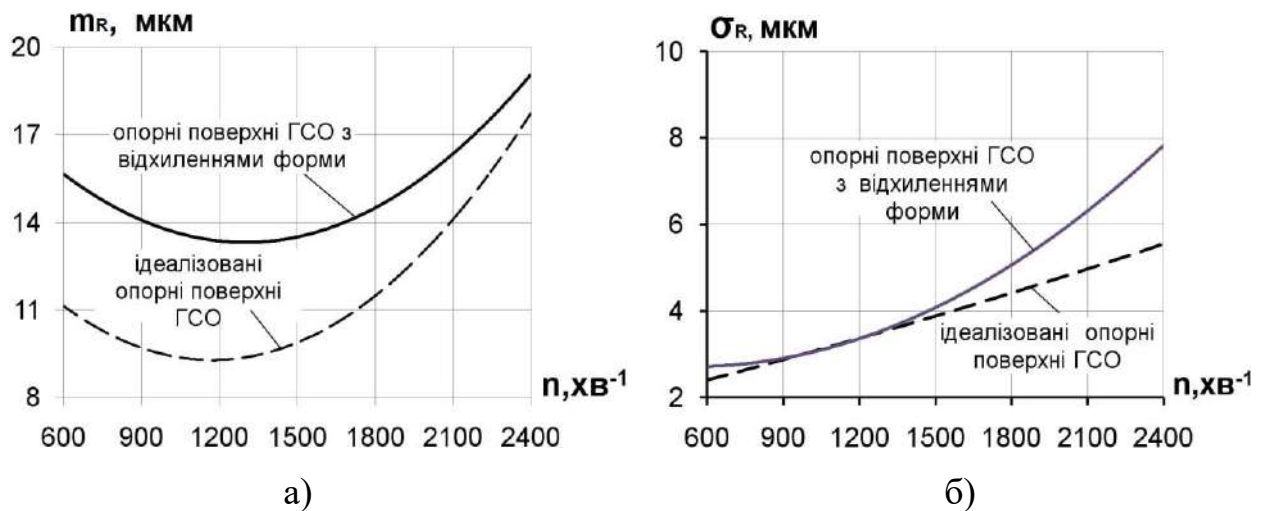


Рисунок 2.24 – Математичне сподівання а) та СКВ б) величини радіус-вектора траєкторій при варіюванні частотою обертання шпинделя

При збільшенні частоти обертання шпинделя в діапазоні від 600 хв^{-1} до $1200\text{--}1400 \text{ хв}^{-1}$ при постійному статичному дисбалансі $D_{ст}=4360 \cdot 10^{-6} \text{ кг}\cdot\text{м}$, тиску в карманах ГСО $p_k=3 \text{ МПа}$ спостерігається зниження на 12% математичного сподівання величини радіус-вектора траєкторії шпинделя, тобто відбувається зміщення шпинделя в напрямку геометричного центру ГСО. Це пояснюється зниженням величини складових сили різання при збільшенні швидкості різання V . Зростання m_R в діапазоні $n=1500\text{--}2400 \text{ хв}^{-1}$, а σ_R в усьому діапазоні варіювання частоти обертання шпинделя пояснюється зростанням, на фоні подальшого зменшення величини складових сили різання, впливу відцентрової сили інерції зумовленої наявністю статичного дисбалансу. Ця сила пропорційна квадрату кутової швидкості ω обертання шпинделя (формули 2.4), що обумовлює відповідне збільшення ексцентриситету обертання шпинделя та віброактивності шпиндельного вузла.

Для ГСО з ідеалізованою формою опорних поверхонь математичне сподівання величини радіус-вектора m_R в діапазоні $n=1500\text{--}2400 \text{ хв}^{-1}$, зростає в 1,85 рази, в той час як при врахуванні похибок форми опорних поверхонь ГСО m_R в цьому ж діапазоні швидкостей зростає в 1,4 рази. Загалом, зі збільшенням частоти обертання шпинделя різниця значень m_R для ГСО з

відхиленнями форми та ідеалізованою формою опорних поверхонь зменшується з 40% при $n=600 \text{ хв}^{-1}$ до 8% при $n=2400 \text{ хв}^{-1}$. Це пояснюється тим, що зі зростанням частоти обертання шпинделя, при наявності дисбалансу, збільшується гідродинамічна складова реакції мастильного шару, під дією якої вісь шпинделя зміщується до центру підшипника. В результаті цього радіальний зазор і величина тиску в карманах ГСО стають більш рівномірними, і вплив відхилень форми опорних поверхонь на величину реакцій мастильного шару знижується. Відхилення форми опорних поверхонь ГСО на величину σ_R впливають при частоті обертання понад 1500 хв^{-1} , при цьому зі зростанням частоти обертання вплив похибок форми опорних поверхонь на СКВ радіус-вектора стає суттєвішим.

В результаті спектрального аналізу частотного складу траєкторій (рисунок 2.25) при варіюванні частотою обертання шпинделя встановлено закономірності зміни величини математичних сподівань амплітуд суттєвих гармонік спектрів траєкторій шпинделя (рисунок 2.26) при збільшенні частоти обертання шпинделя.

Математичні сподівання амплітуд гармонік з 1-ї по 6-ту при збільшенні частоти обертання шпинделя, при наявності його статичної нерівноваженості, мають тенденцію до зростання, причому найбільше зростають (в 4–5 разів) амплітуди 1-ї, 3-ї, 4-ї гармонік, які відповідно характеризують зміщення осі шпинделя та наявність коливань з частотами, що у 3 та 4 рази перевищують оборотну частоту шпинделя. Зростання величини амплітуди 1-ї гармоніки впливає на зміщення контуру обробленої поверхні відносно її технологічної бази, а гармоніки №3 та №4 відзначаються на відхиленні від круглості оброблених поверхонь формуючи 3-х та 4-х гранність. Зростання 1-ї гармоніки при підвищенні частоти обертання шпинделя зумовлено дією статичного дисбалансу. Збільшення амплітуди 3-ї та 4-ї гармонік пояснюються похибками форми поперечного перерізу опорних поверхонь шпинделя і гідростатичної втулки та чотирьохкарманним типом ГСО (див. рисунок 2.8).

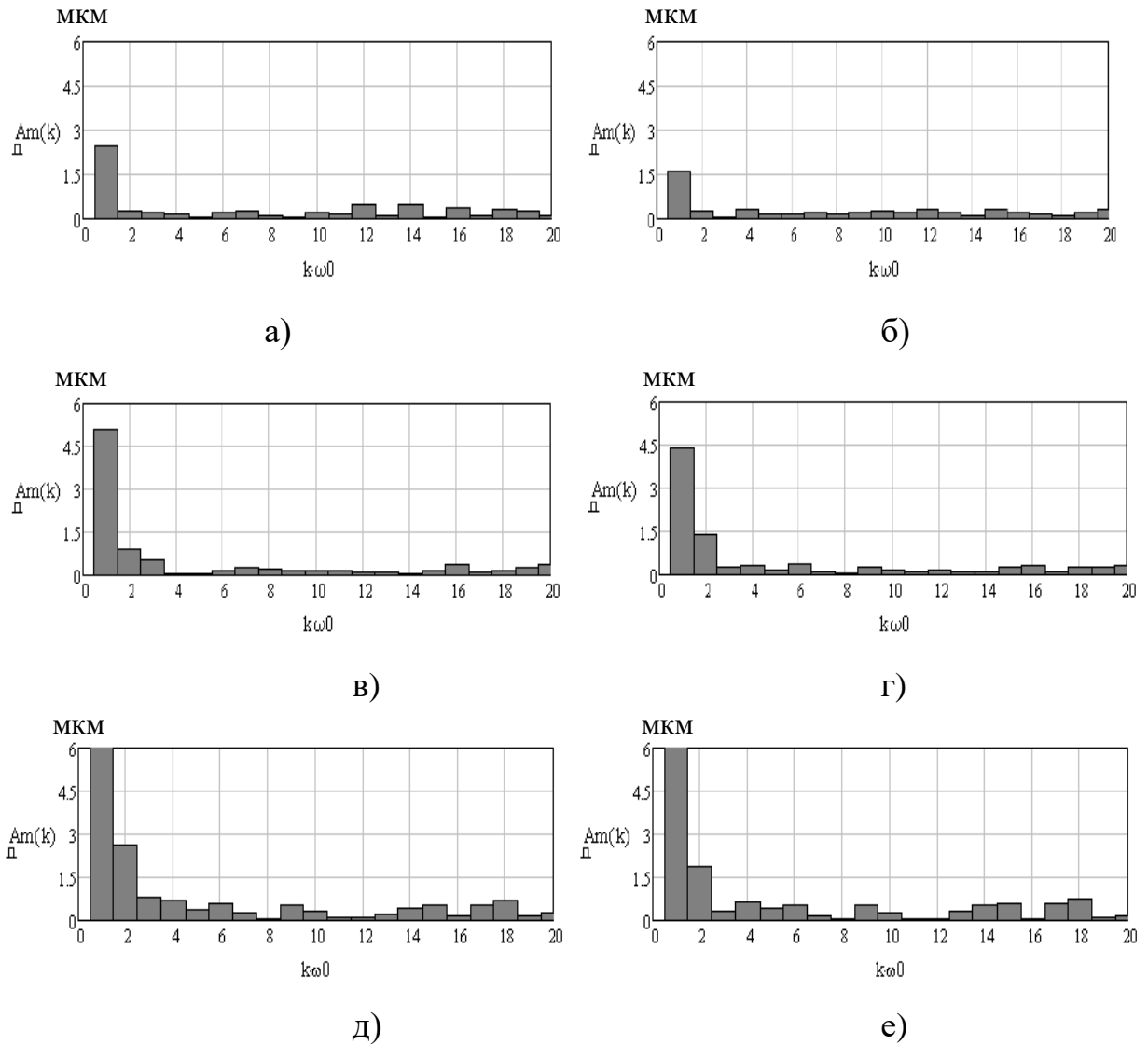
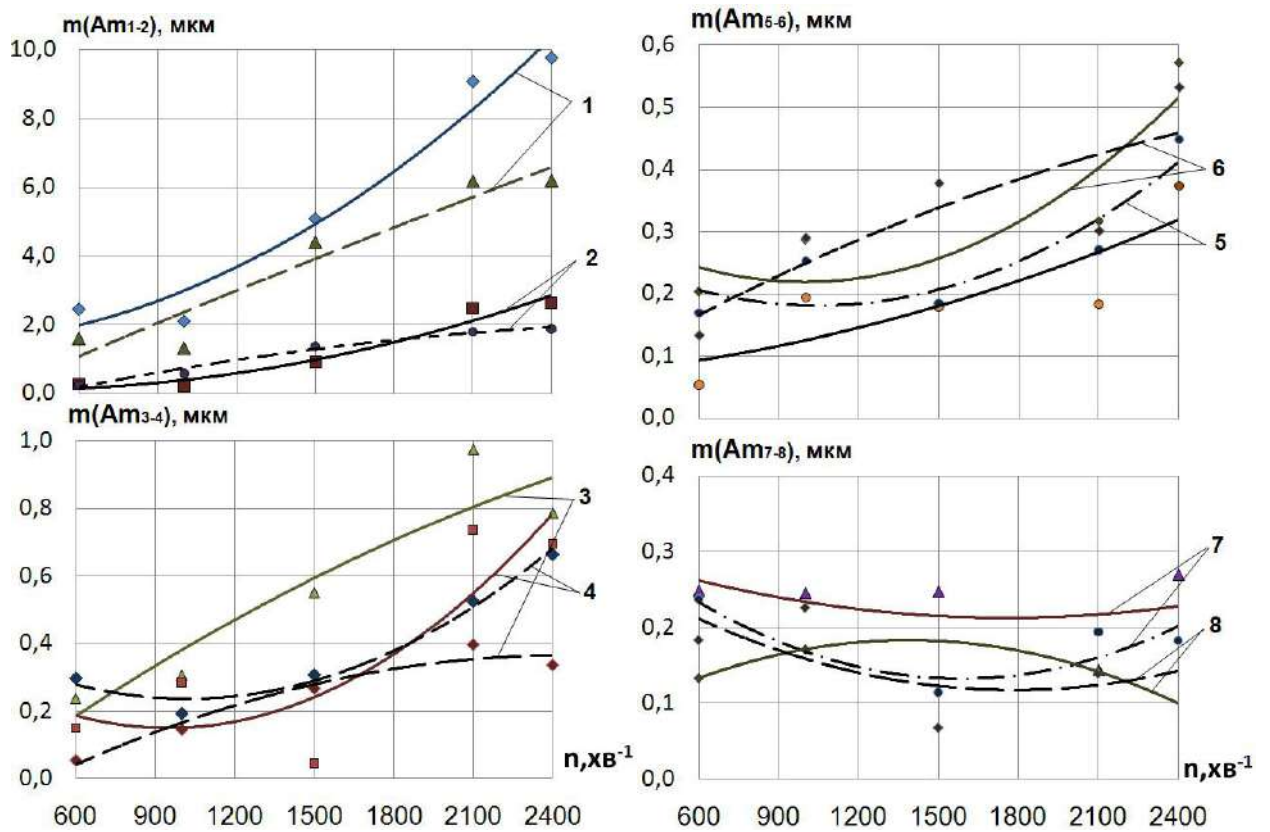


Рисунок 2.25 – Типові спектри амплітуд гармонік траєкторій шпинделя при варіюванні частотою обертання: а, в, д – з відхиленням форми опорних поверхонь ГСО при $n=600 \text{ хв}^{-1}$, 1500 хв^{-1} , 2400 хв^{-1} відповідно; б, г, е – ідеалізована форма опорних поверхонь ГСО при $n=600 \text{ хв}^{-1}$, 1500 хв^{-1} , 2400 хв^{-1} відповідно

Слід відзначити, що амплітуди гармонік спектрів траєкторій шпинделя на ГСО з відхиленнями форми опорних поверхонь на 15-60% більші аналогічних гармонік траєкторій шпинделя з ідеалізованими опорними поверхнями ГСО, що також підтверджує вплив на точність формоутворюючих рухів шпинделя точності його опорних поверхонь.



а) б)
 - - - - ідеалізована форма опорних поверхонь ГСО
 ——— з відхиленнями форми опорних поверхонь ГСО

Рисунок 2.26 – Математичні сподівання амплітуд гармонік №1-8 спектрів траєкторій руху шпинделя при варіюванні частотою обертання (номер кривої відповідає номеру гармоніки спектру)

Оцінку адекватності отриманої математичної моделі буде здійснено порівнянням статистичних параметрів траєкторій шпинделя, отриманих в результаті чисельного моделювання, з експериментальними траєкторіями. Результати порівняння та їх аналіз наведено в 4-му розділі роботи.

2.4 Висновки до розділу

1. Розроблено математичну модель траєкторій руху шпинделя на ГСО, в якій враховано одночасний вплив конструктивних параметрів, геометричних відхилень форми, температурних деформацій опорних поверхонь підшипника, випадкових і детермінованих експлуатаційних параметрів ГСО та

технологічних навантажень, що дозволяє підвищити на 30–60% точність визначення положення шпинделя.

2. Для аналітичного описання функції зазору $h(\varphi)$ в ГСО запропоновано залежність, в якій одночасно з похибками форми враховано зміщення опорних поверхонь гідростатичної втулки та шпинделя, зумовлені їх температурними деформаціями.

3. Встановлено, що врахування в математичній моделі траєкторій руху шпинделя похибок форми в поперечному напрямку та температурних деформацій опорних поверхонь ГСО призводить до зростання статистичних характеристик радіус-вектора траєкторій шпинделя (математичного сподівання – на 30%, середньоквадратичного відхилення – на 12,5%) порівняно з ідеалізованими опорними поверхнями підшипника.

4. Встановлено, що при мінімальному технологічному навантаженні в процесі обробки траєкторії шпинделя на ГСО мають суттєво стохастичний характер.

5. За результатами обчислювального експерименту встановлено статистичні закономірності формування геометричної точності верстата за показником точності траєкторій переміщення шпинделя з ГСО залежно від похибок форми опорних поверхонь, технологічних навантажень та експлуатаційних параметрів ГСО:

- при постійних значеннях частоти обертання $n=1500 \text{ хв}^{-1}$ та статичного дисбалансу $D_{ст}=4360 \cdot 10^{-6} \text{ кг} \cdot \text{м}$ збільшення тиску в карманах ГСО з 1 МПа до 3 МПа сприяє зменшенню математичного сподівання радіус-вектора траєкторій шпинделя з ідеальною формою опорних поверхонь – на 30%, з похибками форми опорних поверхонь – на 20%;
- при сталій частоті обертання $n=1500 \text{ хв}^{-1}$ раціональна величина тиску в карманах ГСО, при якій забезпечуються мінімальні значення математичного сподівання та СКВ радіус-вектора траєкторій знаходиться в діапазоні 3–3,5 МПа;

- математичне сподівання m_R величини радіус-вектора траєкторій шпинделя з ідеальною формою опорних поверхонь в діапазоні варіювання тиску в карманах ГСО $p_k=1-5$ МПа в 1,2–1,4 рази менше порівняно зі шпинделем, ГСО якого мають похибки опорних поверхонь;
- для шпинделя на ГСО з ідеальною формою опорних поверхонь математичне сподівання радіус-вектора m_R в діапазоні $n=1500-2400$ хв⁻¹, зростає в 1,85 рази, в той час як при врахуванні похибок форми опорних поверхонь ГСО m_R в цьому ж діапазоні швидкостей зростає в 1,4 рази;
- зі збільшенням частоти обертання різниця значень математичного сподівання m_R радіус-вектора траєкторій шпинделя для ГСО з відхиленнями форми та ідеальною формою опорних поверхонь зменшується з 40% при $n=600$ хв⁻¹ до 8% при $n=2400$ хв⁻¹.

6. За результатами спектрального аналізу траєкторій радіус-вектора шпинделя на ГСО встановлено, що амплітуди гармонік спектрів траєкторій шпинделя з відхиленням форми опорних поверхонь ГСО на 15–60% більші аналогічних гармонік траєкторій шпинделя з ідеалізованими опорними поверхнями ГСО, що підтверджує вплив на точність формоутворюючих рухів шпинделя точності його опорних поверхонь.

7. Відхилення форми опорних поверхонь ГСО на величину СКВ радіус-вектора траєкторій шпинделя впливають при частоті обертання понад 1500 хв⁻¹, при цьому зі зростанням частоти обертання вплив похибок форми опорних поверхонь на СКВ радіус-вектора стає суттєвішим.

РОЗДІЛ 3

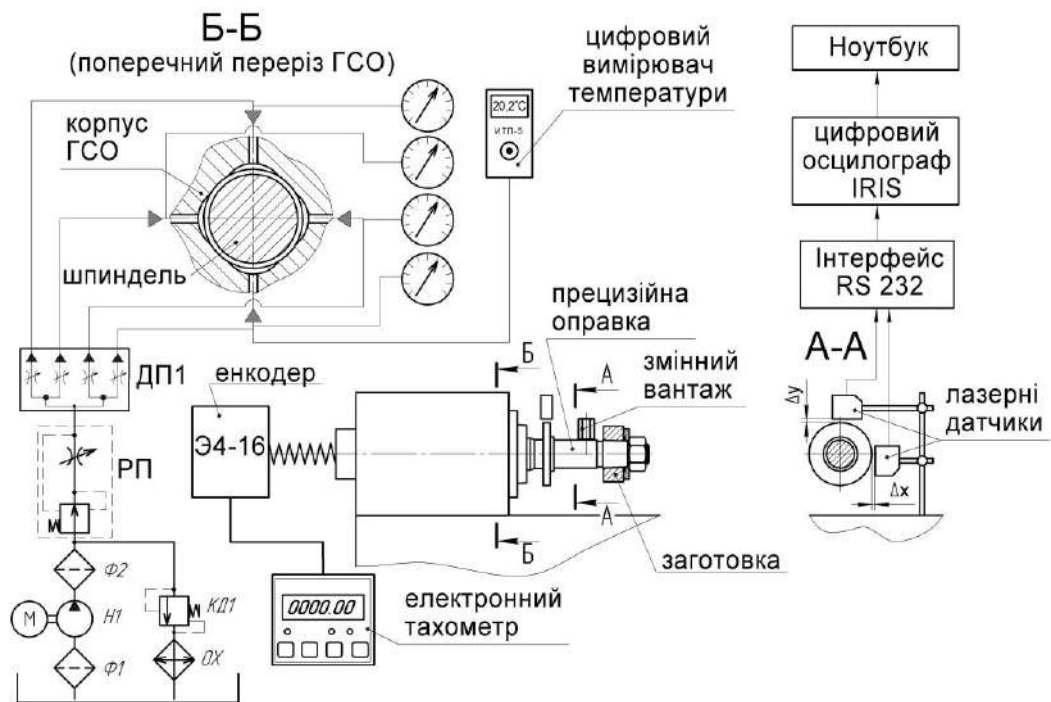
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТОЧНОСТІ ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА З РЕГУЛЬОВАНИМИ ГІДРОСТАТИЧНИМИ ОПОРАМИ

Результати теоретичних досліджень показників точності ШВ з ГСО потребують експериментальної перевірки на адекватність в реальних умовах експлуатації. Відповідно до сформульованої мети і задач дослідження в розділі наведено описання засобів та методика експериментальних досліджень впливу на показники точності шпиндельного вузла експлуатаційних параметрів ГСО шпинделя та технологічних навантажень.

Експериментальні дослідження показників точності ШВ проводились в 2 етапи: на першому етапі реалізовувався планований багатофакторний експеримент з метою виявлення закономірностей формування точності верстата за показником точності форми зразків-виробів залежно від експлуатаційних параметрів шпиндельних ГСО та технологічних навантажень. На другому етапі здійснювались серії однофакторних експериментів з метою експериментального підтвердження адекватності математичної моделі траєкторій руху шпинделя на ГСО та встановлених закономірностей впливу експлуатаційних параметрів ГСО на відхилення від круглості оброблених поверхонь зразків-виробів.

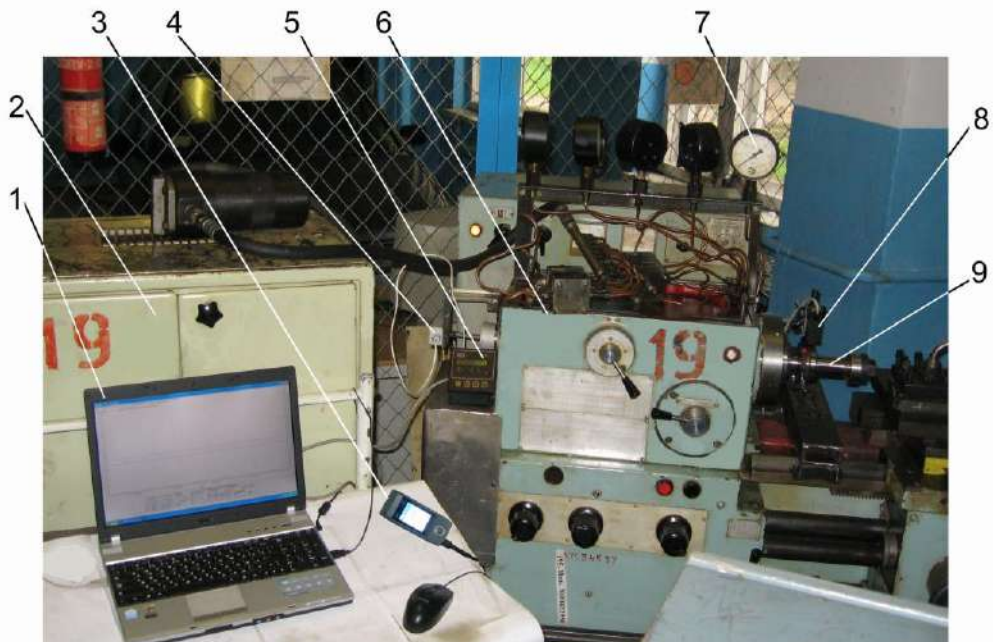
3.1 Експериментальне устаткування та вимірювальна апаратура

Для дослідження показників точності ШВ з регульованими ГСО використовувався комплекс засобів експериментальних досліджень (рисунок 3.1), який дозволяє здійснювати вимірювання радіальних зміщень Δx , Δy шпинделя у двох взаємоперпендикулярних напрямках, визначати тиск та температуру мастила в карманах ГСО, частоту обертання шпинделя. Даний комплекс реалізований у вигляді експериментального стенда на базі прецизійного токарно-гвинторізного верстата моделі УТ16А, шпиндель якого встановлений на ГСО з регульованими витратними характеристиками (рисунок 3.2).



ДП1 – ділильник потоку, РП – регулятор потоку, Н1 – насос, Ф1, Ф2 – фільтри,
КД1 – клапан, ОХ – охолоджувач мастила

Рисунок 3.1 – Структурна схема комплексу засобів експериментальних досліджень точності шпиндельного вузла на РГСО

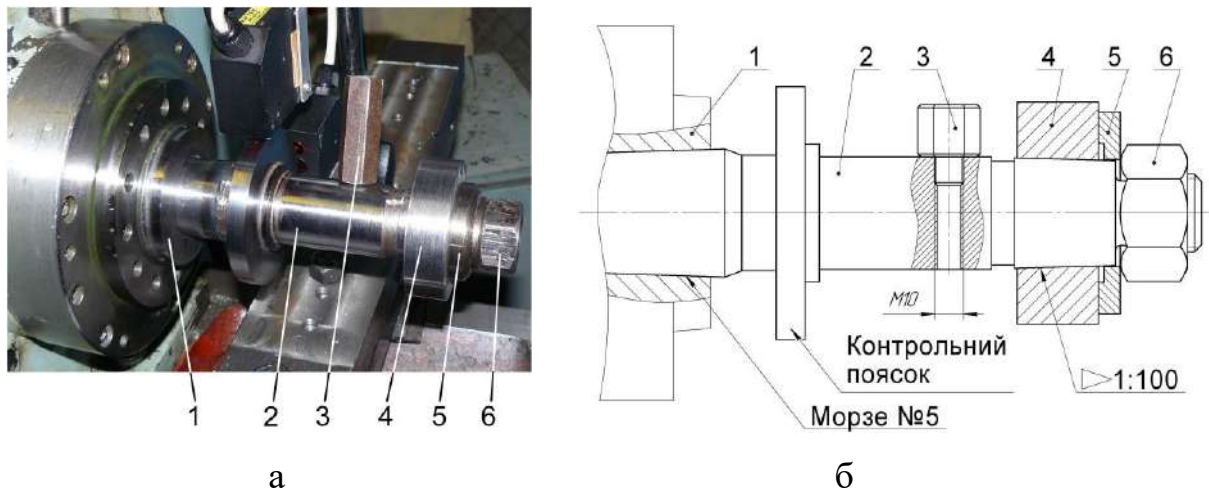


1– ноутбук, 2 – гідростанція, 3 – вимірювач температури, 4 – енкодер,
5 – спеціалізований електронний тахометр, 6 – прецизійний токарно-гвинторізний верстат УТ16А; 7 – манометр, 8 – триангуляційний лазерний датчик; 9 – прецизійна оправка

Рисунок 3.2 - Загальний вигляд експериментального стенда

Тиск в карманах ГСО шпинделя встановлювали за допомогою регулятора потоку РП дросельного типу, а контролювали манометрами з точністю 0,1 МПа.

Змінні вантажі 3 для створення гармонічного навантаження та заготовки зразків-виробів 4, що оброблювалися при дослідженнях, закріплювали на прецизійній оправці 2, яку встановлювали в кінцічному отворі шпинделя 1 верстата (рисунок 3.3).



1- шпиндель; 2 – прецизійна оправка; 3 – змінний вантаж,
4 – зразок-виріб; 5 – шайба; 6 – гайка

Рисунок 3.3 – До опису конструкції та схеми закріплення прецизійної оправки

Прецизійна оправка має контрольний пояс, з яким взаємодіють лазерні датчики, що вимірюють зміщення у поперечно-вертикальній площині. З метою мінімізації систематичної складової похибки обертання шпинделя, обумовленої відхиленнями форми контрольного пояса прецизійної оправки та підвищення точності відносного розташування основної бази оправки відносно її виконавчих поверхонь (контрольний пояс, посадочна поверхня для встановлення заготовки), чистову обробку останніх проводили на даному верстаті, а після обробки оправка залишалась незмінно закріпленою в шпинделі протягом виконання всієї серії експериментальних досліджень. Це дало змогу забезпечити радіальне биття контрольного пояса в межах 1,0 мкм, яке контролювалося індикатором годинникового типу.

Для дослідження впливу статичного дисбалансу технологічної системи на показники точності ШВ з ГСО в різевому отворі прецизійної оправки закріплювали змінні вантажі (рисунок 3.4). Залежно від конструктивних характеристик змінного вантажу статичний дисбаланс $D_{СТ}$ визначали:

$$D_{СТ} = m \cdot e, \quad (3.1)$$

де m – маса вантажу, кг;

e – ексцентриситет центру мас (рисунок 3.4, б), мм.

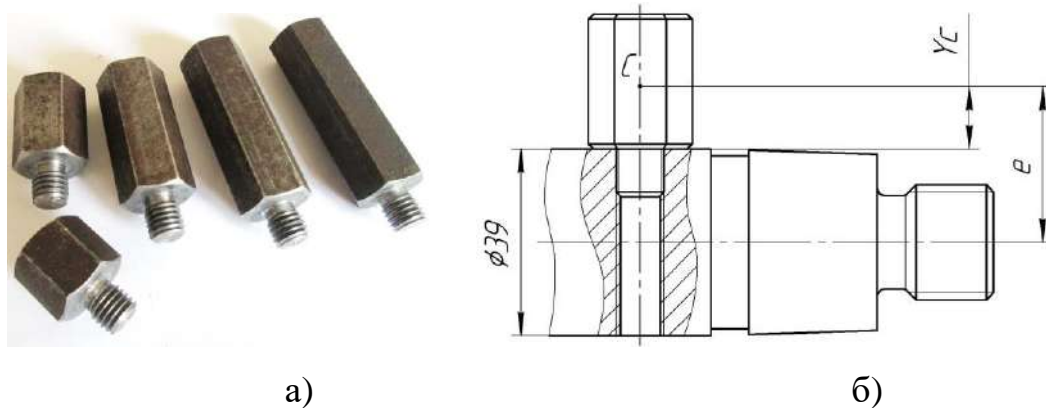


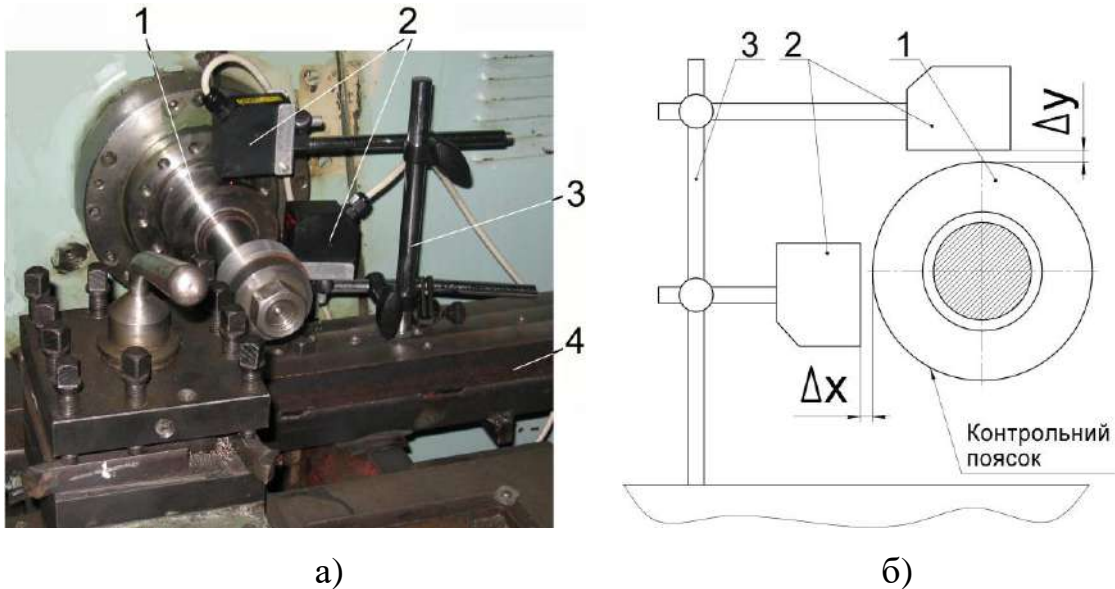
Рисунок 3.4 – Загальний вигляд змінних вантажів а) та схема до розрахунку величини статичного дисбалансу б)

Складовими доданками ексцентриситету e є радіус оправки R ($R=19,5 \cdot 10^{-3}$ м), та координати центру мас вантажу Y_C , яку визначали за допомогою САД – системи КОМПАС-3D. Конструктивні характеристики змінних вантажів та результати визначення статичного дисбалансу $D_{СТ}$ наведено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 - Конструктивні характеристики змінних вантажів та результати визначення статичного дисбалансу $D_{СТ}$

Номер вантажу	I	II	III	IV	V
Маса, $\cdot 10^{-3}$ кг	48	70	109	140	151
Координата Y_C , 10^{-3} м	7,65	12,2	20,5	27,1	29,4
Ексцентриситет e , $\cdot 10^{-3}$ м	27,15	31,7	40	46,6	48,9
Дисбаланс, $\cdot 10^{-6}$ кг·м	1303	2219	4360	6524	7385

Для вимірювання радіальних зміщень Δx , Δy шпинделя в площині ортогональній до його осі на напрямних станини верстата закріплювалась плита 4, в якій встановлено стійку 3 з двома безконтактними лазерними датчиками 2, розташованими під кутом 90° , що відповідає декартовій системі координат (рисунок 3.5).



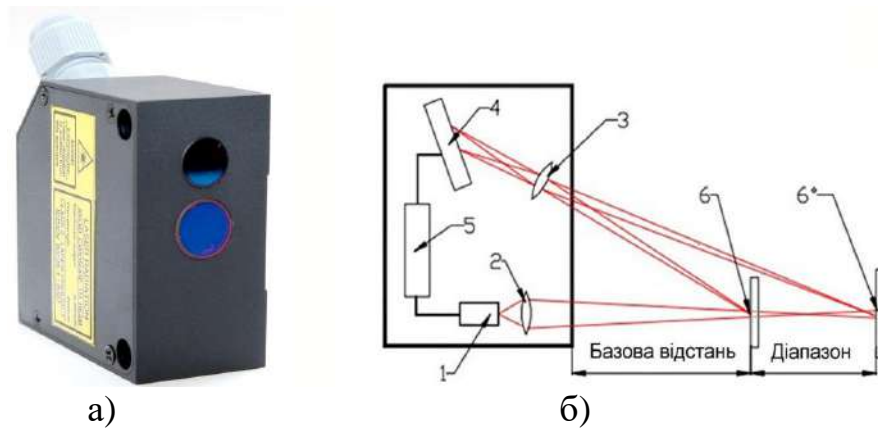
1 – прецизійна оправка; 2 – датчики; 3 – стійка; 4 – плита

Рисунок 3.5 – До опису схеми закріплення лазерних датчиків

Точність взаємного розташування датчиків під кутом 90° забезпечувалась суміщенням лазерних променів з рисками на торці контрольного пояса прецизійної оправки. Риски наносились з використанням універсальної ділильної головки з точністю $\pm 0,025^\circ$.

З врахуванням робочих процесів, що відбуваються в технологічній системі верстата та необхідних параметрів вимірювання (відстань до об'єкту, діапазон вимірювання, роздільна здатність, частота оновлення даних тощо) для визначення зміщень шпинделя, в площині, перпендикулярній до його осі, використовували безконтактні лазерні триангуляційні датчики типу РФ603.2-10/2-485-U-IN-AL-CG (рисунок 3.6, а), які не потребують підсилювальних пристроїв та мають можливість виводу вихідного сигналу як в аналоговій, так і цифровій формі.

В основу роботи датчика покладений принцип оптичної триангуляції [134] (рисунок 3.6, б). Випромінювання напівпровідникового лазера 1 фокусується об'єктивом 2 на об'єкті 6. Розсіяне на об'єкті випромінювання об'єктивом 3 збирається на CMOS-лінійці 4. Переміщення об'єкта 6 - 6' викликає відповідне переміщення зображення. Процесор сигналів 5 розраховує відстань до об'єкту по положенню зображення світлової плями на лінійці 4.



1 – лазер, 2, 3 – об'єктиви, 4 – CMOS-лінійка, 5 – процесор,
6 – контрольований об'єкт

Рисунок 3.6 – Лазерний триангуляційний датчик а) та схема вимірювання відстаней б)

Робочий діапазон триангуляційних лазерних датчиків моделі РФ603.2-10/2-485-U-IN-AL-CG становить 2 мм, лінійність $\pm 0,002$ мм, роздільна здатність 0,2 мкм, максимальна частота дискретизації 9,4 кГц [134].

Реєстрація та відображення сигналів з лазерних датчиків реалізовувалась за допомогою цифрового осцилографа IRIS (рисунок 3.7) та ноутбука з програмним забезпеченням для цифрової обробки сигналів.

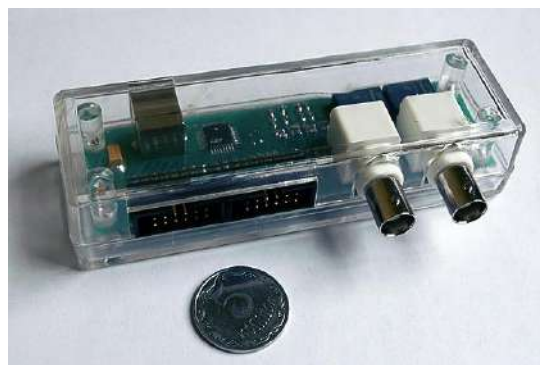
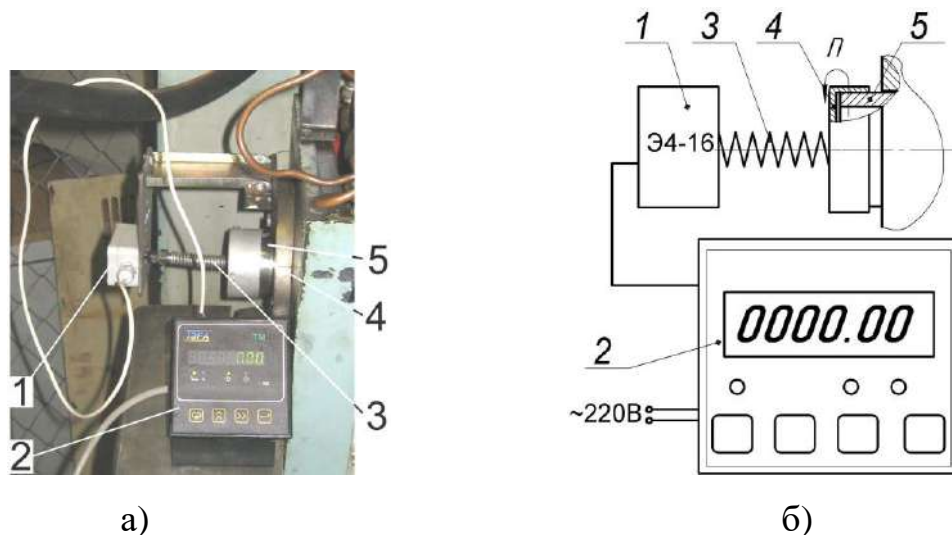


Рисунок 3.7 – Загальний вигляд цифрового осцилографа IRIS

Цифрові осцилографи IRIS можуть працювати в режимах двоканального осцилографа, спектр-аналізатора, самописця, 16-ти канального логічного аналізатора, 8-ми канального логічного генератора. Максимальна частота дискретизації сигналу, що реєструється осцилографом – 100 кГц [143].

Верстат УТ16А має можливість безступінчастого регулювання частоти обертання шпинделя, числове значення якої фіксувалось за показаннями спеціалізованого електронного тахометра Б-ТМ-НП1210-СК03-ІВ5ВА-І з точністю $\pm 0,05 \text{ хв}^{-1}$ (рисунок 3.8). Даний тахометр 2 визначає частоту обертання шпинделя за частотою електричних імпульсів, що надходять від енкодера 1 моделі Э4-16, з'єднаного через пружину 3 та стакан 4 з шпинделем 5.



1 – енкодер; 2 – електронний тахометр; 3 – пружина; 4 – стакан, 5 – шпиндель

Рисунок 3.8 – Загальний вигляд а) та принципова схема визначення частоти обертання шпинделя б)

Вимірювання температури мастила в кармані передньої ГСО шпинделя здійснювалось за допомогою цифрового вимірювача температури 1 моделі ИТП-5-2УН-ТФТ1 та термоелементу 2 – резистивного датчика на основі чутливого елемента Pt – 100, вмонтованого в штуцер 3 (рисунок 3.9). Цифровий вимірювач температури призначений для експлуатації в діапазоні температур $-50...+130^{\circ}\text{C}$ і забезпечує в діапазоні $0^{\circ}...+45^{\circ}\text{C}$ визначення температури з точністю до $0,1^{\circ}\text{C}$ [145].



1 – цифровий вимірювач температури, 2 – термоелемент, 3 – штуцер

Рисунок 3.9 – Загальний вид цифрового вимірювача температури

Експериментальні дослідження показників точності шпиндельного вузла з регульованими ГСО здійснювали в процесі обробки зразків – виробів з одночасною фіксацією траєкторій обертання шпинделя. Точність обробки партії зразків-виробів оцінювалася за показником відхилення від круглості обробленої поверхні.

3.2 Методика проведення експериментальних досліджень

3.2.1 Методика дослідження точності шпиндельного вузла з ГСО за показником точності форми зразків-виробів

Точність шпиндельного вузла за показником точності форми зразків-виробів оцінювалася за відхиленням від круглості контуру обробленої поверхні, при цьому реалізовувалася методика, структура якої показана на рисунку 3.10.

Партія зразків-виробів (рисунок 3.11) виготовлена зі сталі 45 ГОСТ 1050-88 в однакових умовах відповідно до вимог стандарту [116], без термообробки. Обробка партії зразків-виробів здійснювалася відповідно до рекомендацій стандарту [119]. Заготовки закріплювались на конічній поверхні прецизійної оправки (див. рисунок 3.3). Обробку здійснювали токарним прохідним прямим різцем з пластиною з твердого сплаву Т15К6, з кутами $\varphi = \varphi_1 = 45^\circ$; $\alpha = 8^\circ$; $\gamma = 10^\circ$.

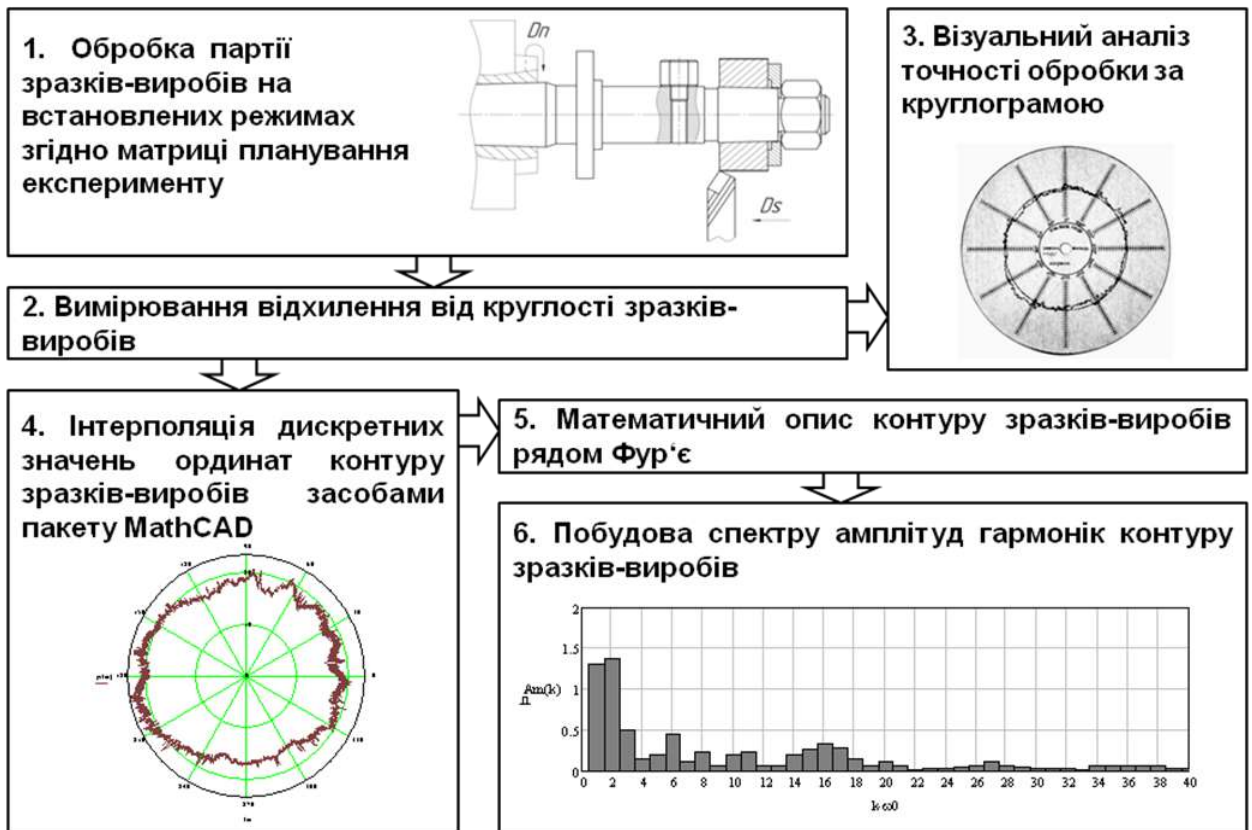
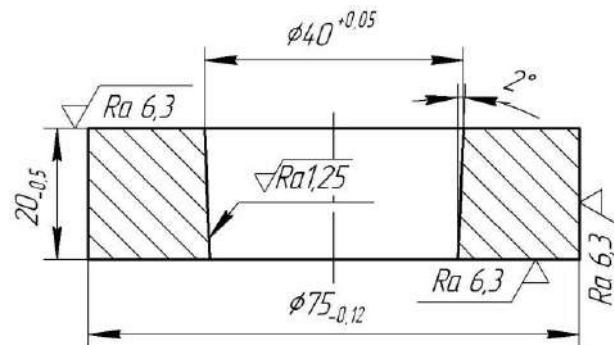


Рисунок 3.10 – Структура методики дослідження точності шпиндельного вузла за показником точності форми зразків-виробів



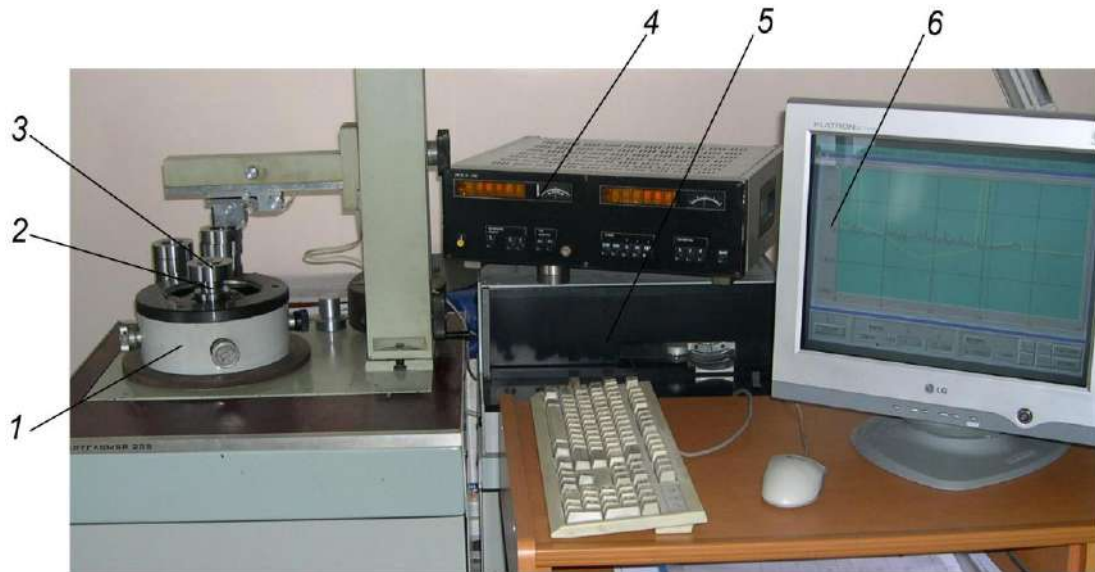
а)



б)

Рисунок 3.11 – Ескіз а) та загальний вигляд б) дослідних зразків-виробів

Вимірювання відхилення від круглості партії оброблених зразків-виробів здійснювалось на вимірювальному комплексі на базі кругломіра моделі 298 (рисунок 3.12).

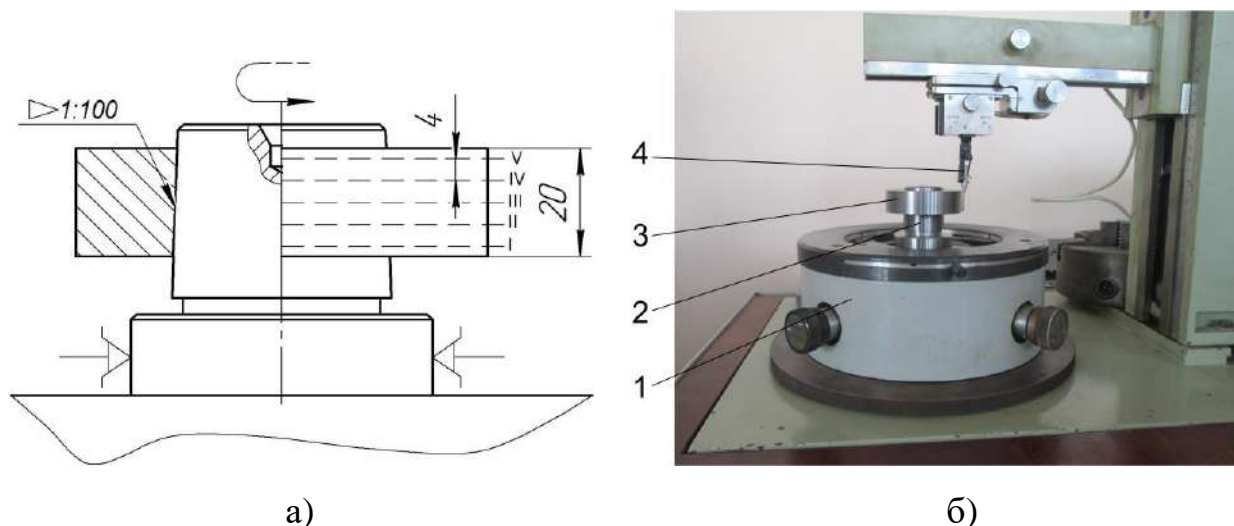


1 – стіл кругломіра, 2 – оправка, 3 – зразок-виріб, 4 – електронний блок,
5 – самописець, 6 – комп'ютер

Рисунок 3.12 – Вимірювальний комплекс на базі кругломіра моделі 298

Зразки – вироби 3 (рисунок 3.13) встановлювали на конічну оправку 2, закріплену на столі 1 кругломіра. Проводилося попереднє налагодження приладу в ручному режимі, для чого здійснювалися по чергово процедури нівелювання і центрування досліджуваного зразка-виробу 3 в двох перпендикулярних площинах з контролем відхилень за шкалами приладу 4. Після цього відбувалося вимірювання відхилень від круглості зовнішньої циліндричної поверхні в п'яти поперечних перерізах по довжині зразка-виробу. Одночасно здійснювався запис круглограм в масштабі 1000:1 та відхилень радіальної координати контуру поперечного перерізу зразка в кодах АЦП для наступної цифрової обробки.

Відхилення від круглості визначали як суму абсолютних значень найбільших відхилень точок реальної поверхні по обидва боки від середньої лінії профілю [1, 69].



1 – стіл кругло міра, 2 – оправка, 3 – зразок-виріб, 4 – щуп

Рисунок 3.13 – Схема розташування поперечних перерізів по довжині зразка-виробу а) та встановлення зразка-виробу б) при вимірюванні відхилень від круглості на кругломірі моделі 298

Статистична обробка результатів вимірювання здійснювалася за методикою [55]. Засобами пакету MathCAD здійснено спектральний аналіз контуру зразків виробів, методика якого наведена в додатку И.

Встановлення закономірностей формування точності верстата за показником точності форми зразків-виробів залежно від експлуатаційних параметрів ГСО шпинделя та технологічних навантажень здійснювалось за планом багатофакторного експерименту. Параметром оптимізації є відхилення від круглості оброблених поверхонь зразків-виробів, як один із стандартизованих показників точності верстата [117], а факторами, що впливають на параметр оптимізації є: режими різання (подача S , частота обертання шпинделя n , глибина різання t), стичний дисбаланс $D_{ст}$, та тиск p в карманах ГСО шпинделя.

Зазвичай, експеримент реалізований для виявлення оптимальних умов протікання процесу можна адекватно описати поліномом 2-го порядку для чого незалежні фактор в матриці планування повинні варіюватися мінімум на 3-рівнях [41, 132]. За умови реалізації для обраного набору факторів

трьохрівневого повного факторного експерименту типу 3^k необхідно виконати 243 експерименти, що є доволі трудомісткою задачею. Скоротити кількість експериментів можна застосувавши композиційне ортогональне планування 2-го порядку. Загальне число експериментів в матриці композиційного планування 2-го порядку для 5-ти факторів становить $N=27$ [41, 132]. На додачу при композиційному плануванні проводяться експерименти в «зіркових точках», що дає змогу розширити інтервал варіювання факторів.

Інтервали варіювання, рівні та натуральні значення факторів наведено в таблиці 3.2. Матриця планування експерименту наведена в таблиці 3.3.

Таблиця 3.2 - Рівні та інтервали варіювання факторів

Інтервал варіювання і рівні факторів	Натуральні значення факторів				
	n, хв ⁻¹	S, мм/об	t, мм	$D_{ст}, \cdot 10^{-6}$ кг·м	p, МПа
Інтервал варіювання	900	0,072	0,4	2150	1,0
Верхня «зіркова точка» (+1,414)	2770	0,23	1,4	7385	4,4
Верхній рівень (+1)	2400	0,2	1,2	6524	4,0
Нульовий рівень (0)	1500	0,128	0,8	4360	3,0
Нижній рівень (-1)	600	0,056	0,4	2219	2,0
Нижня «зіркова точка» (-1,414)	230	0,026	0,2	1303	1,6

В загальному випадку при плануванні експерименту методом ортогонального планування 2-го порядку при варіюванні n - факторами математична модель має вигляд [41]:

$$y(x_1, x_2, \dots, x_n) = b_0 + \sum_{i=1}^n b_i x_i + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n b_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^n b_{ii} x_i^2 \quad (3.2)$$

де b_0, b_i, b_{ij}, b_{ii} – коефіцієнти рівняння регресії.

Таблиця 3.3 – Матриця планування експерименту

	X ₀	X ₁	X ₂	X ₃	X ₄	X ₅	X ₁ X ₂	X ₁ X ₃	X ₁ X ₄	X ₁ X ₅	X ₂ X ₃	X ₂ X ₄	X ₂ X ₅	X ₃ X ₄	X ₃ X ₅	X ₄ X ₅	(X ₁) ²	(X ₂) ²	(X ₃) ²	(X ₄) ²	(X ₅) ²	Y
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0,259	0,259	0,259	0,259	0,259	15,24
2	1	-1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	-1	1	-1	-1	0,259	0,259	0,259	0,259	0,259	14,70
3	1	1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	-1	1	1	-1	-1	0,259	0,259	0,259	0,259	0,259	14,44
4	1	-1	-1	1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	0,259	0,259	0,259	0,259	0,259	9,22
5	1	1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	-1	1	-1	0,259	0,259	0,259	0,259	0,259	12,66
6	1	-1	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	0,259	0,259	0,259	0,259	0,259	9,63
7	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	1	0,259	0,259	0,259	0,259	0,259	10,20
8	1	-1	-1	-1	1	-1	1	1	-1	1	1	-1	1	-1	1	-1	0,259	0,259	0,259	0,259	0,259	8,54
9	1	1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	-1	-1	-1	-1	1	0,259	0,259	0,259	0,259	0,259	13,68
10	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	0,259	0,259	0,259	0,259	0,259	10,02
11	1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	0,259	0,259	0,259	0,259	0,259	8,12
12	1	-1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	1	-1	1	1	-1	-1	1	0,259	0,259	0,259	0,259	0,259	9,50
13	1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	0,259	0,259	0,259	0,259	0,259	12,44
14	1	-1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	-1	-1	-1	1	1	1	0,259	0,259	0,259	0,259	0,259	8,12
15	1	1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	0,259	0,259	0,259	0,259	0,259	11,48
16	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	0,259	0,259	0,259	0,259	0,259	7,76
17	1	1,414	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,259	-0,741	-0,741	-0,741	-0,741	13,08
18	1	-1,414	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,259	-0,741	-0,741	-0,741	-0,741	9,90
19	1	0	1,414	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-0,741	1,259	-0,741	-0,741	-0,741	10,32
20	1	0	-1,414	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-0,741	1,259	-0,741	-0,741	-0,741	7,28
21	1	0	0	1,414	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-0,741	-0,741	1,259	-0,741	-0,741	10,9
22	1	0	0	-1,414	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-0,741	-0,741	1,259	-0,741	-0,741	6,14
23	1	0	0	0	1,414	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-0,741	-0,741	-0,741	1,259	-0,741	10,56
24	1	0	0	0	-1,414	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-0,741	-0,741	-0,741	1,259	-0,741	6,3
25	1	0	0	0	0	1,414	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-0,741	-0,741	-0,741	-0,741	1,259	7,84
26	1	0	0	0	0	-1,414	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-0,741	-0,741	-0,741	-0,741	1,259	12,54
27	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-0,741	-0,741	-0,741	-0,741	-0,741	7,41
27	19,999	19,999	19,999	19,999	19,999	19,999	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	9,182	9,182	9,182	9,182	9,182	3038,1

Коефіцієнти рівняння регресії при ортогональному плануванні 2-го порядку визначають за формулами [41, 132]:

$$b_0' = \frac{1}{N} \sum_{g=1}^N \bar{y}_g - \sum_{g=1}^N b_{ig} \frac{x_{ig}^2}{N}, \quad (3.3)$$

де g та N – номер та кількість серій експериментів відповідно;

i та n – порядковий номер та кількість факторів відповідно, $i = 1, 2, \dots, n$

\bar{y}_g - математичне сподівання результатів g -тої серії експериментів;

$$b_i = \frac{\sum_{g=1}^N x_{ig} \bar{y}_g}{\sum_{g=1}^N x_{ig}^2}, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (3.4)$$

$$b_{ij} = \frac{\sum_{g=1}^N x_{ig} \cdot x_{jg} \cdot \bar{y}_g}{\sum_{g=1}^N (x_{ig} \cdot x_{jg})^2}, \quad i, j = 1, 2, \dots, n \quad (3.5)$$

$$b_{ii} = \frac{\sum_{g=1}^N x_{ig}^2 \cdot \bar{y}_g}{\sum_{g=1}^N x_{ig}^2}, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (3.6)$$

Статистичний аналіз результатів експерименту здійснювався за методикою [41, 132] і складається з наступних етапів:

- оцінка дисперсії відтворюваності експерименту;
- оцінка значимості коефіцієнтів рівняння регресії
- оцінка адекватності моделі.

Оцінку дисперсії відтворюваності експерименту здійснювали за критерієм Кохрена, в результаті встановлено, що $G_{табл} = 0,138 > 0,075 = G_{розр}$, тобто відтворюваність результатів експерименту визнається.

Оцінку значимості коефіцієнтів рівняння регресії здійснювали за t – критерієм Стюдента, Обчислене значення t – критерію порівнюється з табличним при заданому рівні значимості $\alpha=0,05$ та відповідній кількості ступенів волі $f=N(n-1)=27(5-1)=108$. При $t>t_{табл}$ гіпотеза про значимість коефіцієнта рівняння регресії приймається. Результати перевірки значимості коефіцієнтів рівняння регресії наведено в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 - Оцінка значимості коефіцієнтів рівняння регресії

Коефіцієнт	b ₀	b ₁	b ₂	b ₃	b ₄	b ₅	b ₁₂	b ₁₃	b ₁₄	b ₁₅
Числове значення коефіцієнта	8,86	1,26	1,08	1,04	0,97	-0,86	-0,14	-0,29	0,008	-0,13
Обчислене значення t – критерію	24,06	2,95	2,515	2,43	2,28	2,00	0,68	1,37	0,04	0,59
Табличне значення t – критерію	1,982	1,982	1,982	1,982	1,982	1,982	1,982	1,982	1,982	1,982
Висновок про значимість	Знач.	Знач.	Знач.	Знач.	Знач.	Знач.	Не знач	Не знач	Не знач	Не знач

Продовження таблиці 3.4

Коефіцієнт	b ₂₃	b ₂₄	b ₂₅	b ₃₄	b ₃₅	b ₄₅	b ₁₁	b ₂₂	b ₃₃	b ₄₄	b ₅₅
Числове значення коефіцієнта	0,568	0,152	0,427	0,69	-0,56	-0,10	1,717	0,54	0,42	0,38	1,15
Обчислене значення t – критерію	2,65	0,708	1,993	3,23	2,61	0,472	6,08	1,93	1,5	1,36	4,07
Табличне значення t – критерію	1,982	1,982	1,982	1,982	1,982	1,982	1,982	1,982	1,982	1,982	1,982
Висновок про значимість	Знач.	Не знач	Знач.	Знач.	Знач.	Не знач	Знач.	Не знач.	Не знач	Не знач	Знач.

Коефіцієнти рівняння регресії, які визнано не значимими, в рівнянні регресії прирівняні нулю. В результаті отримано математичну модель в кодованих значеннях факторів:

$$A_{\text{р}} = 8,861 + 1,26X_1 + 1,07X_2 + 1,04X_3 + 0,976X_4 - 0,86X_5 + 0,57X_2X_3 + 0,43X_2X_5 + 0,69X_3X_4 - 0,56X_3X_5 + 1,717X_1^2 + 1,151X_5^2$$

Перевірка за критерієм Фішера підтвердила адекватність отриманої математичної моделі: з довірчою ймовірністю 0,95 розраховане значення критерія Фішера $F_{\text{розр.}}=1,221$ не перевищує табличного $F_{\text{табл.}}=1,763$.

Після переведення кодованих значень факторів в натуральні за залежностями:

$$X_1 = \frac{n-1500}{900}, X_2 = \frac{t-0,8}{0,4}, X_3 = \frac{S-0,128}{0,072}, X_4 = \frac{D_{CT}-4360}{2150}, X_5 = \frac{p-3}{1}$$

та здійснення серії алгебраїчних перетворень отримали математичну модель, що визначає залежність відхилення від круглості оброблених зразків-виробів від режимів різання, тиску в ГСО шпинделя та статичного дисбалансу при токарній обробці:

$$\begin{aligned} \Delta_{кр} = & 22,56 + 2,12 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 + 1,51 p^2 - 3,04 \cdot t + 2,51 \cdot S - \\ & - 1,175 \cdot 10^{-4} \cdot D_{CT} - 7,62 \cdot p - 4,95 \cdot 10^{-3} \cdot n + 4,46 \cdot 10^{-3} D_{CT} \cdot S - \\ & - 7,76 \cdot S \cdot p + 19,72 \cdot S \cdot t + 1,067 \cdot p \cdot t \end{aligned} \quad (3.7)$$

З рівняння (3.7) шляхом присвоєння певним складовим фіксованих значень, що відповідають нульовому рівню варіювання факторів (див. таблицю 3.2) отримано аналітичні залежності відхилення від круглості зразків-виробів зі сталі 45, оброблених на токарному верстаті зі шпинделем на ГСО:

$$\Delta_{кр} = f(D_{CT}, t) = 4,539 \cdot 10^{-4} \cdot D_{CT} + 2,69 \cdot t + 4,73$$

$$\Delta_{кр} = f(S, t) = 19,72 \cdot S \cdot t + 0,165 \cdot t - 1,32 \cdot S + 6,88$$

$$\Delta_{кр} = f(n, t) = 2,12 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 - 4,95 \cdot 10^{-3} \cdot n + 2,69 \cdot t + 9,37$$

$$\Delta_{кр} = f(p, t) = 1,15 \cdot p^2 - 8,617 \cdot p - 0,513 \cdot t + 1,067 \cdot p \cdot t + 22,2$$

$$\Delta_{кр} = f(p, n) = 1,15 \cdot p^2 + 2,12 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 - 4,95 \cdot 10^{-3} \cdot n - 7,76 \cdot p + 24,45$$

$$\Delta_{кр} = f(p, S) = 1,15 \cdot p^2 - 7,76 \cdot S \cdot p - 6,77 \cdot p + 37,75 \cdot S + 16,96$$

$$\Delta_{кр} = f(p, D_{CT}) = 1,15 \cdot p^2 + 4,54 \cdot 10^{-4} \cdot D_{CT} - 7,76 \cdot p + 19,81$$

$$\Delta_{кр} = f(n, D_{CT}) = 2,12 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 - 4,95 \cdot 10^{-3} \cdot n + 4,54 \cdot 10^{-4} \cdot D_{CT} + 9,545$$

$$\Delta_{кр} = f(S, D_{CT}) = 4,464 \cdot 10^{-3} D_{CT} \cdot S - 5,0 \cdot S - 1,175 \cdot 10^{-4} \cdot D_{CT} + 7,523$$

$$\Delta_{кр} = f(S, n) = 2,12 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 - 4,95 \cdot 10^{-3} \cdot n + 14,46 \cdot S + 9,673$$

Графічне відображення отриманих залежностей наведено на рисунку 3.14.

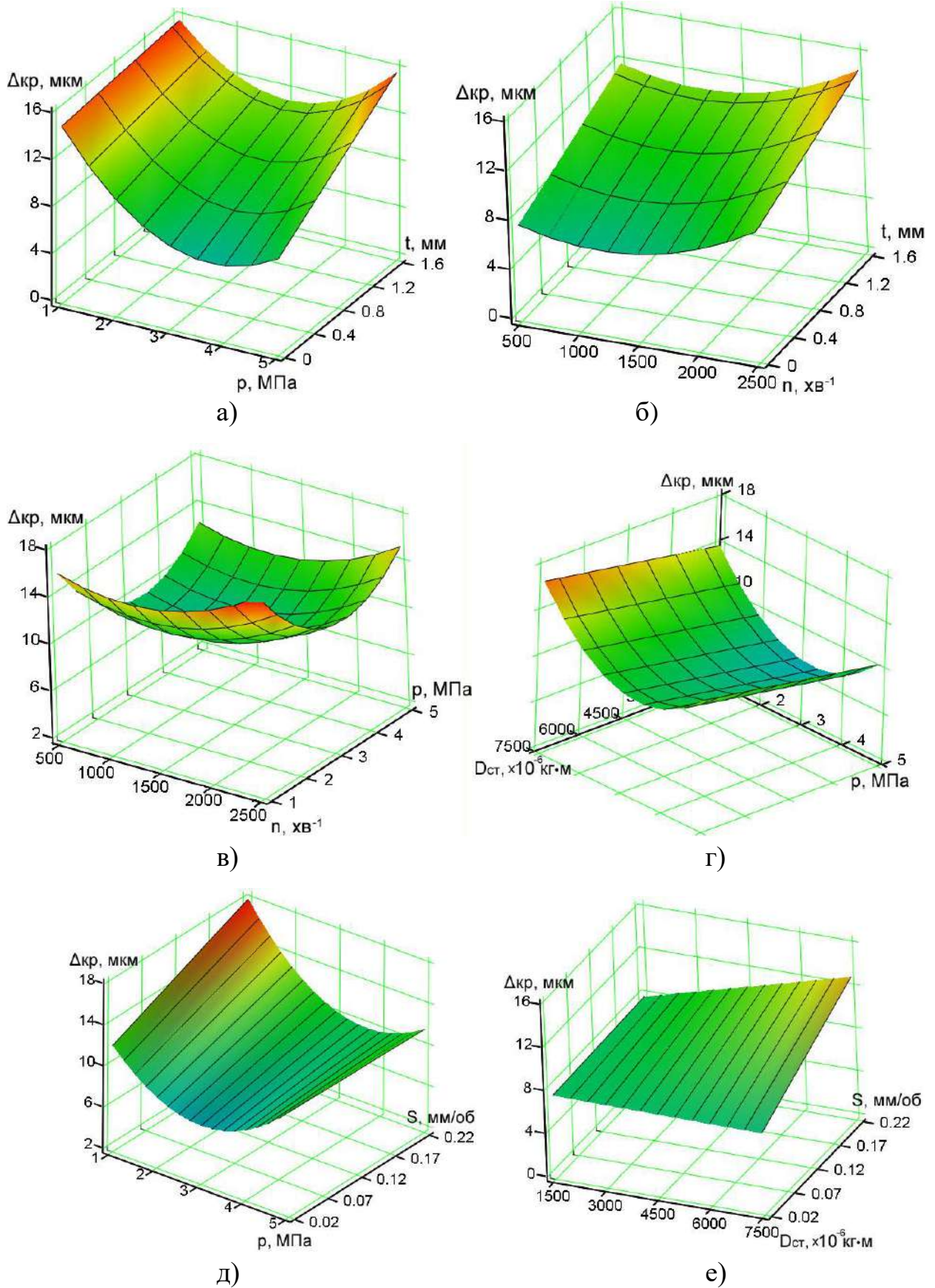


Рисунок 3.14 – Залежності відхилення від круглості поверхонь зразків-виробів від тиску в ГСО шпинделя, режимів різання та статичного дисбалансу

Аналізуючи наведені на рисунку 3.14 графіки, можна зробити наступні висновки: зі збільшенням глибини різання в усіх випадках спостерігається зростання відхилення від круглості оброблених поверхонь зразків-виробів. Це зумовлено головним чином зростанням зусилля різання, від якого прямо пропорційно залежать пружні деформації елементів технологічної системи ВПД та віброактивність шпиндельного вузла.

Залежність відхилення від круглості від тиску в карманах ГСО та частоти обертання шпинделя має екстремальний характер. При підвищенні частоти обертання шпинделя в діапазоні 500 – 1200 хв⁻¹ спостерігається зниження на 10% некруглості оброблених поверхонь зразків-виробів, що пояснюється зниженням величини сили різання при збільшенні швидкості різання V . При подальшому підвищенні частоти обертання шпинделя до 2500 хв⁻¹ некруглість зразків-виробів на 45-80% зростає порівняно з мінімальним значенням, що пояснюється зростанням впливу відцентрової сили інерції зумовленої наявністю статичного дисбалансу на фоні подальшого зменшення величини складових сили різання. Ця сила пропорційна квадрату кутової швидкості ω обертання шпинделя (див. формулу 2.4), що обумовлює відповідне збільшення ексцентриситету обертання шпинделя та віброактивності ШВ.

При підвищенні тиску мастила в карманах ГСО шпинделя в діапазоні від 1,5 МПа до 3–3,5 МПа спостерігається зниження в 1,2–1,5 рази відхилення від круглості оброблених зразків-виробів, подальше збільшення тиску до 4,5–5 МПа призводить до зростання на 20–30% некруглості оброблених зразків виробів. Зростання відхилення від круглості при малих значеннях тиску в карманах ГСО обумовлено недостатньою жорсткістю, а при збільшенні тиску – навпаки надмірною жорсткістю та зниженням демпфуючих властивостей мастильного шару. Зі зменшенням глибини різання оптимальна величина тиску в карманах ГСО, при якій досягається найменше значення відхилення від круглості оброблених зразків, зростає (рисунок 3.14, а). Зі зростанням тиску в карманах ГСО вплив подачі на відхилення від круглості зменшується і при величині тиску 4,5–5 МПа на відхилення від круглості подача на оберт майже

не впливає (рисунок 3.14, д). При сталій частоті обертання шпинделя та мінімальних величинах глибини різання і подачі на оберт, що відповідають чистовій обробці, збільшення статичного дисбалансу на відхилення від круглості оброблених зразків-виробів практично не впливає (рисунок 3.14, е).

Отримані залежності використані при розробці практичних рекомендацій з вибору раціональних експлуатаційних параметрів ГСО шпинделя.

3.2.2 Методика дослідження точності шпиндельного вузла з ГСО за показником точності траєкторій переміщення шпинделя

В основу методичного підходу до експериментального дослідження параметрів траєкторій шпинделя на ГСО покладено оцінку статистичних показників траєкторій та гармонічний аналіз траєкторій шляхом розкладання в ряд Фур'є (рисунок 3.15). Це дозволяє встановити параметри траєкторій, що визначають точність лінійних розмірів, відхилення форми, хвилястість, шорсткість оброблюваних поверхонь.

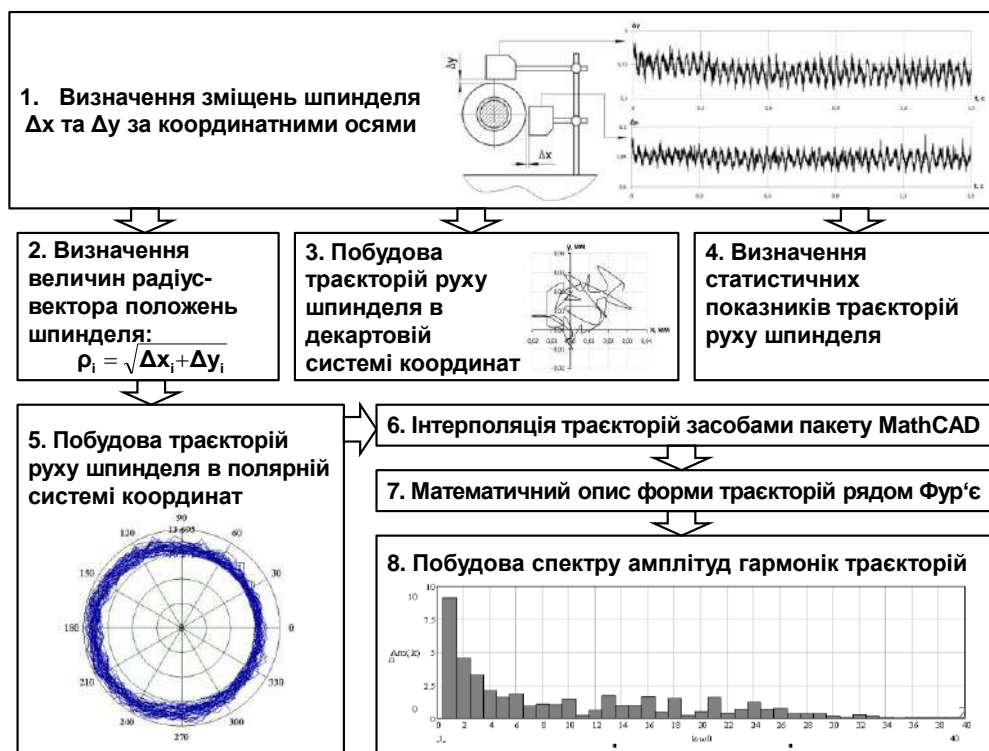


Рисунок 3.15 – Схема експериментального дослідження параметрів траєкторій шпинделя на ГСО

Для визначення зміщень шпинделя Δx та Δy в площині, перпендикулярній осі його обертання використовувались триангуляційні лазерні датчики моделі РФ603.2-10/2-485-U-IN-AL-CG (див. рисунок 3.6) та прецизійна оправка (див. рисунок 3.3), опис конструкції та принцип роботи яких наведено в підрозділі 3.1. Перед початком кожної серії експериментів визначалось початкове положення x_0, y_0 , точки відбиття лазерного променя кожного з датчиків відносно початку робочого діапазону S (рисунок 3.16):

$$x_0 = \frac{U_{0x}}{U_{max}} \cdot S, \quad y_0 = \frac{U_{0y}}{U_{max}} \cdot S \quad (3.7)$$

де U_{0x}, U_{0y} , – середньоарифметичні значення сигналу з лазерного датчика при нерухомому шпинделі та тиску в гідростатичних опорах, передбаченому планом експерименту, В;

U_{max} – максимальне значення вихідного сигналу з лазерного датчика, $U_{max} = 10$ В [134];

S – робочий діапазон лазерних датчиків, $S = 2$ мм [134].



Рисунок 3.16 - Схема визначення початкового положення точки відбиття лазерного променя

Відповідно до плану проведення експерименту налаштовували верстат та здійснювали обробку зразків-виробів, фіксуючи лазерними датчиками на певному проміжку часу дискретний набір значень зміщень шпинделя у площині, ортогональній осі обертання. Результати вимірювань записувалися в програмному забезпеченні осцилографу IRIS у файл формату «.xls», після чого у програмі Microsoft Office Excel визначали зміщення осі шпинделя в лінійних величинах за залежностями:

$$\Delta x_i = \frac{U_{Xi}}{U_{\max}} \cdot S - x_0 \quad \Delta y_i = \frac{U_{Yi}}{U_{\max}} \cdot S - y_0 \quad (3.8)$$

де U_{Xi}, U_{Yi} , - сигнал з датчика у відповідний момент часу, В.

На рисунку 3.17 наведено фрагмент запису зміщень осі шпинделя побудовані за допомогою графічних засобів редактора Microsoft Office Excel.

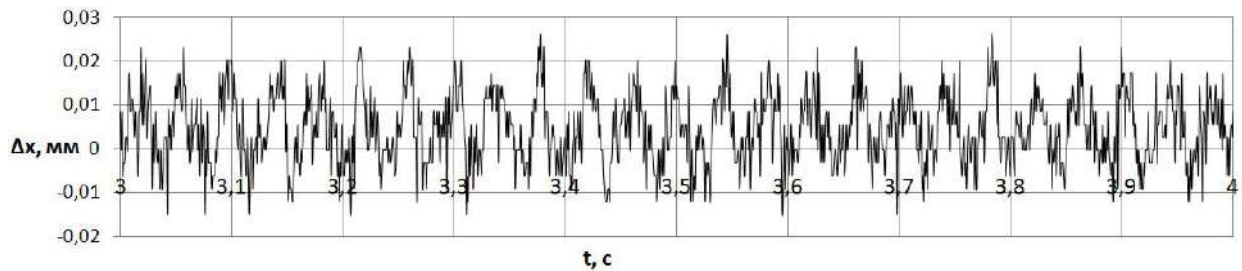


Рисунок 3.17 – Фрагмент реалізації випадкового процесу зміщень осі шпинделя в напрямку осі ОХ

Попередню обробку експериментальних даних перед побудовою траєкторій здійснювали за методикою, наведеною в додатку Е.

Частота дискретизації f_d цифрового вимірювального комплексу, що встановлювалася при налагодженні осцилографів IRIS, визначалася у відповідності до методики [75] за виразом:

$$f_d > a f_m \frac{2,2}{\sqrt{\varepsilon_{\pi}}}, \quad (3.9)$$

де a – коефіцієнт, що визначає частину спектру вхідного сигналу на частотах вищих за f_m , впливом якої на відтворений дискретний сигнал нехтують;

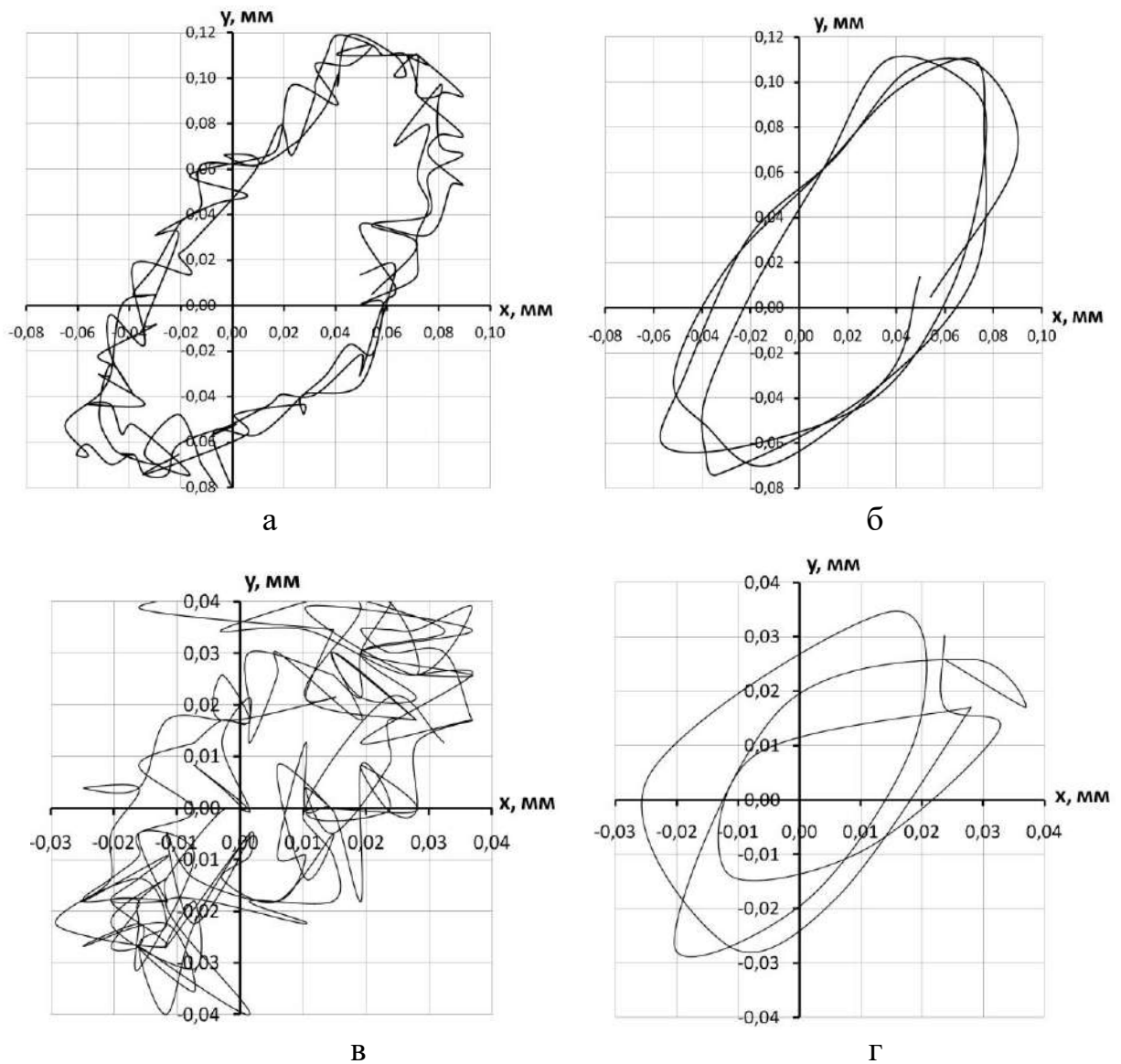
ε_{π} – відносна помилка відновлення неперервного аналогового сигналу за дискретною копією.

Величина a вказує на відносне значення амплітуди (в порівнянні з максимальною в спектрі), при якій частоти вищі за f_m мало впливають на вхідний сигнал. Значення помилки відновлення аналогового сигналу при проведенні експериментальних досліджень становить 1% ($\varepsilon_{\pi}=0,01$).

Варіювання частотою обертання шпинделя відповідно до плану

експерименту забезпечувало різну тривалість обробки зразків-виробів. Тому, для забезпечення однакової кількості вимірювань за один оберт шпинделя, в процесі проведення експериментів частоту дискретизації сигналу на осцилографі встановлювали пропорційно частоті обертання шпинделя в межах $f_d = 200 - 2500$ Гц, з розрахунку забезпечення кожним датчиком 50 вимірювань за один оберт шпинделя. Тобто траєкторія одного оберту шпинделя будувалась по 50 точках, що відповідає мінімально припустимому об'єму вибірки $N_{\min}=50$, який необхідний для оцінки СКВ при рівні значимості $\alpha=0,05$ та відносній похибці визначення СКВ $\Delta_{\sigma} = 0,2$ [120]. Така точність побудови траєкторій дозволяє ґрунтовно проаналізувати їх статистичні характеристики при варіюванні експлуатаційними параметрами ГСО шпинделя та технологічними навантаженнями.

В якості порівняння на рисунку 3.18 наведено траєкторії трьох обертів шпинделя побудовані за результатами вимірювань з частотами дискретизації 200 Гц та 2000 Гц при величинах статичного дисбалансу $D_{ст}=6525$ г·мм (рисунок 3.18, а,б) та $D_{ст}=2200$ г·мм (рисунок 3.18, в,г). Характер траєкторій свідчить про доцільність забезпечення високої частоти дискретизації вимірювальної апаратури, що дозволила виявити їх яскраво виражений стохастичний характер, який відрізняється від теоретичних та експериментальних траєкторій, наведених в монографіях [94, 127] та свідчить про складну природу процесів, що відбуваються в ГСО і перш за все в мастильному шарі. Особливо стохастичний характер траєкторій шпинделя проявляється при порівняно невеликому гармонійному навантаженні (див. рисунок 3.18, в) і пояснюється впливом на форму траєкторій шпинделя похибок форми, пружних, температурних деформацій опорних поверхонь ГСО, випадкового характеру експлуатаційних параметрів ГСО та технологічних навантажень тощо. Наявність у траєкторіях петлеподібних рухів свідчить про прояв нелінійних властивостей реакцій мастильного шару при дії нестационарного зовнішнього навантаження, що може викликати прояв таких небажаних явищ як дрібно-швидкісний вихор.



а – $f_d=2000$ Гц, $D_{ст}=6525$ Г·мм; б – $f_d=200$ Гц, $D_{ст}=6525$ Г·мм
 в – $f_d=2000$ Гц, $D_{ст}=2220$ Г·мм; г – $f_d=200$ Гц, $D_{ст}=2220$ Г·мм

Рисунок 3.18 – Траєкторії шпинделя при наявності зовнішнього гармонічного навантаження, побудовані при різній частоті дискретизації

Стохастичний характер траєкторій практично унеможливорює визначення таких вихідних параметрів, як різниця між максимальним ΔK_{\max} і мінімальним ΔK_{\min} відхиленням від правильної форми траєкторії, що характеризує числове значення відхилення від форми обробленої поверхні, розмах траєкторії, за яким визначається точність розміру оброблюваної поверхні [106]. Тому оцінювання параметрів траєкторій руху шпинделя здійснювали за статистичними характеристиками радіус-вектора:

- математичне сподівання m_R величини радіус-вектора траєкторій;
- середньоквадратичне відхилення σ_R радіус-вектора траєкторій;
- асиметрія розподілу A_R величини радіус-вектора траєкторій;
- ексцес розподілу E_R величини радіус-вектора траєкторій.

Математичне сподівання m_R величини радіус-вектора траєкторій визначає зміщення шпинделя в системі координат XOY під дією технологічних навантажень та експлуатаційних параметрів ГСО і характеризує відхилення від номінального розміру оброблюваної поверхні.

Середньоквадратичне відхилення σ_R радіус-вектора траєкторій дає змогу оцінити розсіювання положення шпинделя під дією технологічних навантажень та експлуатаційних параметрів ГСО шпинделя та впливає на допуск радіального розміру обробленої поверхні.

Асиметрія A_R та ексцес E_R кривої розподілу величини радіус-вектора траєкторій визначають ступінь наближеності кривої розсіювання положень радіус-вектора до нормального закону розподілу.

Для кожної реалізації експерименту визначення статистичних показників траєкторій здійснювали за результатами вимірювання зміщень шпинделя шляхом формування трьох вибірок об'ємом 500 дискретних значень положення шпинделя, що відповідає його 10-ти обертам. Тобто об'єм кожної вибірки $N=500$ перевищував значення $N_{\min}=385$, рекомендоване в довіднику [120] (для рівня значимості $\alpha=0,05$, відносної похибки визначення математичного сподівання $\Delta_m = 0,01$). Засобами програми Microsoft Office Excel за методикою, наведеною в додатку К здійснювалось обчислення відносної похибки визначення величини радіус-вектора траєкторій Δ_R для кожної реалізації експерименту і її величина не перевищувала 7,7%.

З метою подальшого здійснення спектрального аналізу траєкторій руху шпинделя обчислювалися дискретні значення радіус-вектора:

$$R_i = \sqrt{\Delta x_i^2 + \Delta y_i^2} \quad (3.10)$$

Для аналітичного опису реалізацій радіус-вектора R_i здійснена інтерполяція дискретних значень кубічними сплайнами. Для цього використовувалися функції `cspline` та `interp` пакету `MathCAD`. Сукупність траєкторій, що відповідає 10 обертам шпинделя, побудована в полярній системі координат за результатами сплайн-інтерполяції дискретних значень радіус-вектора наведено на рисунку 3.19

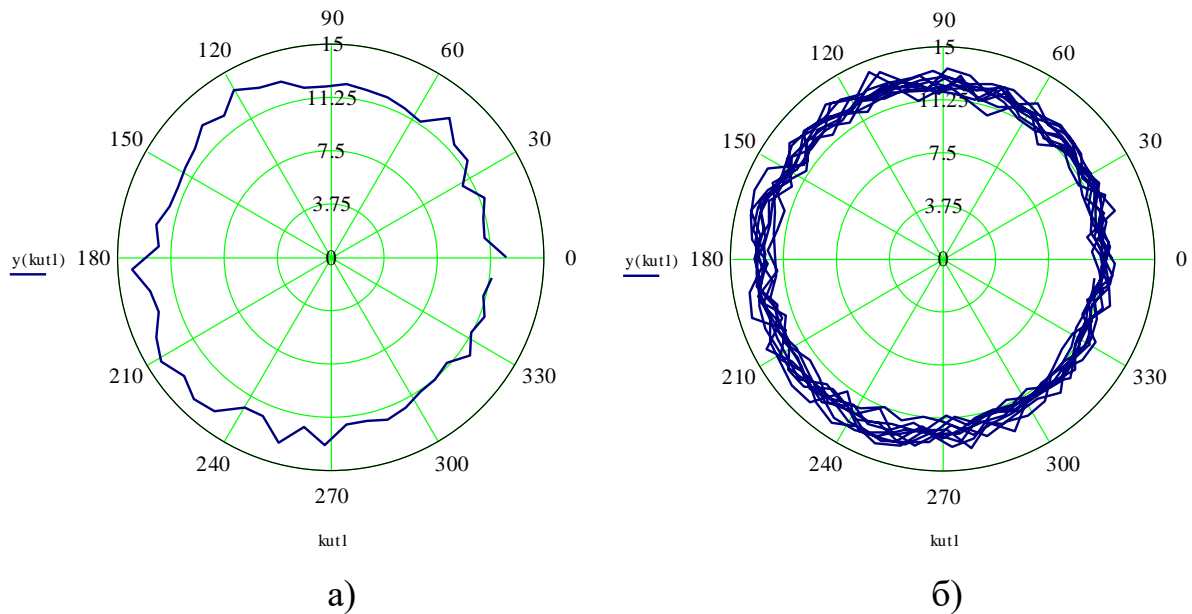


Рисунок 3.19 – Траєкторії одного а) та десяти б) обертів шпинделя побудовані в полярній системі координат за результатами сплайн-інтерполяції дискретних значень радіус-вектора

Спектральний аналіз траєкторій здійснено за результатами математичного опису їх форми рядом Фур'є, що включає 40 гармонік. При цьому форма траєкторій шпинделя описана залежністю:

$$R(\varphi) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{40} (a_k \cos k\varphi + b_k \sin k\varphi), \quad (3.11)$$

де a_0 , a_k , b_k – коефіцієнти ряду Фур'є.

Розкладення в ряд Фур'є траєкторій обертання шпинделя подано у вигляді суми синусоїдальних функцій-складових гармонік розкладу [121]:

$$R(\varphi) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{80} Am_k \sin(k\varphi + \psi_k), \quad (3.12)$$

де a_0 – коефіцієнт ряду Фур'є, який характеризує математичне сподівання радіус-вектора траєкторії;

Am_k, ψ_k – амплітуда і початкова фаза k -ї гармоніки.

$$a_0 = \frac{1}{N \cdot 2\pi} \int_0^{N \cdot 2\pi} R(\varphi) d\varphi, \quad (3.13)$$

де N – кількість обертів шпинделя прийнята для аналізу.

$$Am_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}, \quad \psi_k = \arctg \frac{a_k}{b_k}, \quad (3.14)$$

де a_k, b_k – коефіцієнти ряду Фур'є, що описує траєкторію радіус-вектора;

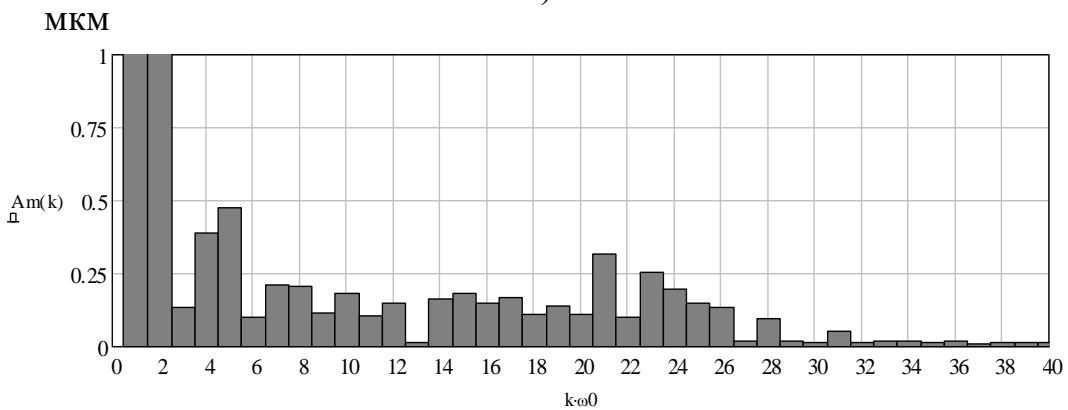
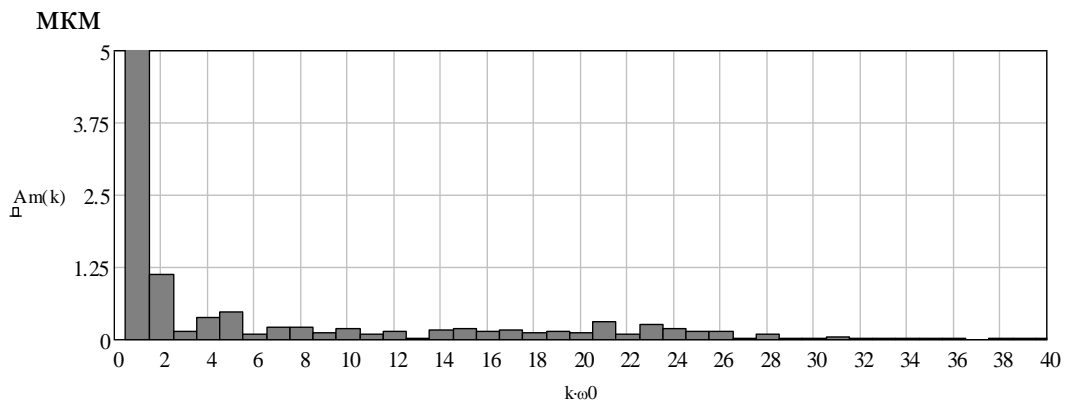
$$a_k = \frac{2}{N \cdot 2\pi} \int_0^{N \cdot 2\pi} R(\varphi) \cos(k\varphi) d\varphi, \quad b_k = \frac{2}{N \cdot 2\pi} \int_0^{N \cdot 2\pi} R(\varphi) \sin(k\varphi) d\varphi, \quad (3.15)$$

На рисунку 3.20 приведені результати розрахунку коефіцієнтів ряду Фур'є, амплітуд і початкових фаз гармонік здійснені в програмному середовищі MathCAD для траєкторії, яка приведена на рисунку 3.19, б.

$$\begin{array}{l}
 \left(\begin{array}{l} a(1) \\ a(2) \\ a(3) \\ a(4) \\ a(5) \\ a(6) \\ a(7) \\ a(8) \\ a(9) \\ a(10) \end{array} \right) = \begin{array}{|c|c|} \hline & 1 \\ \hline 1 & -7.042 \\ \hline 2 & -1.114 \\ \hline 3 & 0.033 \\ \hline 4 & 0.37 \\ \hline 5 & 0.405 \\ \hline 6 & -0.074 \\ \hline 7 & 0.013 \\ \hline 8 & 9.38 \cdot 10^{-3} \\ \hline 9 & 0.11 \\ \hline 10 & 0.102 \\ \hline \end{array}
 \end{array}
 \quad
 \begin{array}{l}
 \left(\begin{array}{l} b(1) \\ b(2) \\ b(3) \\ b(4) \\ b(5) \\ b(6) \\ b(7) \\ b(8) \\ b(9) \\ b(10) \end{array} \right) = \begin{array}{|c|c|} \hline & 1 \\ \hline 1 & -1.372 \\ \hline 2 & 0.236 \\ \hline 3 & -0.131 \\ \hline 4 & -0.121 \\ \hline 5 & 0.254 \\ \hline 6 & -0.072 \\ \hline 7 & 0.209 \\ \hline 8 & -0.207 \\ \hline 9 & -0.035 \\ \hline 10 & -0.151 \\ \hline \end{array}
 \end{array}
 \quad
 \begin{array}{l}
 \left(\begin{array}{l} Am(1) \\ Am(2) \\ Am(3) \\ Am(4) \\ Am(5) \\ Am(6) \\ Am(7) \\ Am(8) \\ Am(9) \\ Am(10) \end{array} \right) = \begin{array}{|c|c|} \hline & 1 \\ \hline 1 & 7.175 \\ \hline 2 & 1.139 \\ \hline 3 & 0.136 \\ \hline 4 & 0.389 \\ \hline 5 & 0.478 \\ \hline 6 & 0.103 \\ \hline 7 & 0.209 \\ \hline 8 & 0.207 \\ \hline 9 & 0.115 \\ \hline 10 & 0.182 \\ \hline \end{array}
 \end{array}
 \quad
 \begin{array}{l}
 \left(\begin{array}{l} \psi(1) \\ \psi(2) \\ \psi(3) \\ \psi(4) \\ \psi(5) \\ \psi(6) \\ \psi(7) \\ \psi(8) \\ \psi(9) \\ \psi(10) \end{array} \right) = \begin{array}{|c|c|} \hline & 1 \\ \hline 1 & 78.976 \\ \hline 2 & -78.026 \\ \hline 3 & -14.251 \\ \hline 4 & -71.909 \\ \hline 5 & 57.87 \\ \hline 6 & 45.818 \\ \hline 7 & 3.45 \\ \hline 8 & -2.6 \\ \hline 9 & -72.419 \\ \hline 10 & -34.017 \\ \hline \end{array}
 \end{array}$$

Рисунок 3.20 – Розрахунок коефіцієнтів ряду Фур'є, амплітуд і початкових фаз гармонічного ряду, який описує траєкторії шпинделя

Значення амплітуд гармонік траєкторій утворюють спектр. На рисунку 3.21 наведено в різних масштабах спектр амплітуд $A_{\frac{p}{n}}(k)$ гармонік траєкторій шпинделя при $p=2\text{МПа}$, $n=1500\text{ хв}^{-1}$.



а - масштаб 1:1, б - масштаб 5:1

Рисунок 3.21 – Спектр амплітуд гармонік траєкторій шпинделя при $p=2\text{ МПа}$, визначений розрахунком в пакеті MathCAD

За величиною амплітуд $A_{\frac{p}{n}}(k)$ гармонік визначають вплив поперечних коливань шпинделя з певною частотою на ексцентриситет та відхилення форми контуру обробленої поверхні деталі [94]. В повному обсязі текст програми для здійснення спектрального аналізу траєкторій радіус-вектора шпинделя наведено в додатку Ж.

Спектральний аналіз траєкторій радіус-вектора шпинделя дозволяє обґрунтувати вибір раціональних режимів обробки, експлуатаційних параметрів ГСО для забезпечення регламентованих показників точності оброблюваних деталей.

3.3 Висновки до розділу

1. Розроблено універсальний вимірювальний стенд, що дозволяє з використанням засобів цифрової обробки сигналів здійснювати з точністю 0,2 мкм вимірювання радіальних зміщень Δx , Δy шпинделя у двох взаємоперпендикулярних напрямках, визначати з точністю 0,1 МПа тиск, з точністю до 0,1°C температуру мастила в карманах ГСО, з точністю $\pm 0,05 \text{ хв}^{-1}$ частоту обертання шпинделя. Описано конструкцію та принцип роботи вимірювальної апаратури та спорядження експериментального стенда.

2. Розроблено методики експериментального дослідження закономірностей формування показників точності ШВ токарного верстата з ГСО шпинделя, які дають змогу оцінити точність обробки за статистичними характеристиками параметрів траєкторії шпинделя та показником точності форми зразків-виробів залежно від експлуатаційних параметрів ГСО шпинделя та технологічних навантажень.

3. Вперше отримано аналітичні залежності відхилення від круглості поверхонь зразків-виробів при токарній обробці, які дозволили встановити закономірності формування точності ШВ токарного верстата за показником точності форми зразків-виробів в поперечному перетині залежно від тиску мастила в карманах ГСО шпинделя, режимів різання за наявності статичного дисбалансу обертових елементів ШВ:

- збільшення глибини різання зумовлює пропорційне зростання відхилення від круглості оброблених поверхонь зразків-виробів;
- при підвищенні частоти обертання шпинделя до 1200 хв^{-1} математичне сподівання відхилення від круглості поверхонь зразків-виробів має тенденцію до незначного (в межах 20%) зниження, а при подальшому підвищенні частоти обертання шпинделя некруглість зразків-виробів зростає на 45–80%;
- раціональний діапазон тиску в карманах ГСО з точки зору мінімізації відхилення від круглості поверхонь зразків-виробів становить 3–3,5 МПа;

- зі зменшенням глибини різання раціональна величина тиску в карманах ГСО, при якій досягається найменше значення відхилення від круглості оброблених зразків-виробів зростає;
- при сталій частоті обертання шпинделя та мінімальних величинах глибини різання і подачі на оберт, що відповідають чистовій обробці, збільшення статичного дисбалансу на відхилення від круглості оброблених зразків-виробів практично не впливає;
- зі зростанням тиску в карманах ГСО вплив подачі на відхилення від круглості зменшується і при величині тиску 4,5–5 МПа на відхилення від круглості подача майже не впливає;

4. Встановлено, що траєкторії руху шпинделя на ГСО, особливо при порівняно невеликому гармонійному навантаженні, мають яскраво виражений стохастичний характер, що пояснюється впливом на форму траєкторій похибок форми, пружних, температурних деформацій опорних поверхонь шпиндельних ГСО, випадкового характеру експлуатаційних параметрів ГСО та технологічних навантажень.

РОЗДІЛ 4

АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПОКАЗНИКІВ ТОЧНОСТІ ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА НА РЕГУЛЬОВАНИХ ГІДРОСТАТИЧНИХ ОПОРАХ

В розділі приведено та здійснено аналіз результатів експериментальних досліджень показників точності шпиндельного вузла. Здійснено оцінку отриманих моделюванням і встановлених експериментальним шляхом закономірностей формування показників точності шпиндельного вузла з ГСО в залежності від експлуатаційних параметрів ГСО та технологічних навантажень. Встановлено взаємозв'язок статистичних характеристик траєкторій руху шпинделя та контурів оброблених поверхонь зразків-виробів при регулюванні тиску, температури мастила в карманах ГСО, частоти обертання шпинделя.

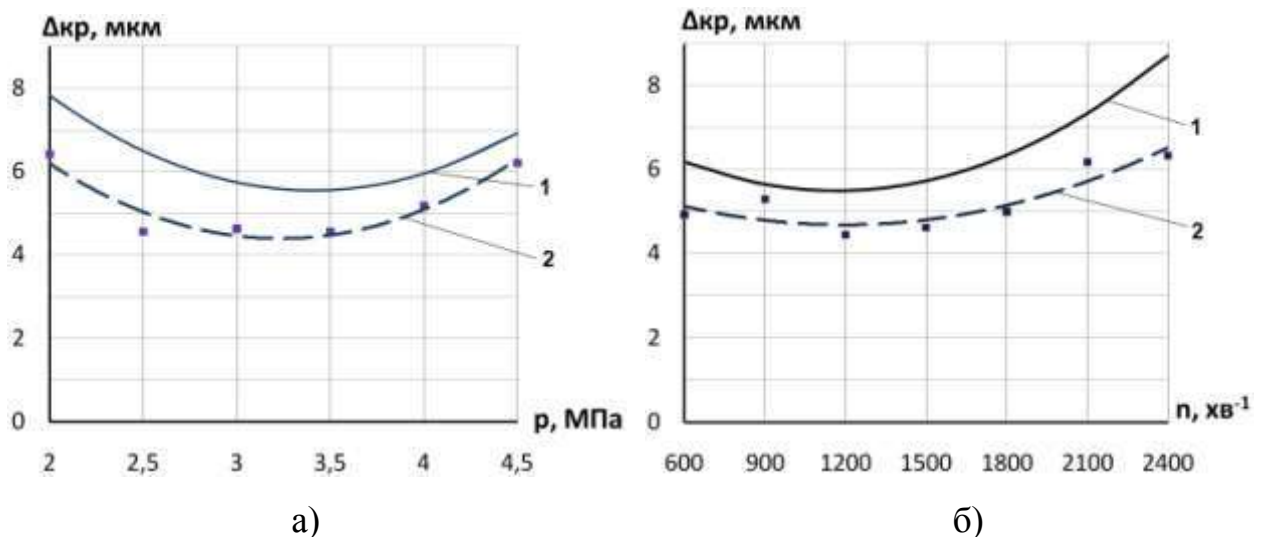
4.1 Аналіз впливу експлуатаційних параметрів ГСО та технологічних навантажень на точність форми зразків-виробів

З метою оцінки адекватності отриманих в п.3.2.1 аналітичних залежностей відхилення від круглості поверхонь зразків-виробів від тиску в ГСО шпинделя, режимів різання та статичного дисбалансу здійснено серію повторних експериментів. Метою даної серії експериментів було експериментальне підтвердження, в першу чергу, впливу тиску в карманах ГСО та частоти обертання шпинделя на відхилення від круглості зовнішньої циліндричної поверхні зразків-виробів при токарній обробці.

При проведенні серії експериментів з метою детального дослідження впливу тиску в карманах ГСО на відхилення від круглості зразків-виробів тиск в карманах ГСО варіювався в межах від 2 до 4,5 МПа з інтервалом 0,5 МПа. Обробку зразків-виробів Ø72 мм (див. рисунок 3.11) зі сталі 45 ГОСТ 1050-88 здійснювали токарним прохідним прямим різцем з пластиною

з твердого сплаву Т15К6, з кутами $\varphi = \varphi_1 = 45^\circ$; $\alpha = 8^\circ$; $\gamma = 10^\circ$ при постійних режимах різання ($n=1500 \text{ хв}^{-1}$, $t=0,6 \text{ мм}$, $S_0=0,115 \text{ мм/об}$), статичному дисбалансі $D_{ст}=4360 \cdot 10^{-6} \text{ кг}\cdot\text{м}$, температурі мастила $T=25 \pm 2^\circ\text{C}$. Дослідження впливу частоти обертання шпинделя на відхилення від круглості зразків-виробів здійснювалось в діапазоні частот $n=600\text{--}2400 \text{ хв}^{-1}$ з інтервалом 300 хв^{-1} , при постійному тиску мастила в карманах ГСО $p_k=3 \text{ МПа}$. Глибина різання і подача, статичний дисбаланс та температура мастила були аналогічні експерименту з варіюванням тиску в карманах ГСО. В кожній серії повторних експериментів, при однакових, фіксованих значеннях тиску та частоти обертання шпинделя здійснювалась обробка 3-х зразків-виробів.

Результати вимірювань відхилення від круглості та типові круглограми зовнішньої циліндричної поверхні зразків-виробів оброблених при регулюванні тиску в ГСО та частоти обертання шпинделя наведено в додатках Л та М відповідно. За результатами експериментальних досліджень встановлено залежності (рисунок 4.1), якісне порівняння яких із залежностями отриманими методом ортогонального планування 2-го порядку в підрозділі 3.2.1 (див. рисунок 3.15) свідчить про їх схожість.



1 – залежності отримані за математичною моделлю, 2 – експериментальні залежності

Рисунок 4.1 – Вплив тиску в карманах ГСО шпинделя а) та частоти обертання шпинделя б) на відхилення від круглості зразків-виробів

Розбіжність між теоретичними та експериментальними даними відхилення від круглості зразків-виробів при регулюванні тиску в карманах ГСО та частоти обертання шпинделя коливається в межах від 4,3 до 25,7% при відносній похибці вимірювання в межах 13,1%.

З метою кількісної оцінки взаємозв'язку між отриманими залежностями обчислили коефіцієнт парної кореляції [55] між масивами значень відхилень від круглості, отриманих за аналітичною залежністю та експериментальним шляхом:

$$r_{\Delta_{кр1}, \Delta_{кр2}} = \frac{\sum_{i=1}^N (\Delta_{кр1i} - \overline{\Delta_{кр1}})(\Delta_{кр2i} - \overline{\Delta_{кр2}})}{N \cdot S_{\Delta_{кр1}} S_{\Delta_{кр2}}}, \quad (4.1)$$

де $\Delta_{кр1i}$, $\Delta_{кр2i}$ – порівнювані значення відхилення від круглості;

$\overline{\Delta_{кр1}}$, $\overline{\Delta_{кр2}}$, $S_{\Delta_{кр1}}$, $S_{\Delta_{кр2}}$ – відповідно математичні сподівання та СКВ значень відхилення від круглості у порівнюваних масивах;

N – кількість пар порівнюваних значень відхилення від круглості.

Достовірність коефіцієнта парної кореляції оцінювали шляхом порівняння з величиною основної похибки Δ_r , яка визначається за формулою [55]:

$$\Delta_r = \pm \frac{1 - r_{\Delta_{кр1}, \Delta_{кр2}}^2}{\sqrt{N}}, \quad (4.2)$$

Забезпечення вимоги $\frac{r_{\Delta_{кр1}, \Delta_{кр2}}}{\Delta_r} > 4$, підтверджує достовірність визначення коефіцієнта парної кореляції [55].

Порівнювані масиви значень відхилень від круглості зразків-виробів, результати обчислення коефіцієнту парної кореляції та оцінки його достовірності приведено в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – До визначення кореляційного зв'язку експериментальних залежностей відхилення від круглості зразків-виробів

n=var			p=var		
Частота обертання, $n, \text{хв}^{-1}$	Відхилення від круглості		Тиск в ГСО, $p_k, \text{МПа}$	Відхилення від круглості	
	Мат. модель $\Delta_{кр1}, \text{мкм}$	Експеримент $\Delta_{кр2}, \text{мкм}$		Мат. модель $\Delta_{кр1}, \text{мкм}$	Експеримент $\Delta_{кр2}, \text{мкм}$
600	6,09	4,94	2,00	7,39	6,42
900	5,54	5,30	2,50	6,06	4,56
1200	5,38	4,46	3,00	5,30	4,63
1500	5,60	4,63	3,50	5,12	4,56
1800	6,19	5,00	4,00	5,51	5,18
2100	7,17	6,18	4,50	6,48	6,20
2400	8,54	6,34			
Коефіцієнт кореляції $r_{\Delta_{кр1}, \Delta_{кр2}}^n = 0,895$			Коефіцієнт кореляції $r_{\Delta_{кр1}, \Delta_{кр2}}^p = 0,857$		
Похибка коефіцієнта кореляції		$\Delta_r = 0,075$	Похибка коефіцієнта кореляції		$\Delta_r = 0,108$
$\frac{r_{\Delta_{кр1}, \Delta_{кр2}}^n}{\Delta_r} = \frac{0,895}{0,075} = 11,89 > 4$			$\frac{r_{\Delta_{кр1}, \Delta_{кр2}}^p}{\Delta_r} = \frac{0,857}{0,108} = 7,95 > 4$		
Достовірність підтверджується			Достовірність підтверджується		

Числові значення коефіцієнтів парної кореляції та їх достовірність кількісно свідчать про достатньо високий кореляційний зв'язок між експериментальними та аналітичними залежностями відхилення від круглості зразків-виробів від тиску мастила в карманах ГСО та частоти обертання шпинделя. Це підтверджує адекватність встановлених в підрозділі 3.2.1 аналітичних залежностей та можливість їх використовувати при розробці практичних рекомендацій з вибору раціональних режимів різання та експлуатаційних параметрів ГСО шпинделя при токарній обробці.

Проведені дослідження впливу тиску в ГСО та частоти обертання шпинделя на відхилення від круглості поверхонь зразків-виробів доповнено спектральним аналізом їх контуру. Засобами пакету MathCAD за методикою, що наведена в додатку И, розраховано спектри амплітуд гармонік контуру поверхонь зразків-виробів при регулюванні тиском в карманах ГСО (рисунок 4.2) та частотою обертання шпинделя (рисунок 4.3).

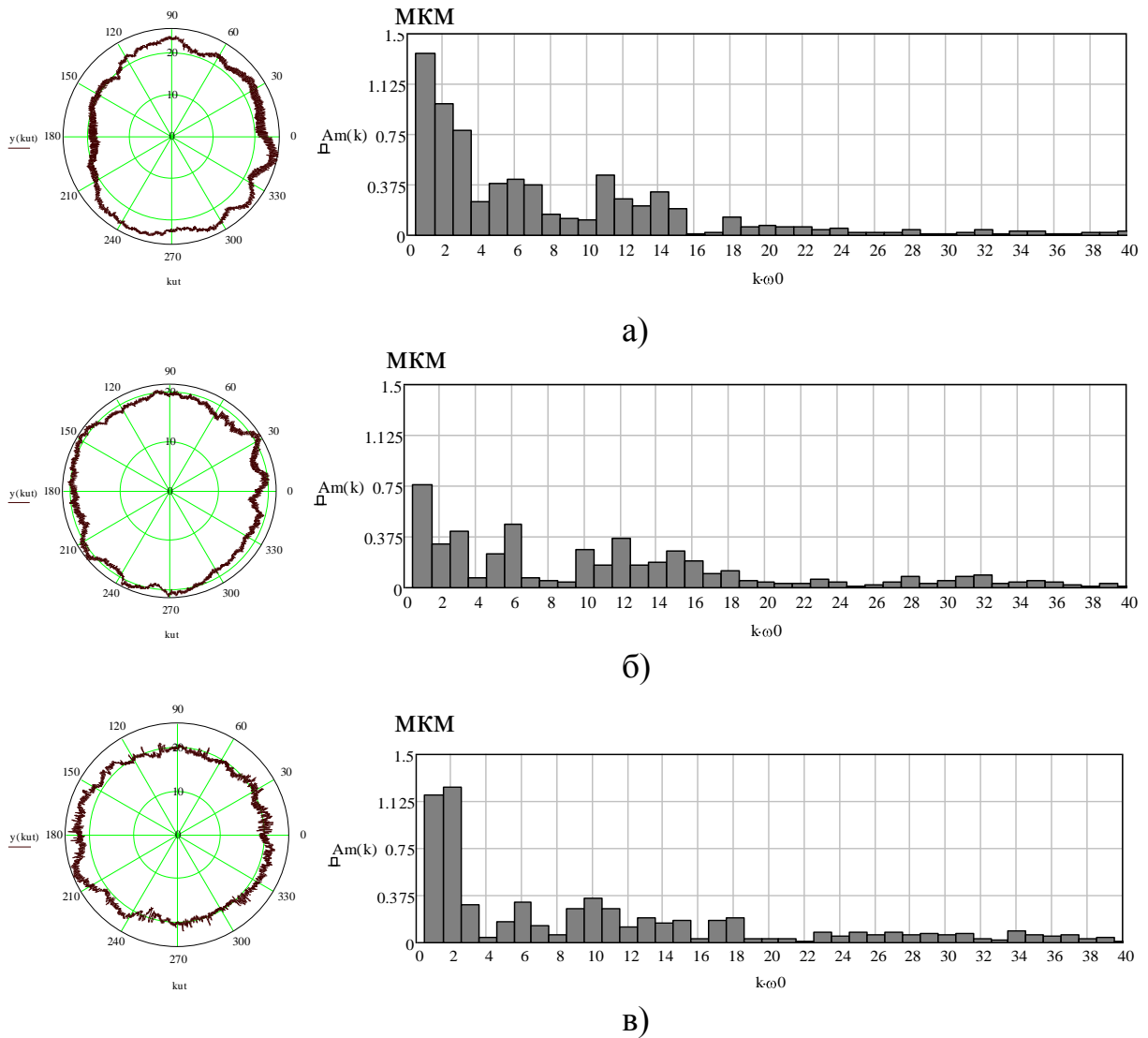
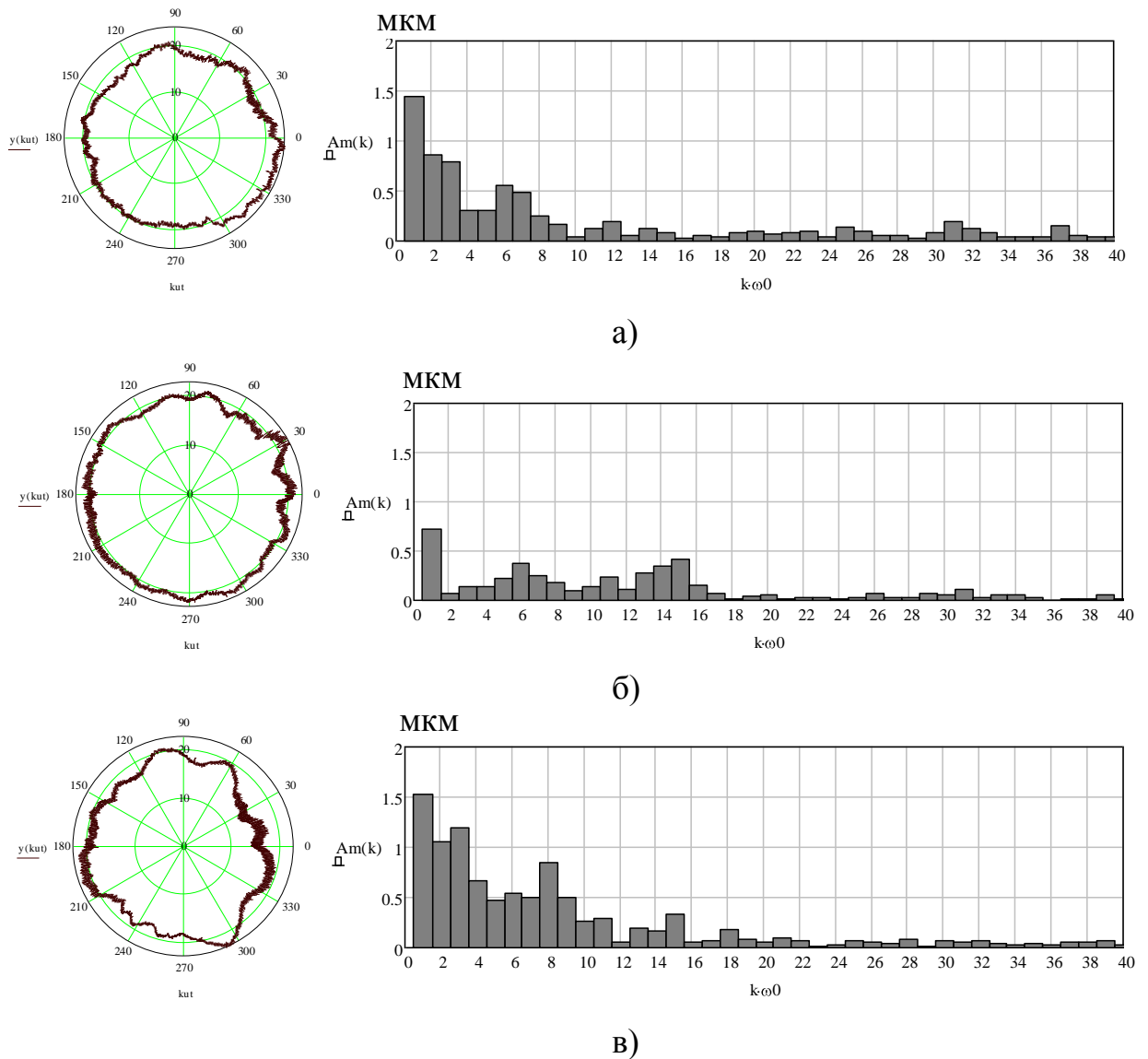


Рисунок 4.2 – Типові контури поверхонь зразків-виробів, апроксимовані кубічними сплайнами та спектри амплітуд гармонік контуру при регулюванні тиску в карманах ГСО шпинделя

Якісний аналіз контуру поверхонь зразків-виробів та типових спектрів, отриманих при регулюванні тиску в карманах ГСО дозволяє зробити висновок, що найбільша точність форми зразків-виробів за показником відхилення від круглості досягається при тиску $p_k=3$ МПа. Гармоніка №1, яка характеризує ексцентриситет контуру обробленої поверхні, є суттєвою при всіх значеннях тиску в карманах ГСО, найменше значення приймаючи в області тиску $p_k=3$ МПа. Гармоніка №2 суттєво проявляється при тисках 2 МПа та 4 МПа, що свідчить про овальність контуру обробленої поверхні при цих значеннях тиску. Огранювання контуру обробленої поверхні з числом

хвиль, яке дорівнює трьом (гармоніка №3) істотно проявляється при тиску 2 МПа, зменшуючись при підвищенні тиску до 4 МПа.



а) $n=600 \text{ хв}^{-1}$, б) $n=1500 \text{ хв}^{-1}$, в) $n=2400 \text{ хв}^{-1}$

Рисунок 4.3 – Типові контури поверхонь зразків-виробів, апроксимовані кубічними сплайнами та спектри амплітуд гармонік контуру при варіюванні частотою обертання шпинделя

Порівнюючи описані кубічними сплайнами контури поверхонь зразків-виробів та типові спектри, отримані при варіюванні частотою обертання шпинделя, приведені на рисунку 4.3, можна зробити наступні висновки: відхилення від правильної геометричної форми зразків-виробів при частоті обертання $n=600 \text{ хв}^{-1}$ зумовлені впливом складових сили різання, які з

підвищенням швидкості різання зменшуються. Цим пояснюється відповідне зменшення при $n=1500 \text{ хв}^{-1}$ гармонік №1–8, які характеризують макро-відхилення контуру обробленої поверхні. Збільшення амплітуд гармонік №1–10 при частоті обертання $n=2400 \text{ хв}^{-1}$ пояснюється зростанням віброактивності ШВ внаслідок зростання відцентрової сили інерції, зумовленої статичним дисбалансом, яка пропорційна квадрату кутової швидкості ω обертання шпинделя.

Для більш ґрунтовного аналізу закономірностей формування точності верстата за показником точності форми зразків-виробів здійснено статистичну обробку спектрів партій зразків-виробів оброблених при різних величинах тиску в карманах ГСО та частоти обертання шпинделя та визначено математичне сподівання амплітуд гармонік №1–8 (рисунок 4.4).

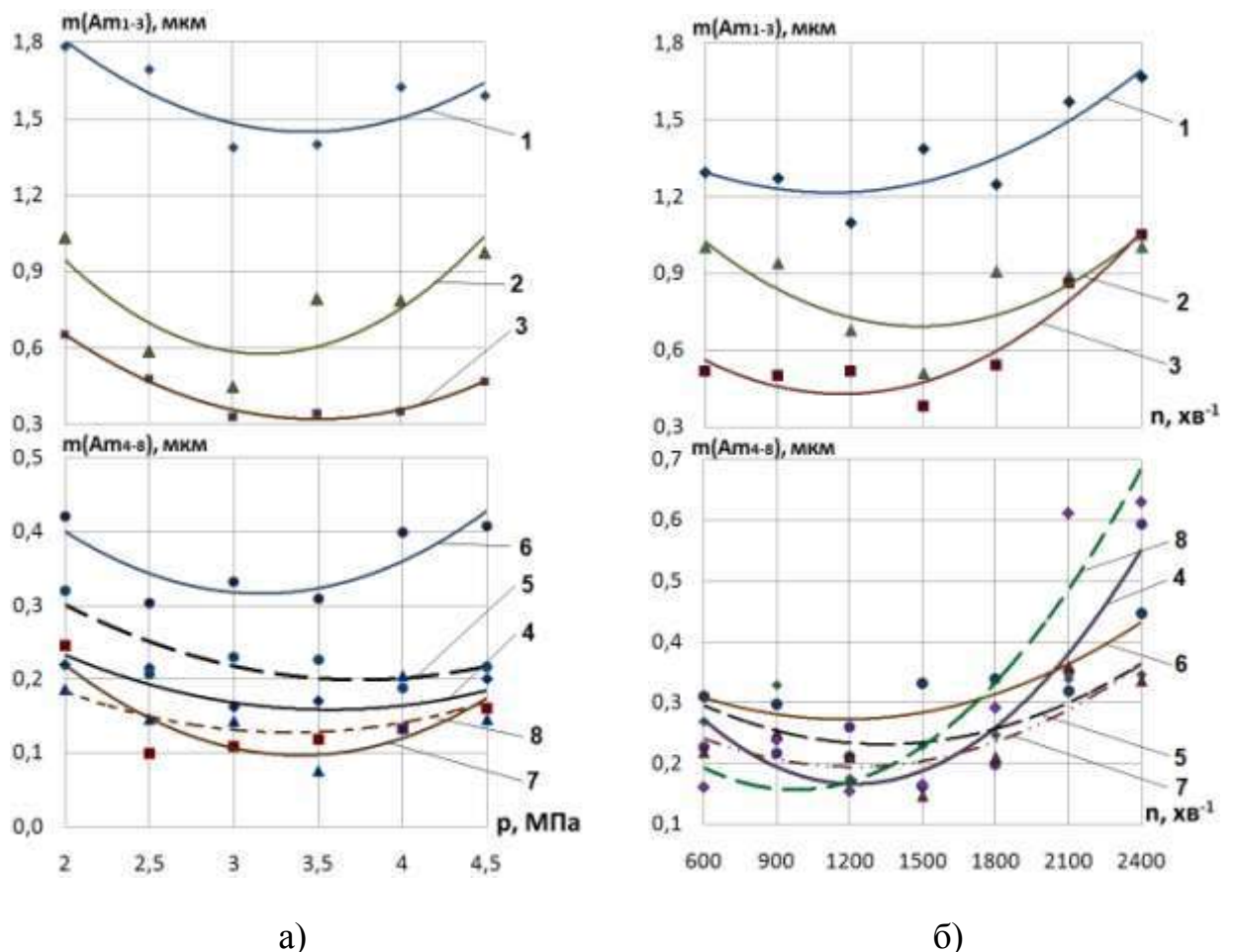


Рисунок 4.4 – Математичне сподівання амплітуд гармонік №1-8 спектрів контуру поверхонь зразків-виробів при регулюванні тиску в карманах ГСО а) та частоти обертання шпинделя б) (номер кривої відповідає номеру гармоніки спектру)

Найбільш суттєвий вплив регулювання величиною тиску в карманах ГСО шпинделя чинить на амплітуди 1–3 гармонік, які в діапазоні 2–3,5 МПа проявляють тенденцію до зниження в 1,3–2,3 рази і зростають в 1,2–2,1 рази при підвищенні тиску до 4,5 МПа. Аналогічна закономірність спостерігається і для гармонік №4–8 (за виключенням 5-ї гармоніки), математичне сподівання амплітуд яких знижується в середньому в 1,7 рази в діапазоні 2–3,5 МПа і зростає в 1,3 рази в діапазоні 3,5–4,5 МПа. Математичне сподівання амплітуд гармоніки №5 при збільшенні тиску з 2 до 4 МПа також знижується в 1,7 рази, проте при подальшому підвищенні тиску її величина практично не змінюється.

Таким чином, ґрунтуючись на результатах серії експериментальних досліджень з виявлення впливу тиску в карманах ГСО на відхилення від круглості зразків-виробів можемо стверджувати, що зростання значень відхилення від круглості зразків-виробів при підвищенні тиску мастила в карманах ГСО з 3,5 МПа до 4–4,5 МПа, на наш погляд, обумовлюється зменшенням дисипативної сили у ГСО, пов'язаної зі швидкістю зближення опорних поверхонь підшипника. Підвищення тиску спричиняє відповідне збільшення радіальної жорсткості опори і, як наслідок, призводить до зменшення швидкостей зміщення шпинделя у радіальному напрямку ГСО. Зниження демпфуючих властивостей мастильного шару відповідно проявляється в зростанні математичного сподівання амплітуд гармонік спектру контру зразків-виробів, які впливають на формування похибок форми, хвилястості профілю обробленої поверхні в поперечному напрямку.

Математичне сподівання амплітуд практично всіх гармонік спектру при регулюванні частоти обертання шпинделя має тенденцію до незначного зменшення (в середньому на 20%) при підвищенні частоти обертання до 1200 хв^{-1} . Подальше зростання частоти 2400 хв^{-1} в найбільшій мірі проявляється на амплітудах гармонік №3, 4, 8, які порівняно з величиною при частоті 1200 хв^{-1} зростають відповідно в 2,1, 2,3 та 4 рази. Це пояснюється тим, що при наявності дисбалансу зростання частоти обертання

зумовлює відповідне збільшення ексцентриситету та амплітуди коливань шпинделя, що викликає зростання перепаду тиску в карманах ГСО. Зазначене явище обумовлює відповідну зміну несучої здатності та жорсткості ГСО, які безпосередньо впливають на точність механічної обробки [91], а оскільки в шпиндельному вузлі верстата УТ16А застосована 4-х карманна ГСО, то і зростання амплітуд 4-ї та кратної їй 8-ї гармоніки контуру поверхонь зразків-виробів обумовлене саме цим явищем.

При дослідженні впливу температури мастила на показники точності шпиндельного вузла на експериментальному стенді на базі токарного прецизійного верстата УТ16А (див. рисунок 3.2) проведено дві серії експериментів: в режимі холостого ходу та при обробці дослідних зразків-виробів. В кожному режимі експлуатації верстата було виконано по дві серії дослідів: з тиском в карманах 2 МПа і 3 МПа.

При обробці зразків-виробів $\varnothing 72$ мм (див. рисунок 3.11) зі сталі 45 досліджувався одночасний вплив температури мастила та тиску в карманах ГСО на точність форми оброблених поверхонь та параметри траєкторії обертання шпинделя. Обробку дослідних зразків-виробів виконували в діапазоні температур $+20\dots+40^{\circ}\text{C}$ з інтервалом 5°C , при частоті обертання $n=1200 \text{ хв}^{-1}$, глибині різання $t=0,5$ мм, подачі $S=0,058$ мм/об. Обробку здійснювали токарним прохідним прямим різцем з пластиною з твердого сплаву Т15К6, з кутами $\varphi = \varphi_1 = 45^{\circ}$; $\alpha = 8^{\circ}$; $\gamma = 10^{\circ}$.

Вимірювання відхилення від круглості та обробку результатів вимірювань здійснювали на за методикою, наведеною в підрозділі 3.2.1. Результати вимірювань відхилення від круглості та типові круглограми зовнішньої циліндричної поверхні зразків-виробів оброблених при різній температурі мастила та тиску в ГСО наведено в додатку Н.

За результатами експериментальних досліджень отримано залежність відхилення від круглості зразків-виробів від температури та тиску мастила в ГСО (рисунок 4.5).

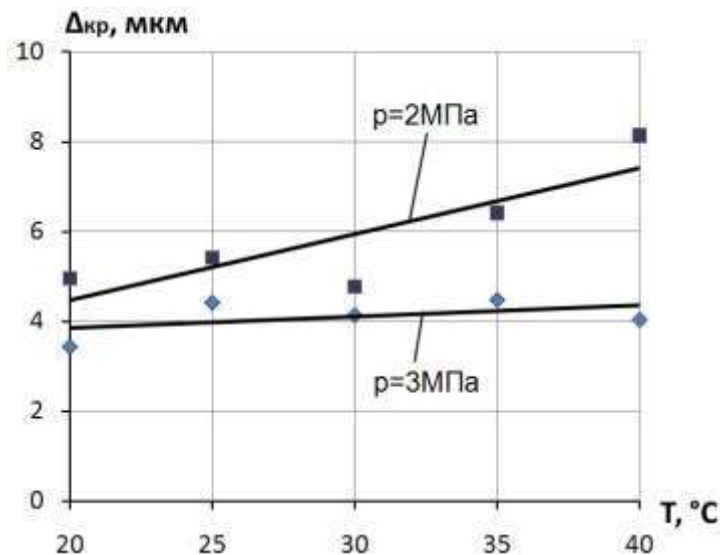


Рисунок 4.5 – Вплив тиску та температури мастила в карманах ГСО шпинделя на відхилення від круглості зразків-виробів

Встановлено, що при тиску мастила в карманах ГСО $p_k=2$ МПа підвищення температури мастила з $+20^\circ\text{C}$ до $+40^\circ\text{C}$ призводить до зростання в 1,6 рази відхилення від круглості зразків-виробів. При підвищенні тиску до 3 МПа відхилення від круглості оброблених поверхонь зразків-виробів зменшується у досліджуваному діапазоні температур в середньому в 1,5 рази. При цьому слід відзначити, що при забезпеченні сталого тиску в карманах ГСО $p_k=3$ МПа зростання температури мастила на відхилення від круглості зразків-виробів практично не впливає.

Проведені дослідження впливу тиску та температури мастила в ГСО на відхилення від круглості поверхонь зразків-виробів доповнено спектральним аналізом їх контуру (рисунок 4.6). Аналізуючи отримані спектри контуру зразків-виробів можемо зробити висновок, що при тиску в карманах ГСО $p_k=2$ МПа суттєво проявляються 1 та 2-га гармоніки, які характеризують відповідно ексцентриситет та овальність контуру оброблених поверхонь. При цьому зі збільшенням температури мастила з $+20^\circ\text{C}$ до $+40^\circ\text{C}$ математичні сподівання амплітуд цих гармонік мають тенденцію до незначного (в 1,2 рази) зростання. Математичні сподівання амплітуд гармонік №3–5 практично на порядок менші за амплітуди гармонік №1 і №2, проте з підвищенням температури в межах досліджуваного діапазону спостерігається тенденція до

їх зростання в середньому в 2 рази. Математичне сподівання амплітуди 12-ї гармоніки також має стійку тенденцію до зростання і при температурі $+40^{\circ}\text{C}$ на порядок перевищує її значення при температурі $+20^{\circ}\text{C}$. Це зумовлено проявленням при зростанні температури пульсацій тиску мастила 12-ти лопатевого пластинчатого насосу типу БГ-12-4, який встановлений в системі живлення шпindelних ГСО верстата УТ16А. Математичні сподівання амплітуд інших гармонік при тиску в карманах ГСО $p_k=2$ МПа мають нерегулярні зміни, незначно підвищуючись при зростанні температури.

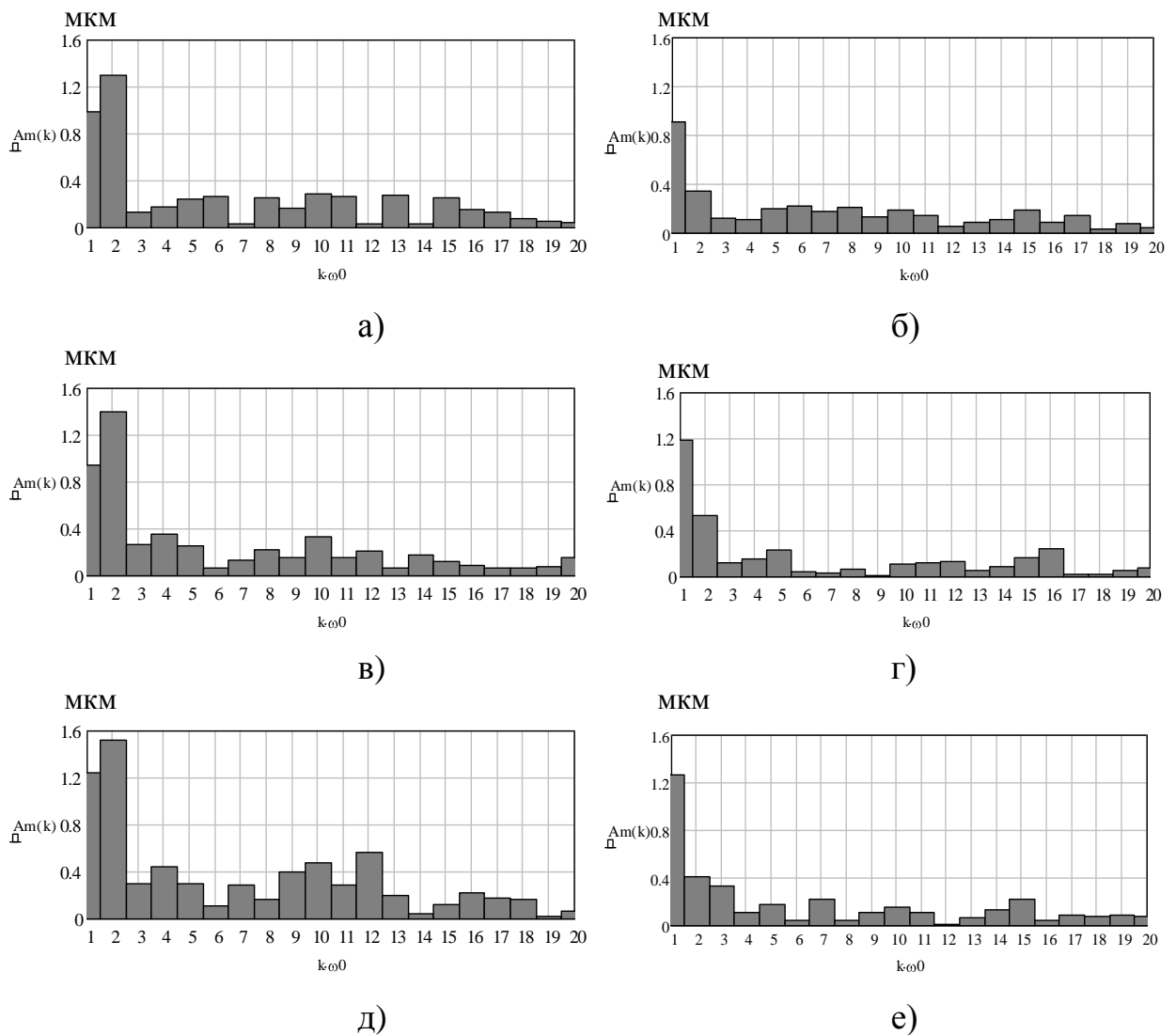


Рисунок 4.6 – Типові спектри амплітуд гармонік контуру поверхонь зразків-виробів при регулюванні тиску і температури мастила в карманах ГСО шпинделя: а), в), д) – спектри при тиску $p_k=2$ МПа і температурі 20°C , 30°C , 40°C відповідно; б), г), е) – спектри при тиску $p_k=3$ МПа і температурі 20°C , 30°C , 40°C відповідно

При тиску в карманах ГСО шпинделя $p_k=3$ МПа (див. рисунок 4.6, б, г, е) найбільш суттєво проявляється амплітуда 1-ї гармоніки, яка при зростанні температури мастила з $+20^{\circ}\text{C}$ до $+40^{\circ}\text{C}$ збільшується в 1,4 рази. Математичне сподівання амплітуди 2-ї гармоніки практично не змінюється, 3-я гармоніка зростає в 4 рази. Величини математичних сподівань амплітуд інших гармонік є незначними і не мають суттєвої залежності від температури мастила.

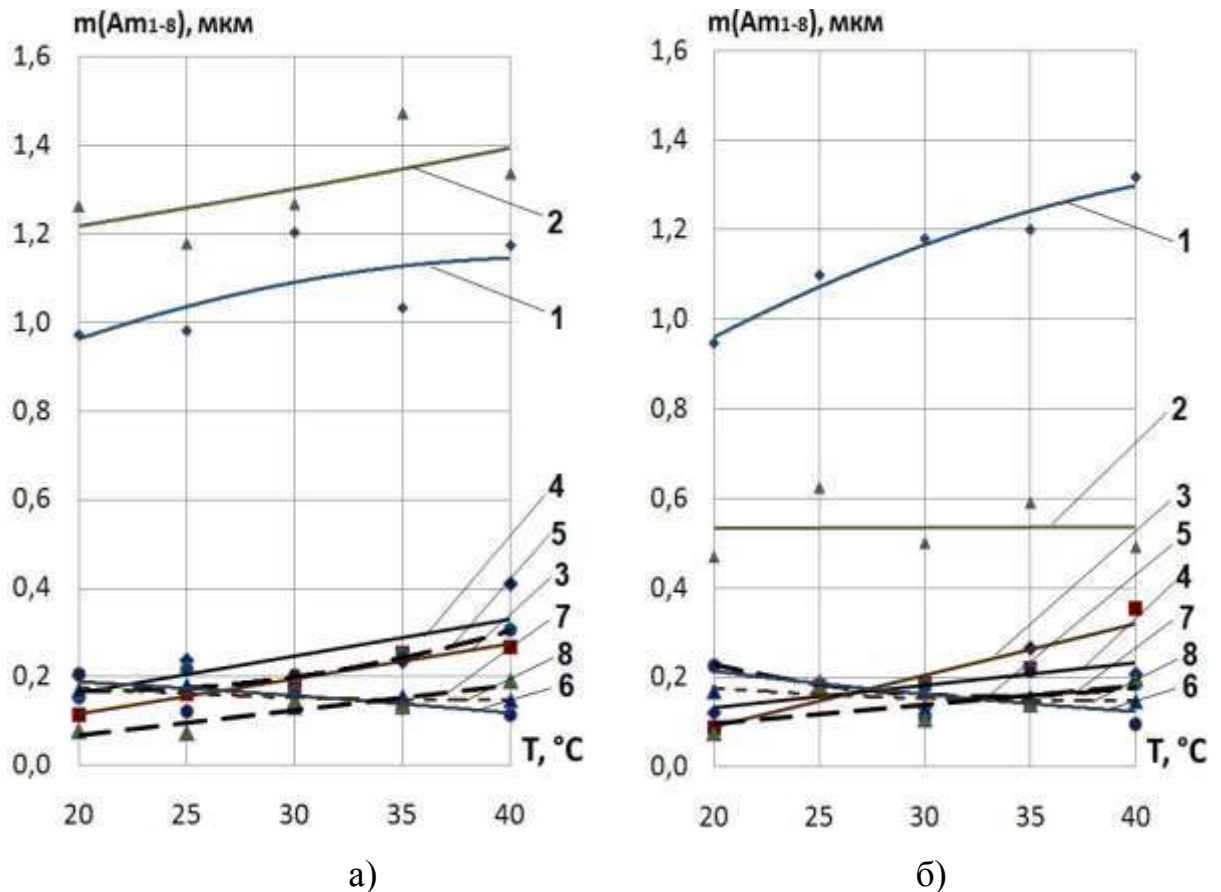


Рисунок 4.7 – Математичні сподівання амплітуд гармонік №1-8 спектрів контуру поверхонь зразків-виробів при варіюванні температурою та тиском мастила в карманах ГСО шпинделя: а) $p_k=2$ МПа, б) $p_k=3$ МПа (номер кривої відповідає номеру гармоніки спектру)

Встановлені закономірності впливу експлуатаційних параметрів ГСО шпинделя та технологічних навантажень на формування точності верстата за показником точності форми зразків-виробів дозволяють, виходячи з характеру технологічного навантаження, здійснювати вибір раціональних експлуатаційних параметрів ГСО шпинделя при токарній обробці.

4.2 Аналіз залежності параметрів траєкторій шпинделя від експлуатаційних параметрів ГСО та технологічних навантажень

Оцінку точності ШВ з ГСО за показником геометричної точності здійснювали за параметрами траєкторії обертання шпинделя в площині перпендикулярній його осі, запис яких здійснювали одночасно з обробкою зразків-виробів, аналіз впливу експлуатаційних параметрів ГСО на точність яких приведено в попередньому підрозділі. Статистична обробка та гармонічний аналіз траєкторій шляхом розкладання в ряд Фур'є здійснювались за методикою, наведеною в підрозділі 3.2.2. Перевіркою на основі критерію χ^2 Пірсона [63, 120] гіпотеза про нормальність закону розподілу величини радіус-вектора траєкторій не у всіх випадках підтверджувалась. Це може бути зумовлено наявністю систематичних похибок, внаслідок яких виникає асиметрія A_R і ексцес E_R кривої нормального розподілу. В таких випадках додатково перевірку гіпотези про наближеність до нормального закону розподілу величини радіус-вектора траєкторій здійснювали, оцінюючи співвідношення величин A_R , E_R та СКВ асиметрії σ_A і ексцесу σ_E [55]. Слід відзначити, що виконання умов $|A_R/\sigma_A| < 3$ та $|E/\sigma_E| < 3$ практично в усіх випадках задовольнялось, що дозволяло зробити висновок, що асиметрія і ексцес не є суттєвими і розподіл випадкової величини радіус-вектора траєкторій наближений до нормального. Наближеність розподілу випадкової величини радіус-вектора траєкторій до нормального закону, а також стаціонарність та ергодичність випадкового процесу коливань шпинделя дозволяє при оцінці точності ШВ використовувати статистичні характеристики величини радіус-вектора траєкторій руху шпинделя: математичне сподівання m_R , середньоквадратичне відхилення σ_R , асиметрію A_R та ексцес E_R .

Статистичні характеристики експериментальних траєкторій при регулюванні тиску в карманах ГСО шпинделя приведено на рисунках 4.8, 4.10. При збільшенні тиску в карманах ГСО шпинделя в діапазоні 2–3,5 МПа математичне сподівання величини радіус-вектора траєкторій шпинделя

зменшується в 1,25 – 1,45 рази, причому зі зростанням частоти обертання шпинделя вплив тиску на величину математичного сподівання радіус-вектора траєкторій зменшується. Збільшення тиску мастила в ГСО в діапазоні 3,5 – 4,5 МПа на величину математичного сподівання радіус-вектора траєкторій практично не впливає.

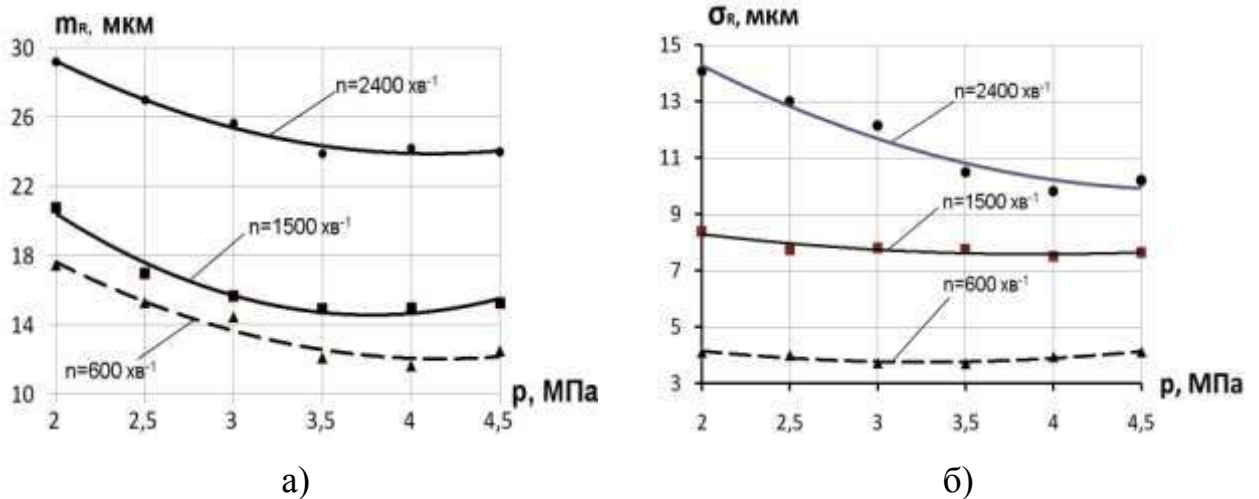
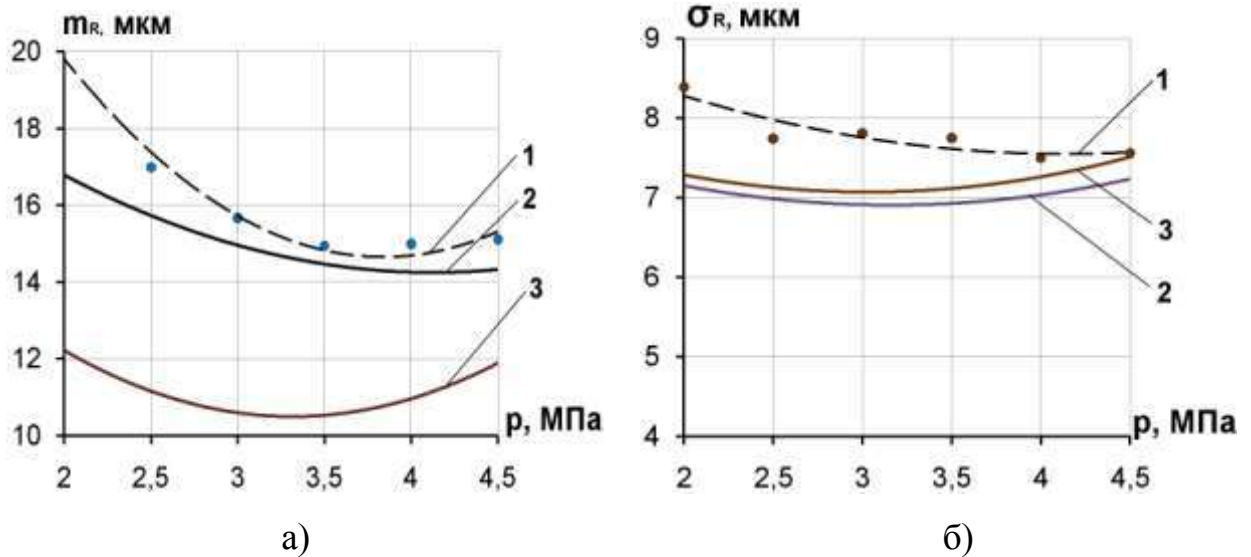


Рисунок 4.8 – Математичні сподівання а) та СКВ б) величини радіус-вектора експериментальних траєкторій шпинделя при регулюванні тиску в карманах ГСО

На СКВ радіус-вектора траєкторій шпинделя регулювання величиною тиску в карманах ГСО впливає при частотах обертання понад 1500 хв^{-1} . При цьому зі зростанням частоти обертання шпинделя збільшення тиску в карманах ГСО інтенсивніше впливає на зниження СКВ радіус-вектора траєкторій шпинделя, що сприяє підвищенню точності обробки за показником допуску розміру оброблюваної поверхні.

Співставлення експериментальних (штрихова лінія) та теоретичних залежностей математичного сподівання (рисунок 4.9, а) та СКВ (рисунок 4.9, б) величини радіус-вектора від тиску в карманах ГСО при $n=\text{const}=1500 \text{ хв}^{-1}$ показує їх якісну узгодженість. Максимальна розбіжність між експериментальними та теоретичними значеннями математичного сподівання величини радіус-вектора траєкторій, отриманими за математичною моделлю з врахуванням відхилення форми опорних поверхонь ГСО не перевищує 16,7%. В порівнянні зі значеннями величини радіус-вектора траєкторій,

отриманими за математичною моделлю з ідеалізованими опорними поверхнями ГСО експериментальні значення відрізняються в середньому в 1,45 рази, що свідчить про важливість врахування відхилень форми опорних поверхонь ГСО при дослідженні точності ШВ з опорами такого типу.



1 – експериментальні залежності, 2 – залежності отримані за математичною моделлю з врахуванням відхилення форми опорних поверхонь ГСО, 3 – залежності отримані за математичною моделлю з ідеалізованими опорними поверхнями ГСО

Рисунок 4.9 – Порівняння експериментальних та теоретичних залежностей математичного сподівання а) та СКВ б) величини радіус-вектора від тиску в карманах ГСО при $n=1500 \text{ хв}^{-1}$

Максимальна розбіжність між експериментальними та теоретичними значеннями СКВ величини радіус-вектора траєкторій, отриманими за математичною моделлю, в якій враховано відхилення форми опорних поверхонь ГСО не перевищує 14,3%. Відмінність СКВ величини радіус-вектора траєкторій, отриманого чисельним моделюванням з ідеалізованими опорними поверхнями ГСО від експериментальних значень СКВ не перевищує 13,8%. Кількісно взаємозв'язок теоретичних та експериментальних залежностей оцінювали за допомогою коефіцієнту парної кореляції, результати визначення якого та оцінки його достовірності наведено в таблиці 4.2.

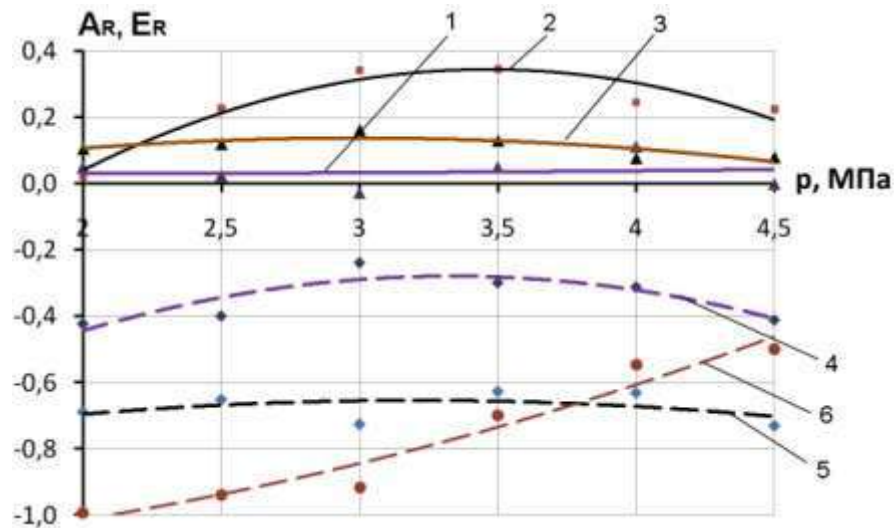
Таблиця 4.2 – До визначення кореляційного зв'язку експериментальних та теоретичних залежностей математичного сподівання та СКВ величини радіус-вектора від тиску в карманах ГСО

Тиск в ГСО, p_k , МПа	математичне сподівання m_R		Тиск в ГСО, p_k , МПа	СКВ, σ_R	
	Мат. модель m_{R1} , мкм	Експеримент m_{R2} , мкм		Мат. модель σ_{R1} , мкм	Експеримент σ_{R2} , мкм
2,00	16,71	20,05	2,00	7,19	8,39
2,50	16,02	16,98	2,50	6,90	7,74
3,00	14,76	15,67	3,00	6,97	7,81
3,50	14,30	14,94	3,50	6,87	7,75
4,00	14,36	14,98	4,00	7,11	7,49
4,50	14,54	15,10	4,50	7,20	7,55
Коефіцієнт кореляції $r_{m_{R1}, m_{R2}} = 0,959$			Коефіцієнт кореляції $r_{\sigma_{R1}, \sigma_{R2}} = 0,191$		
Похибка коефіцієнта кореляції		$\Delta_r = 0,032$	Похибка коефіцієнта кореляції		$\Delta_r = 0,393$
$\frac{r_{m_{R1}, m_{R2}}}{\Delta_r} = \frac{0,955}{0,032} = 29,9 > 4$			$\frac{r_{\sigma_{R1}, \sigma_{R2}}}{\Delta_r} = \frac{0,191}{0,394} = 0,484 < 4$		

Результати розрахунку коефіцієнту парної кореляції, наведені в таблиці 4.2, вказують на високий ступінь узгодженості експериментальних та теоретичних залежностей математичного сподівання величини радіус-вектора траєкторій від тиску в карманах ГСО. Внаслідок невисокого значення та непідтвердженої достовірності визначення коефіцієнта парної кореляції для значень СКВ радіус-вектора, отриманих теоретичним та експериментальним шляхом стверджувати про їх тісний взаємозв'язок не можна. Це пояснюється тим, що СКВ радіус-вектора траєкторій при частоті обертання шпинделя $n=1500 \text{ хв}^{-1}$ від регулювання тиску в діапазоні 2 – 4,5 МПа практично не залежить: різниця між максимальним і мінімальним експериментальним значенням СКВ радіус-вектора становить 10,6%, а максимальне та мінімальне значення СКВ радіус-вектора траєкторій отримані при таких самих умовах за математичною моделлю відрізняються лише на 4,5%.

Вплив регулювання тиском в карманах ГСО на асиметрію A_R та ексцес E_R величини радіус-вектора траєкторій шпинделя графічно відображено на рисунку 4.10. Розсіювання величини радіус-вектора експериментальних

траєкторій руху шпинделя при регулюванні тиску в карманах ГСО в діапазоні 2–4,5 МПа має асиметрію A_R та ексцес E_R , причому останній проявляється більш суттєво. В межах тиску 3–3,5 МПа, при частоті обертання $n=600 \text{ хв}^{-1}$ розсіювання положень радіус-вектора максимально наближене до закону нормального розподілу, про що свідчать мінімальні абсолютні значення асиметрії та ексцесу. Зміна величини тиску практично не впливає на асиметрію кривої розподілу при частоті обертання шпинделя 2400 хв^{-1} та 600 хв^{-1} . При частоті обертання 1500 хв^{-1} регулювання тиску в карманах ГСО практично не впливає на величину ексцесу E_R . Підвищення тиску в карманах ГСО з 2 МПа до 4,5 МПа сприяє зменшенню «плосковершинності» кривої розподілу при частоті обертання 2400 хв^{-1} .



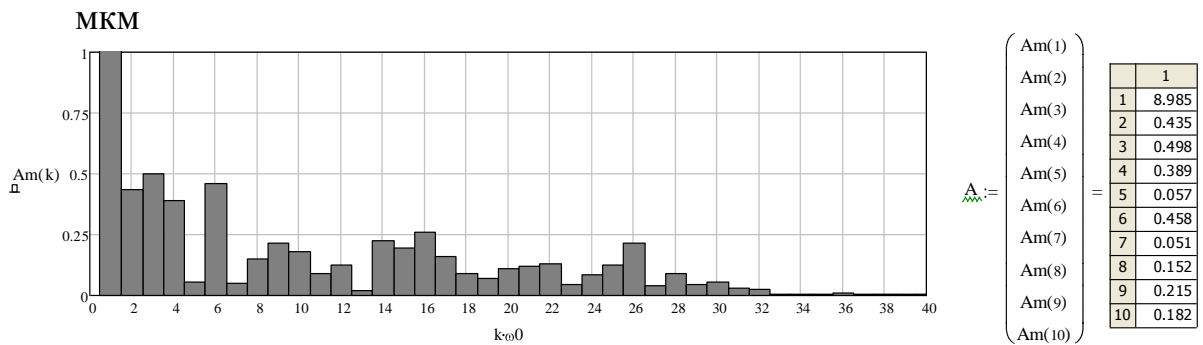
1 – A_R при $n=600 \text{ хв}^{-1}$, 2 – A_R при $n=1500 \text{ хв}^{-1}$, 3 – A_R при $n=2400 \text{ хв}^{-1}$

4 – E_R при $n=600 \text{ хв}^{-1}$, 5 – E_R при $n=1500 \text{ хв}^{-1}$, 6 – E_R при $n=2400 \text{ хв}^{-1}$

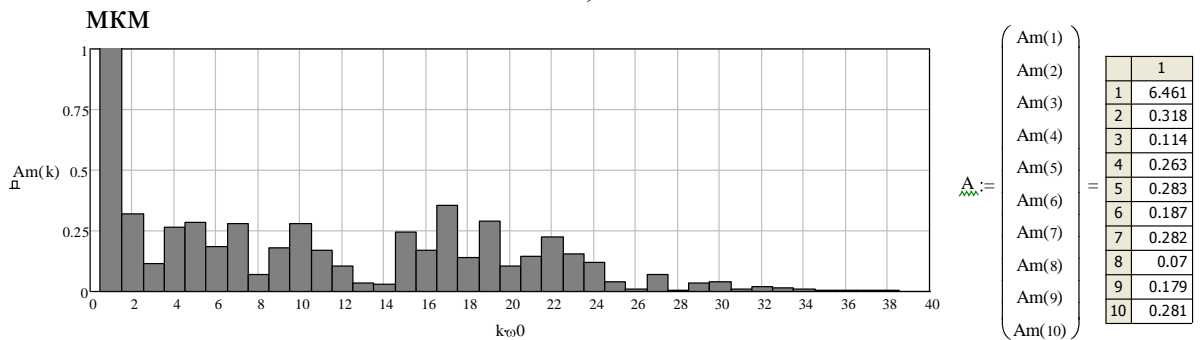
Рисунок 4.10 – Асиметрія та ексцес розсіювання величини радіус-вектора експериментальних траєкторій руху шпинделя при регулюванні тиском в карманах ГСО

Засобами пакету MathCAD, за програмою, що наведена в додатку Ж, здійснено математичне описання експериментальних траєкторій шпинделя за допомогою ряду Фур'є та їх спектральний аналіз (рисунок 4.11 – 4.12). Збільшення тиску в карманах ГСО в діапазоні з 2 МПа до 3,5 МПа призводить до зміщення осі шпинделя в напрямку геометричного центру ГСО, про що

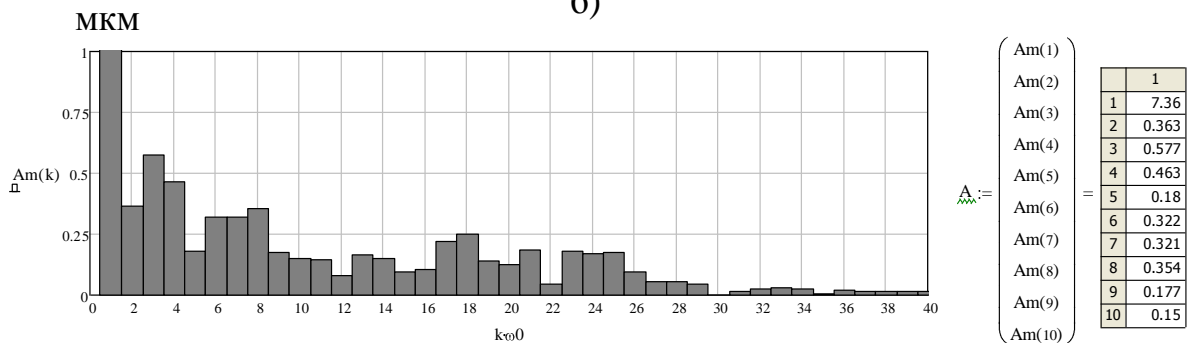
свідчить зниження на 20,6% математичного сподівання 1-ої гармоніки спектру траєкторій, проте при підвищенні тиску до 4,5 МПа спостерігається незначне зростання математичного очікування радіус-вектора та 1-ї гармоніки, що співпадає з аналогічною тенденцією виявленою при спектральному аналізі контурів зразків-виробів. Математичне сподівання амплітуд гармонік №2–8 також має тенденцію до зниження в середньому на 45% при підвищенні тиску в діапазоні з 2 МПа до 3,5 МПа та зростання в середньому на 35% при збільшенні тиску в карманах ГСО шпинделя з 3,5 МПа до 4,5 МПа.



а)



б)



в)

Рисунок 4.11 – Спектри амплітуд гармонік траєкторій шпинделя при регулюванні тиску в карманах ГСО: а) $p_k=2,5$ МПа, б) $p_k=3,5$ МПа, в) $p_k=4,5$ МПа

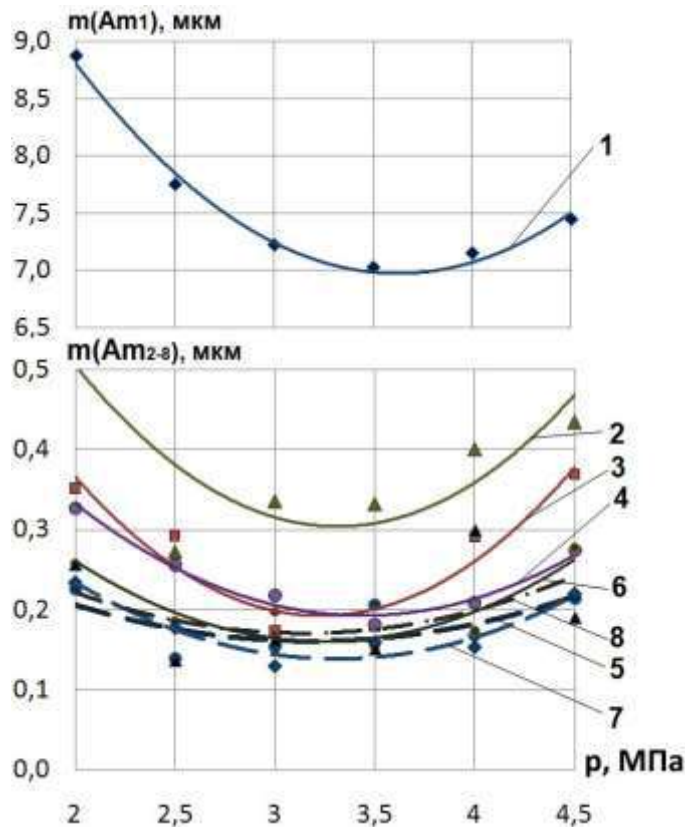


Рисунок 4.12 – Математичні сподівання амплітуд гармонік №1-8 спектрів експериментальних траєкторій руху шпинделя при регулюванні тиску в карманах ГСО при $n=\text{const}=1500 \text{ хв}^{-1}$ (номер кривої відповідає номеру гармоніки спектру)

Статистичні характеристики експериментальних траєкторій при регулюванні частоти обертання шпинделя при обробці зразків-виробів з статичним дисбалансом $D_{\text{ст}}=4360 \cdot 10^{-6} \text{ кг}\cdot\text{м}$, при тиску в карманах ГСО $p_k=3 \text{ МПа}$ наведено на рисунках 4.13 та 4.15.

При збільшенні частоти обертання шпинделя в діапазоні від 600 хв^{-1} до 2400 хв^{-1} при тиску в карманах ГСО $p_k=2 \text{ МПа}$ та $p_k=4 \text{ МПа}$ спостерігається стійка тенденція зростання математичного сподівання величини радіус-вектора траєкторії шпинделя в 1,6 та 2,1 рази відповідно. При тиску в карманах ГСО $p_k=3 \text{ МПа}$ зростання частоти обертання в діапазоні $600\text{--}1500 \text{ хв}^{-1}$ призводить до незначного зниження на 6% величини математичного сподівання радіус-вектора траєкторій. При збільшенні частоти обертання шпинделя в діапазоні $1500\text{--}2400 \text{ хв}^{-1}$ при тиску $p_k=3 \text{ МПа}$ спостерігається

стійка тенденція до зростання математичного сподівання величини радіус-вектора траєкторії шпинделя в 1,7 рази. СКВ радіус-вектора шпинделя зростає практично пропорційно зростанню частоти обертання шпинделя, причому інтенсивніше цей процес відбувається зі зменшенням величини тиску в карманах ГСО. Зростання m_R та σ_R в усьому діапазоні варіювання частоти обертання шпинделя пояснюється впливом відцентрової сили інерції зумовленої наявністю статичного дисбалансу, яка пропорційна квадрату кутової швидкості ω обертання шпинделя ($F_C \sim \omega^2$).

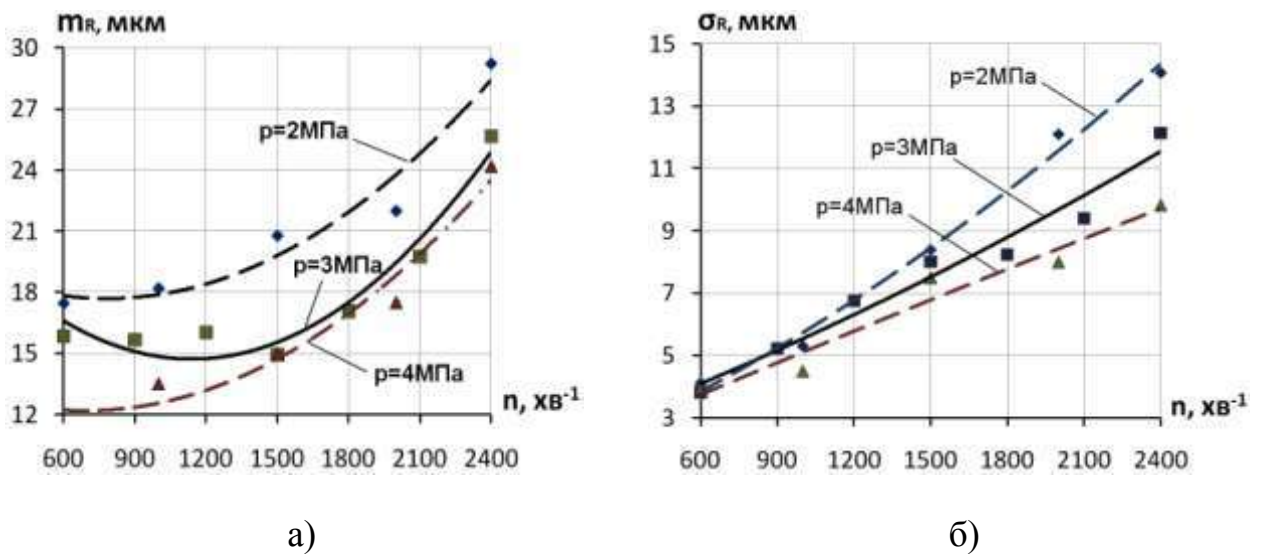
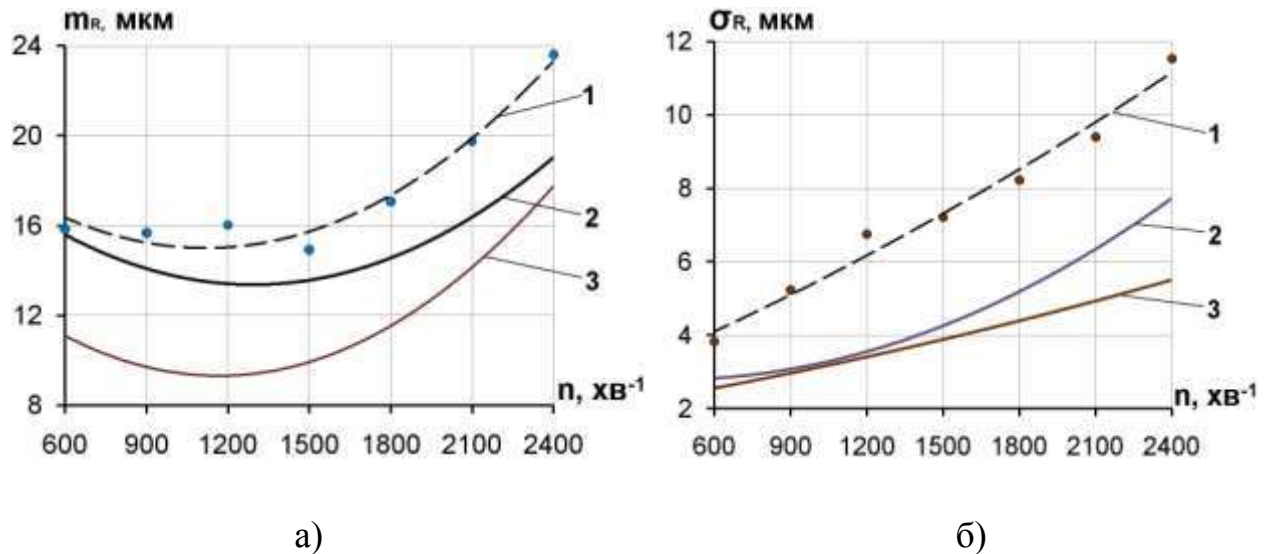


Рисунок 4.13 – Математичні сподівання а) та СКВ б) величини радіус-вектора експериментальних траєкторій при варіюванні частотою обертання шпинделя

Порівняння експериментальних (штрихова лінія) та теоретичних залежностей математичного сподівання (рисунок 4.14, а) та СКВ (рисунок 4.14, б) величини радіус-вектора від частоти обертання шпинделя при тиску в карманах ГСО $p_k=3\text{ МПа}$ показує їх якісну узгодженість. Максимальна розбіжність між експериментальними та теоретичними значеннями математичного сподівання величини радіус-вектора траєкторій, отриманими за математичною моделлю з врахуванням відхилення форми опорних поверхонь ГСО не перевищує 18,8%. Порівняно зі значеннями величини радіус-вектора траєкторій, отриманими за математичною моделлю з

ідеалізованими опорними поверхнями ГСО експериментальні значення відрізняються в середньому в 1,5 рази, що вказує на важливість врахування при дослідженні точності ШВ з ГСО похибок форми спряжених поверхонь.



1 – експериментальні залежності, 2 – залежності отримані за математичною моделлю з врахуванням відхилення форми опорних поверхонь ГСО, 3 – залежності отримані за математичною моделлю з ідеалізованими опорними поверхнями ГСО

Рисунок 4.14 – Порівняння експериментальних та теоретичних залежностей математичного сподівання а) та СКВ б) величини радіус-вектора від частоти обертання шпинделя при тиску в карманах ГСО $p_k=3$ МПа

Різниця СКВ величини радіус-вектора експериментальних траєкторій та траєкторій, отриманих чисельним моделюванням з ідеалізованими опорними поверхнями ГСО знаходиться в межах 33–50%, що також свідчить про важливість врахування похибок форми спряжених поверхонь ГСО при дослідженні точності ШВ за показником траєкторій руху шпинделя.

В цілому, закономірності формування статистичних характеристик траєкторій радіус-вектора отримані при варіюванні частотою обертання шпинделя експериментальним шляхом та за результатами чисельного моделювання якісно узгоджуються.

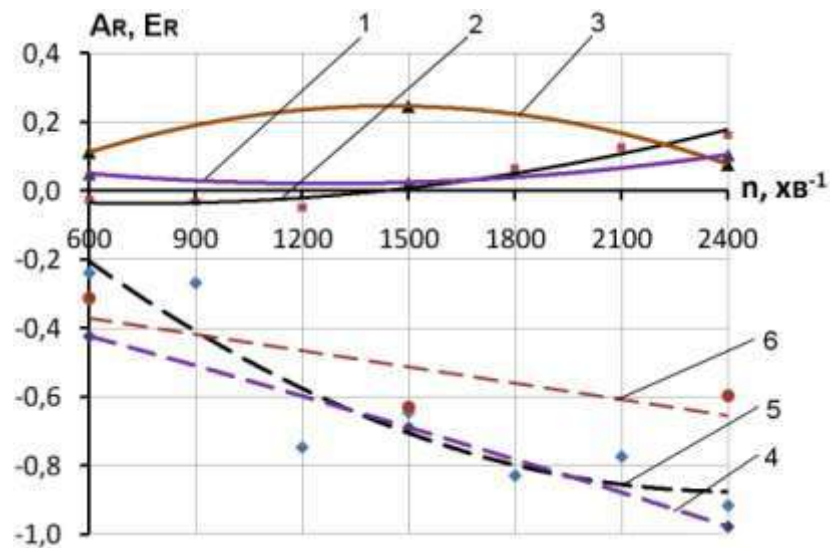
Кількісно взаємозв'язок теоретичних та експериментальних

залежностей оцінювали за допомогою коефіцієнту парної кореляції. Результати розрахунку коефіцієнту парної кореляції, наведені в таблиці 4.3, вказують на високий ступінь узгодженості експериментальних та теоретичних залежностей математичного сподівання величини радіус-вектора траєкторій частоти обертання шпинделя. Достовірність визначення коефіцієнта кореляції підтверджується порівнянням з його похибкою визначення, що дозволяє стверджувати про адекватність описання розробленою в розділі 2 математичною моделлю траєкторій руху шпинделя при регулюванні частоти обертання шпинделя.

Таблиця 4.3 – Кореляційний зв'язок експериментальних та теоретичних залежностей математичного сподівання та СКВ величини радіус-вектора від частоти обертання шпинделя при тиску в карманах ГСО $p_k=3$ МПа

Частота обертання, $n, \text{хв.}^{-1}$	математичне сподівання m_R		Частота обертання, $n, \text{хв.}^{-1}$	СКВ, σ_R	
	Мат. модель $m_{R1}, \text{мкм}$	Експеримент $\Delta_{кр2}, \text{мкм}$		Мат. модель $\Delta_{кр1}, \text{мкм}$	Експеримент $\Delta_{кр2}, \text{мкм}$
600	15,52	15,84	600	2,67	3,82
900	13,95	15,67	900	3,12	5,22
1200	13,80	16,03	1200	4,00	6,75
1500	13,54	14,93	1500	4,06	7,21
1800	14,50	17,07	1800	5,04	8,23
2100	16,02	19,75	2100	6,22	9,39
2400	19,28	23,61	2400	7,89	11,53
Коефіцієнт кореляції $r_{m_{R1}, m_{R2}} = 0,759$			Коефіцієнт кореляції $r_{\sigma_{R1}, \sigma_{R2}} = 0,971$		
Похибка коефіцієнта кореляції		$\Delta_r = 0,16$	Похибка коефіцієнта кореляції		$\Delta_r = 0,021$
$\frac{r_{m_{R1}, m_{R2}}}{\Delta_r} = \frac{0,759}{0,16} = 4,74 > 4$			$\frac{r_{\sigma_{R1}, \sigma_{R2}}}{\Delta_r} = \frac{0,971}{0,021} = 45,08 > 4$		
Достовірність підтверджується			Достовірність підтверджується		

Вплив регулювання частоти обертання на асиметрію A_R та ексцес E_R величини радіус-вектора траєкторій шпинделя наведено на рисунку 4.15.



1 – A_R при $p_k=2$ МПа, 2 – A_R при $p_k=3$ МПа, 3 – A_R при $p_k=4$ МПа

4 – E_R при $p_k=2$ МПа, 5 – E_R при $p_k=3$ МПа, 6 – E_R при $p_k=4$ МПа

Рисунок 4.15 – Асиметрія та ексцес розсіювання величини радіус-вектора експериментальних траєкторій руху шпинделя при варіюванні частотою обертання шпинделя

Абсолютна величина ексцесу E_R радіус-вектора експериментальних траєкторій зі зростанням частоти обертання шпинделя збільшується. З підвищенням тиску в карманах ГСО до 4 МПа зростання абсолютної величини ексцесу зі збільшенням частоти шпинделя в діапазоні 600 хв^{-1} – 2400 хв^{-1} уповільнюється і становить 1,9 рази, тоді як при тиску 2–3 МПа ексцесу зростає в середньому в 3 рази. Асиметрія кривої розсіювання величини радіус-вектора при регулюванні частоти обертання шпинделя проявляється в меншій мірі, особливо при тиску в карманах ГСО 2–3 МПа.

Засобами пакету MathCAD за допомогою ряду Фур'є здійснено математичне описання експериментальних траєкторій шпинделя отриманих при регулюванні частоти обертання та їх спектральний аналіз (рисунок 4.16 – 4.17). Спектральний аналіз траєкторій шпинделя при регулюванні частоти обертання показав, що практично всі гармоніки, що відповідають за формування відхилення форми контуру оброблених поверхонь мають тенденцію до зниження при зростанні частоти обертання з 600 хв^{-1} до 1200 – 1500 хв^{-1} та зростають при збільшенні частоти обертання шпинделя в

діапазоні 1500–2400 хв⁻¹. Найбільший вплив регулювання частотою обертання шпинделя здійснює на амплітуду 2-ї гармоніки максимальне і мінімальне значення якої відрізняються майже в 15 разів. Гармоніки № 4 і 8 мають практично однакову якісну і кількісну залежність зростаючи при підвищенні частоти обертання в 2,1 та 2,3 рази відповідно. Це пояснюється впливом інтенсифікації процесу перерозподілу тиску в 4-х карманій ГСО токарного верстата УТ16А при зростанні частоти обертання шпинделя. Близьку до 4-ї та 8-ї гармонік залежність має також шоста гармоніка.

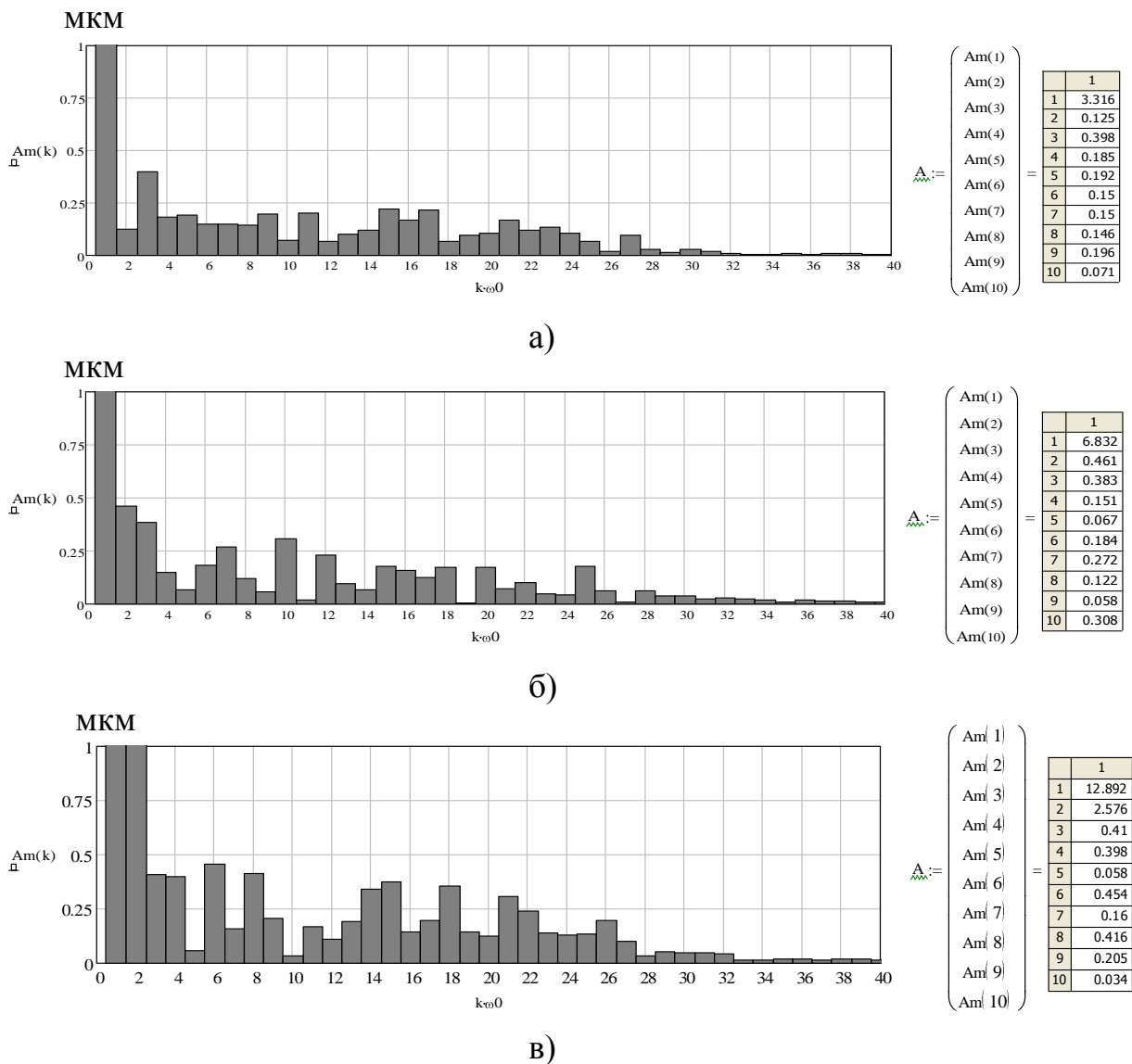


Рисунок 4.16 – Спектри амплітуд гармонік траєкторій шпинделя при регулюванні частоти обертання шпинделя: а) n=600 хв⁻¹, б) n=1500 хв⁻¹, в) n=2400 хв⁻¹

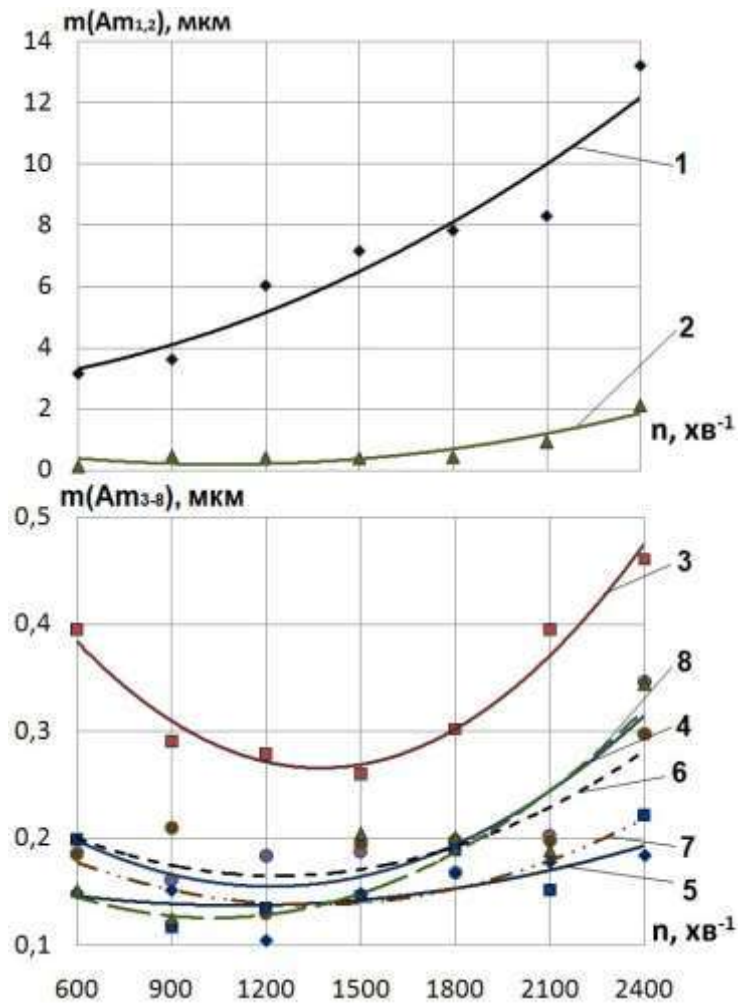


Рисунок 4.17 – Математичні сподівання амплітуд гармонік №1-8 спектрів траєкторій радіус-вектора шпинделя при регулюванні частоти обертання при $p=3$ МПа (номер кривої відповідає номеру гармоніки спектру)

Збільшення частоти обертання за наявності невідношеності обертових елементів ШВ суттєво відбивається на відцентровому зміщенні осі шпинделя, про що свідчить стійка тенденція до зростання більш ніж в 4 рази математичного сподівання 1-ої гармоніки спектру траєкторій. Відповідним чином знижуватиметься точність обробки за показником радіального биття обробленої поверхні. Така залежність амплітуд гармонік спектру траєкторій схожа із залежністю відхилення від круглості при регулюванні частоти обертання шпинделя.

При дослідженні впливу температури мастила на статистичні характеристики траєкторій шпинделя реалізовувалось дві серії експериментів: в режимі холостого ходу та при обробці дослідних зразків-виробів. В кожному

режимі було виконано по дві серії експериментів: з тиском в карманах ГСО 2 МПа і 3 МПа. Обробку дослідних зразків-виробів $\varnothing 70$ мм (див. рисунок 3.11) зі сталі 45 здійснювали токарним прохідним прямим різцем з пластиною з твердого сплаву Т15К6, з кутами $\varphi = \varphi_1 = 45^\circ$; $\alpha = 8^\circ$; $\gamma = 10^\circ$, в діапазоні температур $+20^\circ \dots +40^\circ\text{C}$ з інтервалом 5°C , при частоті обертання $n=1200 \text{ хв}^{-1}$, глибині різання $t=0,5$ мм, поздовжній подачі $S=0,058$ мм/об.

Статистичні характеристики експериментальних траєкторій залежно від температури та тиску мастила наведено на рисунку 4.18.

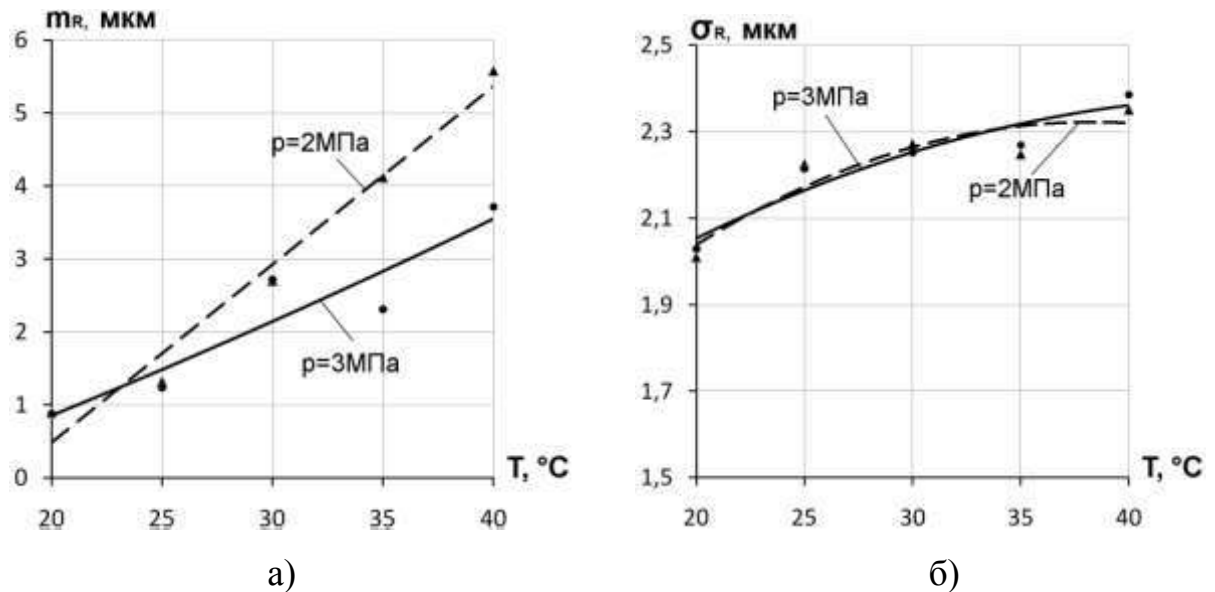


Рисунок 4.18 – Математичні сподівання а) та СКВ б) величини радіус-вектора експериментальних траєкторій залежно від температури та тиску мастила в ГСО шпинделя при обробці дослідних зразків-виробів

Збільшення температури мастила в ГСО призводить до зростання математичного сподівання радіус-вектора траєкторії шпинделя, причому з підвищенням тиску в карманах ГСО до 3 МПа ця тенденція уповільнюється, що пояснюється підвищенням жорсткості опори. Зазначене явище впливає на ексцентриситет шпинделя та обумовлює зниження точності обробки за показником радіального биття.

Середньоквадратичні відхилення радіус-вектора траєкторій шпинделя мало змінюються під впливом температури мастила, що свідчить про несуттєвий вплив температури рідини на поле розсіювання зміщень

шпинделя, а отже і на точність діаметрального розміру. Незначний вплив температури мастила на СКВ радіус-вектора траєкторій шпинделя можна пояснити тим, що внаслідок теплового розширення матеріалу при зростанні температури змінюються розміри опорних поверхонь шпинделя і гідростатичної втулки: розмір шийки шпинделя збільшується, а отвір гідростатичної втулки – зменшується. Це призводить до відповідного зменшення величини радіального статичного зазору та підвищення жорсткості ГСО. Одночасно з підвищенням температури знижується динамічна в'язкість мастила, що при незмінних геометричних параметрах підшипника повинно призводити до пониження жорсткості опори. Внаслідок одночасного протікання процесів зниження в'язкості мастила та зміни розмірів опорних поверхонь підшипника, вони компенсують один одного, що не викликає суттєвої зміни СКВ радіус-вектора траєкторій шпинделя.

Іншою причиною, що пояснює незначний вплив температури мастила на СКВ траєкторій шпинделя є забезпечення постійної величини тиску в карманах ГСО впродовж виконання кожної серії експериментів.

Суттєво температура мастила в карманах ГСО шпинделя впливає на асиметрію A_R та ексцес E_R розсіювання величини радіус-вектора траєкторій (рисунок 4.19.)

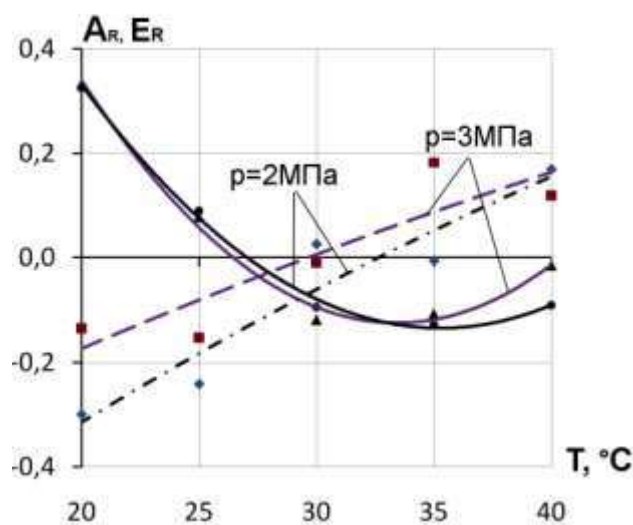


Рисунок 4.19 – Асиметрія (суцільні лінії) та ексцес (штрихові лінії) розподілу величини радіус-вектора експериментальних траєкторій залежно від температури та тиску мастила в ГСО шпинделя

Із залежностей, наведених на рисунку 4.19 видно, що зміна температури в діапазоні $+20^{\circ}\dots+40^{\circ}\text{C}$ викликає не тільки зміну абсолютної величини, а і знаку ексцесу E_R та асиметрії A_R розподілу величини радіус-вектора. Аналізуючі отримані залежності, можна зробити висновок, що оптимальна температура мастила знаходиться в межах $+27^{\circ}\dots+32^{\circ}\text{C}$, оскільки абсолютні величини асиметрії та ексцесу в даному діапазоні є мінімальними.

Дослідження в режимі холостого ходу мали за мету визначити вплив температури мастила та тиску в карманах ГСО на зміщення та параметри траєкторій шпинделя в площині ортогональній до його осі. Експерименти проводились також для двох значень тиску в карманах ГСО $p_1=2$ МПа та $p_2=3$ МПа при постійній частоті обертання шпинделя $n=1200$ хв⁻¹. Траєкторії фіксувались з інтервалом 5°C в діапазоні температур $+20^{\circ}\dots+40^{\circ}\text{C}$. Побудову та визначення параметрів траєкторій шпинделя здійснювали за методикою наведеною в підрозділі 3.2.2. Температурні тренди траєкторій шпинделя в режимі холостого ходу наведено на рисунку 4.20. Наведені траєкторії відповідають одному оберту шпинделя, а тренди побудовано за результатами статистичної обробки ансамблів траєкторій 50-ти обертів шпинделя.

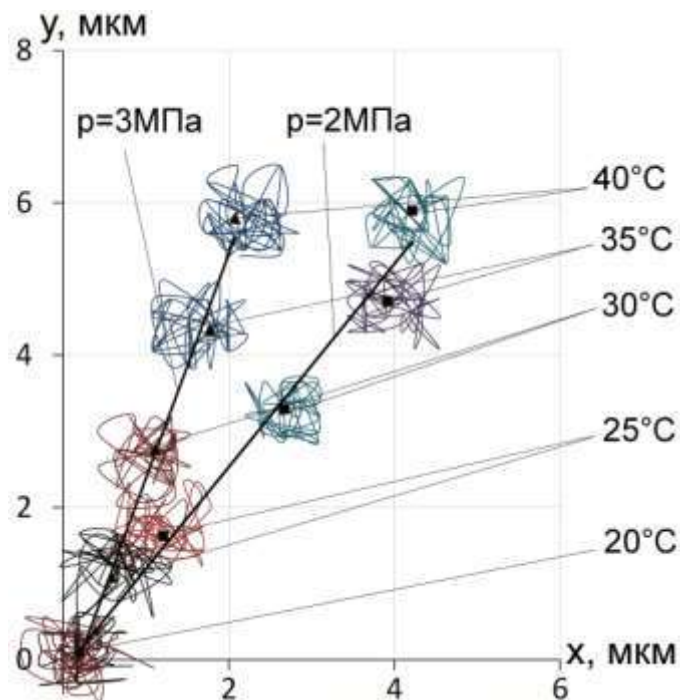


Рисунок 4.20 – Тренди траєкторій обертання шпинделя в режимі холостого ходу при зміні температури T мастила в ГСО

Таким чином, в режимі холостого ходу з підвищенням температури мастила в ГСО відбувається зміщення математичного сподівання центру траєкторії шпинделя в горизонтальній та вертикальній площинах. Підвищення тиску в карманах ГСО з 2 МПа до 3 МПа сприяє зменшенню в 2–2,4 рази зміщення шпинделя в горизонтальній площині. На зміщення у вертикальній площині підвищення тиску в карманах ГСО суттєво не впливає.

Проведені дослідження впливу тиску та температури мастила в ГСО на точність переміщень шпинделя доповнені спектральним аналізом траєкторій. Засобами пакету MathCAD розрахований спектр амплітуд двадцяти гармонік при різній температурі та тиску мастила в ГСО шпинделя (рисунок 4.21 – 4.22).

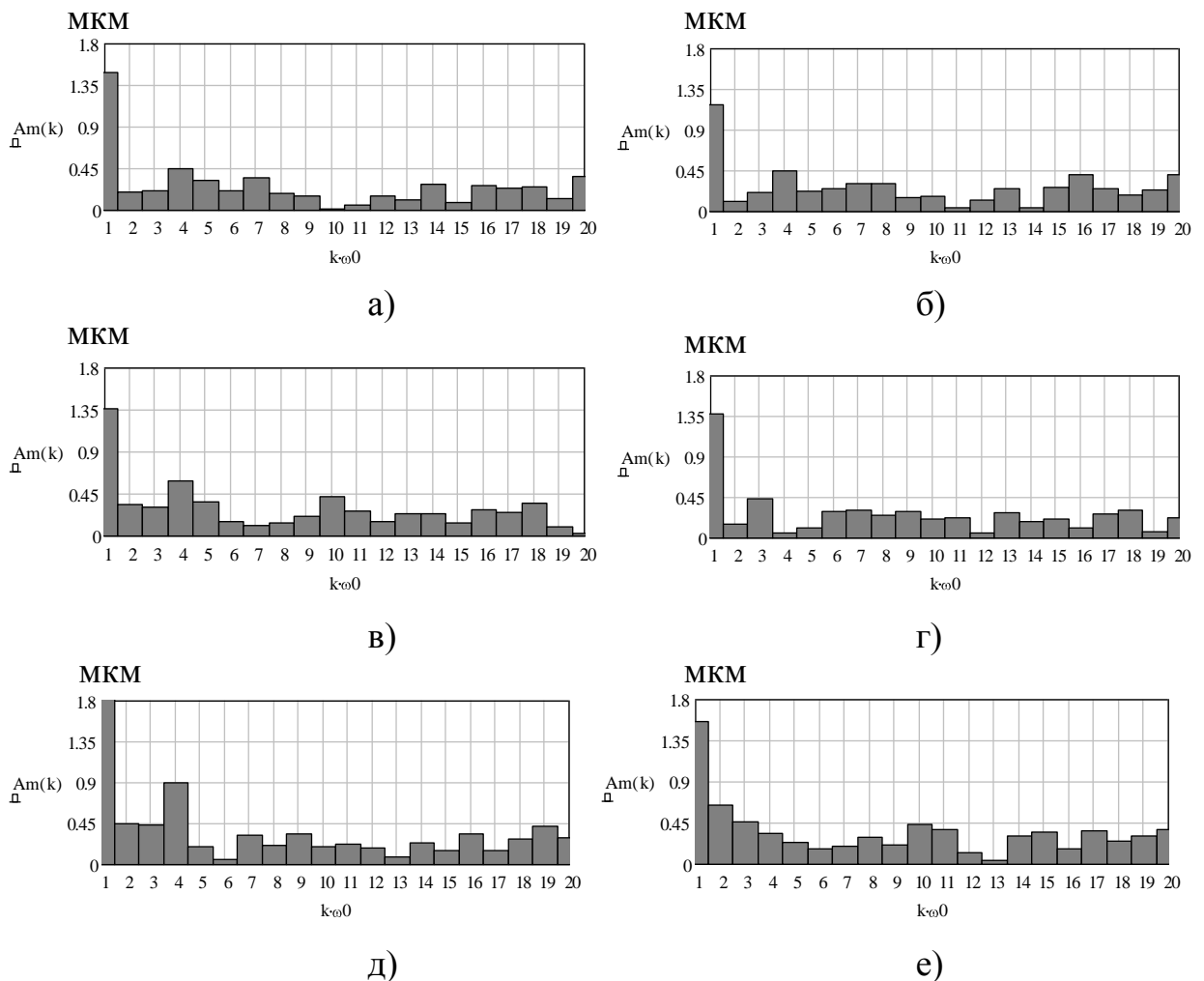


Рисунок 4.21 – Типові спектри амплітуд гармонік траєкторій шпинделя при зміні тиску і температури мастила в карманах ГСО шпинделя: а), в), д) – спектри при тиску $p_k=2$ МПа і температурі 20°C, 30°C, 40°C відповідно; б), г), е) – спектри при тиску $p_k=3$ МПа і температурі 20°C, 30°C, 40°C відповідно

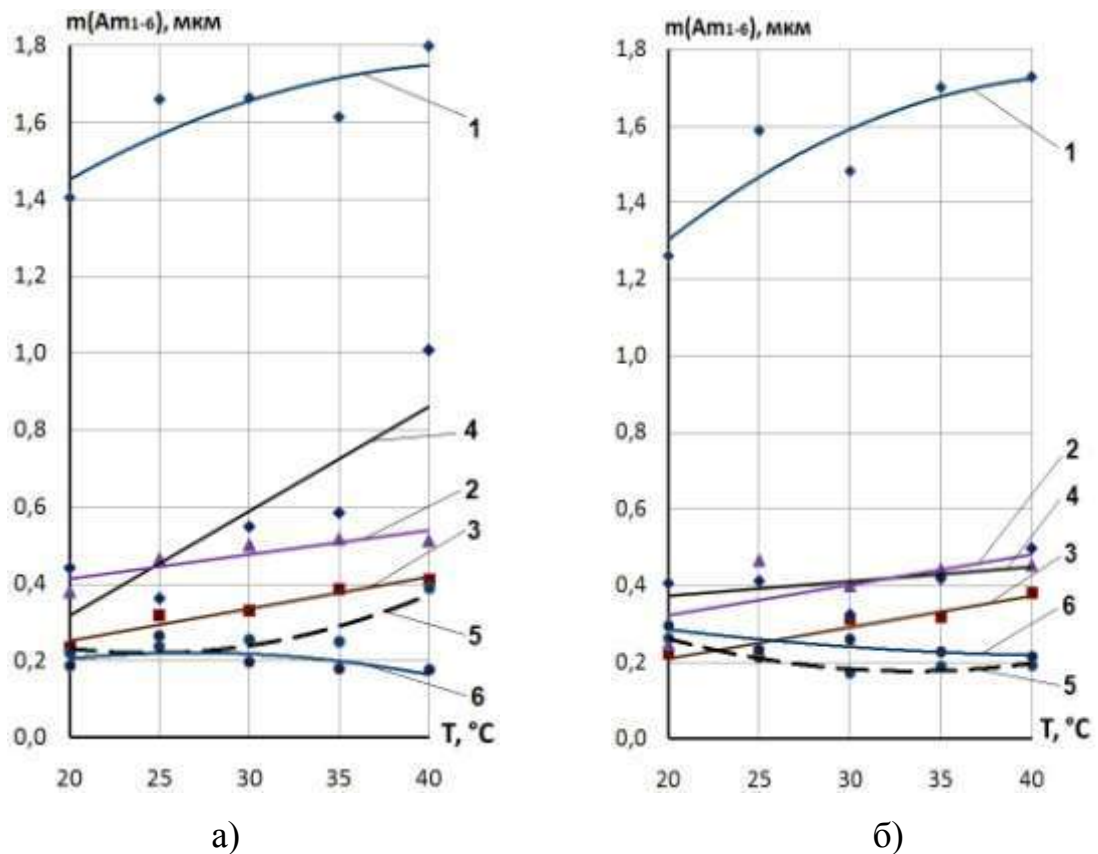


Рисунок 4.22 – Математичні сподівання амплітуд гармонік №1-6 спектрів траєкторій радіус-вектора шпинделя при зміні температури та тиску мастила в ГСО шпинделя: а) $p_k=2$ МПа б) $p_k=3$ МПа (номер кривої відповідає номеру гармоніки спектру)

Аналізуючи залежності на рисунку 4.22, можна зробити висновок, що підвищення температури в діапазоні $+20^\circ \dots +40^\circ\text{C}$ викликає зростання в середньому в 1,3 рази математичного сподівання амплітуди першої гармоніки спектрів траєкторій шпинделя, що відповідно позначається на зниженні точності обробки і проявляється у відхиленні розташування оброблених поверхонь. При тиску мастила в карманах ГСО $p_k=2$ МПа істотно проявляється 4-та гармоніка спектру траєкторій, яка зростає в досліджуваному інтервалі температур майже в 2,8 рази та 2, 3, 5 гармоніки, які зростають відповідно в 1,35, 1,7, 1,75 рази. Загалом, математичні сподівання амплітуд практично всіх гармонік (за виключенням гармоніки №6) при тиску $p_k=2$ МПа в середньому на 25% більші за відповідні гармоніки траєкторій при тиску $p_k=3$ МПа, що відповідним чином проявляється на зниженні точності форми оброблюваних поверхонь зразків-виробів за

показником відхилення від круглості (див. рисунок 4.5).

Таким чином, проведений аналіз дозволив встановити закономірності формування геометричної точності верстата за показником траєкторій радіус-вектора шпинделя залежно від тиску, температури мастила в ГСО, частоти обертання шпинделя при наявності статичного дисбалансу.

4.3 Взаємозв'язок статистичних характеристик траєкторій шпинделя на ГСО та контурів оброблених поверхонь зразків-виробів

Показники точності поверхонь деталі насамперед залежать від точності формоутворюючих рухів при її обробці [32, 67, 94, 99, 106, 153]. Тому оцінити обґрунтованість встановлених в попередніх підрозділах закономірностей формування показників точності ШВ можна шляхом встановлення взаємозв'язку статистичних характеристик траєкторій шпинделя та контурів оброблених поверхонь зразків-виробів при регулюванні тиску, температури мастила в карманах ГСО, частоти обертання шпинделя. Здійснити таку оцінку можна порівнявши математичні сподівання амплітуд суттєвих гармонік контуру поперечного перерізу зразків-виробів та траєкторій радіус-вектора шпинделя.

Математичні сподівання амплітуд гармонік траєкторій та контуру зразків-виробів приведено до безрозмірного вигляду, що зробить більш зручним їх порівняння як величин одного порядку.

В першому наближенні взаємозв'язок математичних сподівань амплітуд гармонік траєкторій та контуру зразків-виробів оцінювали обчисливши за допомогою функції $corr(x,y)$ пакету MathCAD коефіцієнт парної кореляції між масивами значень амплітуд. Підтвердження достовірності визначення коефіцієнта кореляції дозволяє стверджувати про адекватність встановленого взаємозв'язку.

Результати порівняння математичних сподівань амплітуд гармонік №1-8 спектрів контуру оброблених поверхонь зразків-виробів та траєкторій руху шпинделя при регулюванні тиску в карманах ГСО наведені в таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 – Порівняння математичних сподівань амплітуд гармонік №1-8 спектрів контуру оброблених зразків-виробів та траєкторій руху шпинделя при регулюванні тиску в карманах ГСО

№ гармоніки	Графічна залежність	Коефіцієнт кореляції $r_{\Delta Am}$	Похибка коефіцієнта кореляції, Δ_r
1	2	3	4
1		0,794	0,165
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,794}{0,165} = 4,8 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
2		0,813	0,139
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,813}{0,139} = 5,86 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
3		0,747	0,18
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,747}{0,18} = 4,15 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
4		0,79	0,153
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,79}{0,153} = 5,16 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
5		0,614	0,254
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,614}{0,254} = 2,41 < 4$	
		Достовірність не підтверджується	

Продовження таблиці 4.4

№ гармоніки	Графічна залежність	Коефіцієнт кореляції $r_{\Delta Am}$	Похибка коефіцієнта кореляції, Δ_r
1	2	3	4
6		0,777	0,162
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,777}{0,162} = 4,8 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
7		0,809	0,141
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,809}{0,141} = 5,72 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
8		0,810	0,141
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,810}{0,141} = 5,76 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
<p>— - спектр траєкторій - - - - спектр контуру зразків-виробів</p>			

Аналіз графічних залежностей свідчить, що мінімальні значення амплітуд гармонік спостерігаються при величині тиску в карманах ГСО 3–3,5 МПа, що корелюється із залежностями від тиску статистичних характеристик траєкторій радіус-вектора (див. рисунок 4.9) та відхилення від круглості зразків-виробів (див. рисунок 4.1, а). Не підтверджена достовірність визначення коефіцієнту кореляції для 5-ї гармоніки, враховуючи якісну схожість графічних залежностей, обумовлена малим об'ємом порівнюваних масивів значень.

Результати порівняння математичних сподівань амплітуд гармонік №1-8 спектрів контуру оброблених поверхонь зразків-виробів та траєкторій руху шпинделя при регулюванні частоти обертання наведено в таблиці 4.5

Таблиця 4.5 – Порівняння математичних сподівань амплітуд гармонік №1-8 спектрів контуру оброблених поверхонь зразків-виробів та траєкторій шпинделя при варіюванні частотою обертання

№ гармоніки	Графічна залежність	Коефіцієнт кореляції $r_{\Delta Am}$	Похибка коефіцієнта кореляції, Δ_r
1	2	3	4
1		0,727	0,178
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,727}{0,178} = 4,08 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
2		0,345	0,333
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,345}{0,333} = 1,04 < 4$	
		Достовірність не підтверджується	
3		0,863	0,097
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,863}{0,097} = 8,92 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
4		0,945	0,041
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,945}{0,041} = 23,21 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
5		0,822	0,123
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,822}{0,123} = 6,71 > 4$	
		Достовірність підтверджується	

Продовження таблиці 4.5

1	2	3	4
6		0,956	0,032
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,956}{0,032} = 29,5 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
7		0,393	0,32
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,393}{0,32} = 1,23 < 4$	
		Достовірність не підтверджується	
8		0,738	0,172
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,738}{0,172} = 4,3 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
<p>— - спектр траєкторій - - - - спектр контуру зразків-виробів</p>			

Наведені в таблиці 4.5 результати свідчать, що при варіюванні частотою обертання шпинделя найбільший взаємозв'язок встановлено між амплітудами гармонік №3-6 траєкторій шпинделя та контурів зразків-виробів, які визначають огранювання контуру оброблених поверхонь з відповідним числом хвиль. Достатньо високі значення коефіцієнт кореляції має для амплітуд 1-ї та 8-ї гармонік. Порівняльний аналіз графічних залежностей свідчить про їх узгодженість із залежностями статистичних характеристик траєкторій радіус-вектора (див. рисунок 4.14) та відхилення від круглості зразків-виробів (див. рисунок 4.1, б) від частоти обертання шпинделя.

Результати порівняння математичних сподівань амплітуд гармонік №1-8 спектрів контуру оброблених поверхонь зразків-виробів та траєкторій шпинделя при зміні температури мастила в ГСО шпинделя наведено в таблиці 4.6 – для тиску в карманах $p_k=2$ МПа і в таблиці 4.7 – для тиску в карманах $p_k=3$ МПа.

Таблиця 4.6 – Порівняння математичних сподівань амплітуд гармонік №1-8 спектрів контуру оброблених зразків-виробів та траєкторій шпинделя при варіюванні температурою мастила в шпиндельних ГСО ($p_k=2$ МПа)

№ гармоніки	Графічна залежність	Коефіцієнт кореляції $r_{\Delta Am}$	Похибка коефіцієнта кореляції, Δ_r
1	2	3	4
1		0,676	0,243
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,676}{0,243} = 2,79 < 4$	
		Достовірність не підтверджується	
2		0,689	0,333
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,345}{0,333} = 1,04 < 4$	
		Достовірність не підтверджується	
3		0,978	0,020
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,978}{0,02} = 49,85 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
4		0,842	0,13
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,842}{0,13} = 6,47 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
5		0,806	0,156
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,806}{0,156} = 5,15 > 4$	
		Достовірність підтверджується	

Продовження таблиці 4.6

1	2	3	4	
6		-0,243	0,032	
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{-0,243}{0,423} = -0,55 < 4$	Достовірність не підтверджується	
		Достовірність не підтверджується		
7		0,18	0,433	
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,18}{0,433} = 0,42 < 4$	Достовірність не підтверджується	
		Достовірність не підтверджується		
8		0,382	0,382	
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,382}{0,382} = 1,0 < 4$	Достовірність не підтверджується	
		Достовірність не підтверджується		
<p>— - спектр траєкторій - - - - спектр контуру зразків-виробів</p>				

Таблиця 4.7 – Порівняння математичних сподівань амплітуд гармонік №1-8 спектрів контуру оброблених зразків-виробів та траєкторій шпинделя при варіюванні температурою мастила в шпиндельних ГСО ($p_k=3$ МПа)

№ гармоніки	Графічна залежність	Коефіцієнт кореляції $r_{\Delta Am}$	Похибка коефіцієнта кореляції, Δ_r	
1	2	3	4	
1		0,880	0,101	
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,880}{0,101} = 8,72 > 4$	Достовірність підтверджується	
		Достовірність підтверджується		

Продовження таблиці 4.7

1	2	3	4
2		0,784	0,173
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,784}{0,173} = 4,54 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
3		0,859	0,117
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,859}{0,117} = 7,34 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
4		0,472	0,347
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,472}{0,347} = 1,36 < 4$	
		Достовірність не підтверджується	
5		0,787	0,171
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,787}{0,171} = 4,61 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
6		0,139	0,32
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,139}{0,439} = 0,32 < 4$	
		Достовірність не підтверджується	
7		0,79	0,168
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,790}{0,168} = 4,71 > 4$	
		Достовірність підтверджується	

Продовження таблиці 4.7

1	2	3	4
8		0,779	0,176
		$\frac{r_{\Delta Am}}{\Delta_r} = \frac{0,779}{0,176} = 4,42 > 4$	
		Достовірність підтверджується	
— - спектр траєкторій		- - - - спектр контуру зразків-виробів	

Наведені в таблицях 4.6-4.7 результати свідчать про достатньо високий ступінь взаємозв'язку статистичних характеристик траєкторій шпинделя та контурів оброблених поверхонь зразків-виробів при зміні температури в карманах ГСО. Аналіз графічних залежностей свідчить про достатньо високу ступінь їх якісної узгодженості. Невисокі значення коефіцієнтів кореляції для гармонік №6-8 та характер залежностей для гармонік №5-8, свідчать, що з підвищенням температури мастила, при тиску в карманах $p_k=2$ МПа, відхилення від круглості зразків-виробів формується внаслідок огранювання з числом хвиль 2-4. Це можна пояснити впливом температурних деформацій опорних поверхонь 4-х карманної гідростатичної втулки та шийки шпинделя з похибками форми у вигляді еліпсності чи тригранності. При тиску в карманах ГСО $p_k=3$ МПа найбільше значення коефіцієнта кореляції має для амплітуд 1-ї гармоніки. Незважаючи на достатньо високі значення коефіцієнту кореляції для інших гармонік спектру, характер графічних залежностей підтверджує раніше встановлений мінімальний вплив температури мастила на відхилення від круглості зразків-виробів при тиску в карманах ГСО $p_k=3$ МПа (див. рисунок 4.5).

Не підтверджена достовірність коефіцієнта кореляції для деяких гармонік, при порівняно високих його значеннях та якісній узгодженості графічних залежностей, обумовлена малим об'ємом порівнюваних масивів значень. Для підвищення достовірності визначення коефіцієнту парної кореляції необхідно здійснити дослідження з меншим ніж 5°C інтервалом між експериментальними точками.

На рисунку 4.23 наведено гістограми порівняння обчислених в таблицях 4.4–4.7 коефіцієнтів парної кореляції, аналізуючи які можна зробити висновок, що при регулюванні тиску в карманах ГСО забезпечується найбільш стійкий взаємозв'язок між статистичними характеристиками траєкторій шпинделя та геометричними відхиленнями форми оброблених поверхонь зразків-виробів, що обґрунтовує доцільність регулювання тиску в карманах ГСО для підвищення показників точності ШВ.

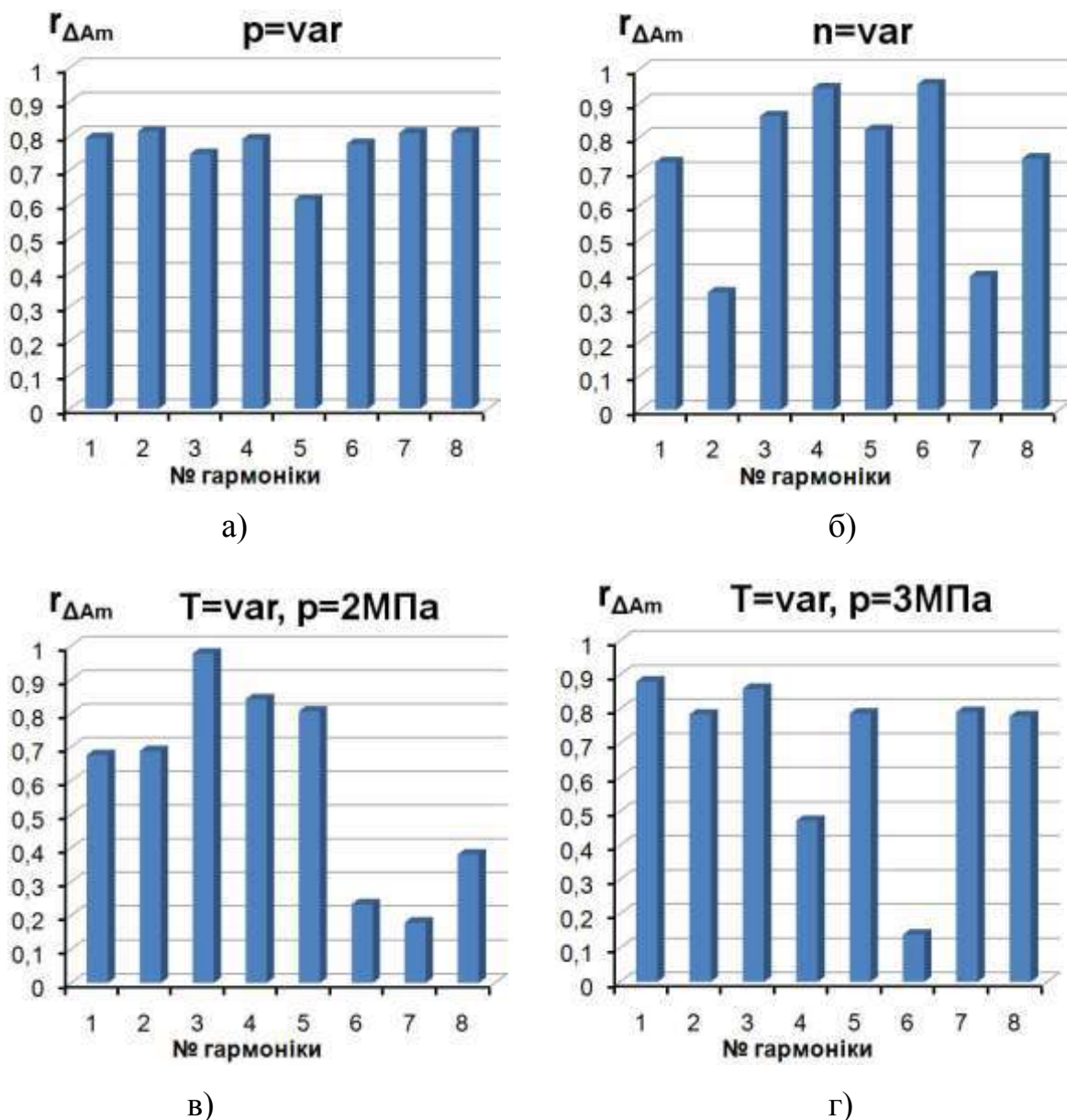


Рисунок 4.23 – Значення коефіцієнтів парної кореляції між масивами значень амплітуд гармонік №1-8 контурів поперечного перерізу зразків-виробів та траєкторій шпинделя при варіюванні тиском в карманах ГСО а), частотою обертання шпинделя б), температурою мастила в ГСО в), г)

Таким чином, можемо зробити висновок, що наявність кореляційного зв'язку між спектральними характеристиками контуру оброблюваних зразків-виробів та траєкторіями обертання шпинделя підтверджує адекватність виявлених закономірностей формування показників точності шпиндельного вузла з ГСО та є підставою для розробки науково обґрунтованої методики та практичних рекомендацій щодо вибору раціональних експлуатаційних параметрів шпиндельного вузла, зокрема тиску в карманах шпиндельних ГСО, для підвищення точності механічної обробки на верстатах токарної групи.

4.4 Висновки до розділу

1. Експериментальним шляхом підтверджено встановлені за результатами чисельного моделювання закономірності формування показників точності ШВ з ГСО залежно від частоти обертання шпинделя:

- при підвищенні частоти обертання шпинделя в діапазоні $600\text{--}1200 \text{ хв}^{-1}$, за наявності статичного дисбалансу обертових елементів ШВ, відхилення від круглості поверхонь зразків-виробів має тенденцію до незначного (в межах 20%) зниження та зростає на 45–80% при підвищенні частоти обертання шпинделя в діапазоні $1500\text{--}2400 \text{ хв}^{-1}$;
- зростання частоти обертання шпинделя в діапазоні $600\text{хв}^{-1} - 2400 \text{ хв}^{-1}$, при наявності статичного дисбалансу обертових елементів ШВ, зумовлює зростання математичного сподівання та СКВ радіус-вектора траєкторій шпинделя відповідно в 1,6 – 2,1 та 2,5 – 3,4 рази;
- максимальна розбіжність між теоретичними та експериментальними залежностями показників точності шпиндельного вузла від частоти обертання шпинделя не перевищує 25,7% для відхилення від круглості зразків-виробів та 18,8% – для показників траєкторій радіус-вектора.

2. На основі аналізу результатів теоретичних та експериментальних досліджень встановлено закономірності формування показників точності шпиндельного вузла в залежності температури мастила в ГСО:

- підвищення температури мастила в ГСО в діапазоні $+20^{\circ}\text{...}+40^{\circ}\text{C}$ призводить до пропорційного зростання в 4,2–6,2 рази математичного

- сподівання радіус-вектора траєкторій шпинделя, при цьому зі збільшенням тиску в карманах ГСО ця тенденція уповільнюється;
- зростання температури мастила в ГСО в діапазоні $+20^{\circ}\dots+40^{\circ}\text{C}$ на СКВ радіус-вектора траєкторії шпинделя практично не впливає;
 - в режимі холостого ходу підвищення тиску мастила в ГСО з 2 МПа до 3 МПа сприяє зменшенню в 2–2,4 рази зміщення шпинделя в горизонтальній площині;
 - підвищення тиску з 2 МПа до 3 МПа в діапазоні температур мастила $+20^{\circ}\text{C}$ до $+40^{\circ}\text{C}$ призводить до зменшення відхилення від круглості оброблених поверхонь зразків-виробів в середньому в 1,5 рази

3. Результати експериментальних досліджень підтверджують адекватність отриманих моделюванням закономірностей формування показників точності шпиндельного вузла залежно від тиску мастила в ГСО:

- раціональна величина тиску в карманах ГСО, при якій забезпечуються мінімальні значення відхилення від круглості зразків-виробів, математичного сподівання, СКВ величини радіус-вектора траєкторій знаходиться в діапазоні 3–3,5 МПа, що становить приблизно 65–75% максимального значення робочого діапазону тиску в ГСО;
- співставлення експериментальних та теоретичних залежностей показників точності ШВ від тиску мастила в ГСО показує їх якісну узгодженість, максимальна розбіжність між теоретичними та експериментальними даними не перевищує 24,7% для відхилення від круглості зразків-виробів та 16,7% – для показників траєкторій радіус-вектора.

4. За результатами спектрального аналізу встановлено корельованість математичних сподівань суттєвих гармонік спектрів траєкторій радіус-вектора шпинделя та спектрів контурів оброблених поверхонь зразків-виробів при варіюванні експлуатаційними параметрами ШВ. Найбільш стійкий взаємозв'язок між статистичними характеристиками траєкторій шпинделя та геометричними відхиленнями форми оброблених поверхонь зразків-виробів встановлено при регулюванні тиску в карманах ГСО.

РОЗДІЛ 5

ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

В розділі запропонована методика вибору раціональних експлуатаційних та конструктивних параметрів регульованих шпindelних ГСО з метою підвищення показників точності обробки на токарних верстатах. Розроблено схемні рішення конструкцій керованих гідростатичних, гідростатодинамічних опор. Запропоновано технологічні засоби підвищення точності виконавчих поверхонь регульованих гідростатичних підшипників.

5.1 Методика вибору раціональних експлуатаційних та конструктивних параметрів регульованих гідростатичних опор

Регулювання експлуатаційних та конструктивних параметрів шпindelних ГСО забезпечує розширення технологічних можливостей верстатів, підвищення продуктивності обробки, зниження експлуатаційних витрат, створює можливості керування точністю формоутворюючих рухів верстатів, від яких безпосередньо залежить точність розмірів, форми та взаємного розташування оброблюваних поверхонь деталей. Обґрунтований вибір раціональних експлуатаційних та конструктивних параметрів РГСО є першочерговим завданням при розробці нових та модернізації існуючих конструкцій високоточних шпindelних вузлів, яке неможливо вирішити без ґрунтового аналізу робочих процесів в гідростатичних опорах. Тому в основу методики вибору раціональних експлуатаційних та конструктивних параметрів регульованих гідростатичних опор покладено алгоритм чисельного моделювання траєкторій руху шпинделя на ГСО, де одночасно враховано похибки форми, температурні деформації опорних поверхонь підшипника, випадковий характер експлуатаційних параметрів ГСО та технологічних навантажень (рисунок 5.1).

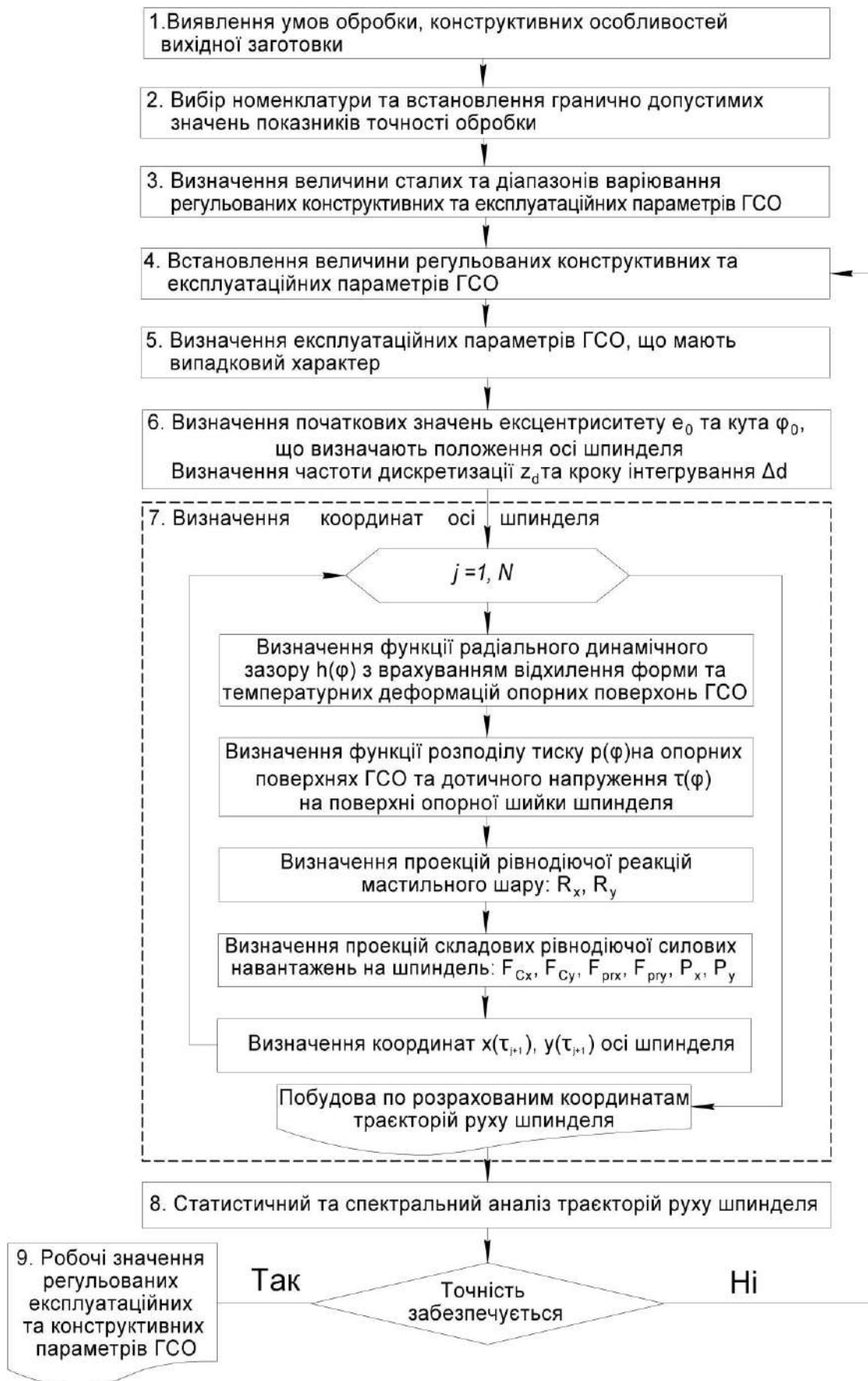


Рисунок 5.1 – Схема алгоритму вибору раціональних експлуатаційних та конструктивних параметрів регульованих ГСО

На першому етапі здійснюється аналіз умов обробки та визначення конструктивних особливостей заготовки. Вихідною інформацією про умови обробки є вид обробки (чорнова, чистова, тонка), режими різання, відомості про різальний інструмент, схему базування заготовки, конструкцію та спосіб встановлення на шпинделі технологічного оснащення. Також на цьому етапі необхідно отримати інформацію про тип приводу, кінематичні та конструктивні особливості шпиндельного вузла верстата. Інформація про вихідну заготовку повинна містити данні про матеріал, масу та розташування центру мас відносно технологічних баз заготовки. Аналізуючи умови обробки та конструктивні особливості заготовки необхідно встановити наявність та величину статичного дисбалансу. В першому наближенні таку інформацію можна отримати з масо-центровочних характеристик 3D – зборки верстатного пристрою із закріпленою на ньому заготовкою. У випадку, якщо здійснюється вибір раціональних експлуатаційних та конструктивних параметрів ГСО шпинделя, на (в) якому встановлюється обертовий в процесі обробки різальний інструмент, схема базування нерухомої при обробці заготовки та конструктивні особливості технологічного оснащення для її закріплення на даному етапі принципового значення не мають і не аналізуються.

На другому етапі здійснюється вибір номенклатури та встановлення гранично допустимих значень показників точності, які є пріоритетними при обробці деталі.

Третій етап передбачає визначення величини сталих та діапазонів варіювання регульованих експлуатаційних та конструктивних параметрів ГСО. Сталими конструктивними параметрами є (рисунок 5.2): діаметр $D_{ш}$ та допуск круглості $T_{кр}^{ш}$ та опорної шийки шпинделя, величина статичного зазору δ_0 (для опор зі сталим радіальним зазором), довжина карману в аксіальному напрямку l_k , кут φ_k кармана в гідростатичній втулці, кути $\beta_1 \dots \beta_{16}$, що визначають розташування карманів та перемичок гідростатичної втулки, h_k – глибина карману, l_a – ширина аксіальної перемички, довжина

тангенційної перемички l_{kt} між карманами гідростатичної втулки:

$l_{kr} = \frac{\pi(\beta_2 - \beta_1)D_{ш}}{360}$, допуск круглості $T_{кр}^B$ опорної поверхні гідростатичної втулки,

амплітуди A_k^{BT} , $A_k^{ш}$ значимих гармонік профілю опорних поверхонь ГСО.

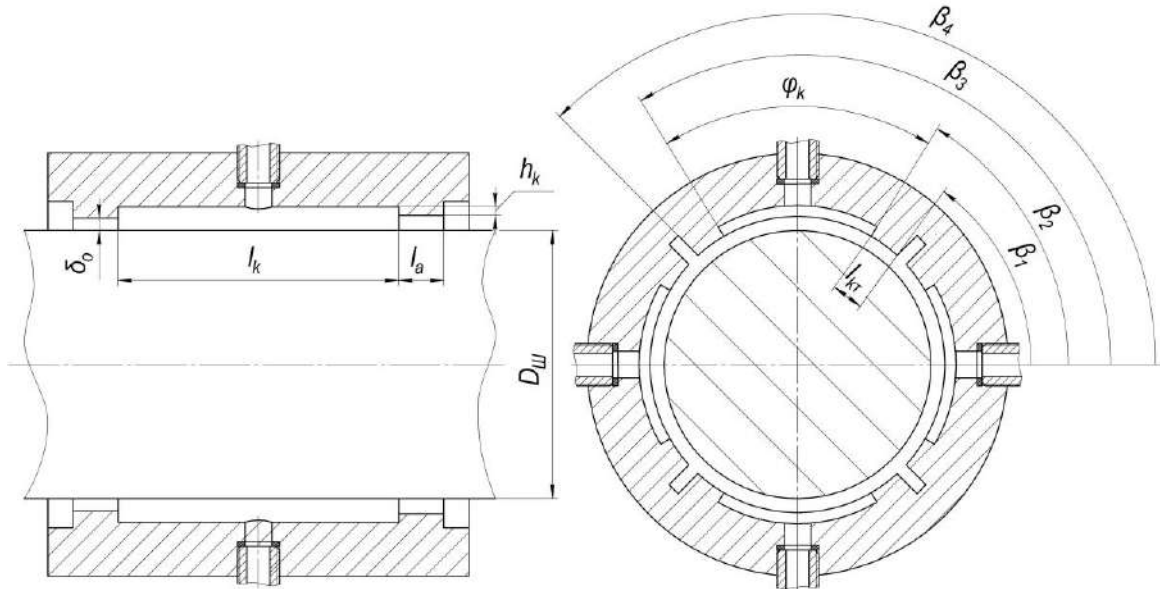


Рисунок 5.2 – До визначення основних конструктивних параметрів радіальної ГСО

Амплітуди значимих гармонік профілю опорних поверхонь ГСО визначаються за результатами спектрального аналізу їх контуру. При відсутності таких результатів в першому наближенні їх, як і допуски круглості отвору втулки та опорної шийки шпинделя, можна визначити за рекомендаціями, наведеними в літературі [85, 94, 127].

Сталими експлуатаційними параметрами є тиск, який розвивається насосом системи живлення ГСО, коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини, маса в зборі обертових елементів ШВ. Значення коефіцієнту динамічної в'язкості робочої рідини слід встановлювати враховуючи рекомендації [14, 105] стосовно його величини при різних температурах. Також на цьому етапі визначаються робочі діапазони варіювання регульованих експлуатаційних та конструктивних параметрів ГСО: опір дроселя R_{dr} , яким регулюється тиск в карманах ГСО, статичний зазор δ_0 , температура робочої рідини.

На четвертому етапі на основі апріорної інформації, отриманої за результатами виробничого досвіду або попередніх наукових досліджень, з визначених на попередньому етапі робочих діапазонів, встановлюються середні номінальні значення регульованих експлуатаційних та конструктивних параметрів ГСО.

Метою етапів з п'ятого по сьомий є чисельне моделювання траєкторій руху шпинделя на ГСО при постійних значеннях експлуатаційних та конструктивних параметрів ГСО, встановлених на попередніх етапах. Методика чисельного моделювання траєкторій руху шпинделя детально висвітлена в підрозділі 2.2, а програмна реалізація математичної моделі в пакеті MathCAD приведена в додатках Г і Д.

На восьмому етапі здійснюється статистична обробка траєкторій з метою визначення їх статистичних характеристик: математичне сподівання m_R та середньоквадратичне відхилення σ_R величини радіус-вектора траєкторій, за якими можна прогнозувати точність обробки за показником точності розмірів оброблюваних поверхонь. Спектральний аналіз дозволяє виявити частотні складові траєкторій радіус-вектора, які впливають на формування похибок форми, хвилястості, шорсткості профілю обробленої поверхні в поперечному напрямку. Отримані показники точності траєкторій дозволяють оцінити можливість забезпечення необхідних показників точності обробки при певних значеннях регульованих параметрів ГСО.

У випадку, якщо необхідна точність обробки не забезпечується, здійснюють коригування значення того параметру від якого в найбільшій мірі залежить досягаєми показник точності обробки. Ступінь залежності показників точності ШВ від експлуатаційних та конструктивних параметрів ГСО визначається на основі аналізу відомих результатів наукових досліджень [94, 98, 127, 151], результатів досліджень, приведених в розділах 2–4 даної роботи або виробничого досвіду.

Якщо статистичні показники траєкторій свідчать про можливість забезпечення встановлених показників точності обробки, на дев'ятому етапі

у регламентовану технологічну документацію вносяться рекомендовані значення регульованих експлуатаційних та конструктивних параметрів ГСО, адекватність яких попередньо перевіряється обробкою пробних заготовок.

Запропонована методика вибору раціональних експлуатаційних та конструктивних параметрів регульованих гідростатичних опор шпинделя може бути використана при проектуванні широкої номенклатури технологічних машин з опорними гідростатичними вузлами.

В існуючих нормативах режимів різання при визначенні поправочних коефіцієнтів не приділено уваги обробці деталей з конструктивно обумовленою неврівноваженістю. Тому за запропонованою методикою розроблено практичні рекомендації з вибору раціональних режимів різання та експлуатаційних параметрів шпиндельних ГСО при чистовій токарній обробці конструктивно неврівноважених заготовок, які наведено в додатку П.

5.2 Синтез конструкцій регульованих гідростатичних опор

Проаналізовані в першому розділі конструкції регульованих гідростатичних опор містять ряд недоліків:

- існуючі конструкції ГСО регульованого типу не можна використовувати в шпиндельних вузлах, робочі швидкості яких перевищують значення 8000 хв^{-1} ;
- конструкції ГСО з пружними корпусними елементами не забезпечують рівномірність радіального зазору в тангенційному напрямку та по довжині опорної частини підшипника;
- обмеженість вибору конструкційних матеріалів для виготовлення пружних корпусних елементів опор;
- низька ремонтоздатність та технологічність виготовлення опор.

Усунення названих недоліків запропоновано здійснити шляхом синтезу конструкцій ГСО регульованого типу методом морфологічного аналізу, який дозволяє системно досліджувати усі можливі варіанти конструкції,

враховуючи крім відомих, незвичайні варіанти, котрі при простому переборі могли бути знехтувані [41, 58, 82, 147]. Морфологічний аналіз створює основу для системного мислення серед масиву основних структурних ознак, принципів і параметрів, що й забезпечує високу ефективність його застосування. Він є впорядкованим способом дослідження, що дозволяє домогтися систематичного огляду всіх можливих рішень даної проблеми.

В основу методу покладено створення пошукового поля можливих варіантів конструкції у вигляді морфологічної матриці, яка вміщує будь-які можливі варіанти комбінацій конструктивних ознак.

Методика виконання морфологічного аналізу детально висвітлена в численних наукових та навчальних виданнях [41, 58, 82, 147]. Тому в даному підрозділі приводимо лише морфологічну матрицю (таблиця 5.1), яка використовувалась при розробці нових конструкцій РГСО.

При пошуку найкращого рішення керувалися наступними критеріями вибору ознак: виконання втулки повинно забезпечити можливість регулювання зазору, не впливаючи при цьому на точність обробки, для забезпечення високої жорсткості підшипника кількість карманів втулки повинна бути не менше п'яти, кармани з метою зменшення втрат потужності на в'язке тертя при підвищенні швидкостей обертання шпинделя рекомендовано виконувати точковою, сферичною або двотавровою формою, можливість заміни спрацьованих або вийшовши з ладу деталей опори, розширення номенклатури конструкційних матеріалів для виготовлення деталей опори, підвищення технологічності виготовлення опори. Раціональним є застосування систем живлення ГСО з регуляторами та адаптивних систем живлення, які дозволяють змінювати режими роботи підшипника [98, 127, 151]. Для вибору найкращих варіантів конструкції РГСО було проведено порівняльну оцінку комбінацій і виділено ті, які найкраще усувають недоліки прототипу. Для вибору кращого варіанту із синтезованих використано метод розставлення пріоритетів [19]. В результаті було синтезовано дві конструкції регульованих ГСО, опис конструкції та принцип роботи яких подано в наступному підрозділі.

Таблиця 5.1 – Морфологічна матриця конструктивних ознак регульованих ГСО

№ п/п	Ознака	Варіанти ознаки					
1	Форма опорної поверхні втулки	1.Циліндрична	2.Конічна	3. Сферична	4. Хвилеподібна		
2	Форма опорної поверхні вала	1.Циліндрична	2.Конічна	3. Сферична	4. Хвилеподібна	5. Циліндрично-переривчаста або зубоподібна	
3	Матеріал втулки	1. Сталь	2. Бронза	3. Неметал			
4.	Конструкція втулки	1. Суцільна	2.Збірна				
5.	Переміщення рухомих елементів опори	1. Радіальне	2. Осьове				
6.	Розташування карманів	1. На валу	2.У втулці	3.На валу і у втулці			
7	Спосіб утворення кармана	1. Механічна обробка	2. Напресування втулки	3. Складання			
7.	Форма карманів	1.Прямокутна	2.Квадратна	3.Трапецієподібна	4. Шевронна	5. Кругла	6.Еліпсоподібна
8.	Глибина карманів	1. Змінна	2. Постійна				
9.	Кількість карманів	1. Три	2. Чотири	3. П'ять	4. Шість		
10	Розташування карманів	1.Однорядне незміщене	2.Однорядне зміщене	3.Багаторядне незміщене	4.Багаторядне зміщене		
11.	Спосіб регулювання зазору	1.Переміщення елементів опори	2.Деформування елементів опори	3. Переміщення з деформуванням елементів опори			
12	Охолодження опори	1. Примусове	2. Природне				
13	Напрямок підведення мастила в карман опори	1.Перпендикулярно осі вала	2.Паралельно осі вала	3. Під кутом до осі вала			
14	Кількість каналів підведення мастила в карман опори	1. Один	2. Два	3. Три	4. Чотири	5. П'ять і більше	
15	Система подачі мастила в кармани опори	1. Насос-карман	2.Дросельна система	3.Система живлення з регуляторами витрат	4.Адаптивна система живлення		
16	Спосіб підведення мастила в опору	1.Через втулку	2.Через вал	3. Комбінований (через втулку і вал)			
17	Відведення мастила	1. З дренажними канавками	2.Без дренажних канавок				

5.3 Схемні рішення конструкцій регульованих гідростатичних опор

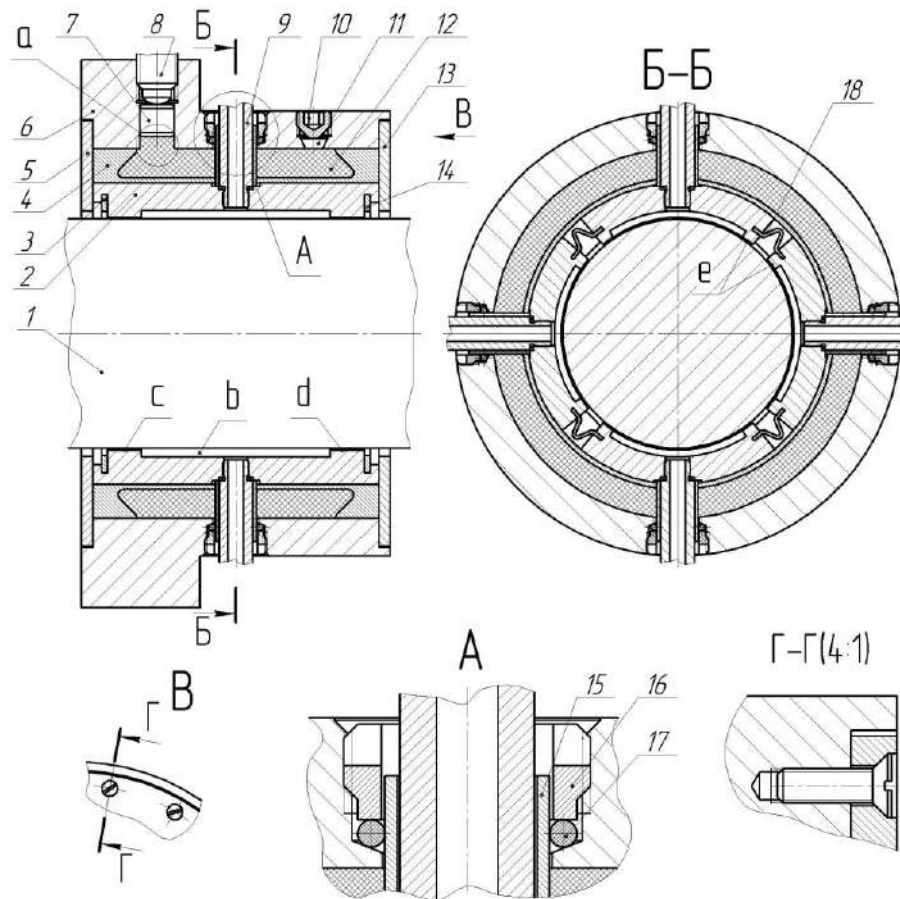
В якості прототипу для розробки конструкцій регульованих гідравлічних опор прийнято регульований гідростатичний підшипник з пружною гідростатичною втулкою, яка включає групи пазів криволінійного профілю, між якими утворені кармани [74].

5.3.1 Регульований сегментний гідростатичний підшипник

В основу розробки конструкції регульованого сегментного ГСП покладена задача підвищення рівномірності регулювання радіального зазору, забезпечення ремонтоздатності та технологічності конструкції опори.

Базовою деталлю регульованого сегментного ГСП (рисунок 5.3) є корпус 6, в отвір якого з натягом встановлено виготовлену з пружного матеріалу втулку 4, яка має тонку внутрішню стінку з чотирма отворами під кутом 90° . Робоча рідина до карманів b сегментів 2 подається під тиском через штуцери 9, які загвинчені у різеві отвори сегментів 2 та встановлені із зазором в отворах трубок 15. Трубки 15 нерухомо зафіксовані на тонкій стінці втулки 4 і мають можливість переміщення разом із штуцерами 9 в радіальному напрямку при деформуванні тонкої стінки втулки 4. Відведення рідини в картер шпindelної бабки з карманів відбувається через перемички c і d та e , що відіграють роль дроселюючих елементів і при зміні радіального зазору дозволяють регулювати жорсткість підшипника і витрати рідини.

В пазах на торцях сегментів, паралельних осі підшипника, встановлено пружини 18 спеціальної форми, які з'єднують сегменти і визначають їх взаємне положення в радіальному напрямку. Точність розташування сегментів в осьовому напрямку забезпечується пружними розрізними кільцями 3 та 14, які встановлюються в канавки, виконані на інших двох торцях сегментів. Дві кришки 5 і 13 фіксують тонкостінну втулку 4 і сегменти 2 в поздовжньому напрямку. При цьому між торцями сегментів 2 і внутрішніми поверхнями кришок передбачено зазори для можливості переміщення сегментів в радіальному напрямку.



- 1 – шпindelь, 2 – сегмент, 3, 14 – розрізні кільця, 4 – пружна втулка,
 5, 13 – кришки, 6 – корпус, 7 – плунжер, 8 – гвинт, 9 – штуцер, 10 – гвинт,
 11 – заглушка, 12 – гідропластмаса, 15 – трубка, 16 – гайка спеціальна,
 17 – кільце, 18 – пружина спеціальна

Рисунок 5.3 – До опису конструкції регульованого сегментного
 гідростатичного підшипника

Порожнина, утворена між отвором корпусу 2 і виточкою тонкостінної втулки 4, заповнюється гідропластмасою 12 через отвір а. Регулювання радіального зазору в підшипнику забезпечується обертанням гвинта 8, який сферичним торцем тисне на плунжер 7, створюючи гідростатичний тиск в порожнині, заповненій гідропластмасою. Під дією гідростатичного тиску гідропластмаси відбувається рівномірне по всьому периметру деформування тонкої стінки втулки 4, внаслідок чого сегменти 2 переміщуються в радіальному напрямку, зменшуючи радіальний зазор між опорними поверхнями шпинделя 1 та сегментів. Величина зміщення сегментів регулюється величиною гідростатичного тиску, який створюється в порожнині з гідропластмасою.

Виконання охоплюючої поверхні гідростатичного підшипника збіркою з 4-х окремих сегментів 2, з'єднаних пружинами спеціальної форми 18, дозволяє підвищити технологічність, ремонтоздатність опори та розширити номенклатуру конструкційних матеріалів для виготовлення деталей опори.

Зовнішній тиск на гідропластмасу зумовлює рівномірне деформування тонкостінної втулки 4, яке викликає відповідне радіальне зміщення 4-х сегментів, з'єднаних пружинами 18 спеціальної форми. Мінімальна анізотропія фізико-механічних властивостей, точність форми і розмірів пружин спеціальної форми забезпечується застосуванням каліброваного листового прокату в якості вихідної заготовки та формоутворенням обробкою тиском. В комплексі названі конструктивні та технологічні заходи забезпечать рівномірність радіального переміщення сегментів, що дозволить підвищити точність регулювання величини радіального зазору.

При детальній конструктивній розробці регульованого сегментного гідростатичного підшипника розраховують: конструктивні параметри пружної тонкостінної втулки (рисунок 5.4) та параметри силового приводу.

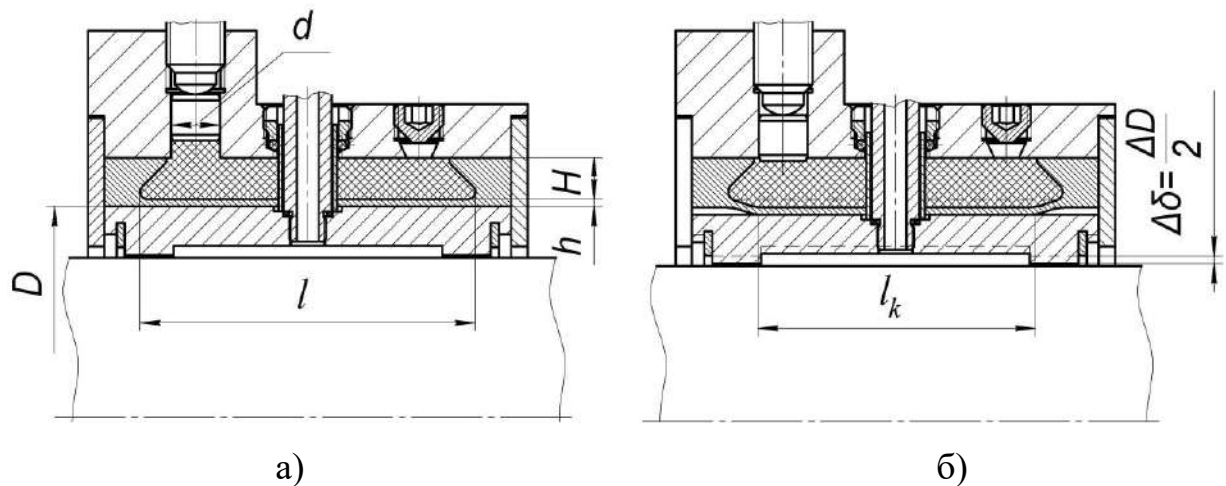


Рисунок 5.4 – До розрахунку конструктивних параметрів регульованого сегментного гідростатичного підшипника в недеформованому а) та деформованому б) стані пружної тонкостінної втулки

Максимально допустима пружна деформація тонкостінної частини втулки визначається за формулою [40]:

$$\Delta\delta_{\max} = \frac{\Delta D}{2} \leq \frac{[\Delta D]}{2} = \frac{\sigma_T \cdot D}{2E \cdot K} \quad (5.1)$$

де D – діаметр отвору тонкостінної втулки, мм

ΔD – зменшення діаметра отвору тонкостінної втулки, мм

σ_T – межа текучості матеріалу тонкостінної втулки, МПа

E – модуль пружності матеріалу тонкостінної втулки, МПа

K – коефіцієнт запасу міцності: $K = \sigma_T / [\sigma_p] = 1,2 \dots 1,5$

$[\sigma_p]$ – допустиме напруження розтягу матеріалу тонкостінної втулки, МПа.

Товщина тонкостінної частини втулки, за умови, що довжина тонкостінної частини $l > D/2$ визначається за формулою, запропонованою Р.К.Дума [40]:

$$h = 0,475 \cdot \frac{[p] \cdot D}{[\sigma_p]} \quad (5.2)$$

де $[p]$ – допустиме значення гідростатичного тиску в порожнині, заповненій гідропластмасою, $[p] \leq 20$ МПа.

Величина тиску в порожнині, заповненій гідропластмасою, необхідна для деформації тонкостінної втулки на величину ΔD , визначається:

$$p_1 = \frac{2 \cdot \Delta D \cdot E \cdot h}{D^2} \quad (5.3)$$

Вільній деформації тонкостінної втулки протидіє тиск в карманах гідростатичної опори p_2 . При деформації тонкостінної втулки на величину ΔD радіальний зазор в гідростатичній опорі зменшується на величину: $\Delta\delta = \Delta D/2$. Тоді, загальний тиск в порожнині, заповненій гідропластмасою, необхідний для зменшення величини радіального зазору в гідростатичній опорі на величину $\Delta\delta$, визначається за формулою:

$$p_{\Sigma} = \frac{4 \cdot \Delta\delta \cdot E \cdot h}{D^2} + p_2 \quad (5.4)$$

Діаметр плунжера розраховуємо за рекомендаціями [4] за формулою:

$$d = 1,8\sqrt{D} \quad (5.5)$$

Зусилля, яке необхідно розвинути силовим проводом, що діє на гідропластмасу для зменшення радіального зазору на величину $\Delta\delta$ визначаємо з умови рівноваги сил, що діють на плунжер з боку гідропластмаси і силового приводу:

$$W = \left(\frac{4 \cdot \Delta\delta \cdot E \cdot h}{D^2} + p_2 \right) \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (5.6)$$

Висота порожнини H під гідропластмасу визначається:

$$H = 2 \cdot \sqrt[3]{D} \quad (5.7)$$

Довжина контактної зони l_k визначається за формулою:

$$l_k = \frac{\varepsilon \cdot D}{2} \sqrt{\frac{i}{\Delta\delta_{\max} + i}} + 1 - \frac{\varepsilon \cdot D}{2} \quad (5.8)$$

де ε – коефіцієнт мінімальної довжини тонкостінної частини втулки;

l – довжина тонкостінної частини втулки, мм

i – запас деформації, мм,

$$i = [\Delta D] - 2\Delta\delta_{\max} \quad (5.9)$$

$\Delta\delta_{\max}$ – робочий діапазон зміни радіального зазору в опорі;

$$\Delta\delta_{\max} = \delta_{\max} - \delta_{\min}$$

$\delta_{\max}, \delta_{\min}$ – максимальний та мінімальний зазор в опорі, мм;

Підставляючи вираз (5.9) в формулу (5.8) та здійснюючи низку алгебраїчних перетворень отримаємо формулу для визначення довжини контактної зони:

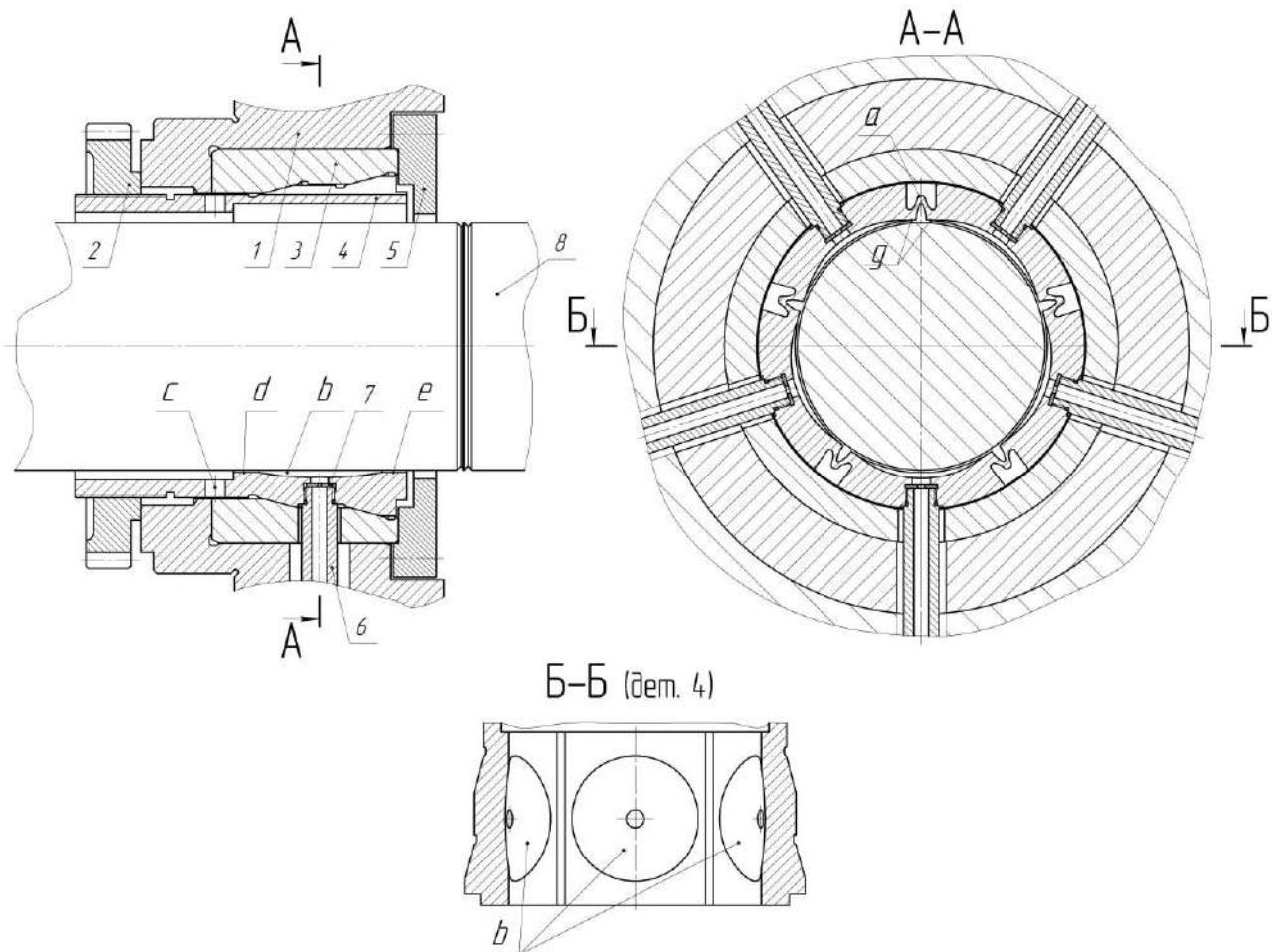
$$l_k = \frac{\varepsilon \cdot D}{2} \left(\sqrt{\frac{[\Delta D] - 2(\delta_{\max} - \delta_{\min})}{[\Delta D]} - 1} \right) + l \quad (5.10)$$

Параметри силового приводу, в якості якого прийнята гвинтова передача розраховуються за типовими методиками [4, 23], виходячи із зусилля з яким потрібно тиснути на плунжер.

5.3.2 Регульований радіальний гідростатодинамічний підшипник

Метою розробки конструкції регульованого радіального гідростатодинамічного підшипника є зниження втрат потужності на в'язке тертя та на прокачування робочої рідини для підвищення його швидкохідності.

Базовою деталлю регульованого радіального гідростатодинамічного підшипника (рисунок 5.5) є корпус 1. В отвір корпуса встановлено з натягом втулку 3 з двома конічними поясками на внутрішній поверхні, які взаємодіють з конічними поясками пружної гідростатичної втулки 4.

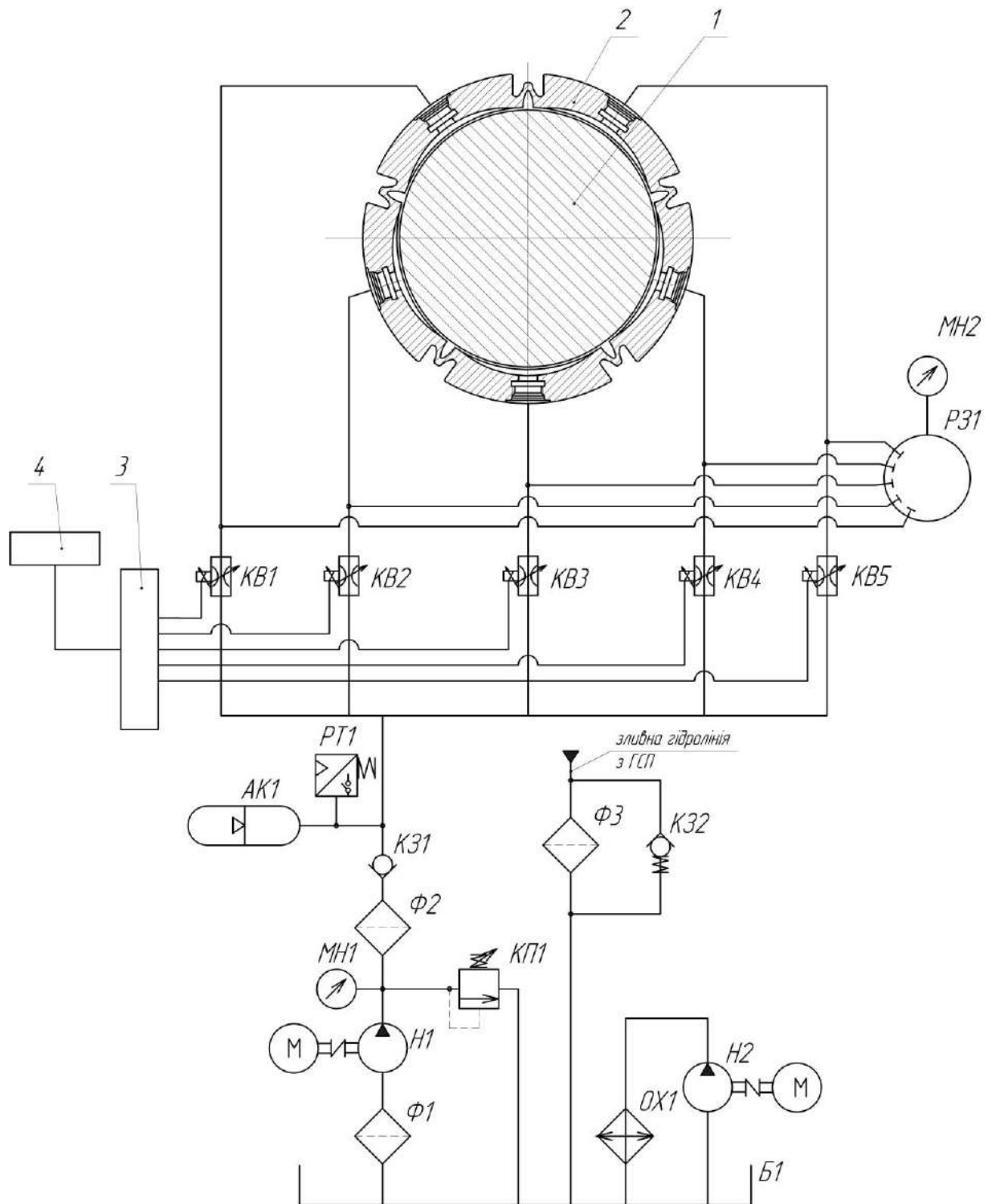


- 1 – корпус, 2 – гайка, 3 – нерухома втулка, 4 – гідростатична втулка,
5 – фланець, 6 – штуцер, 7 – дросельна шайба, 8 – шпindelь

Рисунок 5.5 – До опису конструкції радіального гідростатодинамічного підшипника

Гідростатична втулка 4 виконана з системою поздовжніх пазів *a* криволінійного профілю, між якими утворені п'ять карманів *b*. Також втулка має напрямний поясок та шпонку (на рисунку 5.5 не показані), що остаточно орієнтують її в корпусі. В осьовому напрямку нерухома втулка 3 зафіксована фланцем 5. На хвостовій частині гідростатичної втулки виконано різь, яка призначена для нагвинчування гайки 2, що упираючись в торець корпуса 1 виконує роль натяжного елемента. В отвори гідростатичної втулки з різью загвинчено штуцери 6, що мають можливість вільно переміщуватись разом з втулкою в межах регулювання зазору та служать для підведення робочої рідини до карманів *b* гідростатичної втулки 4. Витікання рідини з карманів *b* відбувається через перемички *d*, *e* та *g*, що відіграють роль дроселюючого елемента та при зміні радіального зазору дозволяють регулювати жорсткість підшипника і витрату рідини. Регулювання величини радіального зазору в підшипнику виконують обертанням гайки 2, яка, упираючись в торець корпуса 1, надає осьове переміщення гідростатичній втулці 4, яка, контактуючи конічними поясками з внутрішніми конічними поверхнями втулки 3, деформується, зменшуючи (збільшуючи) зазор між шпинделем 8 і перемичками *d*, *e* та *g* пружної гідростатичної втулки 4. Напрямок деформацій повздовжніх пазів гідростатичної втулки при зменшенні радіального зазору в підшипнику показаний пунктирними лініями.

Система живлення регульованого радіального гідростатодинамічного підшипника розгалужується на п'ять гілок для живлення кожного з карманів *b* (рисунок 5.6) гідростатичної втулки 2. В кожній гілці живлення є пропорційний клапан витрат KB1-KB5 типу QVHZO [52], попередньо налагоджений на мінімально необхідну пропускну здатність мастила. Для налагодження та контролю роботи системи живлення призначений багатопозиційний розподільчий золотник P31, що за допомогою манометра MN2 дозволяє контролювати тиск в карманах опори 2 шпинделя 1.



1 – шпиндель, 2 – гідростатична втулка,
3 – мікропроцесорний регулятор, 4 – енкодер

Рисунок 5.6 – Система живлення регульованого радіального гідростатодинамічного підшипника

При гідростатичному режимі роботи підшипника підведення стисненої рідини до п'яти несучих карманів опори 2 здійснюється через регульовані клапани витрат KB1-KB5, налагодженні на постійну пропускну здатність. Зміна швидкості обертання шпинделя сприймається енкодером 4, цифровий сигнал з якого надходить до мікропроцесорного регулятора 3. При перевищенні швидкості обертання шпинделя деякого програмно заданого граничного значення, мікропроцесорний регулятор 3 вимикає подачу мастила до клапанів KB1, KB2, KB4, KB5. В результаті підшипник працює в гідродинамічному режимі змащення. При зменшенні швидкості обертання нижче попередньо встановленого граничного значення регулятор 3 вмикає подачу робочої рідини до всіх карманів опори, тим самим відновлюючи гідростатичний режим змащення задля забезпечення високих показників несучої здатності та радіальної жорсткості при роботі підшипника на низьких частотах обертання.

Використання в даній системі пропорційних клапанів витрат прямої дії забезпечує можливість керування витратами рідини з пропорційним регулюванням в залежності від електричних опорних сигналів, що є важливим засобом підвищення точності обертання шпинделя [127].

Зниження витрат потужності на в'язке тертя та на прокачування робочої рідини, яке досягається зменшенням подачі робочої рідини до карманів опори в гідродинамічному режимі роботи та виконанням несучих карманів сферичної форми дозволяють підвищити швидкохідність підшипника.

5.4 Технологічні засоби підвищення точності регульованих гідростатичних опор

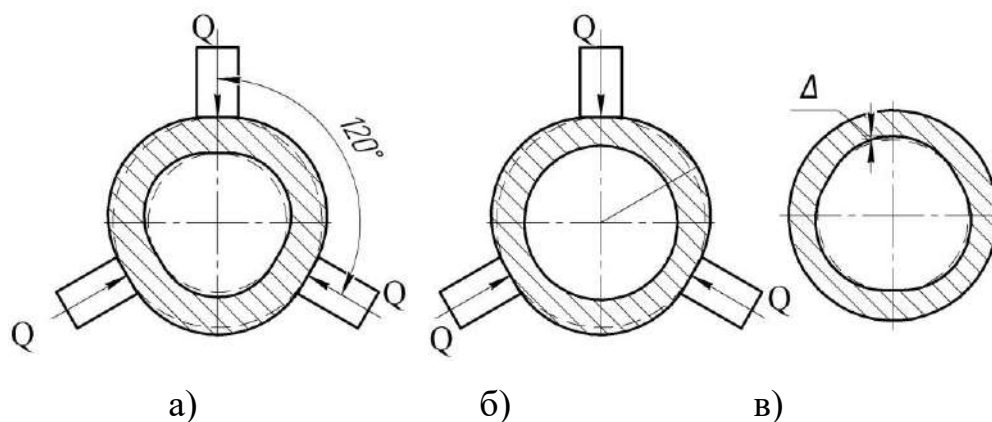
Одними з найважливіших параметрів, що визначають експлуатаційні властивості ГСО є точність форми і розмірів спряжених опорних поверхонь підшипника, які безпосередньо впливають на розміри та форму радіального зазору та істотно впливають на витратні характеристики опор, несучу здатність, жорсткість [56] та вихідну точність обертання шпинделя [24, 127].

Точність форми опорних поверхонь ГСП залежить від конструкції та технології їх виготовлення. При остаточному шліфуванні деталей ГСО на опорних поверхнях підшипника формуються відхилення від круглості в його поперечному перетині [127, 139]. Причому, для шпинделя найбільшого значення набуває овальність, для гідростатичної втулки характерна похибка з кількістю хвиль до шести [127]. В роботі [137] встановлено закономірності формування похибок форми опорної поверхні регульованої гідростатичної втулки [74] та відмічено, що огранювання контуру опорної поверхні втулки з числом граней 3 та 5 пояснюється явищем технологічної спадковості технологічних баз та конструктивних форм відповідно. Огранювання з трьома гранями виникає внаслідок деформації втулки з боку кулачків трикулачкового самоцентрівного патрону, який використовувався при остаточній обробці опорної поверхні втулки. Огранювання з п'ятьма гранями формується внаслідок спадкування конструктивної форми втулки, що налічує п'ять груп поздовжніх пазів. При обробці ділянки втулки, утворені переривчастим профілем опорної поверхні, деформуються майже окремо, що обумовлює виникнення огранювання з 5-ма гранями.

Аналіз наведених в роботах [24, 85, 94, 127] даних про точність радіальних шпиндельних ГСП свідчить, що похибки форми опорних поверхонь втулки гідростатичного підшипника в 3-5 разів перевищують відповідні значення похибок опорної шийки шпинделя. Тому ефективним напрямком підвищення точності регульованих ГСО шпинделя є пошук конструктивних та технологічних шляхів зменшення впливу технологічної спадковості на точність форми опорної поверхні гідростатичної втулки.

При закріпленні заготовки гідростатичної втулки в трикулачковому самоцентрівному патроні на операціях токарної обробки та внутрішнього шліфування, вона деформується і приймає форму, показану на рисунку 5.7, а. Після виконання технологічних переходів обробки оброблена поверхня до зняття зусилля затиску зберігає точність форми, забезпечену технологічними можливостями способу обробки (рисунок 5.7, б). Після видалення гідростатичної втулки з патрону форма зовнішньої поверхні втулки пружно

повертається в початковий стан, а внутрішня поверхня спотворюється набуваючи тригранності (рисунок 5.7, в), яка власне і є наслідком використання трикулачкового патрону.



- а – профіль втулки до обробки після прикладання зусилля затиску Q ,
 б - профіль втулки з прикладеним зусиллям затиску Q після обробки,
 в – профіль втулки після зняття зусилля затиску

Рисунок 5.7 – Схема виникнення похибки форми отвору втулки

Професором Корсаковим В.С. [54] встановлено, що огранювання оброблюваного отвору втулки відповідає кількості затискних елементів розташованих на її зовнішній поверхні, збільшення кількості яких призводить до зменшення похибки геометричної форми отвору втулки.

На основі аналізу технологічних можливостей існуючих засобів технологічного оснащення [2, 23, 66, 163, 166, 167] та способів обробки отворів [21, 45,46, 65, 71, 158, 168, 172], в таблиці 5.2 систематизовано і показано можливості технологічних способів обробки та конструкцій затискних пристроїв щодо забезпечення точності отвору гідростатичної втулки. На перетині рядків і стовпців таблиці 5.2 зазначені сумарні похибки обробки, зумовлені застосуванням певної пари методу обробки та затискного пристрою.

Аналізуючи комбінації технологічних методів обробки та затискних пристроїв, можна відзначити 4 комбінації технологічних засобів, результатом застосування яких буде найменша похибка отвору гідростатичної втулки (виділені в таблиці 5.2 затемненням).

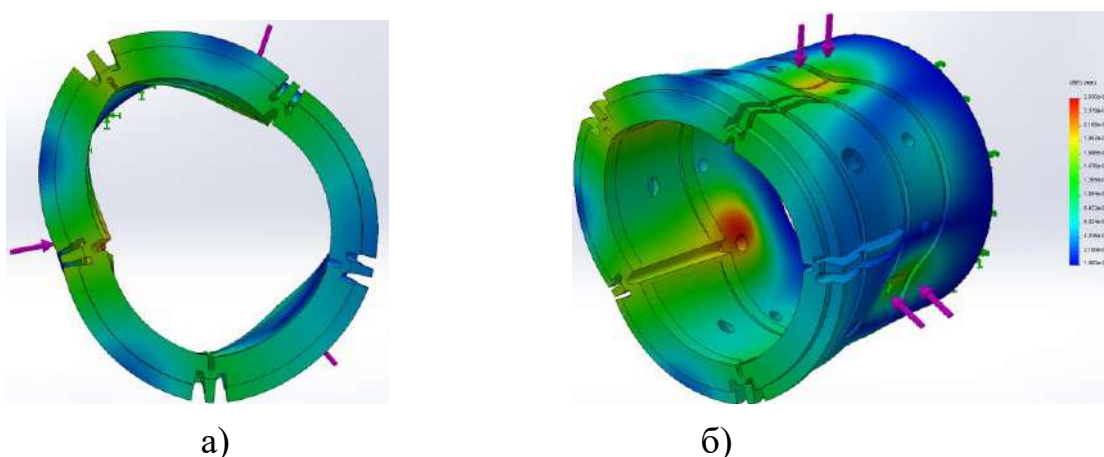
Таблиця 5.2 – Комбінації технологічних заходів забезпечення точності обробки отворів

Затискний пристрій (точність)	3-кулачковий патрон ($\omega \geq 0,100$ мм)	3-кулачковий патрон (з 6-ма точками контакту) ($\omega \geq 0,015$ мм)	6-кулачковий патрон ($\omega \geq 0,015$ мм)	6-кулачковий патрон (з 12-ма точками контакту) ($\omega \geq 0,010$ мм)	Цанговий патрон ($\omega \geq 0,010$ мм)	Патрон з тарілчастими пружинами ($\omega \geq 0,005$ мм)	Патрон з гідропластом ($\omega \geq 0,010$ мм)	Роликовий патрон ($\omega \geq 0,005$ мм)
Метод обробки (досяжна точність)								
Розточування ($\omega = 0,015$ мм)	0,115	0,030	0,030	0,025	0,025	0,020	0,025	0,020
Протягування ($\omega = 0,022$ мм)	---	---	---	---	---	---	---	---
Внутрішнє шліфування ($\omega = 0,015$ мм)	0,115	0,030	0,030	0,025	0,025	0,020	0,025	0,020
Притирання ($\omega = 0,010$ мм)	0,110	0,025	0,025	0,020	0,020	0,015	0,020	0,015
Хонінгування ($\omega = 0,015$ мм)	0,115	0,030	0,030	0,025	0,025	0,020	0,025	0,020
Полірування ($\omega = 0,010$ мм)	0,110	0,025	0,025	0,020	0,020	0,015	0,020	0,015
Розкочування ($\omega = 0,035$ мм)	0,135	0,050	0,050	0,045	0,045	0,040	0,045	0,040
Калібрування ($\omega = 0,022$ мм)	0,122	0,037	0,037	0,032	0,032	0,027	0,032	0,027
Вигладжування ($\omega = 0,015$ мм)	0,115	0,030	0,030	0,025	0,025	0,020	0,025	0,020

Враховуючи вплив технологічної спадковості на кінцеву точність обробленої поверхні, доцільним є аналіз впливу затискних пристроїв на точність отвору гідростатичної втулки на попередніх перед поліруванням операціях обробки, зокрема при внутрішньому шліфуванні.

Для аналізу зміни форми отвору гідростатичної втулки під дією зусилля затиску при застосуванні різних затискних пристроїв застосовано вбудований модуль Simulation програмного продукту SolidWorks Premium 2012. Для цього спочатку згідно [70] здійснено розрахунок сили різання при внутрішньому шліфуванні, а згідно [23] розрахунок необхідної сили затиску в патроні. За результатами розрахунків встановлено, що сила різання при шліфуванні складає $P_{\text{шліф}}=54,5$ Н, а необхідна величина зусилля затиску в трикулачковому самоцентрівному патроні становить $P_3=1275$ Н. Відповідно одним кулачком патрона розвиватиметься зусилля: $Q=1275 / 3=425$ Н.

На рисунку 5.8 приведено епюри переміщень точок опорної поверхні гідростатичної втулки при закріпленні в трикулачковому патроні. Найбільше переміщення опорної поверхні гідростатичної втулки при такому закріпленні складає 2,53 мкм в місцях дії зусиль від окремих кулачків. Форма деформованого отвору має огранювання з 3-ма та 5-ма гранями, що повністю відповідає результатам дослідження приведеним в роботах [137, 139].

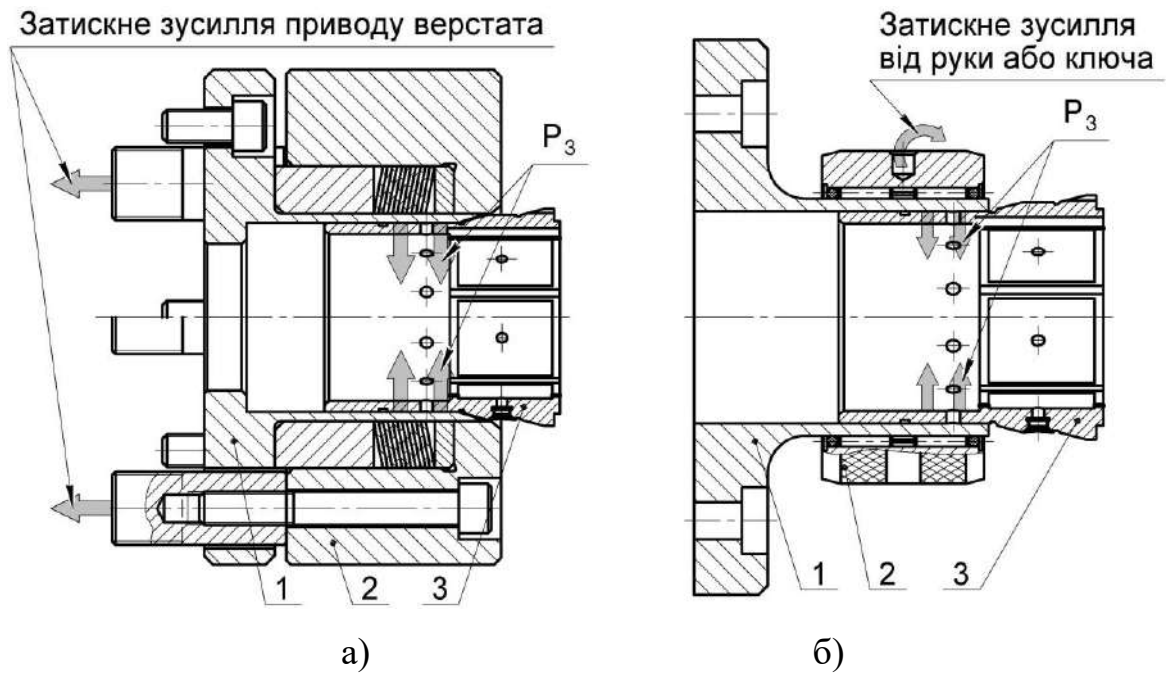


- а) – огранювання контуру опорної поверхні втулки при закріпленні
 б) – загальний вид епюри переміщень опорної поверхні втулки

Рисунок 5.8 – Епюри переміщень точок опорної поверхні гідростатичної втулки при закріпленні в трикулачковому самоцентрівному патроні

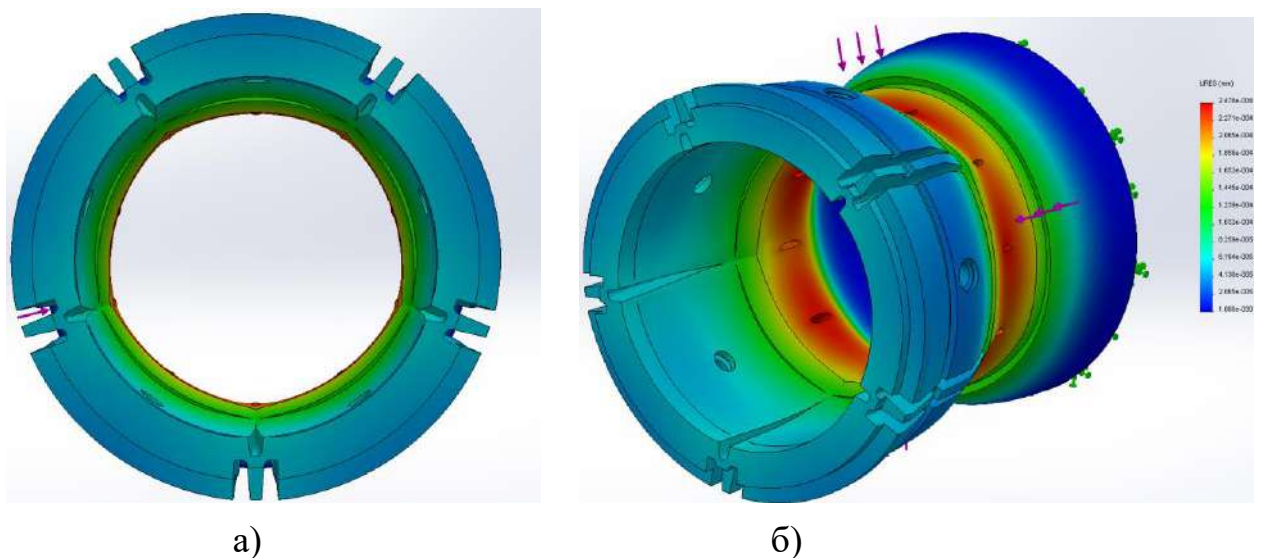
Принципові схеми затиску гідростатичної втулки із застосуванням токарного патрона з тарілчастими пружинами (рисунок 5.9, а) та роликового патрона (рисунок 5.9, б) принципово не відрізняються. Тому, для визначення переміщень опорної поверхні втулки при затиску в кожному з них проведемо один розрахунок в САЕ системі SolidWorks Simulation. В результаті моделювання схеми закріплення (рисунок 5.10) встановлено, що найбільше переміщення складає 0,247 мкм по поверхні, що контактує з роликами (роликовий патрон) або з тонкостінною частиною корпусу (патрон з тарілчастими пружинами). Отже, застосування роликового патрона або патрона з тарілчастими пружинами дозволить зменшити у 10 разів похибку закріплення порівняно з використанням трикулачкового самоцентрівного патрона. Це позитивно позначиться на точності форми опорної поверхні гідростатичної втулки, а відповідно і на витратних характеристиках опори, несучій здатності, жорсткості та точності обертання шпинделя.

Розглянуті конструкції роликового патрона та патрона з тарілчастими пружинами, як засобів підвищення точності геометричної форми опорної поверхні пружної гідростатичної втулки, мають спільні недоліки: низький показник фондovіддачі при одиничному типі виробництва, а також низьку жорсткість закріплення опорної частини гідростатичної втулки, конструкція якої є маложорсткою внаслідок наявності 5-ти груп поздовжніх криволінійних пазів (див. рисунок 5.5). В такому випадку, навіть забезпечивши зменшення впливу зусилля затиску на точність форми опорних поверхонь, уникнути похибок форми зумовлених конструктивними особливостями гідростатичної втулки не можливо. Тому пропонується розглянути інший спосіб забезпечення точності опорної поверхні втулки, який не потребує великих капіталовкладень та забезпечує жорстке закріплення опорної частини втулки з криволінійними поздовжніми пазами: обробка втулки в зборі з корпусом із затиском у трикулачковому самоцентрівному патроні (рисунок 5.11).



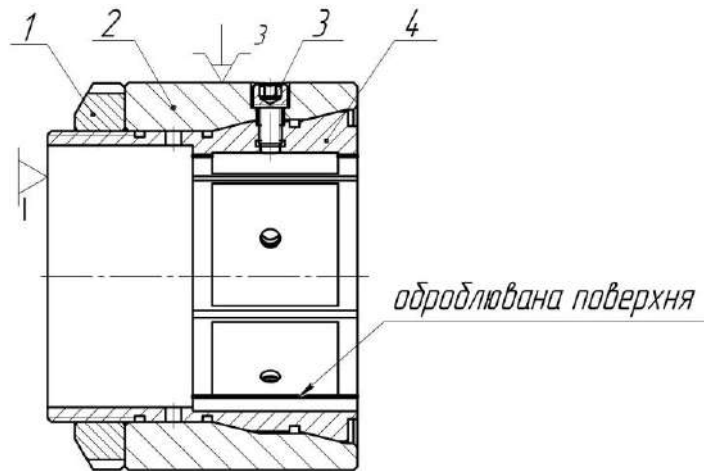
1 – корпус, 2 – обойма, 3 – гідростатична втулка

Рисунок 5.9 – Загальний вид схем закріплення гідростатичної втулки в патроні з тарілчастими пружинами а) та в роликовому патроні б)



а) – огранювання контуру опорної поверхні втулки при закріпленні
 б) – загальний вид епюри переміщень опорної поверхні втулки

Рисунок 5.10 – Епюри переміщень точок опорної поверхні гідростатичної втулки при закріпленні в роликовому патроні (або в патроні з тарілчастими пружинами)



1 – гайка натяжна, 2 – корпус, 3 – гвинт, 4 – гідростатична втулка

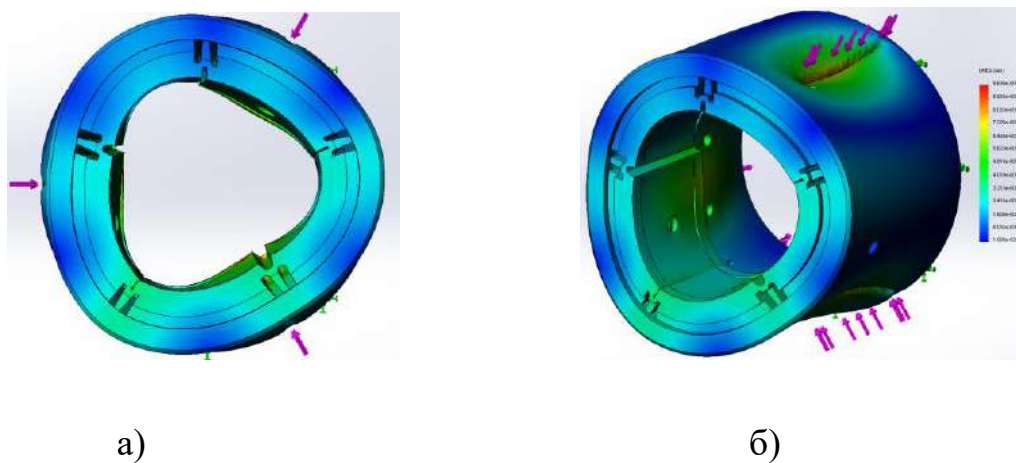
Рисунок 5.11 – Схема закріплення гідростатичної втулки в зборі з корпусом в трикулачковому патроні

Після встановлення гідростатичної втулки 4 з попередньо обробленими зовнішніми конічними поясками в отвір корпусу 2 із суміщенням радіальних отворів під гвинти 3 здійснюють загвинчення гайки 1 на різевий кінець втулки до упору в корпус для створення попереднього натягу. Потім остаточно втулка фіксується гвинтами 3, які загвинчують в різеві отвори гідростатичної втулки під штуцера. Таким чином забезпечиться жорстке закріплення опорної частини втулки.

Натяг в з'єднанні корпус-втулка необхідний для деформації пружної втулки з метою зменшення діаметра отвору, що дозволить після обробки отримати розмір отвору, що відповідає мінімальному значенню зазору в ГСО при експлуатації. Таким чином після фінішної обробки опорна поверхня гідростатичної втулки в стиснутому стані, який відповідає мінімальному значенню радіального зазору в ГСО, матиме мінімальне відхилення від круглості в поперечному і конусності в поздовжньому напрямку. При максимальному значенні радіального зазору похибки форми отвору втулки нівелюються за рахунок демпфуючих властивостей мастильного шару, а при мінімальному радіальному зазорі геометричні похибки форми втулки можуть становити до половини його величини, внаслідок чого погіршаться експлуатаційні характеристики опори [127]. Запропонований спосіб затиску втулки дозволить: збільшити її радіальну жорсткість при обробці, що в свою

чергу призведе до зменшення деформації втулки при затисканні та уникнути консольного закріплення втулки, властивого попередньо розглянутим способами закріплення, що дозволить підвищити точність її опорної поверхні.

Для визначення переміщень опорної поверхні отвору втулки при обробці в зборі з корпусом та закріпленні в трикулачковому самоцентрівному патроні здійснено розрахунок в САЕ системі SolidWorks Simulation з навантаженнями, аналогічними попереднім розрахункам (рисунок 5.12). В результаті встановлено, що найбільше переміщення точок опорної поверхні гідростатичної втулки при такому способі закріплення складає 0,096 мкм.



- а) – огранювання контуру опорної поверхні втулки при закріпленні
 б) – загальний вид епюри переміщень опорної поверхні втулки

Рисунок 5.12 – Епюри переміщень точок опорної поверхні гідростатичної втулки при закріпленні в зборі з корпусом в трикулачковому патроні

Результати визначення переміщень опорної поверхні гідростатичної втулки при різних способах закріплення систематизовано в таблиці 5.3.

Таблиця 5.3 – Порівняння використання патронів різної конструкцій

Тип конструкції патрона	Максимальне переміщення опорної поверхні отвору втулки, мкм
Трикулачковий самоцентрівний	2,53
Роликовий	0,247
З тарілчастими пружинами	0,247
Трикулачковий самоцентрівний (обробка в зборі з корпусом)	0,096

Фактично визначені переміщення опорної поверхні гідростатичної втулки характеризують похибку закріплення - складову похибки встановлення заготовки, яка входить до похибки обробки [22, 54]. Якщо в першому наближенні застосувати дані, наведені в монографії [127] та вважати, що відхилення від круглості опорної поверхні гідростатичної втулки обробленої із застосуванням трикулачкового патрона становить $T_{кр}^B = 10 \text{ мкм}$, то можна стверджувати, що запропонований спосіб закріплення пружної гідростатичної втулки РГСО практично повністю виключає похибку закріплення, знизивши її частку в похибці форми втулки з 25% до $\approx 1\%$.

5.5 Висновки до розділу

1. Для підвищення точності механічної обробки розроблено алгоритм та методику вибору раціональних експлуатаційних та конструктивних параметрів регульованих ГСО шпинделя верстата, яка може бути використана при проектуванні широкої номенклатури технологічних машин з опорними гідростатичними вузлами регульованого типу.

2. Розроблено практичні рекомендації з вибору раціональних режимів різання та експлуатаційних параметрів шпиндельних ГСО при чистовій токарній обробці конструктивно невірноважених заготовок.

3. Розроблені схемні рішення конструкцій керованих гідравлічних опор, які дозволяють підвищити у 1,3–1,5 рази точність регулювання величини радіального зазору, швидкохідність до $2 \cdot 10^6 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}$, технологічність виготовлення опор та розширити номенклатуру конструкційних матеріалів для їх виготовлення.

4. Для підвищення точності форми опорної поверхні гідростатичної втулки запропоновано схему закріплення її в зборі з корпусом при обробці отвору, що, завдяки практично повному виключенню впливу похибки закріплення на точність оброблюваних поверхонь, забезпечить зниження впливу технологічної спадковості на величину радіального зазору між спряженими поверхнями підшипника.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. В результаті аналізу існуючих методів та засобів підвищення точності шпindelних вузлів встановлено, що ефективним напрямком підвищення точності верстатів є керування вихідними параметрами точності обертання шпинделя на основі застосування ГСО регульованого типу.
2. Вперше на основі створеної математичної моделі траєкторій руху шпинделя в зосереджених параметрах встановлено закономірності впливу геометричних відхилень форми, температурних деформацій опорних поверхонь підшипника, випадкових та детермінованих складових технологічних навантажень, експлуатаційних параметрів ГСО на показники точності шпindelного вузла. Це дозволило підвищити на 30–60% точність визначення положення шпинделя за показником траєкторій переміщень.
3. Встановлено, що врахування похибок форми в поперечному напрямку та температурних деформацій опорних поверхонь ГСО при моделюванні траєкторій руху шпинделя призводить до зростання статистичних характеристик радіус-вектора траєкторій: математичного сподівання – на 30 %, середньоквадратичного відхилення – на 12,5 % порівняно з ідеалізованими опорними поверхнями підшипника.
4. За результатами обчислювального експерименту встановлено та експериментальним шляхом підтверджено статистичні закономірності формування геометричної точності токарного верстата за показником точності траєкторій переміщення шпинделя на ГСО:
 - підвищення частоти обертання шпинделя в діапазоні $600\text{--}2400 \text{ хв}^{-1}$ при наявності статичного дисбалансу обертових елементів ШВ обумовлює зростання в 1,6–2,1 раза математичного сподівання та в 2,5–3,4 раза СКВ радіус-вектора траєкторій шпинделя;
 - раціональна величина тиску в карманах ГСО, при якій забезпечуються мінімальні значення математичного сподівання та СКВ радіус-вектора траєкторій, знаходиться в діапазоні 3–3,5 МПа;

- підвищення температури робочої рідини в ГСО в діапазоні $+20^{\circ} \dots +40^{\circ}\text{C}$ призводить до зростання в 4,2–6,2 рази математичного сподівання радіус-вектора траєкторії шпинделя, при цьому зі збільшенням тиску в карманах ГСО ця тенденція уповільнюється; вплив температури робочої рідини на СКВ радіус-вектора траєкторії шпинделя незначний.
5. Експериментальним шляхом встановлено статистичні закономірності формування точності ШВ токарного верстата за показником відхилення від круглості зразків-виробів залежно від режимів різання, температури та тиску в карманах ГСО шпинделя за наявності статичного дисбалансу обертових елементів ШВ, а саме:
- збільшення глибини різання зумовлює пропорційне зростання відхилення від круглості оброблених поверхонь зразків-виробів;
 - при підвищенні частоти обертання шпинделя до 1200 хв^{-1} математичне сподівання відхилення від круглості поверхонь зразків-виробів має тенденцію до незначного (в межах 20%) зниження, а при подальшому зростанні частоти в межах робочого діапазону математичне сподівання відхилення від круглості підвищується на 45–80 %;
 - при сталій частоті обертання шпинделя та мінімальних величинах глибини різання і подачі на оберт, що відповідають чистовій обробці, збільшення статичного дисбалансу на відхилення від круглості оброблених зразків-виробів практично не впливає;
 - зі зростанням тиску в карманах ГСО вплив подачі на відхилення від круглості зменшується і при величині тиску 4,5–5 МПа подача на відхилення від круглості практично не впливає;
 - раціональний діапазон тиску в карманах ГСО з точки зору мінімізації відхилення від круглості поверхонь зразків-виробів становить 3–3,5 МПа;
 - підвищення температури робочої рідини в ГСО до $+40^{\circ}\text{C}$ призводить

до зростання в 1,5–2 рази математичного сподівання відхилення від круглості оброблених поверхонь зразків-виробів, з підвищенням тиску в ГСО до 4,5 МПа вплив температури на точність форми оброблених поверхонь мінімізується.

6. За результатами спектрального аналізу встановлено корельованість математичних сподівань суттєвих гармонік спектрів траєкторій радіус-вектора шпинделя та спектрів контурів оброблених поверхонь зразків-виробів при зміні експлуатаційних параметрів ШВ. Найбільш стійкий взаємозв'язок між статистичними характеристиками траєкторій шпинделя та геометричними відхиленнями форми оброблених поверхонь зразків-виробів встановлено при регулюванні тиску в карманах ГСО.
7. Розроблено науково обґрунтовану методику вибору раціональних експлуатаційних та конструктивних параметрів ГСО регульованого типу з метою підвищення точності механічної обробки на токарних верстатах.
8. Розроблено схемні рішення конструкцій регульованих гідравлічних опор, що дозволяють підвищити у 1,3–1,5 рази точність регулювання величини радіального зазору, швидкохідність ШВ до $2 \cdot 10^6$ мм·хв⁻¹, технологічність виготовлення опор та розширити номенклатуру конструкційних матеріалів для їх виготовлення.
9. Запропоновано технологічні засоби підвищення точності гідростатичних підшипників з пружними корпусними елементами, які дозволяють на порядок знизити вплив технологічної спадковості на величину радіального зазору між спряженими поверхнями підшипника.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Авдулов А. Н. Контроль и оценка круглости деталей машин / А. Н. Авдулов – М.: Изд-во стандартов, 1974. – 176 с.
2. Андреев Г.Н. Проектирование технологической оснастки машиностроительного производства: учебное пособие для машиностроит. специальностей вузов./ Андреев Г.Н., Новиков В.Ю., Схиртладзе А.Г.; под ред. Ю.М.Соломенцева. – 2-е изд. испр. - М.: Высшая школа, 1999. – 415с.
3. Антипенский Р.В. Разработка моделей случайных сигналов /Р.В.Антипенский //Компоненты и технологии, 2007. – № 11. – С.146–151.
4. Ансеров М.А. Приспособления для металлорежущих станков/ М.А.Ансеров, изд. 4-е испр. и доп. – Л.: Машиностроение, 1975. – 656 с.
5. Артеменко Н.П. Гидростатические опоры роторов быстроходных машин / [Артеменко Н.П., Чайка А.И., Доценко В.Н.]; под. ред. Н.П. Артеменко. – Х.: Основа, 1992. – 198 с.
6. А.с. 621910 СССР, МКИ F16C 32/06. Гидростатическая опора / Б.Н. Зехцер, Г.Х. Ингерт, П.Г. Макаров (СССР). – № 2423024/25-27; заявл. 24.11.76; опубл. 30.08.78, Бюл. №32.
7. А.с. 626264 СССР, МКИ F16C 32/04. Гидростатическая опора / Я.И. Менделевский, В.Я. Эглитис, Л.Я. Кащневский. – № 2300001/25-27; заявл. 22.12.75; опубл. 30.09.78, Бюл. №36.
8. А.с. 1280222 СССР, МКИ F16C 23/02. Сегментный подшипник скольжения / В.П. Воропаев, Г.А. Лучин, В.П. Смирнов (СССР). – № 3866725/25-27; заявл. 11.03.85; опубл. 30.12.86, Бюл. №48. 1986 г.
9. А.с. 1281775 СССР, МКИ F16C 32/04. Гидростатическая опора / А.П. Гуня, Ю.В. Петтик, А.Е. Гаркуша, И.А. Тодер, С.И Румянцев, Е.М. Манкевич. – № 3892490/25-27; заявл. 29.04.85; опубл. 07.01.87, Бюл. №1.
10. А. с. 1364785 СССР, МКИ F 16C32/06 Гидростатическая опора / С. Н. Шатохин, В. П. Зайцев, В. А. Коднянко (СССР) – № 3837878/25-27; заявл. 07.01.85; опубл. 07.01.88, Бюл. №1.

11. А. с. 1530853 СССР, МКИ³ F 16 C 32/06 Гидростатический подшипник / С. Н. Шатохин, В. П. Зайцев, С. А. Ярошенко – №4184037/25-27; заявл. 18.01.87; опубл. 23.12.89, Бюл. №47.
12. Балакшин Б.С. Адаптивное управление станками / Б.С. Балакшин, Б.М. Базров. – М.: Машиностроение, 1973. – 688с.
13. Бать, М.И. Теоретическая механика в примерах и задачах: учеб. пособие / М.И. Бать, Г.Ю. Джанелидзе, А.С. Кельзон; ред. Д. Р. Меркин. Т. II : Динамика. - 7-е изд., перераб. - М. : Наука, 1985. – 560 с.
14. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.
15. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т.М. Башта. – М. : Машиностроение, 1974. – 606 с.
16. Белоусов А.И. Влияние некоторых погрешностей форм вала и обоймы на характеристики гидростатического подшипника / А.И. Белоусов, Т.А. Хромова // Исследование гидростатических подшипников. Сб. статей под ред. Г.С. Скубачевского. – 1973. – С. 18 – 28.
17. Белоусов А.И. Нелинейные колебания роторов на гидростатических подшипниках / А.И. Белоусов, В.Г. Луканенко // Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин. – 1977. – Вып. 4. – С. 44 – 51.
18. Бендат Д., Измерение и анализ случайных процессов / Бендат Дж., Пирсол А. – М. : Мир, 1971. – 408 с.
19. Блюмберг В. А. Какое решение лучше? : Метод расстановки приоритетов/ Блюмберг В. А. .Глущенко В.Ф. – Л. : Лениздат , 1982. – 160 с.
20. Бобров В.Ф. Влияние угла наклона главной режущей кромки инструмента на процесс резания металлов / В.Ф. Бобров. - М. : Машгиз, 1962. – 152 с.
21. Бондаренко С.Г. Технології механоскладального виробництва/ С.Г.Бондаренко. – Ніжин: ТОВ “Видавництво “Аспект-Поліграф”, 2008. – 358 с.

- 22.Бондаренко С.Г. Основи технології машинобудування /Бондаренко С.Г.– Чернігів: ЧДТУ, 2005. – 567 с.
- 23.Боровик А.І. Технологічна оснастка механоскладального виробництва: Підручник./ А.І.Боровик – К.: „Кондор”, 2008. – 726с.
24. Бушуев В.В. Гидростатическая смазка в станках / В.В. Бушуев. – М.: Машиностроение, 1989. – 176 с.
- 25.Бушуев В.В. Направления развития мирового станкостроения/ В.В.Бушуев, Ф.С.Сабилов // Вестник МГТУ Станкин, 2010. – № 1. – С. 24–30.
- 26.Бушуев В.В. Основы конструирования станков / В.В. Бушоев. – М.: Изд-во Станкин, 1992. – 520 с.
- 27.Вайсбанд М.Д. Техника выполнения метрологических работ /М.Д. Вайсбанд, В.И.Проненко. – К.: Техніка, 1986. – 168 с.
- 28.Вареник П.И. Шпиндельные узлы металлорежущих станков / П.И. Вареник, А.Н. Новиков. – М.: ВНИИТЭМР, 1991. – 224 с.
- 29.Вибрации в технике / [кол. авторов]; под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова. – М.: Машиностроение, 1980. – 544 с. – (Колебания машин, конструкций и их элементов; т.3).
- 30.Выходные характеристики высокоскоростных шпиндельных узлов на газовых опорах / [А.В. Космынин, В.И. Шаломов, В.С. Щетинин, и др.]– М.: Издательский Дом "Академия Естествознания", 2011. – 178 с.
- 31.Глинченко А.С. Цифровая обработка сигналов В 2 ч. Ч.1/А.С. Глинченко. – Красноярск: Изд-во КГТУ, 2001. – 199с.
- 32.Данильченко Ю.М. Прецизійні шпиндельні вузли на опорах кочення (теорія і практика) / Ю.М. Данильченко, Ю.М. Кузнєцов. – Тернопіль – Київ, Економічна думка, 2003. – 344 с.
33. Данчин И.А. Влияние отклонений формы опорных поверхностей гидростатодинамических подшипников на динамические характеристики роторных систем: дис. ... канд.техн. наук 01.02.06 / И.А. Данчин.– Орел, 2007. – 161 с.

34. Дем'яненко С.К. Розробка методології конструювання гідростатично-гідродинамічних шпиндельних опор металорізальних верстатів з підвищеними показниками жорсткості: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.03.01 / С.К. Дем'яненко. – К.: НТУУ “КПІ”, 2002. – 21 с.
35. Детали и механизмы металлорежущих станков / [Каминская В.В., Левина З.М. и др]; под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1972. – 519 с. – (Шпиндели и их опоры, механизмы и детали приводов; т. 2).
36. Дмитрієнко О.В. Поліпшення характеристик гідравлічних пасивних гасителів пульсацій у гідроагрегатах шляхом визначення їх раціональних параметрів: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17 / Дмитрієнко Ольга Вячеславівна. – Харків, 2005. – 199 с.
37. Добрынин С. А. Методы автоматизированного исследования вибрации машин: Справочник/С. А. Добрынин, М. С. Фельдман, Г. И. Фирсов. — М.: Машиностроение, 1987. — 224 с.
38. Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения: ГОСТ 24643-81. – [Действ. от 1981-07-01]. – М.: Госстандарт, 1988. – 14 с.
39. Дрозденко В.М., Перфілов В.Е., Піддубний П.О., Ципоренко В.О., Струтинський В.Б., Литвин О.В., Гейчук В.М., Кравець О.М. Науково-технічні проблеми верстатобудування та їх вирішення при розробці нової гама металорізальних верстатів Київського верстатобудівного концерну / Вестник Национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт», серия Машиностроение. – №54. – Київ, 2008.– С. 220 – 238.
40. Дума Р.К. Зажимные приспособления с использованием гидропластмассы/ Р. К. Дума. – М.: Машгиз. – 1951. – 98 с.
41. Душинский В.В. Оптимизация технологических процессов в машиностроении / В.В. Душинский, Е.С. Пуховский, С.Г. Радченко. – К.: Техника, 1977. – 176 с.

42. Душинський В.В. Основи наукових досліджень Теорія та практикум з програмним забезпеченням: Навч. посібник /Душинський В.В. – К.: НТУУ “КПІ”, 2000. – 408 с.
43. Ереско, С. П. Функциональные возможности и проблематика применения адаптивных гидростатических опор в шпиндельных узлах металлорежущих станков / С. П. Ереско, С. Н. Шатохин // «Современные технологии. Системный анализ. Моделирование: научный журнал ИрГУПС», 2009. – №3(23). – С.148–154.
44. Жарков И.Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом / И. Г. Жарков. – Ленинград : Машиностроение, 1986. – 179 с.
45. Жуков Э.Л. Технология машиностроения : в 2-х кн. : учеб. пособ. для студ. вузов по напр. "Технология, оборуд. и автоматиз. машиностр. производств" и др. / [Э.Л. Жуков и др.] ; под ред. С.Л. Мурашкина. – , Кн.2 Производство деталей машин.– М.: Высшая школа, 2003. – 295 с.
46. Захаркін О.У. Технологічні основи машинобудування (основні способи обробки поверхонь та сучасні Т-системи для їх реалізації): навчальний посібник./ О.У. Захаркін.– Суми: Вид-во СумДУ, 2009. – 137 с.
47. Каминская В.В. Расчет жесткости станков / В.В. Каминская, З.М. Левина. – М.: Машиностроение, 1983. – 47 с.
48. Каминская В.В. Расчеты на виброустойчивость в станкостроении / В.В. Каминская. – М.: Машиностроение, 1985. – 56 с.
49. Карякина О.И. Перспективы применения керамических и композиционных материалов в станкостроении /О.И. Карякина. – М.: ВНИИТЭМР, 1991. – 59 с.
50. Кацев П. Г. Статистические методы исследования режущего инструмента / П.Г. Кацев. – М.: Машиностроение, 1968. – 156с.
51. Каценевский Л.Я. Влияние некруглости шпинделя и отверстия гидростатического подшипника на радиальное биение оси шпинделя / Л.Я. Каценевский// Станки и инструмент. – 1980. – №12 – С.27–28.
52. Клапан расхода QVHZO-TES-PS-10/3/Z. Паспорт. Руководство по эксплуатации. – М.: ООО «Гидростанок», 2010. – 10 с.

53. Ковальов В.Д. Основи теорії розрахунку та проектування гідравлічних опорних вузлів верстатного устаткування: дис. ...доктора техн. наук: 05.03.01 / Віктор Дмитрович Ковальов. – К.: НТУУ „КПІ”, 2001. – 424 с.
54. Кован В.М. Основы технологии машиностроения: учебник для вузов/ [В.М. Кован, В.С. Корсаков, А.Г. Косилова]; под ред. В.С. Корсакова – 3-е изд., доп. и перераб. – М.: Машиностроение, 1977. – 416 с.
55. Колкер Я. Д. Математический анализ точности механической обработки деталей / Я. Д. Колкер. – К.: Техника, 1976. – 200 с.
56. Коровчинский М.В. Прикладная теория подшипников жидкостного трения / М.В. Коровчинский. – М.: МиС, 1954. – 186 с.
57. Кудинов В.А. Динамика станков / В.А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 359 с.
58. Кузнецов Ю. М. Теорія розв'язання творчих задач / Ю.М. Кузнецов.– К.: ТОВ «ЗМОК» – ПП «ГНОЗИС», 2003. – 294с.
59. Кузнецов Ю.Н. Динамика станочно-инструментальной оснастки для высокоэффективной токарной обработки: монография/ Ю.Н. Кузнецов, О.И. Драчев, И.В. Луцив, А.В. Шевченко, В.Н. Волошин. – Старый Оскол: ТНТ, 2013. – 522 с.
60. Лазарев А.Г. Автоколебания при резании металлов / А.Г. Лазарев. – М.: Высшая школа, 1971. – 243 с.
61. Лизогуб В.А. Влияние параметров шпиндельного узла станка на точность обработки деталей/ В.А. Лизогуб// СТИН. – 2003. – №3 – С.16.
62. Лунд Й. Траектории вихревого движения ротора в цилиндрических подшипниках / Й. Лунд, Е. Сейбел // Конструирование и технология машиностроения. – 1967. – №4. – С. 242 – 256.
63. Львовский, Е.Н. Статистические методы построения эмпирических формул / Е.Н. Львовский. – М. : Высш. школа, 1982. – 224 с.
64. Макаров Е.Г. Mathcad: Учебный курс (+CD) / Е.Г. Макаров. – СПб.: Питер, 2009. – 384 с.
65. Матвеев В.В. Размерный анализ технологических процессов/ [В.В.Матвеев, М.М.Тверской, Ф.И.Бойков и др.] – М.: Машиностроение, 1982. – 264с.

66. Микитянский В.В. Точность приспособлений в машиностроении / В.В.Микитянский – М.: Машиностроение, 1984. – 128 с.
67. Моделирование и управление движениями формообразования при механической обработке / [В. Г. Митрофанов, А. В. Капитанов, А. Н. Кравцов, Д. Е. Искра]; под общ. ред. Ю.М. Соломенцева. – Ирбит: Оникс, 2011. – 239с.
68. Орликов М.Л. Динамика станков /М.Л.Орликов. – К.:Выща школа, 1989. – 272 с.
69. Основні норми взаємозамінності. Допуски форми та розташування поверхонь. Терміни та визначення: ДСТУ 2498-94. – [Чинний від 1995–07–01]. – Київ.: Держстандарт України, 1994. – 112 с.
70. Основы теории резания материалов: учебник [для высш. учебн. заведений] / Мазур Н.П., Внуков Ю.Н., Грабченко А.И. и др. ; под общ. ред. Н.П. Мазура и А.И. Грабченко. – 2-е изд., пер. и доп. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2013. – 534 с.
71. Панов А.А. Обработка металлов резанием. Справочник технолога/[Панов А.А., Аникин В.В., Бойм Н.Г. и др.]. – М.: Машиностроение, 2004. – 784 с.
72. Пат. 82425 UA, МПК F16C 27/00, F16C 33/04. Спосіб регулювання зазору в гідростатичному підшипнику / Сахно Ю.О., Федориненко Д.Ю., Бойко С.В., Волик В.С.; заявник і патентовласник Чернігівський державний технологічний університет. - № а200607254; заявл. 30.06.2006; опубл. 10.01.2008, Бюл. № 1.
73. Пат. 86588 UA, МПК F16D 23/02. Муфта зубчаста / Сахно Ю.О., Федориненко Д.Ю., Волик В.С.; заявник і патентовласник Чернігівський державний технологічний університет. – № а200512229; заявл. 19.12.2005; опубл. 12.05.2009, Бюл. № 9.
74. Пат. 97685 UA, МПК F16C 32/06. Регульований радіальний гідростатичний підшипник / Струтинський В.Б., Федориненко Д.Ю., Бойко С.В.; заявник і патентовласник Національний технічний університет України „Київський політехнічний інститут”. – № а201003534; заявл. 26.03.2010; опубл. 12.03.2012, Бюл. № 5.

75. Петраков Ю.В. Автоматичне управління процесами обробки матеріалів різанням / Ю.В. Петраков. – К.: УкрНДІАТ, 2003. – 383 с.
76. Петров Н.А. Состояние и перспективы развития шпиндельных узлов металлорежущих станков / Н.А. Петров. – М.: ВНИИТЭМР, 1988. – 44 с.
77. Пивовар Л.Е. Влияние тепловых деформаций на точность токарных многошпиндельных автоматов / Л.Е. Пивовар // Известия Вузов. Машиностроение. – 1982.– №4, –С. 147–149.
78. Плотников А.Л. Обеспечение надежности определения режимов лезвийной обработки для автоматизированного станочного оборудования на основе оперативной информации о свойствах инструмента и детали: дисс.доктора техн. наук: спец. 05.03.01 / Александр Леонтьевич Плотников. – Саратов, 2001. – 314с.
79. Позняк Э.Л. Нелинейные колебания роторов на подшипниках скольжения / Э.Л. Позняк // Динамика гибких роторов. – М.: Наука, 1972. – С. 3 –26.
80. Позняк Э.Л. Влияние масляного слоя в подшипниках скольжения на устойчивость и критические скорости высокоскоростных роторов / Э.Л. Позняк // Колебания валов на масляной пленке, сборник статей. – М.: Наука, 1968. – С. 10 – 38.
81. Полінкевич Р.М. Модульний параметричний синтез шпиндельних гідростатичних підшипників з комплексним врахуванням похибок: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.03.01 / Р.М. Полінкевич. – Тернопіль, 2009 – 18 с.
82. Половинкин А.И. Основы инженерного творчества / Половинкин А.И. – М.: Машиностроение, 1988. – 216 с.
83. Поляков А.Н. Автоматизированная система поиска и принятия решений по обеспечению теплоустойчивости металлорежущих станков [Текст]: дис. ...докт. техн. наук: спец. 05.13.06 / Александр Николаевич Поляков. – Оренбург, 2004. – 494 с.
84. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: справочник-учебник в 3-х т. Т. 1. Проектирование станков / [А.С.

- Проников, О.И. Аверьянов, Ю.С. Аполлонов и др.]; под общ. ред. А. С. Проникова. – М.: Машиностроение, 1994. – 444 с.
85. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: справочник-учебник в 3-х т. Т.2. ч.1 Расчет и конструирование узлов и элементов станков / [А.С. Проников, О.И. Аверьянов, Ю.С. Аполлонов и др.]; под общ. ред. А. С. Проникова. – М.: Издательство МГТУ им.Н.Э.Баумана: Машиностроение, 1995. – 371с.
86. Проников А. С. Программный метод испытания металлорежущих станков/ А. С. Проников. – М. : Машиностроение , 1985. – 288 с.
87. Проников А. С. Параметрическая надежность машин / А. С. Проников. – М.: МГТУ им.Н.Э.Баумана, 2002. – 559 с.
88. Прохоров С.А. Математическое описание и моделирование случайных процессов /С.А. Прохоров. – Самар. гос. аэрокосм. ун-т, 2001. – 209 с.
89. Прямые измерения с многократными наблюдениями. Методы обработки результатов: ГОСТ 8.207-76. – [Действ. от 1977-01-01] – М.: Издательство стандартов, 1976. – 7 с.
90. Пуш А.В. Измерительно-диагностический комплекс для оценки качества и надежности станков / Пуш А.В., Ежков А.В., Иванников С.Н. // СТИН. –1987. –№9. – С. 8–12.
91. Пуш А.В. Повышение точности шпиндельных узлов на гидростатических опорах /А.В. Пуш // Станки и инструмент. – 1978. – №5. – С. 14–16.
92. Пуш А.В. Прогнозирование тепловых смещений шпиндельных узлов /А.В. Пуш // Станки и инструмент. – 1985. – №5. – С. 15–19.
93. Пуш А.В. Тенденции и перспективы развития высокоскоростных прецизионных шпиндельных узлов / А.В. Пуш, К.С. Долотов // Вестник ДГТУ. – 2001. – Т. 1. – № 3(9). – С. 117 – 127.
94. Пуш, А.В. Шпиндельные узлы: Качество и надежность./ А.В.Пуш – М.: Машиностроение, 1992. – 286 с.
95. Пуш А.В. Шпиндельные узлы. Проектирование и исследование: монография/ А.В. Пуш, И.А. Зверев. – М.: Станкин, 2000. – 197 с.

96. Радкевич Я.М. Метрология, стандартизация и сертификация: учебник для вузов / Я.М. Радкевич, А.Г. Схиртладзе, Б.И. Лактионов. – 2-е изд., доп. – М.: Высшая школа, 2006. – 800 с.
97. Расчетный анализ деформационных, динамических и температурных характеристик шпиндельных узлов при проектировании / [З.М. Левина, И.Г. Горелик, И.А. Зверев, А.П. Сегида]. – М.: ЭНИМС, 1989. – 64 с.
98. Регульовані гідростатичні підшипники для шпиндельних вузлів / [Ю.О. Сахно, Д.Ю. Федориненко, С.В. Бойко, В.С. Волик]. – Ніжин: ТОВ “Видавництво”Аспект-Поліграф”, 2009. – 172 с.
99. Решетов Д.Н. Точность металлорежущих станков/ Д.Н.Решетов, В.Т. Портман. – М: Машиностроение, 1986. – 336 с.
100. Розенберг А.М. Влияние главного угла в плане на главную составляющую силы резания [Электронный ресурс] / А. М. Розенберг // Известия Томского политехнического института / Томский политехнический институт — Изд-во ТПИ: , 1957. – Т. 85. – С. 224–229.
101. Савин Л.А. Моделирование роторных систем с подшипниками жидкостного трения / Л.А. Савин, О.В. Соломин. – М.: Машиностроение, 2006. – 444 с.
102. Сахно Е.Ю. Механическая обработка неуравновешенных деталей инструментом с пластинками из СТМ/ Сахно Е.Ю., Федориненко Д.Ю.// Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. – Запорозжє: ЗНТУУ, 2001.– №2.– С. 78–81.
103. Сахно Є.Ю. Механічна обробка незрівноважених деталей на токарному верстаті з гідростатичними опорами/ Сахно Є.Ю. Волик В.С.// Вісник двигунобудування, 2006.– №2. – С. 129–133.
104. Сахно Ю.А. Многопоточные гидравлические делители / Ю.А. Сахно. – М.: Машиностроение, 1988. – 160 с.
105. Свешников В.К. Станочные гидроприводы. Справочник. /Свешников В.К., Усов А.А. – 2-е изд , перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988. – 512 с.

106. Селезнева В.В. Связь параметров траектории оси шпинделя с показателями качества детали / В.В. Селезнева // Станки и инструмент. – 1985. – № 1. – С. 8 – 10.
107. Селезнева В.В. Оценка точности вращения шпинделя / В.В. Селезнева // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1986. – №2. – С. 150–153.
108. Сергиенко А.Б. Цифровая обработка сигналов / А.Б. Сергиенко. – СПб.: Питер, 2002. – 608 с.
109. Соболев И. М. Численные методы Монте-Карло. /И.М.Соболев – М.: Главная редакция физико-математической литературы издательства «Наука», 1973. –312 с.
110. Соколов Ю.Н. Шпиндельные гидростатические подшипники. Расчет и проектирование / Ю.Н. Соколов, А.Ф. Гордеев. – М.: ЭНИМС, 1969. – 71 с.
111. Соколов, Ю.Н. Температурные расчеты в станкостроении / Ю.Н. Соколов. – М.: Машиностроение, 1968. – 77 с.
112. Соколовский А. П. Точность механической обработки и пути её повышения/М. – Л.: Машиностроение, 1951. – 488 с.
113. Соломин О.В. Влияние макроотклонений опорных поверхностей на распределение давлений в радиальном подшипнике жидкостного трения/ Соломин О.В., Данчин И.А. // Известия вузов. Машиностроение. – 2005. – №5. – с.24 – 31.
114. Соломин О.В. Разработка методов и инструментальных средств динамического анализа роторных систем с подшипниками жидкостного трения // дисс. ... доктора технических наук: 01.02.06/ Олег Вячеславович Соломин. – Орел, 2007. – 417с.
115. Справочник технолога-машиностроителя : в 2-х т. / под ред. А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова. Т.2 / [Ю.А. Абрамов и др.]. – М.: Машиностроение, 1985 – 495с.
116. Станки металлорежущие. Образцы-изделия для проверки точности обработки. Общие технические требования: ГОСТ 25443-82. – [Действ. от 1982-09-09] – М.: Издательство стандартов, 1983. – 5 с.

117. Станки металлорежущие. Общие требования к испытаниям на точность: ГОСТ 8-82. – [Действ. от 1983-07-01] – М.: Издательство стандартов, 1983. – 11 с.
118. Станки металлорежущие. Схемы и способы измерений геометрических параметров: ГОСТ 22267-76. – [Действ. от 1988-01-01]. – М.: Издательство стандартов, 1988. – 141 с.
119. Станки токарно-винторезные и токарные. Основные размеры. Нормы точности: ГОСТ 18097-93. – [Действ. от 1996-07-01]. – М.: Издательство стандартов, 2005. – 24 с.
120. Степнов М.Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний: Справочник. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
121. Струтинський В.Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки / В.Б. Струтинський. – Житомир: ЖІТІ, 2001. – 612 с.
122. Струтинський В.Б. Математичне моделювання металорізальних верстатів / В.Б. Струтинський, П.П. Мельничук. – Житомир: ЖІТІ, 2002. – 572 с.
123. Струтинський В.Б., Сахно Є.Ю. Автоматичне центрування неврівноважених роторів технологічних систем: монографія / В.Б.Струтинський, Є.Ю.Сахно. – Чернігів: ЧДІЕУ, 2004. – 198с.
124. Струтинський В.Б. Тензорні математичні моделі процесів та систем / В.Б. Струтинський. – Житомир: ЖДТУ, 2005. – 635 с.
125. Струтинський В.Б. Технологія моделювання динамічних процесів та систем: монографія / В.Б. Струтинський, Н.Р. Веселовська. – Вінниця: О.Власюк, 2007. – 466 с.
126. Струтинський В.Б. Стохастичні процеси у гідроприводах верстатів: монографія / В.Б. Струтинський, В.М. Тіхенко. – Одеса: Астропринт, 2009. – 456 с.
127. Струтинський В.Б. Статистична динаміка шпіндельних вузлів на гідростатичних опорах: монографія / В.Б. Струтинський, Д.Ю. Федориненко.– Ніжин: ТОВ „Видавництво „Аспект-Поліграф”, 2011. – 464 с.

128. Струтинський В.Б. Комплексна математична модель детермінованих та стохастичних динамічних процесів у технічних системах / В.Б. Струтинський // Вістник НТУУ „КПІ“. Машинобудування. – 1998. – № 33. – С. 115 – 135.
129. Струтинський В.Б. Процес обертання неврівноваженого шпindelного вузла в гiдростатичній опорi/ Струтинський В.Б., Сахно Є.Ю. //Вестник НТУУ “КПИ”, 2006. – №49. – С. 103–107.
130. Струтинський В.Б. Визначення параметрів динамічної точності шпindelної групи токарного верстата/ В.Б.Струтинський, В.Є.Перфілов, І.А.Рибачок//Наукові нотатки: міжвуз. збірник. (за галузями знань "Машинобудування та металообробка", "Інженерна механіка", "Металургія та матеріалознавство. – Луцьк: ЛНТУ, 2009.– №25(2). – С. 255–264.
131. Талантов Н.В. Физические основы процесса резания, изнашивания и разрушения инструмента / Н.В.Талантов. – М.: Машиностроение, 1992. – 240 с.
132. Тихомиров В. Б. Планирование и анализ эксперимента /В. Б.Тихомиров. – Москва: Лёгкая индустрия, 1974. – 262 с.
133. Тодер И.А. Крупногабаритные гидростатодинамические подшипники / И.А. Тодер, Г.И. Тарабаев. – М.: Машиностроение, 1976. – 199 с.
134. Триангуляционные лазерные датчики. Серия РФ603. Руководство по эксплуатации. – Мн.: ООО «РИФТЭК», 2011. – 46 с.
135. Федориненко Д.Ю. Наукові основи проектування прецизійних регульованих гiдростатичних опор шпindelних вузлів: дис. ...доктора техн. наук: 05.03.01 / Дмитро Юрійович Федориненко. □ – К.: НТУУ „КПІ“, 2013. – 414 с.
136. Федориненко Д.Ю. Експериментальні показники точності шліфувального верстата з регульованими шпindelними гiдростатичними підшипниками / Д.Ю. Федориненко // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету (серія техніка в

- сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація). – 2011. – Вип. 24. – Частина I. – С. 264 – 270.
137. Федориненко Д.Ю. Вплив технологічної спадковості на точність регульованих шпindelьних гiдростатичних опор / Д.Ю. Федориненко, С.П. Сапон, С.В. Бойко // Технологiчні комплекси. – 2012. – № 1,2 (5,6). – С. 176 – 182.
138. Федориненко Д.Ю. Методика дослідження параметрів точності регульованої гiдростатичної втулки шпindelьного підшипника / Д.Ю. Федориненко, О.А. Плибак, С.В. Майданюк // Вісник Чернігівського державного технологічного університету (серія технічні науки). – 2012. – №3(59). – С. 87 – 93.
139. Федориненко Д.Ю. Аналіз точності опорної поверхні регульованого гiдростатичного підшипника / Д.Ю.Федориненко, А.А.Урліна // Науковий вісник ДДМА. – 2013. – № 1(11Е). – С. 116 – 121.
140. Фигатнер А.М. Шпindelьные узлы современных металлорежущих станков. Обзор / А.М. Фигатнер. – М.: НИИмаш, 1983. – 60 с.
141. Фрайден Д. Современные датчики: Справочник/ Фрайден Д. – М.: изд-во «Техносфера». – 2006. – 590с.
142. Фролов А.В. Повышение точности шпindelьных узлов прецизионных станков методами термоупругого моделирования при заданной их теплоустойчивости: дис. ... канд. техн. наук: 05.03.01 / Александр Владимирович Фролов. □ М.: МГТУ им. Баумана, 2007. □ 284 с.
143. Цифровой осциллограф IRIS. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. –К.: ООО «Видео Интернет Технологии», 2007. – 12 с.
144. Чайка А.И. Классификация и результаты исследований высокоскоростных подшипников жидкостного трения с регулируемыми характеристиками: Тр. Национ. технич. университета “ХПИ“. – Харьков: ХПИ. – 2001. – С. 36–41.

145. ЧАО «Тэра» Передовые технологии автоматизации. Каталог продукции. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.aotera.com.ua/list/ru/products.html>.
146. Чуприна В.М. Дослідження динамічних характеристик типових компоновок шпиндельних вузлів металорізальних верстатів / В.М. Чуприна, О.М. Говоруха, Ю.М. Гуменник // Вісник Чернігівського державного технологічного університету (серія: технічні науки). – 2010. – №42. – С. 106 – 115.
147. Чус А.В. Основы технического творчества /Чус А.В., Данченко В.И. – Киев: Вища школа, 1983. – 184 с.
148. Шатохин, С. Н. Адаптивные бесконтактные опоры скольжения с плавающими регуляторами нагнетания смазки (гидростатические, аэростатические) для шпиндельных узлов и направляющих металлорежущих станков / С. Н. Шатохин, Я. Ю. Пикалов, В. Г. Демин // «Технология машиностроения», 2006. – № 9. – С. 29–33.
149. Шатохин, С.Н. Влияние пульсации давления масла в гидростатических шпиндельных опорах станка на точность обработки / С.Н. Шатохин, В.С. Секацкий // Станки и инструмент – 1985. – № 12. – С. 9.
150. Шатохин С. Н. Влияние некруглости опорных поверхностей на точность радиальных гидростатических подшипников шпинделя / С.Н. Шатохин, В.С. Секацкий // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 1988.– № 7. – С. 127–131.
151. Шатохин С.Н. Теория и методы проектирования адаптивных гидростатических и аэростатических шпиндельных опор и направляющих металлорежущих станков: дисс. ... докт. техн. наук: спец. 05.02.02 / Станислав Николаевич Шатохин. – Красноярск, 2010. – 389 с.
152. Юркевич В. В. Исследование точности токарных станков методом построения виртуальной копии обрабатываемой поверхности / В.В. Юркевич // Вестник машиностроения. – 2006. – № 12. – С. 42–46.

153. Юркевич В. В. Корреляционные зависимости между показателями точности при токарной обработке / В.В. Юркевич // СТИН. – 2010. – № 7. – С. 36–37.
154. Юркевич В. В. Контроль и диагностика процесса формообразования при обработке на токарных станках/ В.В. Юркевич// Контроль. Диагностика. – 2005. – №1. – С. 45–50.
155. Юркевич В.В. Методы испытаний обрабатывающих станков / В.В. Юркевич // Машиностроитель. – 2006. – № 10. – С. 30 – 39.
156. Юркевич В.В. Прогнозирование точности изготовления деталей / В.В. Юркевич // Техника машиностроения. – 2000. – №4. – С. 46 – 52.
157. Юркевич В.В. Точность токарной обработки / В.В. Юркевич, А.В. Соколов // Машиностроитель. – 2001. – № 11. – С. 22 – 30.
158. Beddoes J. Principles of metal manufacturing processes /Beddoes, Jonathan. – Burlington, MA: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2003. – 326 p.
159. Charles Wang. A new laser non-contact method for the measurement of spindle error motion/ Charles Wang. //Proceedings of ASPE 2001 Summer Topic Meeting, State College, PA June 18–19, 2001. – P. 750 – 762.
160. Chu F. Periodic, quasi-periodic and chaotic vibrations of a rub-impact rotor system supported on oil film bearings / F. Chu, Z. Zhang // Int. J. of Engineering Science, 1997. – № 10/11. – P. 963 – 973.
161. Edwards S. The influence of torsion on rotor - stator contact in rotating machinery / S. Edwards, A.W. Lees, M.I. Frischell // Journal of Sound and Vibration.- 1999. – № 225/4. – P. 767 – 778 (12).
162. Experimental verification of Jeffcott rotor model with preloaded snubber ring / E.V. Karpenko [et all] // Journal of Sound and Vibration.– 2006. – № 298.– P. 907–917.
163. Fravel D. Metalworking machine tools and accessories/Dennis A Fravel. - Washington: Office of Industries, U.S. International Trade Commission, 1994. – 373p.
164. Fujimaki K. Development of an optical measuring device for rotation

- accuracy of micro-spindle/ Fujimaki K, Mitsui K. // Proc ASPE 2005 Annual Meeting. – 2005. – p. 287–290.
165. High Speed Milling Spindles [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.ibagnorthamerica.com/spindles.htm>.
166. Hoffman E. Jig and Fixture Design / Hoffman E. – 5th Edition, Delmar Learning Drafting, 2004. – 359p.
167. Joshi P.H. Jigs and Fixtures / Joshi P.H. – Tata McGraw Hill Education Private Ltd., 2010. – 237 p.
168. Joshi P.H. Machine Tools Handbook/ Joshi P.H. – New York : McGraw-Hill Company, 2008. – 732p.
169. Mitsui K. Development of an optical measuring method for radial spindle error/ Mitsui K, Ling Ji, Hashimoto Y, Nunome K, Hibi K.// Proc 7th Int Precision Engineering Seminar. – 1993. – p. 506–517
170. Robert C.P. Monte Carlo Statistical Methods./ C.P. Robert, G. Casella. — 2nd edition, Springer, 2004. – 683 pp.
171. Rubinstein R. Y. Simulation and the Monte Carlo Method./ R. Y. Rubinstein, D.P. Kroese – 2nd edition, Wiley, 2007. – 345 p.
172. Stephenson D.A. Metal cutting theory and practice / Stephenson, David A. – New York: Marcel Dekker, 1997. – 898 p.
173. Ultra-precision machines support high technology // Metallworking Engineering and Marketing. – 1986. – v. 3. – P. 34 – 36.
174. Ultra-precision machining systems [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.nanotechsys.com/machines/nanotech-250upl-ultra-precision-lathe.html>.
175. Yamamoto T. Linear and nonlinear rotordynamics / T. Yamamoto, Y. Ishida // A modern treatment with applications. – New York: John Willey & Sons, 2001.– 326 p.
176. Zhu Rui. Thermal error analysis and error prediction modeling on a machine tool./Zhu Rui, Dai Shijie, Zhu Yonglu, Wu Xinye, Guo Yinbiao// Proceedings of the 2008 IEEE IEEM. – P. 2056–2060.

САПОН СЕРГІЙ ПЕТРОВИЧ

ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ
НА РЕГУЛЬОВАНИХ ГІДРОСТАТИЧНИХ ОПОРАХ

ДОДАТКИ

до дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Додаток А

ПРОГРАМА РОЗРАХУНКУ ВИПАДКОВИХ ЗНАЧЕНЬ ТИСКУ НАСОСА

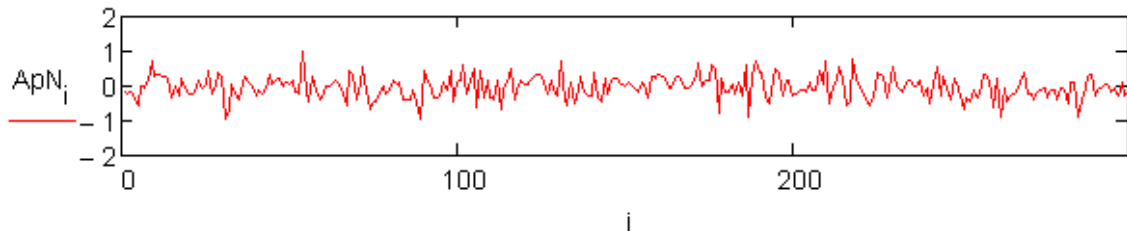
$ORIGIN := 1$ $N := 2000$ $i := 1, 2, \dots, N$
 Номінальне значення тиску насоса, Па $pN := 63 \cdot 10^5$
 Номінальне значення частоти обертання насоса, xv^{-1} $nNasosa := 960$
 Часовий інтервал дискретизації, с $\Delta d := 0.008$

$\tau_i := \begin{cases} \text{for } i \in 1..N \\ \tau_1 \leftarrow \Delta d \\ \tau_{i+1} \leftarrow i \cdot \Delta d + \tau_1 \\ \tau_i \end{cases}$

	1
1	$8 \cdot 10^{-3}$
2	0.016
3	0.024
4	...

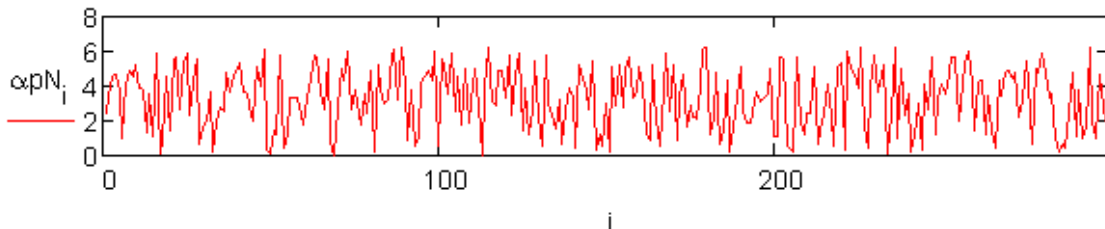
Визначення випадкових відхилень амплітуди ApN коливань тиску

$ApN := \text{norm}(N, 0, 0.3334)$



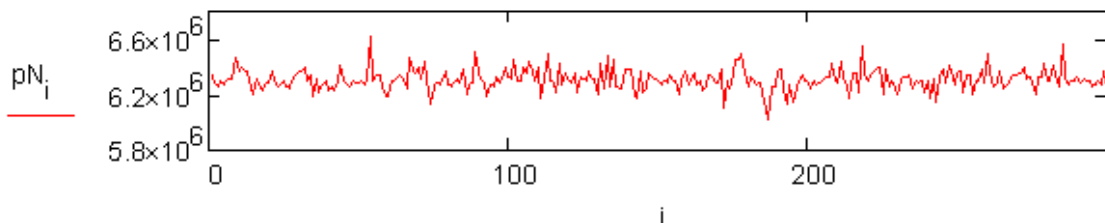
Визначення випадкових відхилень початкової фази αpN коливань тиску

$\alpha pN := \text{runif}(N, 0, 2\pi)$




Кутова швидкість обертання вала насоса $\omega N := \frac{2\pi \cdot nNasosa}{60} = 100.531$

$pN_i := pN + 0.05 \cdot pN \cdot ApN_i \cdot \cos(\omega N \cdot \tau_i + \alpha pN_i)$



$\text{stdev}(pN) = 7.574 \times 10^4$


 D...\Tysk nasosa stohastik.xls
 pN

$pN = \begin{matrix} & & 1 \\ 1 & & 6.346 \cdot 10^6 \\ 2 & & 6.28 \cdot 10^6 \\ 3 & & \dots \end{matrix}$

Додаток Б

ПРОГРАМА РОЗРАХУНКУ ВИПАДКОВИХ ЗНАЧЕНЬ КУТОВОЇ ШВИДКОСТІ ОБЕРТАННЯ ШПИНДЕЛЯ

ORIGIN := 1 N := 300 i := 1, 2.. N

Номінальне значення частоти обертання шпинделя, хв^{-1}

nconst := 1500

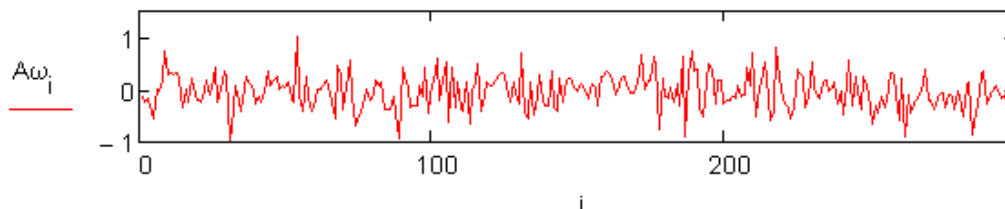
Часовий інтервал дискретизації, с $\Delta d := 0.008$

$$\tau_i := \begin{cases} \text{for } i \in 1.. N \\ \tau_1 \leftarrow \Delta d \\ \tau_{i+1} \leftarrow i \cdot \Delta d + \tau_1 \\ \tau_i \end{cases}$$

	1
1	$8 \cdot 10^{-3}$
2	0.016
3	0.024
4	...

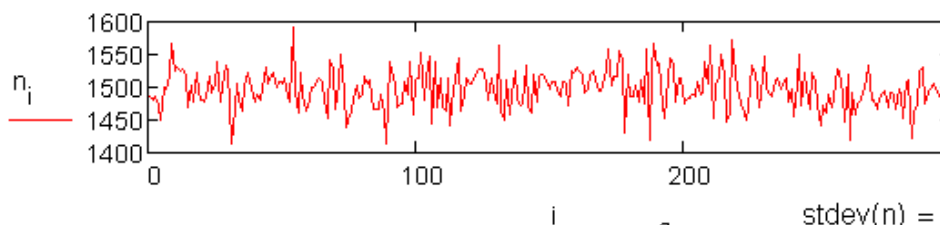
Визначення випадкових відхилень амплітуди $A\omega$ коливань частоти

$$A\omega := \text{norm}(N, 0, 0.3332)$$



Визначення випадкових значень частоти обертання шпинделя, хв^{-1}

$$n_i := \text{nconst} + 0.06 \cdot \text{nconst} \cdot A\omega_i$$



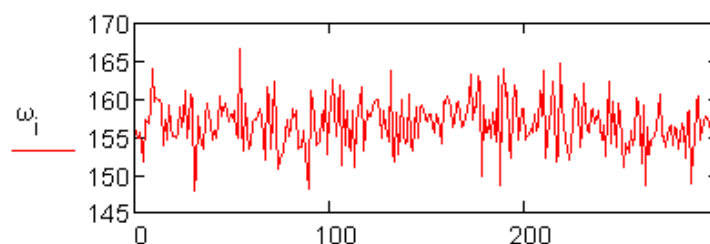
stdev(n) = 29.384

Кутлова швидкість обертання шпинделя

$$\omega_i := \frac{2\pi \cdot n_i}{60}$$

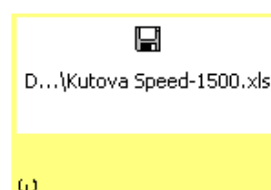
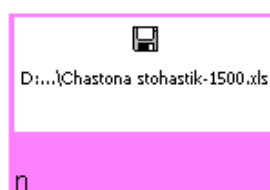
$$\omega =$$

	1
1	155.701
2	154.946
3	155.593
4	154.092
5	...



stdev(omega) = 3.077

Виведення результатів в файли:



Додаток В

СПЕКТРАЛЬНИЙ АНАЛІЗ КОНТУРУ ОПОРНИХ ПОВЕРХОНЬ ГІДРОСТАТИЧНОГО ПІДШИПНИКА

Вихідними даними для спектрального аналізу є експериментальні значення радіальних координат профілю контуру опорних поверхонь ГСП, отримані або за результатами безпосереднього вимірювання при натурному експерименті або результати чисельного моделювання засобами САЕ систем.

На рисунку В.1 показано відхилення координати контуру опорної шийки шпинделя в функції кута, отримане за результатами чисельного моделювання температурних деформацій засобами САЕ системи SolidWorks Simulation.



Рисунок В.1 – Відхилення радіальної координати контуру опорної шийки шпинделя в поперечному перерізі

Для математичного описання профілю опорних поверхонь ГСП в поперечному перерізі здійснюється інтерполяція дискретних значень координат їх контуру кубічними сплайнами, які згладжують виміряні дискретні значення радіальних координат контуру. Для цього використані вбудовані функції cspline і interp пакету MathCAD. Круглограма профілю поперечного перерізу опорної шийки шпинделя, одержана сплайн-інтерполяцією дискретних значень радіальної координати контуру опорної шийки, наведена на рисунку В.2.

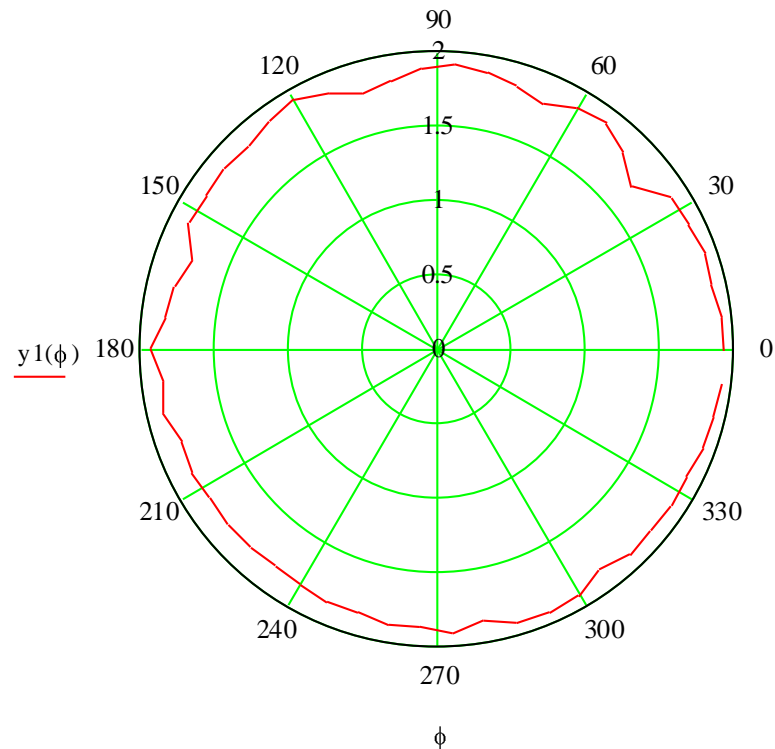


Рисунок В.2 – Описання профілю опорної шийки шпинделя в поперечному перерізі кубічними сплайнами

Виконується математичне описання профілю опорної поверхні за допомогою ряду Фур'є, що включає 80 гармонік [121, 127]:

$$r(\phi) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{80} [a_k \cos k\phi + b_k \sin k\phi], \quad (\text{B.1})$$

де a_0 , a_k , b_k – коефіцієнти ряду Фур'є, який описує профіль опорної поверхні.

Розклад в ряд Фур'є профілю опорної поверхні подано у вигляді суми синусоїдальних функцій-складових гармонік розкладу:

$$r(\phi) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{80} A_m \sin [k\phi + \psi_k], \quad (\text{B.2})$$

де A_m , ψ_k – амплітуда і початкова фаза k -ї гармоніки.

Коефіцієнти ряду Фур'є (B.1), амплітуди і початкові фази ряду (B.2) знайдені шляхом розрахунків за формулами [121]:

$$a_0 = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} r(\varphi) d\varphi, \quad a_k = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} r(\varphi) \cos(k\varphi) d\varphi, \quad b_k = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} r(\varphi) \sin(k\varphi) d\varphi, \quad (B.3)$$

$$Am_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}, \quad \psi_k = \arctg \frac{a_k}{b_k}. \quad (B.4)$$

Знаходження коефіцієнтів ряду Фур'є, амплітуд і початкових фаз гармонік здійснено в програмному середовищі MathCAD. В результаті розрахунків отримуються числові значення та спектр амплітуд гармонік профілю опорної поверхні. На рисунку В.3 наведено спектр та числові значення амплітуд 10-ти перших гармонік для круглограми профілю опорної шийки шпинделя наведеної на рисунку В.2.

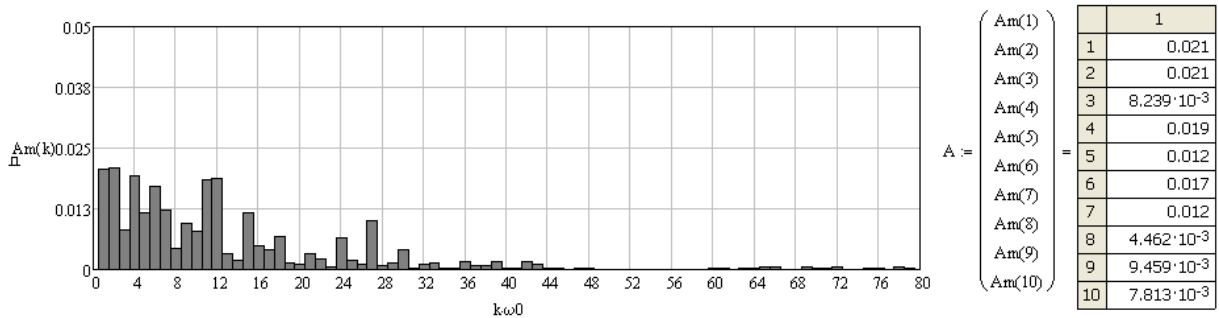


Рисунок В.3 – Спектр та результати розрахунку амплітуд гармонік профілю опорної шийки шпинделя

Як видно з рисунка В.3, для опису профілю опорної поверхні можна обмежитись 40-ка гармоніками, що знизить витрати часу на розрахунок.

Нижче наведено повний текст програми для розрахунку амплітуд значимих гармонік профілю опорних поверхонь ГСО.

```

ORIGIN := 1
s :=
    [D:\... \Temp\omega.p=3 MPa.xls]
time1 := submatrix(s,2,55,1,1)
Spindel := submatrix(s,2,55,5,5)
time2 := submatrix(s,2,53,1,1)
Vtulka := submatrix(s,2,53,3,3)
    
```

	1	2	3	4	5	6
1	0	"Узел"	"Vtulka"	0	"Spindel"	0
2	1	456·10 ³	234·10 ⁻³	0	926·10 ⁻³	0
3	2	457·10 ³	232·10 ⁻⁴	0	92·10 ⁻³	0
4	3	458·10 ³	072·10 ⁻³	0	893·10 ⁻³	0
5	4	459·10 ³	263·10 ⁻⁴	0	923·10 ⁻³	0
6	5	1.46·10 ³	589·10 ⁻⁴	0	867·10 ⁻³	...

$$\text{delta1} := \frac{2 \cdot \pi}{\text{rows}(\text{time1})} \quad \text{delta1} = 0.116$$

$$\text{delta2} := \frac{2 \cdot \pi}{\text{rows}(\text{time2})} \quad \text{delta2} = 0.121$$

```

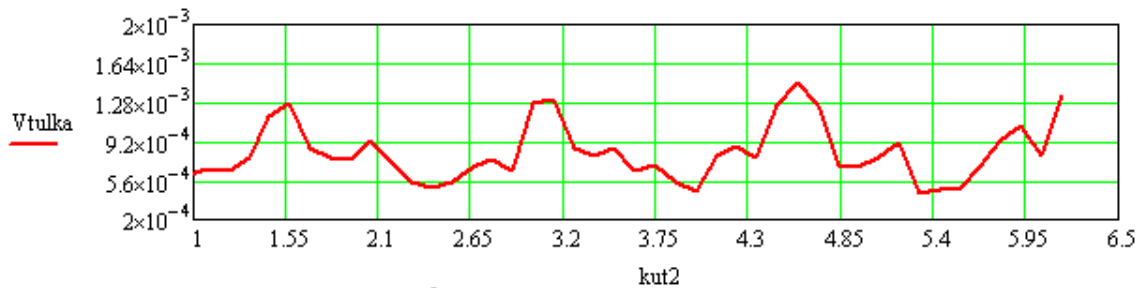
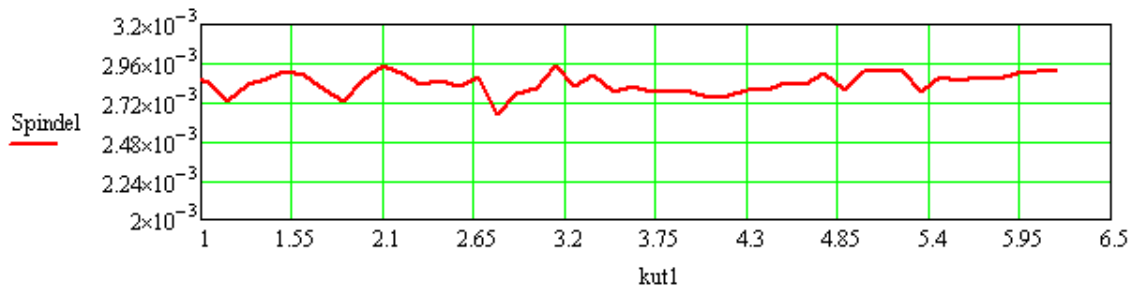
kut1 := | t1 ← 0
         | for k ∈ 2..rows(time1)
         |   tk ← tk-1 + delta1
         | t

```

```

kut2 := | t1 ← 0
         | for k ∈ 2..rows(time2)
         |   tk ← tk-1 + delta2
         | t

```



$$T := 2 \cdot \pi \quad \omega_0 := \frac{2 \cdot \pi}{T} \quad T = 6.283 \quad k := 1..40$$

Профіль шпинделя

```

mashtabl := | i ← 1
              | for i ∈ 1..rows(Spindel)
              |   Spindel_i
              |   sm_i ← —————
              |           0.001
              | sm

```

vs1 := cspline(kut1, Spindel)

$y1(\phi) := \text{interp}(vs1, \text{kut1}, \text{mashtabl}, \phi)$

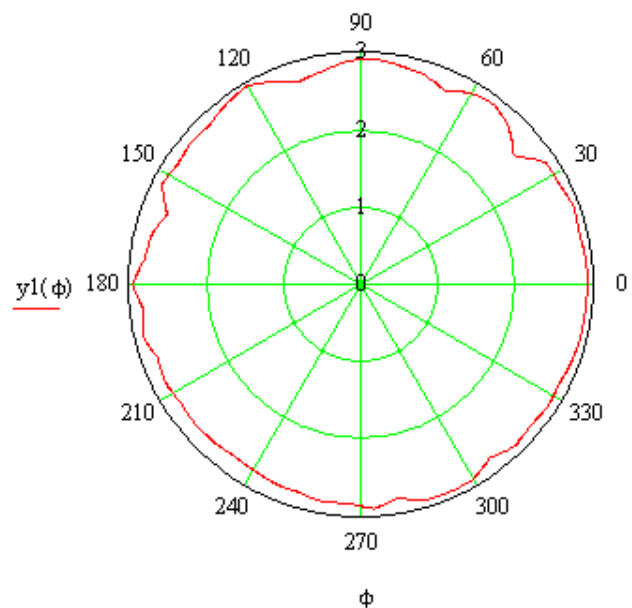
$$a_0 := \frac{1}{T} \cdot \int_0^T y1(\phi) \, d\phi \quad a_0 = 2.84$$

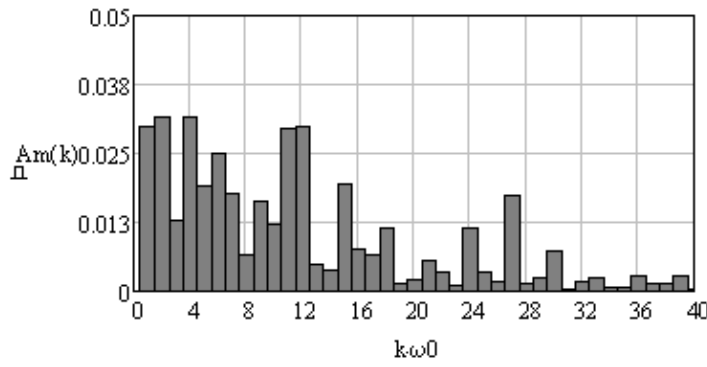
$$a1(k) := \frac{2}{T} \cdot \int_0^T y1(\phi) \cdot \cos(k \cdot \omega_0 \cdot \phi) \, d\phi$$

$$b1(k) := \frac{2}{T} \cdot \int_0^T y1(\phi) \cdot \sin(k \cdot \omega_0 \cdot \phi) \, d\phi$$

$$Am(k) := 1 \cdot \sqrt{(a1(k))^2 + (b1(k))^2}$$

$$\psi(k) := \frac{180}{\pi} \cdot \text{atan}\left(\frac{a1(k)}{b1(k)}\right)$$





$\underline{\underline{A}} :=$	$\begin{pmatrix} Am(1) \\ Am(2) \\ Am(3) \\ Am(4) \\ Am(5) \\ Am(6) \\ Am(7) \\ Am(8) \\ Am(9) \\ Am(10) \end{pmatrix}$	$=$	<table border="1"> <tr><td></td><td>1</td></tr> <tr><td>1</td><td>0.03</td></tr> <tr><td>2</td><td>0.032</td></tr> <tr><td>3</td><td>0.013</td></tr> <tr><td>4</td><td>0.032</td></tr> <tr><td>5</td><td>0.019</td></tr> <tr><td>6</td><td>0.025</td></tr> <tr><td>7</td><td>0.018</td></tr> <tr><td>8</td><td>$6.585 \cdot 10^{-3}$</td></tr> <tr><td>9</td><td>0.016</td></tr> <tr><td>10</td><td>0.012</td></tr> </table>		1	1	0.03	2	0.032	3	0.013	4	0.032	5	0.019	6	0.025	7	0.018	8	$6.585 \cdot 10^{-3}$	9	0.016	10	0.012
	1																								
1	0.03																								
2	0.032																								
3	0.013																								
4	0.032																								
5	0.019																								
6	0.025																								
7	0.018																								
8	$6.585 \cdot 10^{-3}$																								
9	0.016																								
10	0.012																								

Профіль втулки гідростатичної

```

mashtab2 := | i ← 1                vs2 := cspline(kut2, Vtulka)
              | for i ∈ 1..rows(Vtulka)
              |   Vtulka1
              |   sm1 ← —————
              |   0.001
              | sm
    
```

$$y2(\varphi) := \text{interp}(vs2, kut2, mashtab2, \varphi)$$

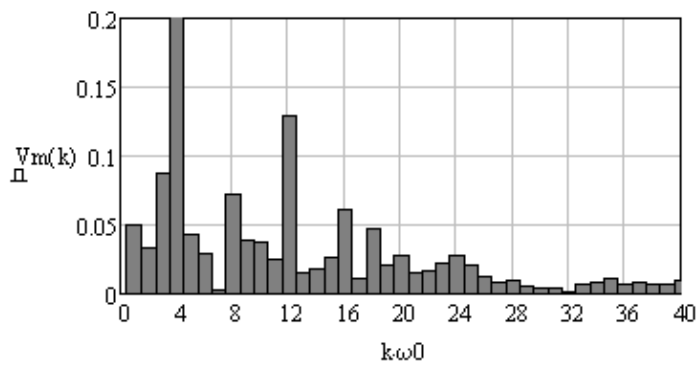
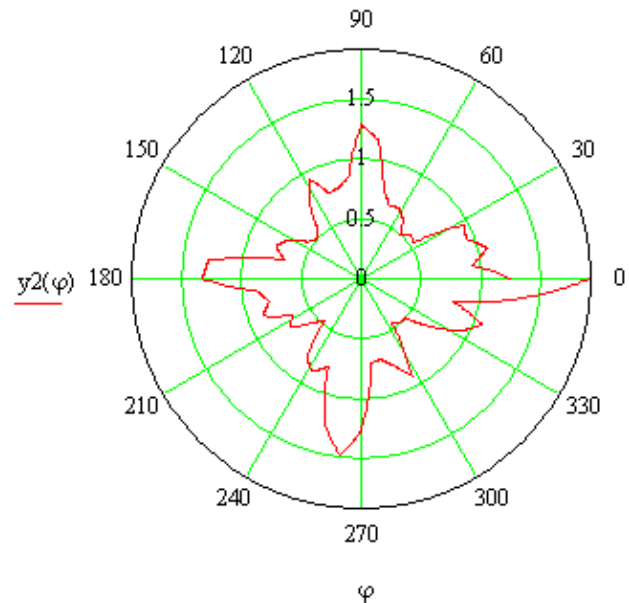
$$v0 := \frac{1}{T} \cdot \int_0^T y2(\varphi) d\varphi \quad v0 = 0.827$$

$$av(k) := \frac{2}{T} \cdot \int_0^T y2(\varphi) \cdot \cos(k \cdot \omega_0 \cdot \varphi) d\varphi$$

$$bv(k) := \frac{2}{T} \cdot \int_0^T y2(\varphi) \cdot \sin(k \cdot \omega_0 \cdot \varphi) d\varphi$$

$$Vm(k) := 1 \sqrt{(av(k))^2 + (bv(k))^2}$$

$$\psi1(k) := \frac{180}{\pi} \cdot \text{atan}\left(\frac{av(k)}{bv(k)}\right)$$



$\underline{\underline{V}} :=$	$\begin{pmatrix} Vm(1) \\ Vm(2) \\ Vm(3) \\ Vm(4) \\ Vm(5) \\ Vm(6) \\ Vm(7) \\ Vm(8) \\ Vm(9) \\ Vm(10) \end{pmatrix}$	$=$	<table border="1"> <tr><td></td><td>1</td></tr> <tr><td>1</td><td>0.05</td></tr> <tr><td>2</td><td>0.033</td></tr> <tr><td>3</td><td>0.088</td></tr> <tr><td>4</td><td>0.288</td></tr> <tr><td>5</td><td>0.043</td></tr> <tr><td>6</td><td>0.029</td></tr> <tr><td>7</td><td>$2.224 \cdot 10^{-3}$</td></tr> <tr><td>8</td><td>0.072</td></tr> <tr><td>9</td><td>0.038</td></tr> <tr><td>10</td><td>0.038</td></tr> </table>		1	1	0.05	2	0.033	3	0.088	4	0.288	5	0.043	6	0.029	7	$2.224 \cdot 10^{-3}$	8	0.072	9	0.038	10	0.038
	1																								
1	0.05																								
2	0.033																								
3	0.088																								
4	0.288																								
5	0.043																								
6	0.029																								
7	$2.224 \cdot 10^{-3}$																								
8	0.072																								
9	0.038																								
10	0.038																								

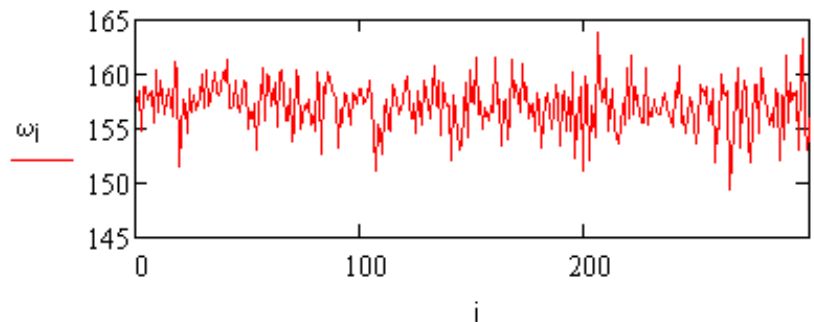
Додаток Г

ПРОГРАМИ РОЗРАХУНКУ СКЛАДОВИХ РІВНОДІЮЧОЇ СИЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА ШПИНДЕЛЬ

Програма розрахунку відцентрової сили інерції від статичного дисбалансу

$\text{ORIGIN} := 1$
 $N := 2000$ $i := 1, 2 \dots N$
 M1 - маса шпинделя в зборі, кг M1 := 35.48
 M2 - маса оправки, кг M2 := 3.35
 M3 - маса заготовки, кг M3 := 0.41
 md - маса груза дисбаланса, кг md := 0.109
 e - відстань від осі до центра мас змінного вантажа, мм e := 40
 Маса шпинделя в зборі, кг m := M1 + M2 + M3 + md m = 39.349
 Кутова швидкість обертання шпинделя, ω , рад/с $\omega :=$

	1
$\omega =$	157.491
	158.398
	154.788
	158.761
	158.907
	...



Номінальне значення частоти обертання шпинделя, хв^{-1} nconst := 1500

Частота дискретизації

$$\Delta d := \frac{60}{nconst \cdot 50} = 0.00080$$

Номінальна кутова швидкість обертання шпинделя, $\omega N := \frac{2\pi \cdot nconst}{60}$

$\varphi :=$ for $i \in 1 \dots N$
 $t_1 \leftarrow \Delta d$
 $t_{i+1} \leftarrow i \cdot \Delta d + t_1$
 $\varphi_i \leftarrow \frac{2\pi \cdot nconst}{60} \cdot t_i$
 φ

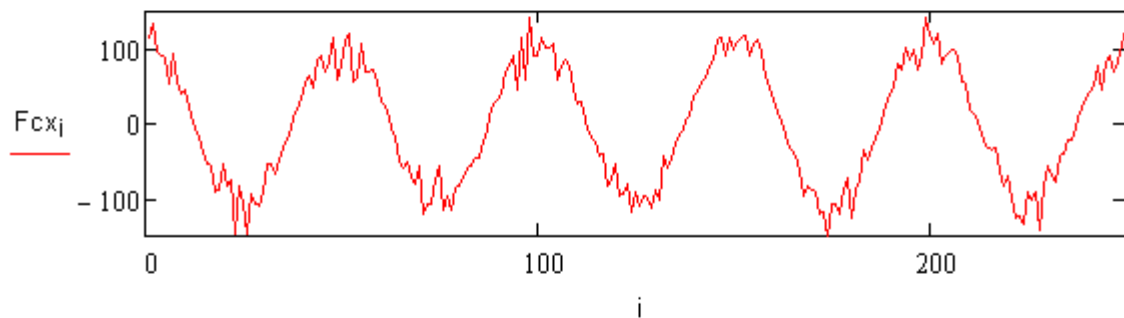
$$\varepsilon := 0$$

	1
$\varphi =$	0.126
	0.251
	0.377
	0.503
	0.628
	...

Ексцентриситет при дисбалансі, мм $\Delta_{const} := \frac{m \cdot e}{m}$ $\Delta_{const} = 0.1108$

$$b1 := 2\pi \cdot \text{runif}(N, -1, 1) \quad c1 := \text{runif}(N, -1, 1)$$

$$\Delta_i := \Delta_{const} + \frac{\Delta_{const}}{2} \cdot c1_i \cdot \cos(\varphi_i + b1_i) \quad Fcx_i := m \cdot \frac{\Delta_i}{1000} \cdot (\omega_i)^2 \cdot \cos(\varphi_i + \epsilon)$$



D:\Dissertas-2010\2-я гла...\Sila disbalans OX.xls

Fcx

	1
1	115.986
2	134.903
3	95.908
4	90.719
5	88.166
6	53.843
7	...

Програма розрахунку зусилля різання

Діаметр заготовки $D := 72$

Емпіричні коефіцієнти $Cr := 243$ $x := 0.9$ $n1 := -0.3$ $y := 0.6$

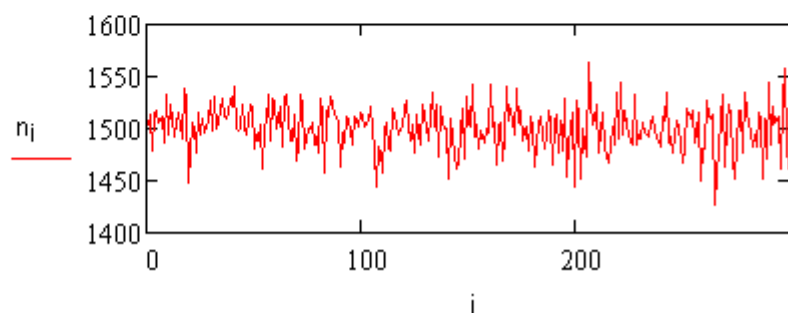
Глибина різання, встановлена при настроюванні верстата $tconst := 0.6$

Подача на оберт, встановлена при настроюванні верстата $So := 0.115$

Частота обертання шпинделя :=

D:\...\Chastota stohastik-1500.xls

	1
1	$1.504 \cdot 10^3$
2	$1.513 \cdot 10^3$
3	$1.478 \cdot 10^3$
4	$1.516 \cdot 10^3$
5	$1.517 \cdot 10^3$
6	...

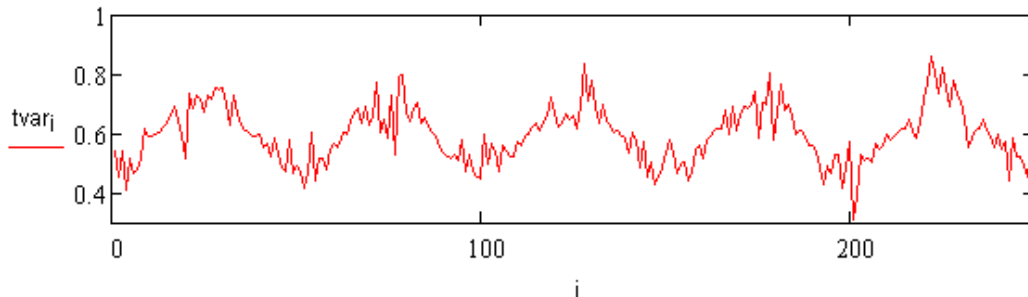


Випадкові значення глибини різання

$$b2 := \pi \quad c2 := \text{rnorm}(N, 0, 0.3333)$$

Коливання припуску в партії деталей $\Delta t := 0.35 \cdot t_{\text{const}}$

$$tvar_i := t_{\text{const}} + \Delta_i \cdot \cos(\varphi_i + b2) + \Delta t (c2_i \cdot \cos(\varphi_i + b2))$$

Випадкові значення подачі на оберт

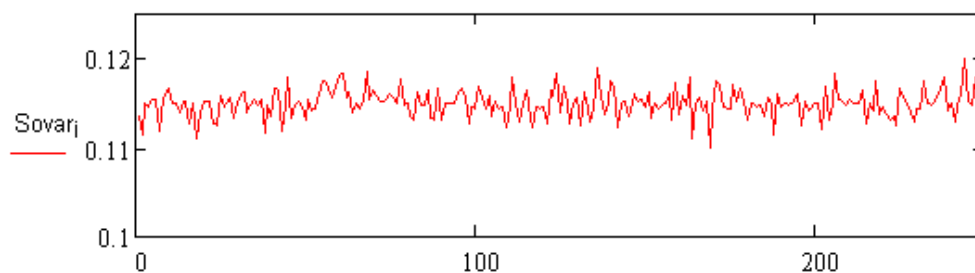
$$b3 := 2\pi \cdot \text{runif}(N, -1, 1) \quad c3 := \text{rnorm}(N, 0, 0.3333)$$

Частота обертання ходового вала $nh := 200$

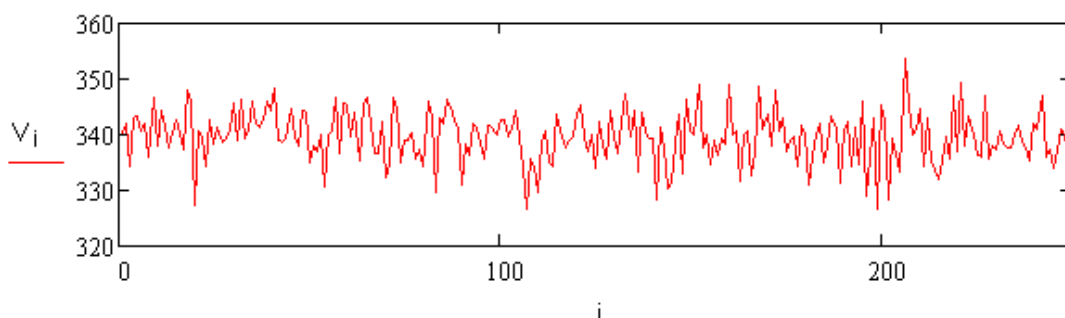
Діапазон коливання подачі на оберт $\Delta S_o := 0.06 S_o$

$$\varphi1 := \begin{cases} \text{for } i \in 1..N \\ \quad t_1 \leftarrow \Delta d \\ \quad t_{i+1} \leftarrow i \cdot \Delta d + t_1 \\ \quad \varphi1_i \leftarrow \frac{2\pi \cdot nh}{60} \cdot t_i \end{cases}$$

$$Sovar_i := S_o + \Delta S_o (c3_i \cdot \cos(\varphi1_i + b3_i))$$

Швидкість різання

$$V_i := \frac{\pi \cdot D \cdot n_i}{1000}$$



Поправочні коефіцієнти на умови обробки

$$K_{Px}(\tau) = K_{mp}(\tau) \cdot K_{\varphi Px}(\tau) \cdot K_{\gamma Px}(\tau) \cdot K_{\lambda Px}(\tau) \cdot K_{\rho Px}(\tau)$$

$$K_{mp} := \text{runif}(N, 0.85, 0.94)$$

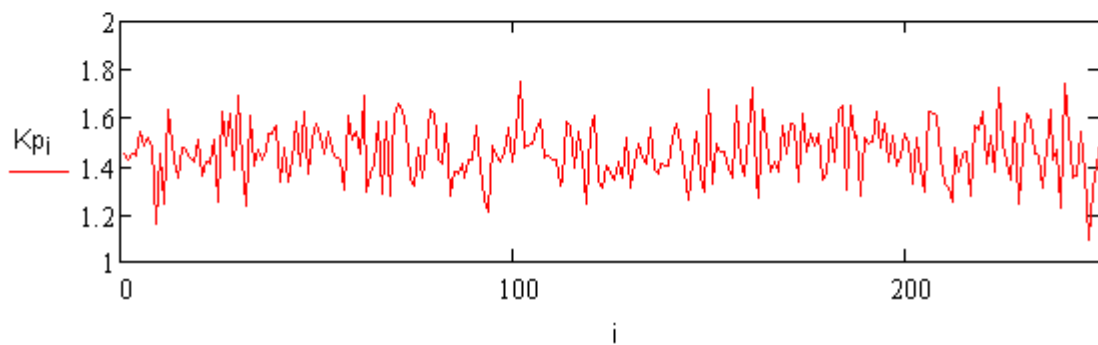
$$K_{\varphi p} := \text{runif}(N, 0.97, 1.1)$$

$$K_{\gamma p} := \text{runif}(N, 1.5, 1.6)$$

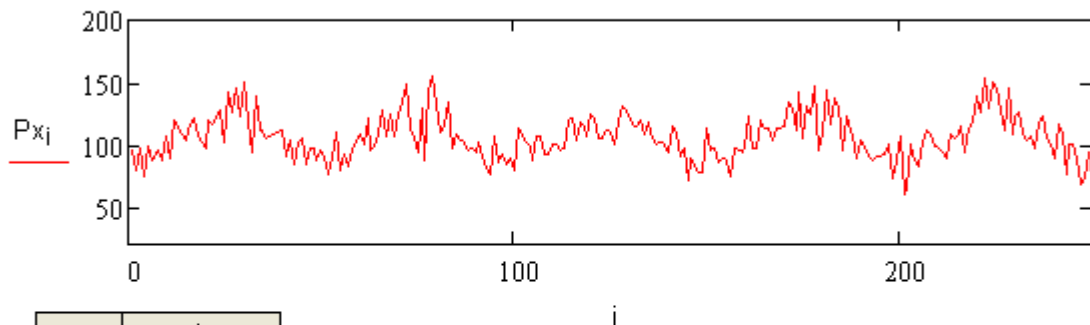
$$K_{\lambda p} := \text{runif}(N, 1.05, 1.2)$$

$$K_{\rho p} := \text{runif}(N, 0.82, 0.98)$$

$$K_{p_i} := K_{mp_i} \cdot K_{\varphi p_i} \cdot K_{\gamma p_i} \cdot K_{\lambda p_i} \cdot K_{\rho p_i}$$

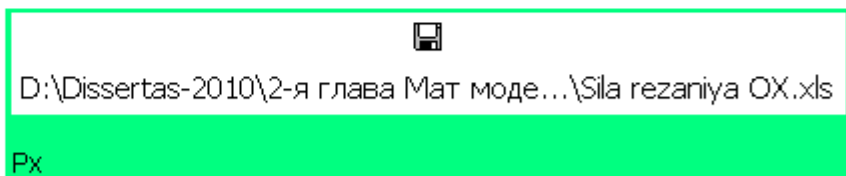


$$P_{x_i} := 10 \cdot C_p \cdot (tvar_i)^x \cdot (Sovar_i)^y \cdot (V_i)^{n1} \cdot K_{p_i}$$



$P_x =$

	1
1	95.985
2	79.453
3	97.585
4	74.513
5	98.426
6	87.122
7	89.169
8	...



Програма розрахунку зусилля, що виникає внаслідок випадкових ударних навантажень в зубчастій передачі приводу головного руху шпинделя

$$F_{\text{prx}}^c(\tau) = a(\tau) \sin \alpha \cdot \delta(\tau - \tau_i)$$

$$a := \text{runif}(N, 4, 6) \quad \alpha := \text{runif}(N, 0, \pi)$$

$$\tau_i := \begin{cases} \text{for } i \in 1..N \\ \tau_1 \leftarrow \Delta d \\ \tau_{i+1} \leftarrow i \cdot \Delta d + \tau_1 \end{cases} \quad \tau_1 := \text{runif}(N, 0.0008, 1.6)$$

$$\tau_i =$$

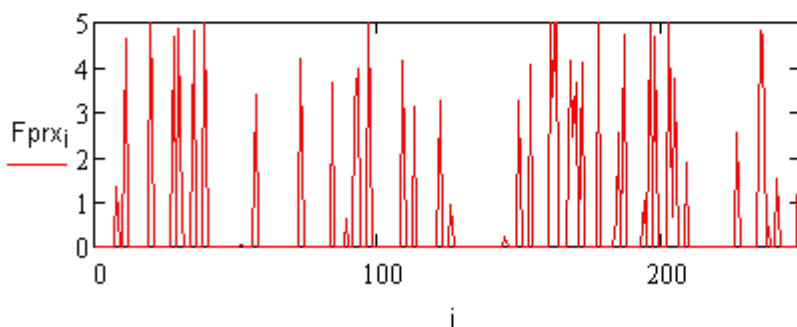
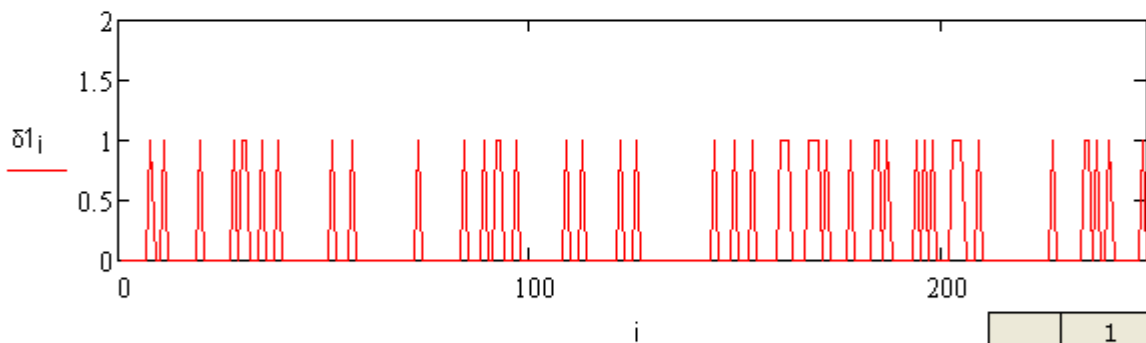
$8 \cdot 10^{-4}$
$1.6 \cdot 10^{-3}$
$2.4 \cdot 10^{-3}$
$3.2 \cdot 10^{-3}$
$4 \cdot 10^{-3}$
$4.8 \cdot 10^{-3}$
...

$$\tau_1 =$$

	1
1	0.717
2	0.445
3	0.709
4	1.222
5	1.265
6	0.605
7	0.824
8	0.124
9	1.424
10	...

$$\delta 1_i := \begin{cases} 5 & \text{if } \tau_i = \tau_{1i} \\ 1 & \text{if } \tau_{1i} - 0.15 < \tau_i + 0.1 < \tau_{1i} + 0.15 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$F_{\text{prx}_i} := a_i \cdot \sin(\alpha_i) \cdot \delta 1_i$$



$$F_{\text{prx}} =$$

	1
1	0
2	0
3	0
4	0
5	0
6	0
7	0
8	1.355
9	0
10	0
11	...

📄

D:\Dissertas-2010\2-я глава Мат модел... \Sila privoda OX.xls

Fprx

Додаток Д

ПРОГРАМА РОЗРАХУНКУ КООРДИНАТ ОСІ ШПИНДЕЛЯ

$\text{ORIGIN} := 1$ **Введення координат осі шпинделя** Тиск p=3МПа
 $XY :=$

$X := XY_{1,1} = 5.463 \times 10^{-4}$
 $Y := XY_{1,2} = 3.088 \times 10^{-3}$

... \Koordinaty MMod -13.xls

Порядковий номер реалізації випадкових процесів $j := 13$

Введення постійних вхідних даних

$Rv := 0.04$ радіус шийки шпинделя Кути розташування карманів та перемичок у втулці ГСП:
 $\phi k := 70$ кут кармана
 $p2 := 0$ тиск мастила на зливі

$CC := 0$

Кут ексцентричного положення шийки шпинделя

$\varphi 0 := \text{atan}\left(\frac{Y}{X}\right) \cdot \frac{180}{\pi} + 180 \cdot CC$ $\varphi 0 = 79.967$ $\phi 0 := \frac{\varphi 0 \cdot \pi}{180}$

Абсолютний початковий ексцентриситет

$eks0 := 1000 \sqrt{X^2 + Y^2}$ $eks0 = 3.136$

$lka := 0.03$ ширина карману в аксиальному напрямку $\tau :=$
 $lk_{\tau} := \frac{(\tau_2 - \tau_1) \cdot \pi}{180} \cdot Rv$ довжина аксіальної перемички 46
 $lk_{\tau} = 6.283 \times 10^{-3}$ 55

Кути для карманів підшипника:

- τ_1, τ_2 - кути кармана 125
- τ_3, τ_4 - кути i-1 перемички 134
- τ_5, τ_6 - кути i+1 перемички 136

Введення постійних вхідних даних з файлу: Vhidni Danny.xls

Vhidni :=

	1	2	3	4	5	6	7	8
1	улки, Аа"	нделя В"	втулки"	шпинд."	зкость ?"	азор ?0"	еля, Rdr"	лки, tkv"
2	4	NaN	0.02	0.01	0.01	30	$463 \cdot 10^{11}$...

$VD := \text{submatrix}(Vhidni, 2, 10, 1, 9)$

$VD =$
{

4	NaN	0.02	0.01	0.01	30	1.463×10^{11}	4	3
2.5	1.5	NaN	NaN	NaN	NaN	NaN	NaN	NaN
1	0.25	NaN	NaN	NaN	"Masa"	"disbalance"	0.109	NaN
1.6	0.15	NaN	NaN	NaN	NaN	NaN	NaN	NaN
0.6	0.02	NaN	NaN	NaN	"Interval"	"integrirovaniya"	4×10^{-4}	NaN
0.5	0.01	NaN	NaN	NaN	NaN	NaN	NaN	NaN
0.4	5×10^{-3}	NaN	NaN	NaN	NaN	"pmax"	1×10^4	NaN
0.8	NaN	NaN	NaN	NaN	NaN	NaN	NaN	NaN
0.02	NaN	NaN	NaN	NaN	NaN	"Давление"	"3Мпа"	NaN

}

Визначення маси шпинделя з оснащенням і заготовкою

$M1 := 35.48$ - маса шпинделя в зборі, кг
 $M2 := 3.35$ - маса прецизійної оправки, кг
 $M3 := 0.41$ - маса заготовки, кг

$$p_{\max} := VD_{7,8} = 1 \times 10^4$$

$md := VD_{3,8} = 0.109$ - маса вантажа для дисбалансу, кг

Маса шпинделя в зборі, кг

$$m := M1 + M2 + M3 + md \quad m = 39.349$$

$R_{dr} := VD_{1,7} = 1.463 \times 10^{11}$ опір дроселя

$\mu := VD_{1,5} = 0.01$ вязкість масла И-5А

$\delta_0 := VD_{1,6} = 30$ радіальний статичний зазор

Функція зазору при ідеалізованій формі опорних поверхонь

$$h(\phi) := (\delta_0 - e k s_0 \cdot \cos(\phi - \phi_0)) \cdot 10^{-6}$$

Введення вхідних даних випадкового характеру

Тиск насоса

Частота і кутова швидкість обертання шпинделя

$p_{Nasosa} :=$

$n1 :=$

$\omega 1 :=$

... \Tysk nasosa stohastik.xls

D:\...\Chertona stohastik-1500.xls

D:\...\Kutova Speed-1500.xls

$pH := p_{Nasosa_j} = 6.234 \times 10^6$ тиск насоса

$\omega := \omega_{1j} = 156.26$ кутова швидкість обертання шпинделя

$V_r := \omega \cdot R_v$ лінійна швидкість шийки шпинделя

$k_v := 6 \cdot \mu \cdot R_v \cdot V_r$ коефіцієнт в правій частині рівняння Рейнольдса

Програма розрахунку тиску в карманах підшипника при ідеалізованій формі опорних поверхонь

$$\begin{aligned}
 \text{karman}(\tau_1, \tau_2, \tau_3, \tau_4, \tau_5, \tau_6, k\omega_1, k\omega_2) := & \left\{ \begin{aligned}
 A1 & \leftarrow \int_{\tau_1}^{\tau_2} h(\phi)^3 d\phi \\
 B1 & \leftarrow \frac{1}{\int_{\tau_3}^{\tau_4} \frac{1}{h(\phi)^3} d\phi} + \frac{1}{\int_{\tau_5}^{\tau_6} \frac{1}{h(\phi)^3} d\phi} \\
 C1 & \leftarrow k\omega_1 \cdot \int_{\tau_3}^{\tau_4} h(\phi) d\phi + k\omega_2 \cdot \int_{\tau_5}^{\tau_6} h(\phi) d\phi \\
 Rb & \leftarrow 2 \cdot R_{dr} \cdot \left[\left(\frac{R_v \cdot A1}{6 \cdot \mu \cdot l k \tau} + \frac{l k a \cdot B1}{12 \cdot \mu \cdot R_v} \right) + \frac{1}{R_{dr}} \right] \\
 pb\omega & \leftarrow \frac{R_{dr} \cdot l k a \cdot R_v \cdot \omega \cdot C1}{1} \\
 pbk & \leftarrow \frac{2 \cdot pH - pb\omega}{R_b \cdot p_{\max}} \\
 pbk &
 \end{aligned} \right.
 \end{aligned}$$

$$pk1 := \text{karman} \left[\left(\frac{\tau_{14} - 360}{180} \cdot \pi, \frac{\tau_{15} \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_{13} \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_{14} \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_{15} \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_{16} \cdot \pi}{180}, 1, -1 \right) \right]$$

$$pk2 := \text{karman} \left(\frac{\tau_2 \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_3 \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_1 \cdot \pi}{180}, \tau_2 \cdot \frac{\pi}{180}, \frac{\tau_3 \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_4 \cdot \pi}{180}, 1, -1 \right)$$

$$pk3 := \text{karman} \left(\frac{\tau_6 \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_7 \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_5 \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_6 \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_7 \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_8 \cdot \pi}{180}, 1, -1 \right)$$

$$pk4 := \text{karman} \left(\frac{\tau_{10} \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_{11} \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_9 \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_{10} \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_{11} \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_{12} \cdot \pi}{180}, 1, -1 \right)$$

pk1 = 347.137 pk2 = 384.184 pk3 = 333.361 pk4 = 300.96

Функція радіального зазору з відхиленням форми опорних поверхонь

$T_{kv} := VD_{1,8} = 4$ допуск круглості отвору втулки

$T_{ksh} := VD_{1,9} = 3$ допуск круглості шийки шпинделя

$m\Delta r_v := VD_{1,3} = 0.02$ температурні деформації втулки

$m\Delta r_{sh} := VD_{1,4} = 0.01$ температурні деформації шпинделя

Амплітуди гармонік профілю опорних поверхонь

Гідростатична втулка

$Aa := \text{submatrix}(V_{hidni}, 2, 10, 1, 1)$

$$Aa = \begin{pmatrix} 4 \\ 2.5 \\ 1 \\ 1.6 \\ 0.6 \\ 0.5 \\ 0.4 \\ 0.8 \\ 0.02 \end{pmatrix}$$

Шпиндель

$B := \text{submatrix}(V_{hidni}, 2, 10, 2, 2)$


$$B = \begin{pmatrix} 3.136 \\ 1.5 \\ 0.25 \\ 0.15 \\ 0.02 \\ 0.01 \\ 5 \times 10^{-3} \\ NaN \\ NaN \end{pmatrix} \quad B_1 := \text{eks}0$$

Початкові фази гармонік профілю опорної поверхні гідростатичної втулки та шпинделя

$$\varphi_0 = 79.967$$

$$\lambda_1 := (j - 1) \cdot 7.2 = 86.4$$

$\psi :=$

 D...\Faza vtulka.xls

$\chi^1 :=$

 ...\Faza shpindel.xls

$\psi =$

	1
1	0
2	45
3	69.596
4	90
5	210.602
6	126.111
7	296.222
8	90
9	...

$\chi^1 =$

	1
1	0
2	0
3	32.908
4	0
5	355.863
6	0
7	3.212
8	191.399
9	216.635
10	59.85

$\chi :=$

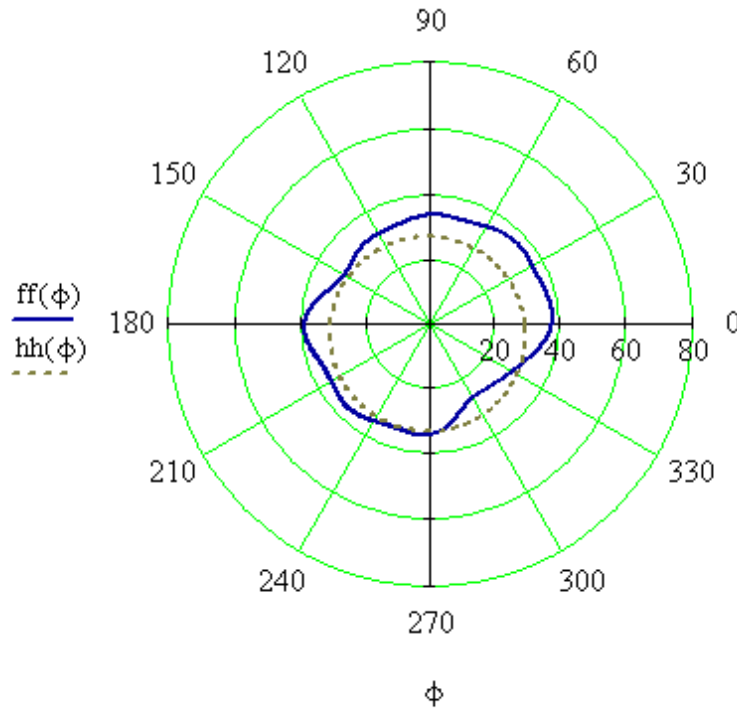
$$\begin{pmatrix} \varphi_0 + \lambda_1 \\ \chi^1_2 \\ \chi^1_3 \\ \chi^1_4 \\ \chi^1_5 \\ \chi^1_6 \\ \chi^1_7 \\ \chi^1_8 \\ \chi^1_9 \\ \chi^1_{10} \end{pmatrix}$$

Кути подано в градусах

$$ff(\phi) := \frac{T_{ksh}}{2} + \frac{T_{kv}}{2} + \delta_0 - m\Delta r_v - m\Delta r_{sh} + \sum_{k=1}^9 \left(A_{ak} \sin \left(k \cdot \phi + \frac{\psi_k \cdot \pi}{180} \right) \right) - \sum_{k=1}^7 \left[B_k \cos \left[k \cdot \phi + \frac{[(\lambda_1 - \chi)_k] \cdot \pi}{180} \right] \right]$$

Реальний профіль $f(\phi) := ff(\phi) \cdot 10^{-6}$

Ідеалізовані поверхні $hh(\phi) := h(\phi) \cdot 10^6$



$$\text{karmanf}(\tau_1, \tau_2, \tau_3, \tau_4, \tau_5, \tau_6, k\omega_1, k\omega_2) := \left. \begin{aligned} A1 &\leftarrow \int_{\tau_1}^{\tau_2} f(\phi)^3 d\phi \\ B1 &\leftarrow \frac{1}{\int_{\tau_3}^{\tau_4} \frac{1}{f(\phi)^3} d\phi} + \frac{1}{\int_{\tau_5}^{\tau_6} \frac{1}{f(\phi)^3} d\phi} \\ C1 &\leftarrow k\omega_1 \cdot \int_{\tau_3}^{\tau_4} f(\phi) d\phi + k\omega_2 \cdot \int_{\tau_5}^{\tau_6} f(\phi) d\phi \\ Rb &\leftarrow 2 \cdot R \cdot dr \cdot \left(\frac{Rv \cdot A1}{6 \cdot \mu \cdot lk \tau} + \frac{lka \cdot B1}{12 \cdot \mu \cdot Rv} + \frac{1}{R \cdot dr} \right) \\ pb\omega &\leftarrow \frac{R \cdot dr \cdot lka \cdot Rv \cdot \omega \cdot C1}{1} \\ pbk &\leftarrow \frac{2 \cdot pH - pb\omega}{Rb \cdot pmax} \\ pbk & \end{aligned} \right|$$

$$pk1f := \text{karmanf} \left[\left(\frac{\tau_{14} - 360}{180} \cdot \pi, \frac{\tau_{15} \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_{13} \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_{14} \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_{15} \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_{16} \cdot \pi}{180}, 1, -1 \right) \right]$$

$$pk2f := \text{karmanf} \left(\frac{\tau_2 \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_3 \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_1 \cdot \pi}{180}, \tau_2 \cdot \frac{\pi}{180}, \frac{\tau_3 \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_4 \cdot \pi}{180}, 1, -1 \right)$$

$$pk3f := \text{karmanf} \left(\frac{\tau_6 \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_7 \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_5 \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_6 \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_7 \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_8 \cdot \pi}{180}, 1, -1 \right)$$

$$pk4f := \text{karmanf} \left(\frac{\tau_{10} \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_{11} \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_9 \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_{10} \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_{11} \cdot \pi}{180}, \frac{\tau_{12} \cdot \pi}{180}, 1, -1 \right)$$

$$pk1f = 279.874$$

$$pk2f = 290.14$$

$$pk3f = 276.458$$

$$pk4f = 310.163$$

Реакції мастильного шару при ідеалізованій формі опорних поверхонь

$$R_x := \left[pk1 \cdot \left(\sin \left(\frac{\tau_{15} \cdot \pi}{180} \right) - \sin \left(\frac{\tau_{14} \cdot \pi}{180} \right) \right) + pk2 \cdot \left(\sin \left(\frac{\tau_3 \cdot \pi}{180} \right) - \sin \left(\frac{\tau_2 \cdot \pi}{180} \right) \right) + pk3 \cdot \left(\sin \left(\frac{\tau_7 \cdot \pi}{180} \right) - \sin \left(\frac{\tau_6 \cdot \pi}{180} \right) \right) + pk4 \cdot \left(\sin \left(\frac{\tau_{11} \cdot \pi}{180} \right) - \sin \left(\frac{\tau_{10} \cdot \pi}{180} \right) \right) \right]$$

$$R_y := pk1 \cdot \left(\cos \left(\frac{\tau_{14} \cdot \pi}{180} \right) - \cos \left(\frac{\tau_{15} \cdot \pi}{180} \right) \right) + pk2 \cdot \left(\cos \left(\frac{\tau_2 \cdot \pi}{180} \right) - \cos \left(\frac{\tau_3 \cdot \pi}{180} \right) \right) + pk3 \cdot \left(\cos \left(\frac{\tau_6 \cdot \pi}{180} \right) - \cos \left(\frac{\tau_7 \cdot \pi}{180} \right) \right) + pk4 \cdot \left(\cos \left(\frac{\tau_{10} \cdot \pi}{180} \right) - \cos \left(\frac{\tau_{11} \cdot \pi}{180} \right) \right)$$

$$R_x = 15.804$$

$$R_y = 95.471$$

Реакції мастильного шару при реальній формі опорних поверхонь

$$R_{xf} := pk1f \cdot \left(\sin \left(\frac{\tau_{15} \cdot \pi}{180} \right) - \sin \left(\frac{\tau_{14} \cdot \pi}{180} \right) \right) + pk2f \cdot \left(\sin \left(\frac{\tau_3 \cdot \pi}{180} \right) - \sin \left(\frac{\tau_2 \cdot \pi}{180} \right) \right) + pk3f \cdot \left(\sin \left(\frac{\tau_7 \cdot \pi}{180} \right) - \sin \left(\frac{\tau_6 \cdot \pi}{180} \right) \right) + pk4f \cdot \left(\sin \left(\frac{\tau_{11} \cdot \pi}{180} \right) - \sin \left(\frac{\tau_{10} \cdot \pi}{180} \right) \right)$$

$$R_{yf} := pk1f \cdot \left(\cos \left(\frac{\tau_{14} \cdot \pi}{180} \right) - \cos \left(\frac{\tau_{15} \cdot \pi}{180} \right) \right) + pk2f \cdot \left(\cos \left(\frac{\tau_2 \cdot \pi}{180} \right) - \cos \left(\frac{\tau_3 \cdot \pi}{180} \right) \right) + pk3f \cdot \left(\cos \left(\frac{\tau_6 \cdot \pi}{180} \right) - \cos \left(\frac{\tau_7 \cdot \pi}{180} \right) \right) + pk4f \cdot \left(\cos \left(\frac{\tau_{10} \cdot \pi}{180} \right) - \cos \left(\frac{\tau_{11} \cdot \pi}{180} \right) \right)$$

$$R_{xf} = 3.919$$

$$R_{yf} = -22.969$$

Складові силових навантажень на шпindelю по осі OX

F_{cx} - відцентрова сила інерції

$$F_{cx} :=$$



...\Sila disbalans OX.xls

P_x - складова зусилля різання

$$P_x :=$$



$$g := 9.8066$$

...\Sila rezaniya OX.xls

F_{prx} - зусилля, що виникає внаслідок ударних навантажень в зубчастій передачі приводу головного руху шпинделя

$$F_{prx} :=$$



...\Sila privoda OX.xls

$$P_x =$$

	1
1	95.985
2	79.453
3	97.585
4	74.513
5	98.426
6	87.122
7	...

$$F_{cx} =$$

	1
1	115.986
2	134.903
3	95.908
4	90.719
5	88.166
6	53.843
7	...

$$F_{prx} =$$

	1
1	0
2	0
3	0
4	0
5	0
6	0
7	...

i := j**Інтервал інтегрування**

$$\Delta d := VD_{5,8} = 4 \times 10^{-4}$$

$$\chi_c := 1.2 \quad \chi_f := 1 \quad \chi_P := 1.25 \quad \chi_R := 1.0$$

$$x_i := \int_0^{\Delta d} \int_0^{\Delta d} \left[\frac{(\chi_c F_{cx})_i}{m} + \frac{(\chi_f F_{prx})_i}{m} + \frac{(\chi_P P_x)_i}{m} - \frac{\chi_R \cdot R_{xf}}{m} \right] dt dt$$

$$x_i = 0.00000$$

$$X_{MKM} := x_i \cdot 10^6 = 0.533$$

$$X_{MM} := x_i \cdot 1000 = 0.00053$$

Складові силових навантажень на шпindelь по осі OY

F_{cy} - відцентрова сила інерції

$$F_{cy} :=$$



... \Sila disbalans OY.xls

F_y - складова зусилля різання

$$F_y :=$$



... \Sila rezaniya OY.xls

$$g := 9.8066$$

F_{pry} - зусилля, що виникає внаслідок ударних навантажень в зубчастій передачі приводу головного руху шпindelя

$$F_{pry} :=$$



D: \... \Sila privoda OY.xls

$$F_y =$$

	1
1	139.892
2	140.844
3	179.627
4	190.149
5	217.848
6	168.927
7	145.158
8	...

$$F_{cy} =$$

	1
1	13.71
2	23.514
3	34.633
4	68.695
5	40.555
6	78.995
7	95.609
8	...

$$F_{pry} =$$

	1
1	0
2	0
3	0
4	0
5	0
6	0
7	0
8	0
9	...

$$y_i := \int_0^{\Delta d} \int_0^{\Delta d} \left[\frac{(\chi_c F_{cy})_i}{m} + \frac{(\chi_f F_{pry})_i}{m} + \frac{(\chi_P P_y)_i}{m} - \frac{\chi_R \cdot R_{yf}}{m} + g \right] dt dt$$

$$y_i = 0.00000$$

$$Y_{MKM} := y_i \cdot 10^6 = 3.382$$

$$Y_{MM} := y_i \cdot 1000 = 0.00338$$

$$XY := (X_{MM} \ Y_{MM})$$

Додаток Е

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ СТАТИСТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАЄКТОРІЙ РАДІУС-ВЕКТОРА ОСІ ШПИНДЕЛЯ

Вихідними даними для визначення статистичних характеристик траєкторій шпинделя є дискретний набір значень зміщень осі шпинделя у площині, ортогональній осі обертання, визначений з встановленим інтервалом дискретизації на певному проміжку часу експериментальним шляхом або за результатами чисельного моделювання. Для зручності подальшої статистичної обробки результати доцільно записати або трансформувати у файл формату «.xls» програми Microsoft Office Excel.

1. Визначення вибірових статистичних характеристик:

- середньоарифметичне \bar{x} (математичне сподівання M) результатів вимірювань x_i :

$$\bar{x} = M = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (\text{E.1})$$

- дисперсія σ^2 результатів вимірювань:

$$\sigma^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n - 1}; \quad (\text{E.2})$$

- середньоквадратичне відхилення σ результатів вимірювань:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n - 1}}; \quad (\text{E.3})$$

2. Відсіювання грубих похибок експериментальних даних.

Відсіювання грубих похибок експериментальних даних здійснюється за методом Греббса [55] шляхом обчислення величини квантиля за формулою:

$$t_R = \frac{|x_{i\max(\min)} - \bar{x}|}{\sigma}; \quad (\text{E.4})$$

де $x_{i\max(\min)}$ – крайнє максимальне (мінімальне) значення результатів.

За довідковими таблицями [55, 120] в залежності від об'єму вибірки знаходиться критичне значення t'_R при заданому відсотку ризику ($p=5\%$), яке порівнюється з розрахованим t_R . При умові $t'_R \leq t_R$ крайнє максимальне (мінімальне) значення результатів вимірювань можна видалити з результатів вимірювань. Після відсіювання грубої похибки розраховують уточнене значення статистичних характеристик \bar{x} та σ . Далі так само оцінюється наступне максимальне (мінімальне) значення результатів вимірювань.

3. Перевірка нормальності закону розподілу.

Швидко перевірку гіпотези про нормальність закону розподілу для порівняно широкого діапазону вибірок $3 < n < 1000$ можна виконати використовуючи розмах $R = x_{\max} - x_{\min}$ інтервалу експериментальних значень. При цьому визначається співвідношення R/S та порівнюється з табличними даними критичного верхнього і нижнього відхилень [63]. Якщо значення співвідношення R/S знаходиться в середині табличного інтервалу, то гіпотезу про нормальність закону розподілу приймають.

Оцінка відповідності експериментального і теоретичного розподілів здійснюється також на основі критерію χ^2 Пірсона. Критерій χ^2 Пірсона застосовують для перевірки відповідності закону розподілу не тільки нормальному, а й іншим законам розподілу випадкових величин. Значення критерію розраховується за формулою [63, 120]:

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^{\eta} \frac{(p_i - N \cdot pn_i)^2}{N \cdot pn_i}, \quad (\text{E.5})$$

де η – кількість інтервалів розбиття поля розсіяння випадкової величини;

pn_i – частота потрапляння випадкової величини в i -тий інтервал;

p_i – ймовірність потрапляння випадкової величини в i -тий інтервал за нормальним законом розподілу.

Кількість інтервалів розбиття поля розсіяння випадкової величини при величині вибірки $n \leq 100$ визначається за формулою Штюргеса [55, 63]:

$$\eta = 1 + 3,322 \cdot \lg n \quad (\text{E.6})$$

Отримане значення χ^2 порівнювалося з критичним табличним χ_{α}^2 для певного рівня значимості α та числа ступенів волі f . Якщо розраховане значення критерію $\chi^2 < \chi_{\alpha}^2$ то гіпотеза про відповідність розподілу випадкової величини обраному теоретичному закону підтверджується.

Невідповідність розподілу експериментальних даних нормальному закону відповідно до критерію χ^2 Пірсона може бути зумовлена наявністю систематичних похибок, внаслідок яких виникає асиметрія A і ексцес E кривої нормального розподілу які визначаються [55]:

$$A = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^3}{n \cdot \sigma^3}; \quad (\text{E.7})$$

$$E = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^4}{n \cdot \sigma^4} - 3; \quad (\text{E.8})$$

Для перевірки гіпотези про наближеність емпіричного закону розподілу до нормального визначають середньоквадратичні відхилення асиметрії та ексцесу за формулами:

$$\sigma_A = \sqrt{\frac{6n - 1}{n + 1} \frac{1}{n + 3}}; \quad (\text{E.9})$$

$$\sigma_E = \sqrt{\frac{24n - 2}{n - 1} \frac{1}{n + 3} \frac{1}{n + 5}}; \quad (\text{E.10})$$

Якщо виконуються умови [55]: $\left| \frac{A}{\sigma_A} \right| < 3$ та $\left| \frac{E}{\sigma_E} \right| < 3$, то на основі

«правила 3-х сигм» можна зробити висновок, що асиметрія і ексцес не є суттєвими і розподіл випадкової величини наближений до нормального.

4. При наближеності до нормального закону розподілу, перевірка статистичної гіпотези про стаціонарність та ергодичність випадкового процесу коливань шпинделя здійснюється за типовою методикою [18, 37] з використанням критеріїв інверсій, Фішера, Кохрена [18, 55]. Стаціонарність та ергодичність випадкового процесу зміщень осі шпинделя дозволяє кожну реалізацію (вибірку) вважати досить представницькою, і надалі використовувати її для обчислення статистичних характеристик випадкового процесу будь-якої достатньо тривалої в часі його реалізації.

5. Обчислення значень радіус-вектора траєкторій:

$$R_{\phi_j} = \sqrt{x^2_{\phi_j} + y^2_{\phi_j}} \quad (\text{E.11})$$

де $x(\tau_j)$, $y(\tau_j)$ – координати осі шпинделя в певний момент часу.

6. Визначення статистичних характеристик радіус-вектора траєкторій за формулами (E.1), (E.3), (E.7), (E.8). (рисунок E.1)

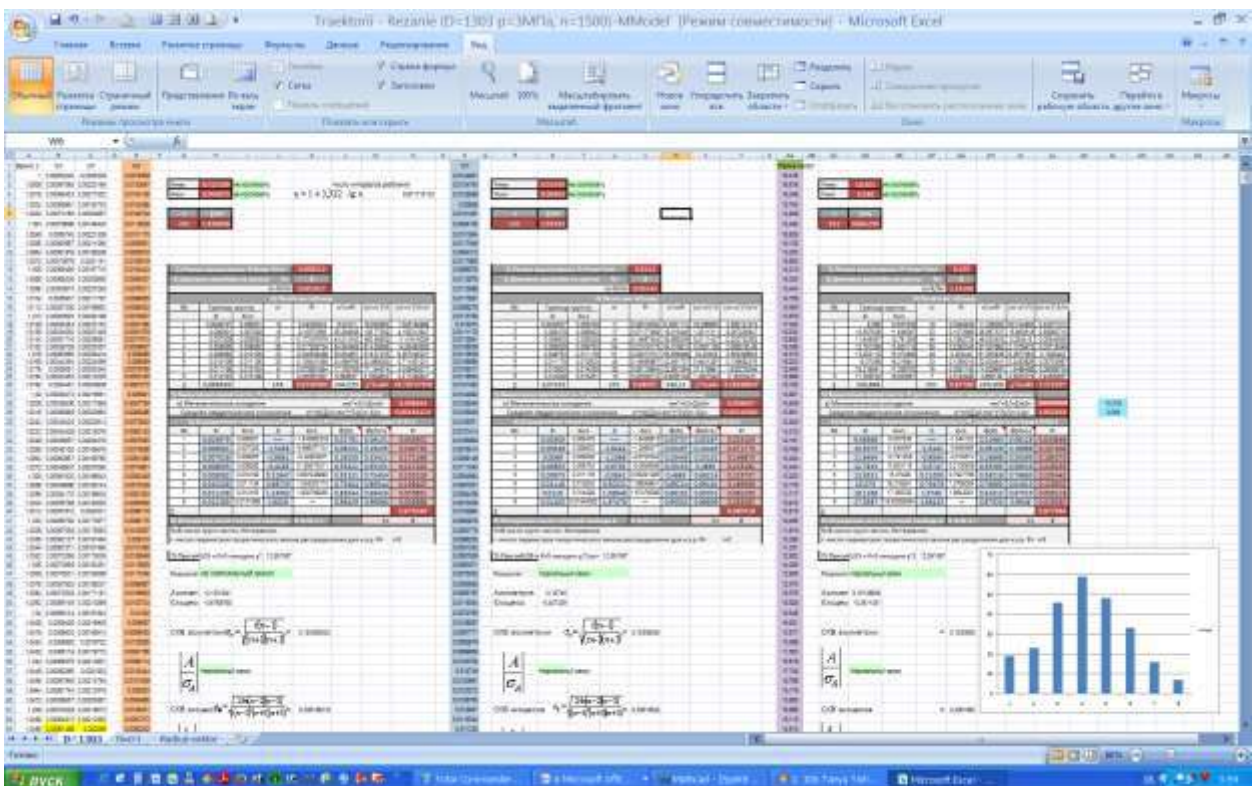


Рисунок E.1 – Фрагмент вікна програми Microsoft Office Excel з файлом розрахунку статистичних характеристик траєкторій шпинделя

Додаток Ж

СПЕКТРАЛЬНИЙ АНАЛІЗ ТРАЄКТОРІЙ ШПИНДЕЛЯ

ORIGIN := 1

q :=



D:\Dissertas-2010\2-я глава Мат модель\Моделирование тра...\For spektry p=3MPa.xls

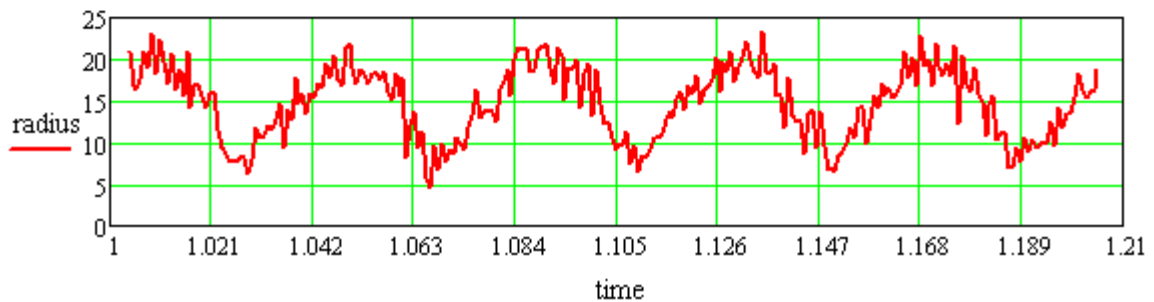
	1	2	3	4	5	6	7	8
1	Время, с"	"OX"	"OY"	0	"OX"	"OY"	is-Vector"	
2	1	$7588 \cdot 10^{-4}$	$4908 \cdot 10^{-4}$	0	0.0146	-0.0397	0	
3	1.0008	$3089 \cdot 10^{-4}$	$8823 \cdot 10^{-3}$	0	0.011	0.0132	0	
q = 4	1.0016	$0428 \cdot 10^{-3}$	$5306 \cdot 10^{-3}$	0	0.0156	$9589 \cdot 10^{-3}$	17.5497	
5	1.0024	$0091 \cdot 10^{-3}$	$8168 \cdot 10^{-3}$	0	0.0151	0.0123	19.473	
6	1.0032	$0301 \cdot 10^{-4}$	$2.963 \cdot 10^{-3}$	0	0.012	0.0144	18.8084	
7	1.004	$8439 \cdot 10^{-4}$	$9908 \cdot 10^{-3}$	0	0.0148	0.0149	20.9502	
8	1.0048	$4669 \cdot 10^{-4}$	$9215 \cdot 10^{-3}$	0	$7004 \cdot 10^{-3}$	0.0138	16.8872	
9	1.0056	$2415 \cdot 10^{-4}$	$8914 \cdot 10^{-3}$	0	$3622 \cdot 10^{-3}$	0.0134	...	

si := submatrix(q,7,256,1,7)

	1	2	3	4	5	6	7	8
1	1.004	$844 \cdot 10^{-4}$	$991 \cdot 10^{-3}$	0	0.015	0.015	20.95	
2	1.005	$467 \cdot 10^{-4}$	$922 \cdot 10^{-3}$	0	$9.7 \cdot 10^{-3}$	0.014	16.887	
3	1.006	$241 \cdot 10^{-4}$	$891 \cdot 10^{-3}$	0	$362 \cdot 10^{-3}$	0.013	16.323	
si = 4	1.006	$547 \cdot 10^{-4}$	$892 \cdot 10^{-3}$	0	0.011	0.013	17.531	
5	1.007	$267 \cdot 10^{-4}$	$192 \cdot 10^{-3}$	0	0.011	0.018	20.94	
6	1.008	$581 \cdot 10^{-4}$	$086 \cdot 10^{-3}$	0	$871 \cdot 10^{-3}$	0.016	19.048	
7	1.009	$908 \cdot 10^{-4}$	$415 \cdot 10^{-3}$	0	$862 \cdot 10^{-3}$	0.021	23.004	
8	1.01	$463 \cdot 10^{-4}$	$088 \cdot 10^{-3}$	0	$194 \cdot 10^{-3}$	0.016	...	

time := si^{<1>}

radius := si^{<7>}



```

mashtab1 := | i ← 1
              | for i ∈ 1..rows(radius)
              |   smi ←  $\frac{\text{radius}_i}{0.95}$ 
              | sm

```

Max1 := max(mashtab1)

Min1 := min(mashtab1) rows(mashtab1) = 250 rows(time) = 250

Число обертів шпинделя n := 5

$$\text{delta} := \frac{n \cdot 2 \cdot \pi}{\text{rows}(\text{time})} \quad \text{delta} = 0.126$$

```

kut1 := | t1 ← 0
         | for k ∈ 2..rows(time)
         |   tk ← tk-1 + delta
         | t
         | vs := cspline(kut1, mashtab1)
         | y(kut1) := 10 + 0.1 interp(vs, kut1, mashtab1, kut1)

```

$$\underline{T} := 2 \cdot \pi \quad \omega_0 := \frac{2\pi}{T} \quad T = 6.283$$

$\phi := 0, \text{delta}..T$

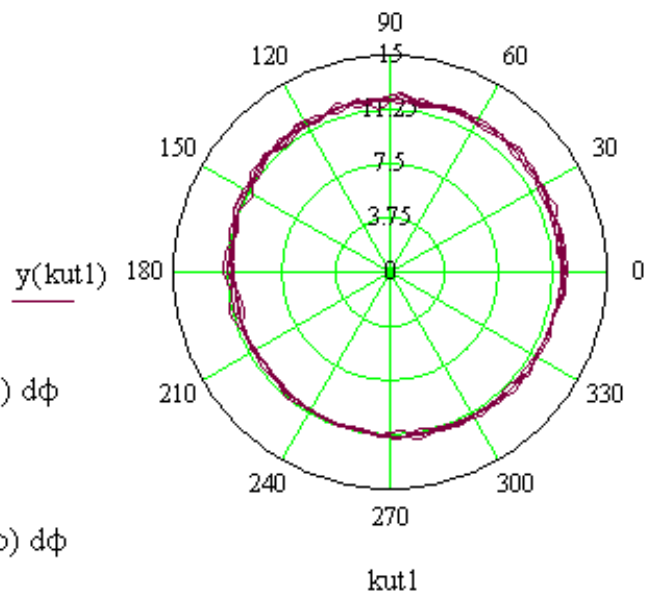
y1(ϕ) := interp(vs, kut1, mashtab1, ϕ)

k := 1..60

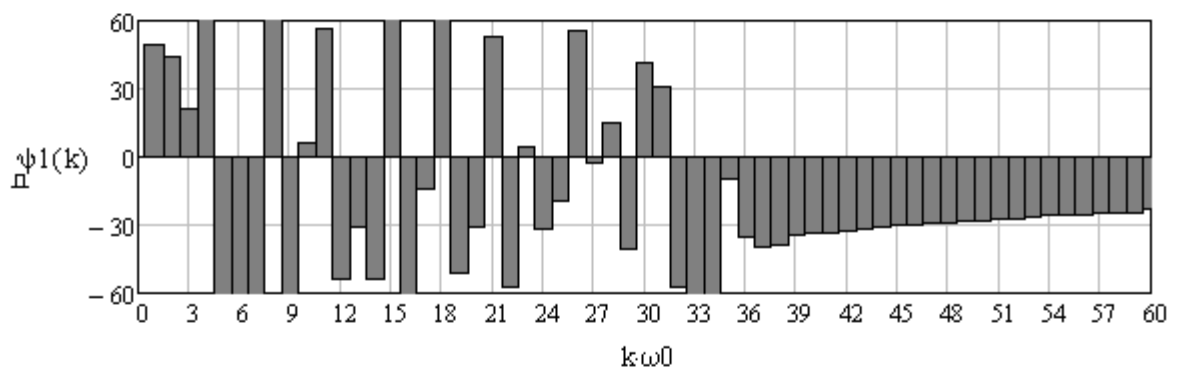
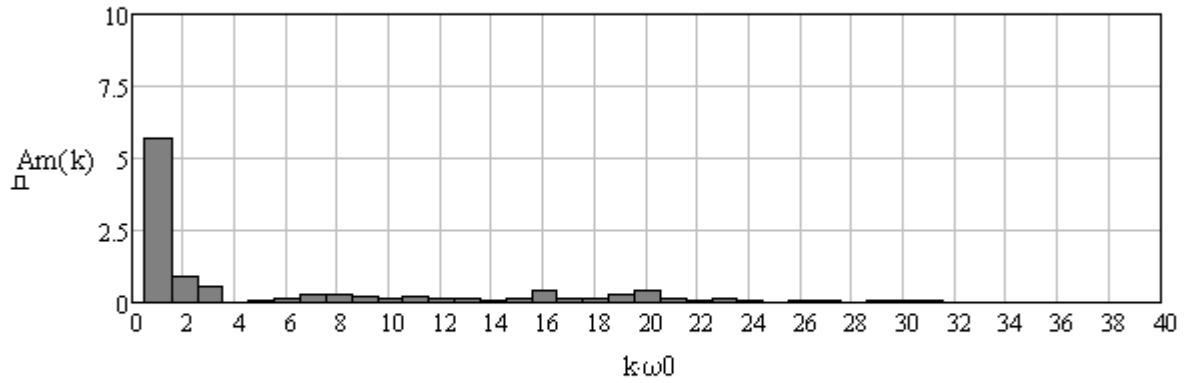
$$a_0 := \frac{1}{5T} \cdot \int_0^{5T} y_1(\phi) \, d\phi = 15.541$$

$$a_1(k) := \frac{2}{5T} \cdot \int_0^{5T} y_1(\phi) \cdot \cos(k \cdot \omega_0 \cdot \phi) \, d\phi$$

$$b_1(k) := \frac{2}{5T} \cdot \int_0^{5T} y_1(\phi) \cdot \sin(k \cdot \omega_0 \cdot \phi) \, d\phi$$



$$Am(k) := \sqrt{a1(k)^2 + b1(k)^2} \quad \psi1(k) := \frac{180}{\pi} \cdot \text{atan}\left(\frac{a1(k)}{b1(k)}\right)$$



$\underline{A} :=$	}	$Am(1)$	=	1	5.686
		$Am(2)$		2	0.912
		$Am(3)$		3	0.584
		$Am(4)$		4	0.034
		$Am(5)$		5	0.037
		$Am(6)$		6	0.154
		$Am(7)$		7	0.248
		$Am(8)$		8	0.267
		$Am(9)$		9	0.18
		$Am(10)$		10	0.154

$\underline{\psi} :=$	}	$\psi1(1)$	=	1	49.604
		$\psi1(2)$		2	43.715
		$\psi1(3)$		3	21.453
		$\psi1(4)$		4	88.598
		$\psi1(5)$		5	-63.914
		$\psi1(6)$		6	-88.02
		$\psi1(7)$		7	-73.288
		$\psi1(8)$		8	87.732
		$\psi1(9)$		9	-72.118
		$\psi1(10)$		10	5.991

Додаток И

МЕТОДИКА СПЕКТРАЛЬНОГО АНАЛІЗУ КОНТУРУ ЗРАЗКІВ-ВИРОБІВ

Спектральний аналіз здійснено по результатам математичного опису контуру оброблених поверхонь партії зразків-виробів. Для математичного опису зовнішньої циліндричної поверхні зразка-виробу здійснено її експериментальне вимірювання на кругломірі з послідуною цифровою обробкою. Дискретні значення ординати перерізу поверхні заготовки виміряно в 2560 точках (через $\approx 0,14^\circ$ по куту). Вимірювання здійснено в процесі 3-х обертів стола кругломіра із закріпленим на ньому зразком-виробом. Вимірювання відхилення від круглості зовнішньої циліндричної поверхні зразка-виробу здійснено в п'яти поперечних перерізах по довжині зразка-виробу (див. рисунок 3.13).

На рисунку И.1 показано відхилення координати контуру зразка-виробу представлене в кодах АЦП ЕОМ в функції часу вимірювання.



Рисунок И.1 – Відхилення радіальної координати контуру зразка-виробу в кодах АЦП

Для визначення масштабного коефіцієнта по осі ординат здійснювалось вимірювання еталонного зразка з лискою глибиною $h_{\text{ет}}=20$ мкм. Вимірювання еталонного зразка проводились в умовах ідентичних вимірюванню зразків-виробів. В результаті побудови розвертки профілю еталонного зразка в кодах АЦП, виміряного за 3 оберти (рисунок И.2, а) визначали глибину еталонної лиски $h_{\text{АЦП}}$ в кодах АЦП (рисунок И.2, б). Для визначення співвідношення між кодами АЦП та мікрометрами визначали масштабний коефіцієнт:

$$sm = \frac{\bar{h}_{\text{АЦП}}}{h_{\text{ет}}}, \quad (\text{И.1})$$

де $\bar{h}_{\text{АЦП}}$ – середньоарифметичне значення глибини еталонної лиски в кодах АЦП виміряне за 3 оберти еталонного зразка.

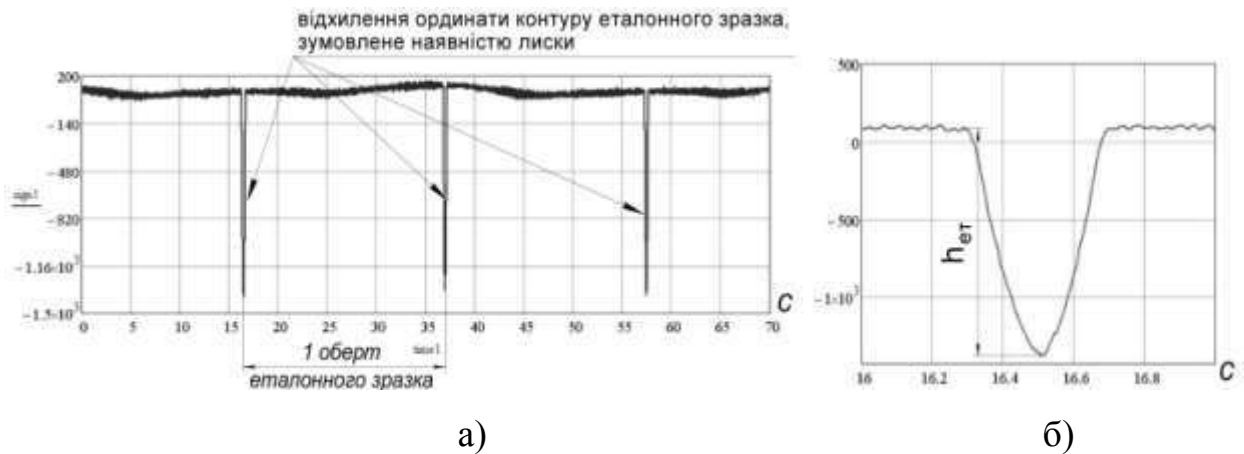


Рисунок И.2 – Розвертка профілю еталонного зразка в кодах АЦП, вимірюного за 3 оберти а) та визначення глибини еталонної лиски б) засобами пакету MathCAD

Діленням величин ординат профілю зразка-виробу в кодах АЦП на масштабний коефіцієнт отримували значення ординат контуру зразків-виробів в мікрометрах.

Для математичного описання контуру зразків-виробів в поперечному перерізі здійснена інтерполяція дискретних значень ординат контуру кубічними сплайнами. Для цього використані вбудовані функції cspline і interp пакету MathCAD. Круглограма профілю поперечного перерізу зразка-виробу, записана в процесі вимірювання та одержана сплайн-інтерполяцією дискретних значень радіальної ординати контуру наведена на рисунку И.3.

Математичне описання контуру зразка-виробу виконано шляхом розкладу в ряду Фур'є, що включає 80 гармонік [121, 127]:

$$r(\varphi) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{80} A_m k \sin(k\varphi + \psi_k), \quad (\text{И.2})$$

де $A_m k$, ψ_k – амплітуда і початкова фаза k -ї гармоніки.

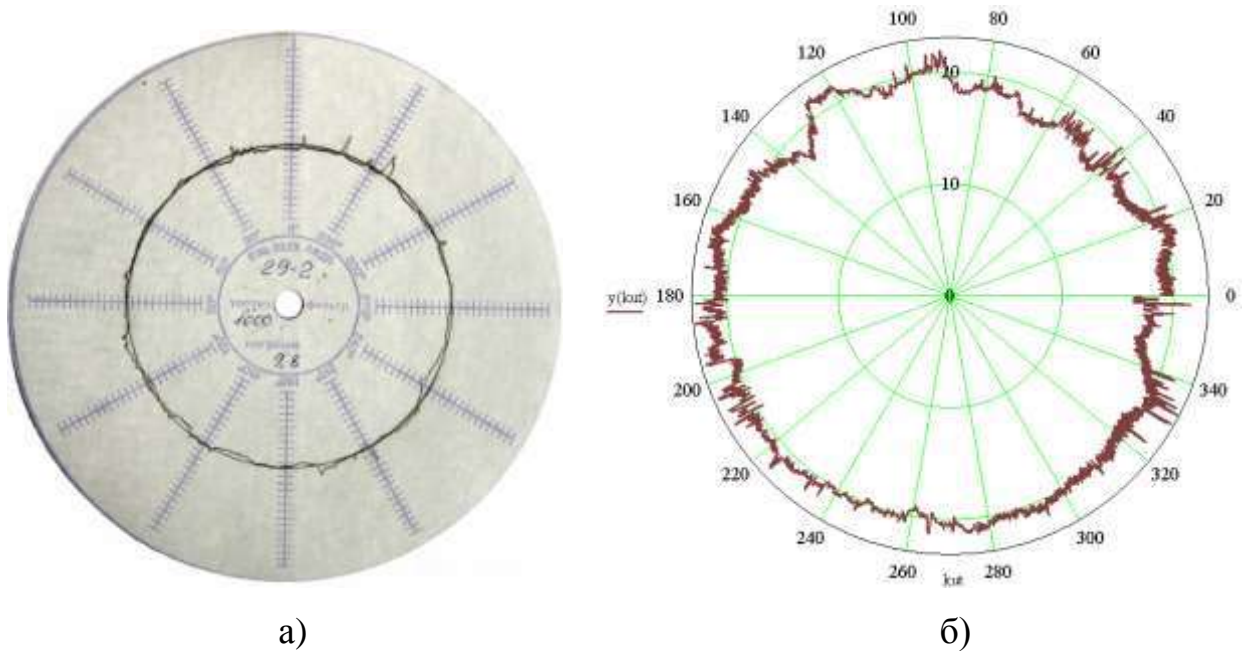


Рисунок И.3 – Круглограми поверхні зразка-виробу: а) – круглограма побудована на кругломірі, б) – круглограма побудована за результатами опису профілю поверхні зразка-виробу кубічними сплайнами

Амплітуди і початкові фази ряду (И.2) визначено за формулами [121]:

$$Am_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}, \quad \psi_k = \arctg \frac{a_k}{b_k}. \quad (\text{И.3})$$

де a_0 , a_k , b_k – коефіцієнти ряду Фур'є, який описує форму зразка-виробу:

$$a_0 = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} r(\varphi) d\varphi, \quad a_k = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} r(\varphi) \cos(k\varphi) d\varphi, \quad b_k = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} r(\varphi) \sin(k\varphi) d\varphi, \quad (\text{И.4})$$

Знаходження коефіцієнтів ряду Фур'є, амплітуд і початкових фаз гармонік здійснено в програмному середовищі MathCAD, результати розрахунків для круглограми на рисунку И.3 приведені на рисунку И.4.

Значення коефіцієнтів ряду, амплітуд і початкових фаз утворюють спектр контуру обробленої поверхні зразка-виробу. На рисунку И.5 наведено спектр та числові значення амплітуд 10-ти перших гармонік для круглограми профілю опорної шийки шпинделя наведеної на рисунку И.3.

$a(k) =$	$b(k) =$	$Am(k) =$	$\psi(k) =$
-0.975	-0.707	6.02	54.037
0.061	-0.254	1.307	-13.445
-0.048	-0.151	0.79	17.589
0.228	0.366	2.155	31.89
-0.136	0.25	1.425	-28.552
$-8.41 \cdot 10^{-3}$	-0.029	0.152	16.099
-0.119	0.309	1.657	-20.984
-0.09	0.178	0.998	-26.807
0.071	0.219	1.15	17.998
-0.209	0.259	1.662	-38.901

Рисунок И.4 – Розрахунок коефіцієнтів ряду Фур'є, амплітуд і початкових фаз гармонічного ряду, який описує форму зразка-виробу

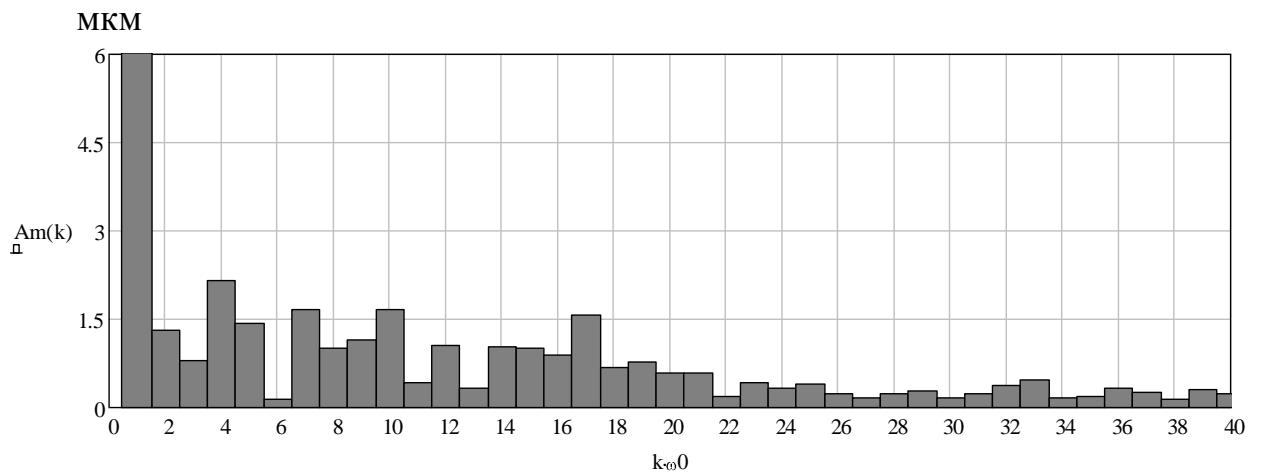


Рисунок И.5 – Спектр амплітуд гармонік профілю поверхні зразка-виробу в поперечному перерізі

Додаток К

ВИЗНАЧЕННЯ ПОХИБКИ РЕЗУЛЬТАТІВ ВИМІРЮВАНЬ

При визначенні похибки результатів вимірювання зміщень шпинделя при побудові траєкторій та оцінці відхилення від круглості поверхонь зразків-виробів реалізовувалась типова методика статистичної обробки результатів вимірювань [55, 89, 96, 120].

1. Виключення з результатів вимірювань відомих систематичних похибок.

Відомі систематичні похибки виключають введенням в результат вимірювань відповідних поправок, які чисельно дорівнюють величині систематичних похибок, але з від'ємним знаком. Поправки вводять в результати одиничних вимірювань, а якщо відомо, що результати всіх одиничних вимірювань містять однакову систематичну похибку, її виключають із середнього арифметичного значення результатів вимірювань.

2. Визначення статистичних характеристик результатів вимірювання за методикою, що наведена в додатку Е.
3. Обчислення середньої квадратичної похибки визначення середнього арифметичного вимірювань:

$$S_{\bar{x}} = \frac{\sigma}{\sqrt{N}}, \quad (\text{К.1})$$

де N – кількість результатів вимірювань.

4. Перевірка гіпотези про приналежність результатів вимірювань нормальному закону.

Якщо число вимірювань $N > 50$ гіпотезу про приналежність результатів вимірювань нормальному закону перевіряють за допомогою критерію χ^2 Пірсона або оцінюючи співвідношення величини A_R , E_R та СКВ σ_A , σ_E асиметрії і ексцесу: $|A_R / \sigma_A| < 3$ та $|E / \sigma_E| < 3$ [55]. При $N < 15$ гіпотезу про нормальний закон розподілу результатів вимірювань не перевіряють, припускаючи, що вид закону розподілу відомий заздалегідь. Це, як правило, нормальний закон [96].

5. Визначення похибки вимірювання Δ_B .

Похибка вимірювання Δ_B визначається за формулою [B2, P4]:

$$\Delta_B = \kappa \sqrt{\Delta_{ЗВ}^2 + \Delta_M^2 + \Delta_y^2 + \Delta_{СП}^2}, \quad (К.2)$$

де κ – коефіцієнт, що залежить від довірчої ймовірності та кількості складових похибки вимірювання (для $p=0,95$, згідно рекомендацій [89] $\kappa=1,1$);

$\Delta_{ЗВ}$ – інструментальна похибка засобів вимірювання;

Δ_M – методична похибка;

Δ_y – похибка внаслідок відмінності умов вимірювання від регламентованих;

$\Delta_{СП}$ – суб'єктивні похибки.

Інструментальна похибка $\Delta_{ЗВ}$ засобів вимірювання визначається точністю засобів вимірювання, яка зазвичай вказується в паспортах метрологічно атестованих засобів вимірювання.

Методичні похибки Δ_M можуть виникати внаслідок невідповідності реальної методики виконання вимірювань ідеальним теоретичним положенням, на яких засновані вимірювання. Ці похибки поділяють на дві групи:

а) похибки внаслідок припущень і спрощень прийнятих при вимірюванні або обробці результатів, а також використанні у ході вимірювального перетворення похибки через невідповідність процесу вимірювального перетворення його ідеальної моделі; дані похибки внаслідок прийнятих допущень надто малі, і тому ми їх не враховуємо.

б) некоректна ідеалізація об'єкта вимірювання – похибки внаслідок невідповідності об'єкту вимірювання моделі, що ідеалізується, яку положено в основу процесу вимірювання.

Похибка через відмінність умов вимірювання від ідеальних або від регламентованих Δ_y при умові дотримання всіх кліматичних умов (температура, вологість, тиск тощо) проведення експериментальних вимірювань $\Delta_y \approx 0$.

Суб'єктивні похибки $\Delta_{СП}$ включають у себе похибки відліку і похибки маніпулювання засобами вимірювань і вимірювальним об'єктом. При

застосуванні засобів вимірювання з цифровим виведенням результатів та відсутності будь-яких маніпуляцій із засобами вимірювання можна покласти, що $\Delta_{СП} \approx 0$.

6. Визначення абсолютної похибки результатів вимірювання:

$$\Delta_X = \sqrt{t_{\alpha, N-1} \cdot S_{\bar{X}} + \left(\frac{t_{\alpha, \infty} \cdot \Delta_B}{3} \right)^2} \quad (K.3)$$

де $t_{\alpha, N-1}$ та $t_{\alpha, \infty}$ – коефіцієнти Стюдента для числа ступенів волі $N-1$ та нескінченного числа ступенів волі відповідно при рівні значимості α .

7. Визначення відносної похибки результатів вимірювань:

$$\delta_X = \frac{\Delta_X}{\bar{X}} \cdot 100\% \quad (K.4)$$

При визначенні похибки результатів вимірювання зміщень шпинделя, які використовувались при побудові траєкторій, визначали абсолютну похибку вимірювання зміщень шпинделя у вертикальному Δ_Y та горизонтальному Δ_X напрямках, а абсолютна похибка визначення величини радіус-вектора траєкторій визначалась як:

$$\Delta_R = \sqrt{\Delta_X^2 + \Delta_Y^2} \quad (K.5)$$

В процесі експериментальних досліджень траєкторій руху шпинделя похибка вимірювання Δ_B зміщень шпинделя має постійний характер. З врахуванням того, що радіальне биття контрольного пояска вимірювальної оправки знаходиться в межах 1,0 мкм, а роздільна здатність триангуляційних лазерних датчиків моделі РФ603.2-10/2-485-U-IN-AL-CG становить 0,2 мкм [134], величина похибки вимірювання зміщень шпинделя в одній площині становитиме: $\Delta_B = 1,1\sqrt{1,0^2 + 0,2^2} = 1,12\text{мкм}$.

Середня квадратична похибка визначення середнього арифметичного вимірювань зміщення шпинделя внаслідок варіювання експериментальними факторами не є постійною, тому її величина, як і величина математичного сподівання радіус-вектора траєкторій, розраховувалась для кожного експерименту. Обчислення відносної похибки визначення величини радіус-вектора траєкторій Δ_R здійснювалось засобами програми Microsoft Office Excel для кожного експерименту і її величина не перевищувала 7,7%.

При визначенні похибки результатів вимірювання відхилення від круглості поверхонь зразків-виробів складовими похибки вимірювання Δ_B є абсолютна похибка вимірювального комплексу на базі кругломіра моделі 298, яка згідно даних, наведених в паспорті кругломіра моделі 298 визначається:

$$\Delta_{KR} = 0,1 + 0,05 \cdot F_{\max} \quad (\text{К.6})$$

де F_{\max} – верхня границя інтервалу вимірювання.

З урахуванням, що вимірювання відхилення від круглості здійснювали в інтервалі 2–10 мкм, абсолютна величина похибки кругломіра становить: $\Delta_{KR} = 0,1 + 0,05 \cdot 10 = 0,6$ мкм. На точність вимірювання впливає точність нівелювання та центрування в двох перпендикулярних площинах положення посадочної поверхні конічної оправки (див. рисунок 3.13), на яку встановлювались зразки-вироби, яка дорівнювала 0,5 мкм. Тоді абсолютна величина похибки вимірювання відхилення від круглості поверхонь зразків-виробів становитиме: $\Delta_B = 1,1 \sqrt{0,6^2 + 0,5^2} = 0,86$ мкм.

Величина середньоквадратичної похибки визначення середнього арифметичного відхилень від круглості внаслідок варіювання експериментальними факторами не є постійною і розраховувалась для кожного зразка-виробу. Обчислення відносної похибки визначення величини відхилення від круглості для кожного із зразків-виробів здійснювалось за формулами (К.3) (К.4). Результати приведено в додатках Л, М, Н спільно з результатами вимірювань та круглограмами.

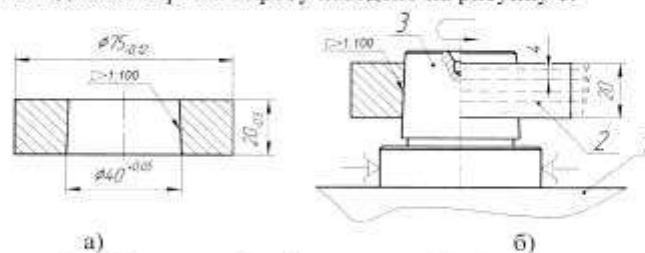
Додаток Л

РЕЗУЛЬТАТИ ВИМІРЮВАННЯ ВІДХИЛЕННЯ ВІД КРУГЛОСТІ ЗРАЗКІВ-ВИРОБІВ ПРИ РЕГУЛЮВАННІ ТИСКУ В КАРМАНАХ ГСО

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут»
Кафедра інтегрованих технологій машинобудування
Лабораторія технічних вимірів

Протокол № 1305 від 16.05.2013 р.

Вимірювання відхилення від круглості зразків-виробів, оброблених при різних величинах тиску в карманах ГСО шпинделя прецизійного токарного верстата УТ16А. Кількість зразків-виробів – 18 шт. Кількість перетинів вимірювання – 5 шт. Ескіз зразка-виробу та схема розташування перетинів по довжині зразка-виробу наведено на рисунку 1.



1 – стіл кругломіра, 2 – зразок-виріб, 3 – оправка

Рисунок 1 – Ескіз а) та схема розташування перетинів по довжині зразка-виробу б)

В таблиці 1 протоколу наведено назви електронних файлів з результатами вимірювання та числові значення відхилення від круглості в мікрометрах. Перша цифра назви файлу - символізує номер маркування зразка-виробу, друга цифра – номер перетину на зразку-виробі.

Вимірювання проводились на кругло мірі моделі 298 №9-12 з використанням комплексу для визначення відхилень циліндричних поверхонь.

Величина лиски на еталонній установочній мірі при збільшенні $\times 1000$ становить 18,7 мкм.

Таблиця 1 – Результати вимірювання





Відх. від кругл. мкм	Файл рез-тів	Відх. від кругл. мкм	Файл рез-тів	Відх. від кругл. мкм	Файл рез-тів	Відх. від кругл. мкм	Файл рез-тів	Відх. від кругл. мкм	Файл рез-тів	Відх. від кругл. мкм	Файл рез-тів
5	10-1	4,2	4-1	4,70	15-1	4,9	11-1	5,3	29-1	6,6	26-1
4,7	10-2	3,7	4-2	4,70	15-2	4,4	11-2	5,8	29-2	6,3	26-2
7	10-3	4,5	4-3	4,50	15-3	4,3	11-3	4,8	29-3	5,9	26-3
6,3	10-4	4,2	4-4	4,60	15-4	4,6	11-4	5,3	29-4	6	26-4
6,1	10-5	4,6	4-5	4,60	15-5	4,8	11-5	5,2	29-5	6,5	26-5
6,8	12-1	4,60	1-1	4,20	27-1	4,5	17-1	5,5	8-1	6,2	12-1
6,1	12-2	4,8	1-2	5,10	27-2	4	17-2	5,1	8-2	6	12-2
6,4	12-3	4,7	1-3	4,80	27-3	5,2	17-3	4,8	8-3	6,1	12-3
7,5	12-4	4,9	1-4	4,20	27-4	4,2	17-4	4,9	8-4	6,6	12-4
6,5	12-5	4,7	1-5	4,50	27-5	4,5	17-5	5,1	8-5	5,4	12-5
6,7	13-1	5	2-1	4,40	5-1	4,8	6-1	5,1	9-1	6,3	13-1
7	13-2	4,6	2-2	5,00	5-2	4,5	6-2	5,4	9-2	5,9	13-2
6,6	13-3	4,2	2-3	4,20	5-3	4,7	6-3	4,7	9-3	6,4	13-3
7,6	13-4	4,7	2-4	4,80	5-4	4,2	6-4	5,6	9-4	6,1	13-4
6	13-5	5	2-5	5,10	5-5	4,8	6-5	5,1	9-5	6,7	13-5

Обробка результатів вимірювань здобувачем здійснювалась самостійно

Зав. кафедри ІТМ

Науковий керівник лабораторії

Вимірювання виконали

 д.т.н. проф. Пасічник В.А.
 д.т.н., проф. Равська Н.С.
 інж. Плівак О.А.
 ас. Майданюк С.В.

Таблиця Л.1 - Результати статистичної обробки результатів вимірювання відхилення від круглості зразків-виробів при регулюванні тиску в карманах ГСО шпинделя верстата УТ16А

№ заготовки	Тиск в карманах ГСО, р, МПа	Відхилення від круглості, мкм	Середня квадратична похибка S_x , мкм	Абсолютна похибка, Δx , мкм	Відносна похибка δx , %
10	2	5,82	0,2054	0,711902	11,089
12		6,66			
13		6,78			
4	2,5	4,24	0,091443	0,594165	13,02993
1		4,74			
2		4,70			
15	3	4,62	0,078356	0,585607	12,65722
27		4,56			
5		4,70			
11	3,5	4,60	0,081533	0,587574	12,8854
17		4,48			
6		4,60			
29	4	5,28	0,080593	0,586985	11,33175
8		5,08			
9		5,18			
26	4,5	6,26	0,088372	0,592049	9,549179
12		6,06			
13		6,28			

Статистичну обробку результатів вимірювання відхилення від круглості здійснено за типовою методикою статистичної обробки результатів вимірювань [55, 89, 96, 120]. Визначення похибки результатів вимірювання відхилення від круглості поверхонь зразків-виробів виконано за методикою, що наведена в додатку К.

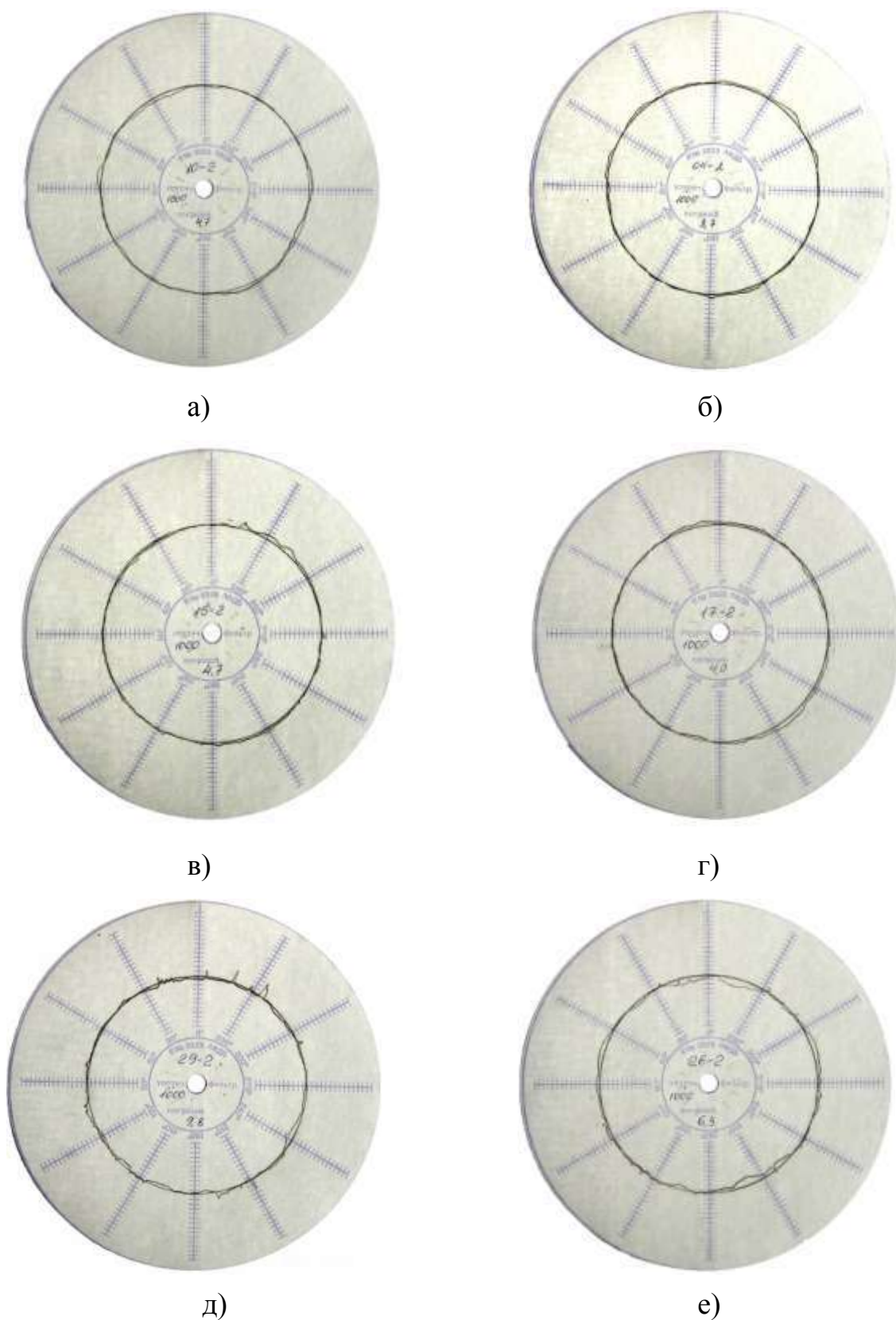


Рисунок Л.1 – Типові круглограми поверхонь зразків-виробів, оброблених при $n=1500 \text{ хв}^{-1}$, $t=0,6 \text{ мм}$, $S_0=0,115 \text{ мм/об}$, $D_{\text{ст}}=4360 \cdot 10^{-6} \text{ кг}\cdot\text{м}$ та тиску в карманах ГСО: а) – 2 МПа, б) – 2,5 МПа, в) – 3 МПа, г) – 3,5 МПа, д) – 4 МПа, е) – 4,5 МПа

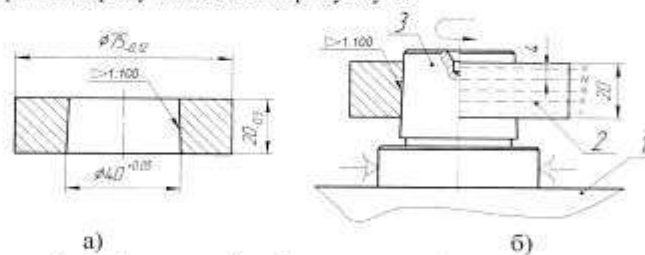
Додаток М

РЕЗУЛЬТАТИ ВИМІРЮВАННЯ ВІДХИЛЕННЯ ВІД КРУГЛОСТІ ЗРАЗКІВ-ВИРОБІВ ПРИ ВАРІЮВАННІ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ШПИНДЕЛЯ

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут»
Кафедра інтегрованих технологій машинобудування
Лабораторія технічних вимірів

Протокол № 1300 від 16.05.2013 р.

Вимірювання відхилення від круглості зразків-виробів, оброблених при різних величинах частоти обертання шпинделя прецизійного токарного верстата УТ16А. Кількість зразків-виробів – 21 шт. Кількість перетинів вимірювання – 5 шт. Ескіз зразка-виробу та схема розташування перетинів по довжині зразка-виробу наведено на рисунку 1.



а) б)
1 – стіл кругломіра, 2 – зразок-виріб, 3 – оправка

Рисунок 1 – Ескіз а) та схема розташування перетинів по довжині зразка-виробу б)

В таблиці 1 протоколу наведено назви електронних файлів з результатами вимірювання та числові значення відхилення від круглості в мікрометрах. Перша цифра назви файлу - символізує номер маркування зразка-виробу, друга цифра – номер перетину на зразку-виробі.

Вимірювання проводились на кругло мірі моделі 298 №Э-12 з використанням комплексу для визначення відхилень циліндричних поверхонь.

Величина лиски на еталонній установочній мірі при збільшенні $\times 1000$ становить 18,9 мкм.

Таблиця 1 – Результати вимірювання





Відх. від кругл., мкм	Файл рез-тів	Відх. від кругл., мкм	Файл рез-тів	Відх. від кругл., мкм	Файл рез-тів	Відх. від кругл., мкм	Файл рез-тів	Відх. від кругл., мкм	Файл рез-тів	Відх. від кругл., мкм	Файл рез-тів	Відх. від кругл., мкм	Файл рез-тів
4,8	20-1	5,60	21-1	4,70	3-1	4,70	15-1	5,40	23-1	6,8	24-1	6,2	7-1
3,4	20-2	5,90	21-2	4,90	3-2	4,70	15-2	5,60	23-2	4,9	24-2	6,8	7-2
4,9	20-3	5,70	21-3	4,20	3-3	4,50	15-3	4,50	23-3	6,7	24-3	6,9	7-3
5,1	20-4	5,10	21-4	4,60	3-4	4,60	15-4	5,00	23-4	5,2	24-4	6,3	7-4
5	20-5	5,20	21-5	4,60	3-5	4,60	15-5	4,40	23-5	7,3	24-5	5,5	7-5
5,2	14-1	5,30	18-1	5,00	22-1	4,20	27-1	5,20	30-1	6,1	32-1	6,3	33-1
5	14-2	5,40	18-2	4,10	22-2	5,10	27-2	5,20	30-2	6,3	32-2	7	33-2
4,9	14-3	5,00	18-3	4,70	22-3	4,80	27-3	4,50	30-3	6	32-3	6,2	33-3
5,5	14-4	5,30	18-4	4,10	22-4	4,20	27-4	5,40	30-4	6,1	32-4	6,4	33-4
4,8	14-5	5,50	18-5	4,10	22-5	4,50	27-5	5,10	30-5	6,3	32-5	6,3	33-5
5	16-1	5,10	19-1	4,20	25-1	4,40	5-1	5,10	31-1	6,6	36-1	6,1	35-1
4,9	16-2	5,20	19-2	4,70	25-2	5,00	5-2	5,30	31-2	5,8	36-2	6,2	35-2
5,1	16-3	5,30	19-3	4,30	25-3	4,20	5-3	5,10	31-3	6,3	36-3	6,5	35-3
5,6	16-4	4,80	19-4	4,70	25-4	4,80	5-4	4,40	31-4	6,2	36-4	6,1	35-4
4,9	16-5	5,10	19-5	4,00	25-5	5,10	5-5	4,80	31-5	6,1	36-5	6,3	35-5

Обробка результатів вимірювань здобувачем здійснювалась самостійно

Зав. кафедри ІТМ

Науковий керівник лабораторії

Вимірювання виконали

 д.т.н. проф. Пасічник В.А.
 д.т.н., проф. Равська Н.С.
 інж. Плівак О.А.
 ас. Майданюк С.В.

Таблиця М.1 – Результати статистичної обробки результатів вимірювання відхилення від круглості зразків-виробів при варіюванні частоти обертання шпинделя верстата УТ16А

№ заготовки	Частота обертання шпинделя $n, \text{хв}^{-1}$	Відх. від круглості, $\Delta_{\text{кр}}, \text{мкм}$	Середнє значення $\Delta_{\text{кр}}, \text{мкм}$	Середня квадратична похибка $S_x, \text{мкм}$	Абсолютна похибка, $\Delta x, \text{мкм}$	Відносна похибка $\delta x, \%$
20	600	4,64	4,94	0,125281	0,6216	12,58236
14		5,08				
16		5,10				
21	900	5,50	5,3	0,073679	0,5828	10,99703
18		5,30				
19		5,10				
3	1200	4,60	4,46	0,084965	0,5898	13,22375
22		4,40				
25		4,38				
27	1500	4,64	4,63	0,030026	0,5649	12,17508
15		4,58				
5		4,66				
23	1800	4,98	5,0	0,100948	0,6011	12,0223
30		5,08				
31		4,94				
24	2100	6,18	6,18	0,1531	0,6493	10,506
32		6,16				
36		6,2				
7	2400	6,34	6,34	0,0945	0,5963	9,4061
33		6,44				
35		6,24				

Статистичну обробку результатів вимірювання відхилення від круглості здійснено за типовою методикою статистичної обробки результатів вимірювань [55, 89, 96, 120]. Визначення похибки результатів вимірювання відхилення від круглості поверхонь зразків-виробів виконано за методикою, що наведена в додатку К.



а)



б)



в)



г)



д)



е)

Рисунок М.1 – Типові круглограми поверхонь зразків-виробів, оброблених при $p=3$ МПа, $t=0,6$ мм, $S_0=0,115$ мм/об, $D_{ст}=4360 \cdot 10^{-6}$ кг·м та частоті обертання шпинделя: а) – 600 хв^{-1} , б) – 900 хв^{-1} , в) – 1200 хв^{-1} , г) – 1500 хв^{-1} , д) – 1800 хв^{-1} , е) – 2100 хв^{-1}

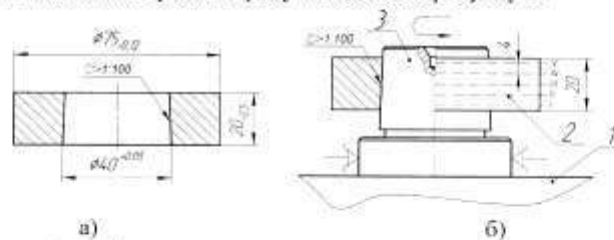
Додаток Н

РЕЗУЛЬТАТИ ВИМІРЮВАННЯ ВІДХИЛЕННЯ ВІД КРУГЛОСТІ ЗРАЗКІВ-ВИРОБІВ ПРИ РІЗНИХ ВЕЛИЧИНАХ ТЕМПЕРАТУРИ ТА ТИСКУ МАСТИЛА В ГСО

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут»
Кафедра інтегрованих технологій машинобудування
Лабораторія технічних вимірів

Протокол № 703 від 03.04.2013 р.

Вимірювання відхилення від круглості зразків-виробів, оброблених при різних величинах тиску в карманах ГСО шпинделя прецизійного токарного верстата УТ16А. Кількість зразків-виробів – 10 шт. Кількість перетинів вимірювання – 5 шт. Ескіз зразка-виробу та схема розташування перетинів по довжині зразка-виробу наведено на рисунку 1.



1 – стіл кругломіра, 2 – зразок-виріб, 3 – оправка

Рисунок 1 – Ескіз а) та схема розташування перетинів по довжині зразка-виробу б)

В таблиці 1 протоколу наведено назви електронних файлів з результатами вимірювання та числові значення відхилення від круглості в мікрометрах. Перша цифра назви файлу - символізує номер маркування зразка-виробу, друга цифра – номер перетину на зразку-виробі.

Вимірювання проводились на кругло мірі моделі 298 №9-12 з використанням комплексу для визначення відхилень циліндричних поверхонь.

Величина лиски на еталонній установочній мірі при збільшенні $\times 1000$ становить 18,5 мкм.

Таблиця 1 – Результати вимірювання





Відх. від кругл., мкм	Файл рез-тів	Відх. від кругл., мкм	Файл рез-тів	Відх. від кругл., мкм	Файл рез-тів	Відх. від кругл., мкм	Файл рез-тів	Відх. від кругл., мкм	Файл рез-тів
3,7	32-1	4,8	34-1	3,6	36-1	5,5	37-1	7,6	40-1
3,2	32-2	4,5	34-2	4,2	36-2	4,9	37-2	6	40-2
3,5	32-3	4	34-3	3,9	36-3	5,5	37-3	6,8	40-3
3,3	32-4	3,8	34-4	4,6	36-4	5,2	37-4	5,5	40-4
3,5	32-5	3,6	34-5	3,9	36-5	6	37-5	6,2	40-5
4,2	33-1	4,4	35-1	6	31-1	5,8	38-1	8,1	41-1
4,2	33-2	4,6	35-2	4,9	31-2	4,4	38-2	8,2	41-2
4,8	33-3	4,5	35-3	4,8	31-3	4,6	38-3	7,9	41-3
4,6	33-4	4	35-4	4,8	31-4	4,3	38-4	8,5	41-4
4,3	33-5	4,9	35-5	4,3	31-5	4,8	38-5	8	41-5

Обробка результатів вимірювань здобувачем здійснювалась самостійно

Зав. кафедри ІТМ

Науковий керівник лабораторії

Вимірювання виконали

 д.т.н. проф. Пасічник В.А.
 д.т.н., проф. Равська Н.С.
 інж. Плівак О.А.
 ас. Майданюк С.В.

Таблиця Н.1 – Результати статистичної обробки результатів вимірювання відхилення від круглості зразків-виробів при зміні температури мастила в ГСО та тиску $p=3$ МПа

№ заготовки	Температура, °С	№ перетину	Відх. від круглості, $\Delta_{кр}$, мкм	Середнє значення $\Delta_{кр}$, мкм	Середня квадратична похибка S_x , мкм	Абсолютна похибка, Δx , мкм	Відносна похибка δx , %
32	20	1	3,7	3,44	0,0871779	0,60436981	17,56888
		2	3,2				
		3	3,5				
		4	3,3				
		5	3,5				
33	25	1	4,2	4,42	0,12	0,64046586	14,49017
		2	4,2				
		3	4,8				
		4	4,6				
		5	4,3				
34	30	1	4,8	4,14	0,2227105	0,80174452	19,36580
		2	4,5				
		3	4				
		4	3,8				
		5	3,6				
35	35	1	4,4	4,48	0,1462873	0,67561214	15,08062
		2	4,6				
		3	4,5				
		4	4				
		5	4,9				
36	40	1	3,6	4,04	0,1691153	0,7099497	17,57301
		2	4,2				
		3	3,9				
		4	4,6				
		5	3,9				

Статистичну обробку результатів вимірювання відхилення від круглості здійснено за типовою методикою статистичної обробки результатів вимірювань [55, 89, 96, 120]. Визначення похибки результатів вимірювання відхилення від круглості поверхонь зразків-виробів виконано за методикою, що наведена в додатку К.

Таблиця Н.2 – Результати статистичної обробки результатів вимірювання відхилення від круглості зразків-виробів при зміні температури мастила в ГСО та тиску $p=2$ МПа

№ заготовки	Температура, °С	№ перетину	Відх. від круглості, $\Delta_{кр}$, мкм	Середнє значення $\Delta_{кр}$, мкм	Середня квадратична похибка S_x , мкм	Абсолютна похибка, Δx , мкм	Відносна похибка δx , %
31	20	1	6	4,96	0,2803569	0,91346764	18,41668
		2	4,9				
		3	4,8				
		4	4,8				
		5	4,3				
37	25	1	5,5	5,42	0,1827566	0,73194703	13,50455
		2	4,9				
		3	5,5				
		4	5,2				
		5	6				
38	30	1	5,8	4,78	0,2690724	0,89076046	18,63515
		2	4,4				
		3	4,6				
		4	4,3				
		5	4,8				
40	35	1	7,6	6,42	0,3611094	1,08476351	16,89662
		2	6				
		3	6,8				
		4	5,5				
		5	6,2				
41	40	1	8,1	8,14	0,1029563	0,62055341	7,623506
		2	8,2				
		3	7,9				
		4	8,5				
		5	8				

Статистичну обробку результатів вимірювання відхилення від круглості здійснено за типовою методикою статистичної обробки результатів вимірювань [55, 89, 96, 120]. Визначення похибки результатів вимірювання відхилення від круглості поверхонь зразків-виробів виконано за методикою, що наведена в додатку К.

Додаток П
РЕЖИМИ РІЗАННЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ПАРАМЕТРИ
ШПИНДЕЛЬНИХ ГСО ПРИ ЧИСТОВІ ТОКАРНІЙ ОБРОБЦІ
КОНСТРУКТИВНО НЕВРІВНОВАЖЕНИХ ЗАГОТОВОК

Таблиця П.1 – Тиск p в карманах ГСО та швидкість різання V при чистовому обточуванні конструктивно неврівноважених заготовок зі сталі 45 прямим прохідним різцем з пластиною з твердого сплаву T15K6

Глибина різання, мм, до	Статичний дисбаланс оброблюваної заготовки, $D_{СТ}$, г·мм									
	до 1000					1000-2000				
	Подача на оберт, S_0 , мм/об, до									
	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25
	p , МПа V , м/хв									
0,3	$\frac{2,8}{280}$	$\frac{3,0}{275}$	$\frac{3,1}{270}$	$\frac{3,2}{264}$	$\frac{3,3}{260}$	$\frac{2,8}{275}$	$\frac{2,9}{270}$	$\frac{3,1}{266}$	$\frac{3,2}{260}$	$\frac{3,3}{256}$
0,6	$\frac{2,6}{275}$	$\frac{2,8}{270}$	$\frac{2,9}{264}$	$\frac{3,1}{260}$	$\frac{3,2}{257}$	$\frac{2,7}{270}$	$\frac{2,8}{265}$	$\frac{3,0}{260}$	$\frac{3,1}{250}$	$\frac{3,2}{245}$
1,0	$\frac{2,5}{270}$	$\frac{2,6}{264}$	$\frac{2,7}{260}$	$\frac{2,9}{255}$	$\frac{3,0}{253}$	$\frac{2,4}{264}$	$\frac{2,6}{260}$	$\frac{2,7}{255}$	$\frac{2,9}{245}$	$\frac{3,0}{240}$
1,5	$\frac{2,2}{264}$	$\frac{2,4}{257}$	$\frac{2,6}{253}$	$\frac{2,7}{246}$	$\frac{2,9}{242}$	$\frac{2,2}{257}$	$\frac{2,5}{254}$	$\frac{2,6}{250}$	$\frac{2,7}{242}$	$\frac{2,8}{235}$

Продовження таблиці П.1

Глибина різання, мм, до	Статичний дисбаланс оброблюваної заготовки $D_{СТ}$, г·мм									
	2000-3000					3000-4000				
	Подача на оберт, S_0 , мм/об, до									
	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25
	p , МПа V , м/хв									
0,3	$\frac{2,8}{270}$	$\frac{3,0}{267}$	$\frac{3,1}{262}$	$\frac{3,2}{255}$	$\frac{3,4}{246}$	$\frac{2,9}{265}$	$\frac{3,0}{262}$	$\frac{3,1}{255}$	$\frac{3,2}{250}$	$\frac{3,4}{236}$
0,6	$\frac{2,5}{265}$	$\frac{2,7}{260}$	$\frac{3,0}{256}$	$\frac{3,0}{250}$	$\frac{3,2}{240}$	$\frac{2,6}{260}$	$\frac{2,7}{250}$	$\frac{2,9}{240}$	$\frac{3,0}{228}$	$\frac{3,1}{225}$
1,0	$\frac{2,4}{260}$	$\frac{2,6}{255}$	$\frac{2,75}{250}$	$\frac{2,9}{246}$	$\frac{3,0}{235}$	$\frac{2,4}{255}$	$\frac{2,6}{240}$	$\frac{2,8}{235}$	$\frac{2,9}{228}$	$\frac{3,1}{215}$
1,5	$\frac{2,2}{255}$	$\frac{2,4}{248}$	$\frac{2,6}{245}$	$\frac{2,7}{235}$	$\frac{2,9}{230}$	$\frac{2,2}{243}$	$\frac{2,5}{234}$	$\frac{2,6}{228}$	$\frac{2,7}{222}$	$\frac{2,9}{210}$

Продовження таблиці П.1

Глибина різання, мм, до	Статичний дисбаланс оброблюваної заготовки $D_{СТ}$, Г·мм									
	4000-5000					5000-6000				
	Подача на оберт, S_0 , мм/об, до									
	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25
	p , МПа V , м/хв									
0,3	$\frac{2,6}{260}$	$\frac{2,8}{255}$	$\frac{3,0}{240}$	$\frac{3,1}{235}$	$\frac{3,2}{230}$	$\frac{2,7}{250}$	$\frac{2,8}{245}$	$\frac{3,0}{232}$	$\frac{3,1}{226}$	$\frac{3,2}{220}$
0,6	$\frac{2,5}{257}$	$\frac{2,7}{252}$	$\frac{2,8}{236}$	$\frac{3,0}{230}$	$\frac{3,1}{225}$	$\frac{2,5}{245}$	$\frac{2,7}{240}$	$\frac{2,8}{225}$	$\frac{3,0}{220}$	$\frac{3,1}{215}$
1,0	$\frac{2,2}{250}$	$\frac{2,6}{245}$	$\frac{2,7}{230}$	$\frac{2,9}{225}$	$\frac{3,0}{220}$	$\frac{2,4}{240}$	$\frac{2,6}{235}$	$\frac{2,7}{220}$	$\frac{2,9}{215}$	$\frac{3,0}{210}$
1,5	$\frac{2,2}{245}$	$\frac{2,5}{240}$	$\frac{2,6}{225}$	$\frac{2,7}{220}$	$\frac{2,9}{215}$	$\frac{2,2}{235}$	$\frac{2,5}{228}$	$\frac{2,6}{210}$	$\frac{2,7}{208}$	$\frac{2,9}{200}$

Продовження таблиці П.1

Глибина різання, мм, до	Статичний дисбаланс оброблюваної заготовки $D_{СТ}$, Г·мм									
	6000-7000					понад 7000				
	Подача на оберт, S_0 , мм/об, до									
	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25
	p , МПа V , м/хв									
0,3	$\frac{2,8}{240}$	$\frac{2,9}{230}$	$\frac{2,95}{213}$	$\frac{3,1}{200}$	$\frac{3,2}{190}$	$\frac{2,7}{203}$	$\frac{2,8}{190}$	$\frac{3,0}{175}$	$\frac{3,1}{160}$	$\frac{3,3}{150}$
0,6	$\frac{2,6}{232}$	$\frac{2,7}{220}$	$\frac{2,8}{205}$	$\frac{3,0}{192}$	$\frac{3,1}{180}$	$\frac{2,5}{200}$	$\frac{2,7}{185}$	$\frac{2,9}{172}$	$\frac{3,0}{155}$	$\frac{3,1}{145}$
1,0	$\frac{2,4}{223}$	$\frac{2,6}{216}$	$\frac{2,7}{198}$	$\frac{2,9}{190}$	$\frac{3,0}{175}$	$\frac{2,4}{195}$	$\frac{2,6}{180}$	$\frac{2,8}{165}$	$\frac{2,9}{148}$	$\frac{3,0}{135}$
1,5	$\frac{2,2}{215}$	$\frac{2,5}{210}$	$\frac{2,6}{192}$	$\frac{2,7}{185}$	$\frac{2,9}{170}$	$\frac{2,3}{190}$	$\frac{2,5}{178}$	$\frac{2,6}{160}$	$\frac{2,7}{142}$	$\frac{2,9}{130}$

Додаток Р

АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з науково-педагогічної роботи
Чернігівського національного
технологічного університету

д.т.н., проф. В.В.Кальченко

» вересня 2013 р.

АКТ
впровадження результатів дисертаційної роботи Сапона С.П. в
навчальний процес

Члени комісії в складі декана механіко-технологічного факультету Чернігівського національного технологічного університету (ЧНТУ) доц. Рогози О.В., завідувача кафедри технологій машинобудування та деревообробки (ТМД) ЧНТУ, д.т.н., професора Ступи В.І. та завідувача кафедри інтегрованих технологій машинобудування та автомобілів (ІТМА) ЧНТУ, д.т.н., професора Кальченка В.І. склали цей акт в тому, що експериментальний стенд та методики експериментального дослідження показників точності шпиндельного вузла з гідростатичними опорами, розроблені в дисертаційній роботі ст. викладача кафедри ТМД Сапона С.П. на тему «Підвищення точності шпиндельних вузлів на регульованих гідростатичних опорах», використовуються в навчальному процесі Чернігівського національного технологічного університету при викладанні дисципліни «Експериментальні методи досліджень» та підготовці випускних атестаційних робіт магістра спеціальностей 8.05050201 – технології машинобудування та 8.05050301 – металорізальні верстати та системи.

Декан механіко-технологічного факультету ЧНТУ  Рогоза О.В.

Завідувач кафедри ТМД ЧНТУ д.т.н., професор  Ступа В.І.

Завідувач кафедри ІТМА ЧНТУ д.т.н., професор  Кальченко В.І.

ЗАТВЕРДЖУЮ
Проректор з науково-педагогічної
та виховної роботи
Чернігівського національного
технологічного університету



О.О. Новомлинець
« 22 » грудня 2013 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ
Генеральний директор
ТОВ „Український кардан”



В.О. Трейтяк

« 22 » грудня 2013 р.

АКТ впровадження науково-технічної розробки

Ми, що нижче підписалися, заступник виконавчого директора з технічних питань ТОВ „Український кардан” Кондратій С.О., з одного боку та завідувач кафедри технологій машинобудування та деревообробки (ТМД) Чернігівського національного технологічного університету, д.т.н., професор Ступа В.І. з іншого боку склали цей акт в тому, що відповідно до акту прийому-передачі науково-технічних розробок, виконаних в дисертаційній роботі ст. викладача кафедри ТМД Сапона С.П., при модернізації шліфувальної бабки верстата ЗТ161 використано конструкцію регульованого радіального гідростатодинамічного підшипника.

Впровадження даної науково-технічної розробки дозволило підвищити показники точності та швидкохідності торцекруглошліфувального верстата ЗТ161 відповідно в 1,2 та 1,5 рази. Очікуваний річний економічний ефект від впровадження зазначених розробок передбачається отримати в розмірі 16000 грн.

Цей акт не є підставою для взаємних фінансових розрахунків.

Заступник виконавчого директора
з технічних питань ТОВ „Український кардан”

Кондратій С.О.

Завідувач кафедри ТМД ЧНТУ
д.т.н., професор

Ступа В.І.

ЗАТВЕРДЖУЮ



ЗАТВЕРДЖУЮ



АКТ

впровадження науково-технічної розробки

Ми, що нижче підписалися, головний конструктор ТОВ „Екоспецпостач” Беляєв С.В. з одного боку та завідувач кафедри технологій машинобудування та деревообробки (ТМД) Чернігівського національного технологічного університету, д.т.н., професор Стуна В.І. з іншого боку склали цей акт в тому, що відповідно до акту прийому-передачі науково-технічних розробок, виконаних в дисертаційній роботі ст. викладача кафедри ТМД Сапона С.П., при проектуванні опорних вузлів ротора дробарки молоткової АВМ-3000 були використані методика та програмне забезпечення для вибору раціональних експлуатаційних та конструктивних параметрів гідростатичних опор. Зазначені методика та програмне забезпечення, а також конструкція регульованого сегментного гідростатичного підшипника використані при модернізації шпиндельного вузла токарно-гвинторізного верстата 1А616.

Впровадження даних розробок дозволило підвищити показники точності токарно-гвинторізного верстата 1А616 та продуктивність дробарки молоткової АВМ-3000. Очікуваний річний економічний ефект від впровадження зазначених розробок передбачається отримати в розмірі 25000 грн.

Цей акт не є підставою для взаємних фінансових розрахунків.

Головний конструктор
ТОВ „Екоспецпостач”

Беляєв С.В.

Завідувач кафедри ТМД ЧНТУ
д.т.н., професор

Стуна В.І.

Додаток С
ПАТЕНТИ



УКРАЇНА



ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 89288

РЕГУЛЬОВАНИЙ РАДІАЛЬНИЙ ГІДРОСТАТОДИНАМІЧНИЙ ПІДШИВНИК

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі **10.04.2014**.

Голова Державної служби інтелектуальної власності України

М.В. Ковня

