

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

Механіко-машинобудівний інститут

Кафедра «Інтегровані технології машинобудування»

«На правах рукопису»  
УДК 621.91

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри  
В.А.Пасічник  
(підпис)

“ ” \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

**Магістерська дисертація**

на здобуття ступеня магістра

зі спеціальності 133 – Галузеве машинобудування  
(інструментальне виробництво)  
(код і назва)

на тему: Комп'ютерне моделювання забезпечення точності збірного різального інструменту

Виконав (-ла): студент (-ка) 2 курсу, групи МІ-51м  
(шифр групи)

Яковенко Дмитро Васильович

(прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис)

Науковий керівник Зав. кафедри, д.т.н., професор, Пасічник В.А.

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Консультант \_\_\_\_\_

(назва розділу)

(науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

Рецензент \_\_\_\_\_

(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

(підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент \_\_\_\_\_  
(підпис)

Київ – 2018 року

**Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут  
імені Ігоря Сікорського»**

Інститут (факультет) ) Механіко-машинобудівний

Кафедра «Інтегровані технології машинобудування»

Рівень вищої освіти – другий (магістерський)

Спеціальність 8.05050302 Інструментальне виробництво

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Завідувач кафедри  
\_\_\_\_\_ В.А.Пасічник  
(підпис)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

**ЗАВДАННЯ**  
**на магістерську дисертацію студенту**  
**Яковенко Дмитро Васильович**  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації Комп'ютерне моделювання забезпечення точності збірного різального інструменту \_\_\_\_\_

науковий керівник дисертації Пасічник В.А., д.т.н. професор  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ р. № \_\_\_\_\_

2. Термін подання студентом дисертації \_\_\_\_\_

3. Об'єкт дослідження Вплив допусків та відхилень компонентів збірки на характеристики точності збірного різального інструменту. \_\_\_\_\_

4. Предмет дослідження Варіативна імітація складання збірки різального інструменту. \_\_\_\_\_

5. Перелік завдань, які потрібно розробити Провести аналіз існуючих підходів до забезпечення точності на етапі проектування та за результатами порівняння систем автоматизованого моделювання забезпечення точності обрати програмне забезпечення для проведення дослідження точності складання збірного інструмента. З використанням функціональних

можливостей програмного забезпечення для статистичного моделювання тривимірних розмірних ланцюгів запропонувати алгоритм дослідження характеристик точності, що враховує особливості збірної різального інструмента. Побудувати тривимірну модель збірки згідно з запропонованим деревом. Використовуючи запропонований алгоритм побудови дослідити комп'ютерну модель різального інструменту. Навести рекомендації по оптимізації допусків та відхилень компонентів збірки згідно з результатами аналізу.

6. Орієнтовний перелік ілюстративного матеріалу підготовка презентації обсягом 20 слайдів.

7. Орієнтовний перелік публікацій 2 теми доповіді на наукових конференціях за темою дослідження.

8. Консультанти розділів дисертації\*

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

9. Дата видачі завдання 1.09.2016 р.

#### Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
	Стан і перспективи застосування аналітичних методів моделювання точності збірних різальних інструментів	1.01.2017	
	Теоретичні основи підготовки тривимірних геометричних елементів та збірок до проведення розмірного аналізу	11.8.2018	
	Побудова моделі дослідження та аналіз отриманих результатів	11.9.2018	
	Підготовка презентації, оформлення роботи	25.11.2018	

Студент

\_\_\_\_\_ (підпис)

Д.В. Яковенко

(ініціали, прізвище)

Науковий керівник дисертації

\_\_\_\_\_ (підпис)

В.А. Пасічник

(ініціали, прізвище)

\* Консультантом не може бути зазначено наукового керівника магістерської дисертації.

## АНОТАЦІЯ

### **Яковенко Д.В. Комп'ютерне моделювання забезпечення точності збірної різального інструменту**

Дисертація на здобуття наукового ступеня магістра за спеціальністю 8.05050302 – інструментальне виробництво. – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського». – Київ, 2018

На основі аналізу сучасних методів забезпечення точності збірок на етапі конструювання різальних інструментів було обрано метод статистичних досліджень, який базується на використанні методики Монте-Карло. Виходячи з результатів порівняльного аналізу систем автоматизованого розрахунку розмірних ланцюгів, було обрано модуль розрахунку 3DCS, та систему автоматизованого проектування CATIA V5, в яку інтегрується даний модуль. Розроблена методика підготовки моделі різального інструменту для дослідження в середовищі проектування. За її допомогою було проведено дослідження характеристик точності збірної різального інструмента. З огляду на конструктивні особливості збірки, було визначено структуру дерева збірки та кінематичні рухи складання. Проведено обробку та аналіз результатів дослідження. Визначено вплив допусків компонентів збірки на зміну діаметра, радіального та торцевого биття досліджуваного інструмента. Запропоновано рекомендації щодо оптимізації допусків та відхилень компонентів збірки.

**Ключові слова:** різальний інструмент, допуски, параметри точності, розмірний аналіз, статистичне моделювання.

## ANNOTATION

**Yakovenko D.V. Computer modelling of assembled cutting tool ensuring accuracy.**

Thesis for a Master's Degree in specialty 8.05050302 – tool production – National Technical University of Ukraine “Kiev Polytechnic Institute of Igor Sikorsky's Name” – Kiev, 2018

On the basis of the analysis of modern methods of assuring the accuracy of assemblies at the stage of the design of cutting tools, a method of statistical research was chosen which is based on the use of the Monte Carlo method. On the grounds of the results of the comparative analysis of automated calculations of dimensional chains, was selected the 3DCS calculation module and the CATIA V5 automated design system, in which this module is integrated. The method of preparing a model of a cutting tool for research in the design environment was developed. With its help, conducted the research of the characteristics of the assembly cutting tool accuracy. Considering the structural features of the assembly, were determined the structure of the assembly tree and the kinematic assembly patterns. The processing and analysis of the research results were carried out. Were determined the influence of the tolerances of assembly components on the change of diameter, radial and face runout of the investigated instrument. Were suggested recommendations for optimization of tolerances and deviations of the assembly components.

**Keywords:** cutting tool, tolerances, parameters of accuracy, tolerancing analysis, statistical simulation.

## **РЕФЕРАТ**

### **Актуальність теми**

Застосування сучасних підходів розмірного аналізу для забезпечення точності ключових параметрів збірного різального інструменту. Результати, отримані під час дослідження дають змогу оцінити вплив назначених допусків та відхилень компонентів на точність збірки.

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

Магістерська дисертація виконана на кафедрі інтегрованих технологій машинобудування Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» у відповідності з тематичним планом науково-дослідних робіт.

### **Мета дослідження.**

Забезпечення точності збірного різального інструмента шляхом оптимізації допусків та відхилень компонентів збірки на етапі конструювання.

### **Задачі дослідження:**

1. Провести аналіз існуючих підходів до забезпечення точності на етапі проектування та за результатами порівняння систем автоматизованого моделювання забезпечення точності оброти програмне забезпечення для проведення дослідження точності складання збірного різального інструменту.
2. З використанням функціональних можливостей програмного

забезпечення для статистичного моделювання тривимірних розмірних ланцюгів запропонувати алгоритм дослідження характеристик точності, що враховує особливості збірної різального інструмента.

3. Побудувати тривимірну модель збірки згідно з запропонованим деревом. Використовуючи запропонований алгоритм побудови дослідити комп'ютерну модель різального інструмента. Навести рекомендації по оптимізації допусків та відхилень компонентів збірки згідно з результатами аналізу.

**Об'єкт дослідження** - вплив допусків та відхилень компонентів збірки на характеристики точності збірної інструмента.

**Предмет дослідження** - варіативна імітація складання збірки різального інструмента.

**Методи дослідження.**

Теорія проектування інструмента, аналітична геометрія, комп'ютерне моделювання, статистичне моделювання, метод Монте-Карло.

**Наукова новизна отриманих результатів**

Вперше задача забезпечення точності збірної різального інструмента вирішена на базі методів статистичного комп'ютерного моделювання, що дозволило визначити шляхи оптимізації допусків та

відхилень компонентів збірного різального інструменту на етапі конструювання.

### **Практичне значення**

Розроблена методика та алгоритм побудови комп'ютерної моделі різального інструменту, придатної для моделювання точності збірки. Наведено рекомендації по оптимізації допусків та відхилень компонентів збірки.

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	4
Розділ 1. Стан і перспективи застосування аналітичних методів моделювання точності збірних різальних інструментів .....	6
1.1. Питання стандартизації допусків на елементи розмірних ланцюгів	6
1.2. Особливості визначення й аналізу розмірних ланцюгів.....	13
1.3. Програмне забезпечення для аналізу просторових розмірних ланцюгів .....	19
Висновок .....	27
Розділ 2. Теоретичні основи підготовки тривимірних геометричних елементів та збірок до проведення розмірного аналізу .....	28
2.1 Представлення геометричних допусків в середовищі CAD проектування.....	30
2.2 Зчитування варіацій від впливу геометричних допусків.....	35
2.3 Результат розмірного аналізу .....	39
2.3.1 Моделювання методом Монте-Карло.....	40
2.3.2 Аналіз чутливості.....	44
Висновок .....	46
Розділ 3. Побудова моделі дослідження та аналіз отриманих результатів .....	49
3.1 Визначення досліджуваних параметрів .....	49
3.2 Побудова моделі збірки для дослідження геометричних параметрів .....	50

3.2.1	Визначити число, місцеположення, номінальні та збиральні специфікації об'єктів збірки та вимірів, які необхідно проаналізувати..	50
3.2.2	Визначити кількість збірок, та компонентів збірок .....	51
3.2.3	Визначення допусків на компоненти збірки .....	53
3.2.4	Визначення вимірювань .....	56
3.3	Аналіз результатів дослідження .....	63
3.4.1	Аналіз результатів дослідження зовнішнього діаметра фрези .....	63
3.4.1	Аналіз результатів дослідження повного радіального биття	65
3.4.1	Аналіз результатів дослідження повного торцевого биття ..	66
	Висновок .....	67
	Загальні висновки.....	68
	Список використаних джерел.....	70
	Додатки .....	75
	Додаток А. Реалізація запропонованого дерева побудови збірки, реалізована в середовищі САПР CATIA V5-V6 .....	76
	Додаток Б. Тривимірні моделі компонентів збірок з назначеними допусками та відхиленнями, побудовані в середовищі САПР CATIA V5-V6 .....	77
	Додаток В. Дерево збірки в середовищі модуля 3DCS.....	80
	Додаток Г. Діалогове вікно побудови кінематичних рухів в середовищі модуля 3DCS .....	81
	Додаток Д. Результати дослідження вимірювань.....	82
	Додаток Е. Матеріали презентації.....	90

## ВСТУП

Постійне підвищення складності геометричних характеристик виробів збільшує вплив розмірного аналізу на процес конструювання та вибору технологічних операцій виготовлення виробів. Ігнорування чи не глибоке проведення розмірного аналізу призводить до виготовлення невідповідних геометричних параметрів деталей, що були описані в конструкторській документації. Невідповідність отриманої геометрії виробів ускладнює та підвищує вартість процесу складання збірки, що може негативно вплинути на якість всього кінцевого продукту, що в свою чергу знижує його конкуренцію на ринку.

Під час процесу виготовлення будь яких виробів, в тому числі різальних інструментів, майже не можливо точно відтворити їх геометрію, яка була описана в кресленні та тривимірній моделі. В процесі обробки заготовки, на кожному з етапів технологічного процесу виготовлення деталі, отримана геометрія виконана з деякою варіацією допуску, який був попередньо назначений під час розробки технологічного плану. Різні технологічні процеси “виробляють” варіацію, які можуть мати негативний вплив на точність готового виробу. Відмінність в розмірах виготовлених деталей можна описати як відхилення, що по’язані з розміром, розташуванням чи орієнтацією. Різні варіанти отриманих розмірів є прямим результатом багатьох аспектів виробництва, неврахування яких ускладнює прогнозування якості кінцевого продукту та підвищує економічні витрати.

В якості фундаментальних робіт, зв’язаних з розрахунками точності виробу в першу чергу слід назвати праці Б.С. Балакшина, П.Ф. Дунаєва, Б.М. Базрова.

Інженер-конструктор описує, як забезпечити високу точність виготовлення деталі. Тепер, коли роль геометричних та статистичних допусків

в процесах проектування нових виробів значно зростає, необхідно використовувати статистичні методи для аналізу геометричних допусків.

Для дослідження впливу різних варіантів отриманих розмірів використовують спеціальні модулі, які інтегровано в системи автоматизованого проектування: SolidWorks, Creo Elements, NX(Unigraphics), CATIA та ін.

# РОЗДІЛ 1. СТАН І ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ АНАЛІТИЧНИХ МЕТОДІВ МОДЕЛЮВАННЯ ТОЧНОСТІ ЗБІРНИХ РІЗАЛЬНИХ ІНСТРУМЕНТІВ

## *1.1. Питання стандартизації допусків на елементи розмірних ланцюгів*

Розмірним ланцюгом називається сукупність розмірів, що безпосередньо беруть участь у розв'язанні поставленої задачі і утворюють замкнений контур [1]. Розмірний ланцюг – це замкнений ланцюг розмірів, які визначають точність відносного розташування осей та поверхонь однієї деталі або декількох деталей в збірному з'єднанні. Будь-який розмірний ланцюг містить одну вихідну чи замикаючу ланку. Всі інші ланки ланцюгу – складові ланки.

Розмірні ланцюги класифікуються за наступними ознаками:

1. **За сферою застосування:** *конструкторські, технологічні, вимірювальні;*
2. **За місцем у виробі:** *детальні* – визначають точність відносного положення поверхонь або осей окремої деталі; *складальні* – визначають точність відносного положення поверхонь або осей деталей, які входять до складальної одиниці;
3. **За розташуванням ланок:** *лінійні* – ланки ланцюга є лінійними розмірами і розташовані на паралельних прямих; *кутові* – ланки ланцюга є кутовими розмірами, відхилення яких можуть задаватися у лінійних величинах, віднесених до умовної довжини, або в градусах; *плоскі* – ланки ланцюга розташовані довільно в одній або кількох паралельних площинах; *просторові* – ланки ланцюга розташовані довільно в просторі;
4. **За характером ланок:** *скалярні* – усі ланки є скалярними величинами; *векторні* – усі ланки є векторними величинами; *комбіновані* – частина складових ланок розмірного ланцюга – векторні величини, інші- скалярні;

5. **За характером взаємних зв'язків:** *незалежні* – розмірні ланцюги, які не мають спільних ланок; *паралельно зв'язані* – розмірні ланцюги, які мають хоча б одну спільну ланку; *послідовно зв'язані* – розмірні ланцюги, у яких кожний наступний має одну спільну базу з попереднім; *комбіновано зв'язані* – розмірні ланцюги, які мають спільні ланки та спільні бази.

Розміри деталей, як і самі деталі, в зібраному виробі взаємозв'язані. Ці взаємозв'язки зображують розмірними зв'язками, які утворюють конструкторські розмірні ланцюги.

За допомогою *теорії розмірних ланцюгів* розв'язують такі конструкторські, технологічні та метрологічні задачі [2] як, встановлення геометричних і кінематичних зав'язків між розмірами деталей; розрахунок номінальних значень, відхилень та допусків розмірів ланцюгів; розрахунок норм точності та розробка технічних умов на машини та її складові частини; аналіз правильності проставлених розмірів і відхилень на робочих кресленнях деталей; розрахунок міжопераційних розмірів, припусків і допусків, перерахунок конструкторських розмірів на технологічні операції (вибір варіанту базування); обґрунтування послідовності технологічних операцій при виготовленні та складанні виробів; обґрунтування і розрахунок необхідної точності пристроїв; вибір засобів і методів вимірювання, розрахунок точності вимірювань.

При розрахунку розмірного ланцюгу вирішується задача одного з наступних видів [3]:

1. **Пряма задача (задача аналізу).** По заданому номінальному розміру, допуску та граничним відхиленням вихідної ланки необхідно визначити номінальні розміри, допуски та граничні відхилення складових ланок [38]. На рис. 1.1 зображено приклад задачі розмірного аналізу;

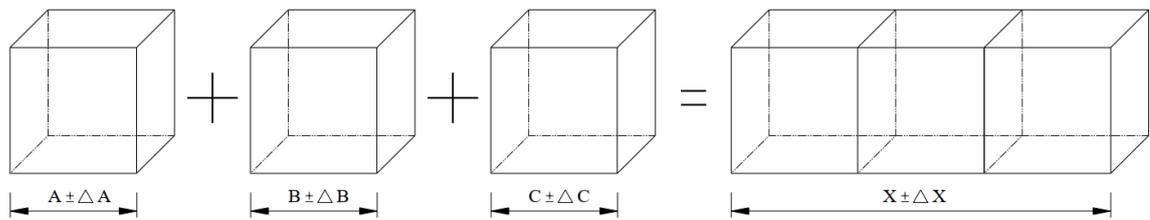


Рисунок 1.1 – Приклад зображення задачі розмірного аналізу

2. **Обернена задача (задача синтезу).** По заданим допускам, розмірам та граничним відхиленням складових ланок розмірного ланцюгу необхідно визначити номінальний розмір, допуск та граничне відхилення замикаючої ланки [38]. На рис. 1.2 зображено приклад задачі розмірного синтезу.

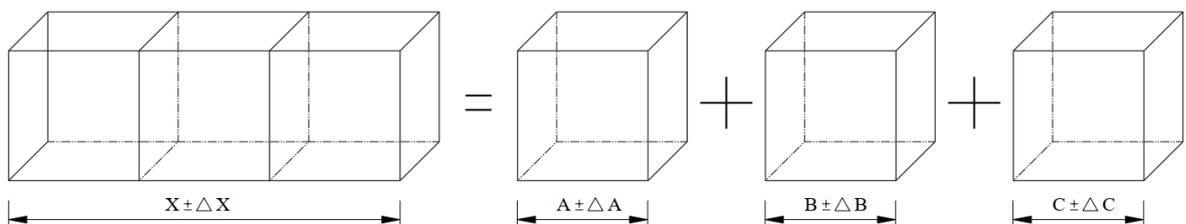


Рисунок 1.2 – Приклад задачі розмірного синтезу

### Методи досягнення заданої точності

Існує п'ять методів досягнення заданої точності вихідної ланки [4]:

1. метод повної взаємозамінності;
2. метод не повної взаємозамінності;
3. метод групової взаємозамінності (селективного складання);
4. метод пригонки;
5. метод регулювання.

При проведенні розмірного аналізу для досягання правильного співвідношення взаємозв'язаних розмірів та визначення допусків широко використовується теорія розмірних ланцюгів, що була створена Б. С. Балакшиним [2]. Детально теорія була описана в довіднику під редакцією В. Д. Мягкова [5]. Тут

наведені основні поняття, терміни, визначення та позначення, задачі, що вирішуються за допомогою розмірних ланцюгів, наведені методи розрахунку розмірних ланцюгів. Основне рівняння розмірного ланцюгу має вигляд:

$$\xi_1 A_1 + \xi_2 A_2 + \dots + \xi_{m+n} A_{m+n} = 0,$$

де  $A_1, A_2, \dots, A_{m+n}$  – номінальні значення всіх ланок розмірного ланцюга;  $\xi_1, \xi_2, \xi_{m+n}$  – передаточні відношення (коефіцієнти, що характеризують розташування ланок за величиною та напрямом).

При найбільш загальному випадку (просторовий розмірний ланцюг):

$$\xi_i = \frac{\partial A_\Sigma}{\partial A_i},$$

де  $i = 1, 2, \dots, m+n$ .

### **Метод повної взаємозамінності**

При проведенні розрахунків методом повної взаємозамінності (метод досягання точності) деталі з'єднуються між собою без пригонки, регулювання та підбору [5]. При будь-якому поєднанні розмірів деталей, виготовлених в границях розрахованих допусків, автоматично забезпечується необхідна точність замикаючої ланки. Забезпечується простота та економічність збірки, можливість організації потокового складання, значно розширює можливого кооперування підприємств, простота виготовлення запасних частин, можливість вибіркового контролю. Областю використання є великосерійне та масове виробництва, при малому допуску замикаючої ланки та невеликій кількості складових ланок розмірного ланцюгу.

Основним недоліком методу є те, що складові ланки виходять меншими, ніж при використанні інших методів, що може виявитися неекономічним.

Якщо точність замикаючої ланки розмірного ланцюга досягається методом повної взаємозамінності, то використовується розрахунок розмірних ланцюгів за методом максимуму-мінімуму.

### **Метод неповної взаємозамінності**

При розрахунках методом неповної взаємозамінності деталі з'єднуються без пригонки, регулювання та підбору [5]. При цьому у невеликої завчасно прийнятої кількості виробів значення замикаючих ланок можуть вийти за встановлені границі. Областю використання є серійне і масове виробництва при умові малого допуску на замикаючу ланку і відносно великій кількості складових ланок.

Якщо точність замикаючої ланки розмірного ланцюга досягається методом неповної взаємозамінності, то використовується розрахунок розмірних ланцюгів за допомогою ймовірнісного методу.

### **Метод групової взаємозамінності**

Деталі з'єднуються без пригонки та регулювання. Розрахункове значення допуску складової ланки збільшується в декілька разів до економічно прийняттого виробничого допуску [5]. Після виготовлення деталі сортують по дійсним розмірам на групи в границях розрахованого допуску і складаються по відповідним групам по методу повної взаємозамінності. Розрахунок розмірних ланцюгів за методом групової взаємозамінності може проводитися за методом максимуму-мінімуму або імовірнісним методом. Забезпечується можливість досягнення високої точності замикаючої ланки при доцільних допусках складових ланок.

### **Метод пригонки**

Необхідна точність досягається за рахунок пригонки завчасно назначеної деталі-компенсатора, на яку при механічній обробці від збірку назначають певний припуск [5].

Забезпечується можливість досягнення високої точності замикаючої ланки при економічно доцільних виробничих допусках на складові ланки.

Розрахунок розмірних ланцюгів при методі пригонки може проводитися за методом максимуму-мінімуму або імовірнісним методом. Розрахунок включає вибір однієї зі складових ланок в якості компенсуючої, для подальшої її зміни при складанні шляхом додаткової механічної обробки. Допуск на пригін компенсатора не повинен перевищувати заданий допуск замикаючої ланки.

### **Метод регулювання**

Необхідна точність досягається за рахунок зміни компенсуючої ланки за допомогою спеціальних компенсаторів з безперервним або періодичним переміщенням деталей або підбором останніх [5]. Забезпечується можливість регулювання останньої ланки не тільки при складанні, але і під час експлуатації, а також можливість забезпечення автоматичного регулювання точності.

Розрахунок розмірних ланцюгів при використанні методу регулювання може проводитися за методом максимуму-мінімуму або імовірнісним методом. При цьому одна з складових ланок вибирається компенсуючою для подальшого її підбору при складанні з метою забезпечення необхідної точності і заданих граничних відхилень останньої ланки.

В якості нерухомих компенсаторів застосовують комплекти деталей - змінних кілець, втулок, шайб і т.і., що підбираються при складанні, або набори прокладок однакової або різної товщини, кількість груп яких визначається необхідною компенсацією. Різниця розмірів сусідніх ступенів компенсуючих деталей не повинна перевищувати допуску замикаючої ланки, і товщина прокладки в наборі також повинна бути менше допуску замикаючої ланки.

Порівняльний аналіз методів отримання заданої точності зведено у таблицю 1.1.

Таблиця 1.1. – Детальний огляд методів забезпечення точності

Назва методу	Область використання	Переваги методу	Недоліки методу
Метод повної взаємозамінності	Крупносерійне та масове виробництва, при малому допуску замикаючої ланки та невеликій кількості складових ланок розмірного ланцюгу; для виробів, компоненти яких складаються на заводах-автоматах	Простота розрахунків; можливість ширшого кооперування заводів при виготовленні виробів, їх вузлів та деталей; можливість точно нормувати техпроцес в часі, що дає можливість виконувати складання поточним або автоматичним методом; при заміні компонентів виробів виконується без додаткових пригонювальних робіт	Складові ланки виходять меншими, ніж при використанні інших методів, що може виявитися не економічним.
Метод неповної взаємозамінності	Серійне та масове виробництва-при високій точності замикаючої ланки та відносно великій кількості складових ланок	Простота та економічність процесу складання без виконання пригонювальних та регулюючих робіт; спрощення організації потокового складання та її автоматизації; забезпечення запасними компонентами; вища економічність за рахунок розширення полів допусків.	Додаткові витрати на перевірку та сортування деталей; ускладнення автоматичного складання і зберігання деталей до складання
Метод групової взаємозамінності (селективного складання)	Доцільно використовувати в крупносерійному(сортуються за допомогою калібрів) та масовому виробництві(сортуються за допомогою автоматів) для з'єднань високої точності	Можливість досягання високої точності замикаючої ланки при економічно обґрунтованих виробничих допусках розмірів складових ланок	Не досягається повна взаємозамінність; додаткові витрати на сортування деталей; ускладнення складання та зберігання деталей до складання; ускладнення постачання запасними компонентами; похибки форми, розташування і шорсткості поверхонь повинні відповідати заданому вихідному або груповому допуску.

## 1.2. Особливості визначення й аналізу розмірних ланцюгів

В [6] було сформовано визначення розмірного аналізу: “один аналіз, здатний описати кумулятивний ефект варіації, зазвичай називають накопиченням варіацій (accumulation of variation), накопиченням помилок (accumulation of error), відповідністним аналізом (stack-up analysis) або аналіз допустимих відхилень (tolerance analysis)”. Накопичувальний ефект варіацій, або ж кумулятивний ефект, починає накопичуватися починаючи з першого технологічного процесу виготовлення елемента, і продовжує існувати на протязі всього циклу жаття елемента, створюючи таким чином ланцюг накопичених варіацій. Аналіз допустимих відхилень (tolerance analysis) є загальним терміном у галузі машинобудівного виробництва та спрямований на зменшення дефектів кінцевого виробу, а також на покращення якості виробу, шляхом зменшення варіацій кінцевого виробу. Задачею проведення аналізу допустимих відхилень полягає в прогнозуванні впливу зміни виробничих процесів на продуктивність виробництва та вартість кінцевого виробу [7].

Розглянемо методи за допомогою яких проводять розмірний аналіз [8].

**1. Метод мінімуму-максимуму або worst-case method [9].** При розрахунку методом враховуються тільки граничні відхилення складових ланок. В результаті розмір замикаючої ланки буде максимальним або мінімальним, ймовірність чого мала. Розрахунок розмірних ланцюгів методом максимуму-мінімуму виконується за наступними рівняннями:

$$\Delta_{c\Sigma} = \sum^m \Delta_{cзб} - \sum^m \Delta_{cзм},$$

$$T_{\Sigma} = \sum^{m+n} T_i,$$

де  $\Delta_{c\Sigma}$  – середнє відхилення поля допуску замикаючої ланки ланцюга;  
 $\Delta_{cзб}$ ,  $\Delta_{cзм}$  – середнє відхилення полів допусків збільшуючих і зменшуючих ланок;  
 $T_{\Sigma}$  – допуск замикаючої ланки,  $T_i$  – допуск і-ої складової ланки розмірного ланцюга.

**Недоліки метода:** призводить до великих запасам точності, і отримані розрахункові значення допусків часто не відповідають дійсним: якщо виходити з допуску замикаючої ланки, то допуски складових ланцюгів виходять жорсткішими, якщо виходити з допусків на складові ланки, тоді розрахований допуск вихідної ланки виходить більше заданого [10].

**Переваги метода:** простота, наочність, невелика трудомісткість розрахунків, повна гарантію від браку через неточність замикаючої ланки.

**2. Ймовірнісний метод розрахунку розмірного ланцюга.** В зарубіжній літературі має назву **Statistical tolerance analysis Root Sum Square (RSS) method**. Метод характеризує граничні відхилення кожної частини як статистичного розподілу [11]. Проте, статистична модель виявляється не привабливою для дизайнерів, оскільки існує невелика ймовірність виникнення дефектної зони [12]. Сутність метода полягає в тому, що деталі виготовляють з широкими допусками, вигідними з точки зору економічності, але це не гарантує отримання призначених відхилень замикаючої ланки. Допуски на складові ланки встановлюють з урахуванням розсіяння розмірів, тобто на основі законів теорії ймовірності. Проте, статистична модель виявляється не привабливою для дизайнерів, оскільки існує невелика ймовірність виникнення дефектної зони [13].

При ймовірнісному методі:

$$\Delta_{c\Sigma} + \alpha_{\Sigma} \frac{T_{\Sigma}}{2} = \sum^m (\Delta_{cзб} + \alpha_{зб} \frac{T_{зб}}{2}) - \sum^n (\Delta_{cзм} + \alpha_{зм} \frac{T_{зм}}{2}),$$

$$T_{\Sigma} = \frac{1}{\lambda_{\Sigma}} \sqrt{\sum_1^{m+n} \lambda_1^2 T_1^2},$$

де  $\alpha_{\Sigma}, \alpha_1$  – коефіцієнти відносної асиметрії замикаючої та і-ої складової ланки відповідно (величина неспівпадання математичного очікування розміру чи його відхилень з серединою поля допуску), виражена в долях половини поля допуску (розсіяння);  $\lambda_{\Sigma}, \lambda_i$  – коефіцієнт відносного розсіювання замикаючої та і-ої складової ланки відповідно (середнє квадратичне відхилення).

Під час проведення практичних розрахунків розмірних ланцюгів найбільш часто використовують нормальний закон розподілення (закон Гауса,  $\lambda_i = 1$ ), закон рівної вірогідності ( $\lambda_i = \sqrt{3}$ ) та закон трикутника Сімпсона ( $\lambda_i = \frac{\sqrt{6}}{2}$ ).

**Переваги:** RSS метод є більш економічно обґрунтованим, оскільки він не вимагає жорстких допусків для кожного окремого компонента.

**Недоліки:** статистичні допуски можуть бути використані для збільшення допусків на складові частини, що може зменшити виробничі витрати, але може бути використано тільки тоді коли буде використовуватися статистичний контроль [10].

**3. Метод Монте-Карло (Метод статистичних випробувань).** Метод ітераційної оцінки детерміністичної моделі з використанням випадкових чисел як вихідних даних [13]. Випадкові числа залежать від типу статистичного розподілу, який описує їх. Випадково генеруються значення що об'єднані через функцію збірки з метою, визначення ряду значень для варіацій збірки [7]. За результатами розрахунків визначають математичне очікування та інші параметри, на основі яких назначають номінальне, найбільше та найменше граничне значення замикаючої ланки. Метод Монте-Карло

виявився корисним інструментом у застосуванні, що пов'язано з невизначеністю через його невисоку складність та здатність моделювати явища зі значною невизначеністю вихідних даних [14].

Генерування випадкових чисел – це процедура, яка генерує нескінченний потік випадкових величин, незалежних та однаково розподілених, у відповідності деякому розподіленню ймовірності [15]:

$X_1, X_2, \dots, X_n \dots \sim Dist$ . Генеровані значення використовуються в функції, яка

описує збірку, (наприклад функція збірки має вигляд  $y = f(X_1, \dots, X_n)$ ) щоб визначити серію значень варіацій збірки. Ця процедура повторюється  $N$  разів.

В результаті маємо випадкові вибірки для функції збірки. Слід зазначити, що точність цього аналізу має пропорційний характер  $\sqrt{N}$ , тому чим більше чисел, тим краще точність [16]. Алгоритм проведення симуляції методом Монте – Карло [17]:

1. Генерація випадкових чисел  $x_1, x_2, \dots, x_{(n-1)}$  з певним середнім значенням ( $\mu$ ) та стандартним відхиленням ( $\sigma$ ).
2. Ввід випадкових чисел в математичну модель  $f(x)$ .
3. Обчислити вихідні дані та провести аналіз отриманих результатів.

**Переваги:** дає більш точні оцінки, ніж три попередні методи. Через специфіку симуляції даних, моделювання методом Монте-Карло може створити графіки з різними результатами. Користувач може бачити які вхідні дані як впливають на можливі варіанти.

**Недоліки:** Метод Монте-Карло повністю залежить від точності моделі – якщо модель містить не відповідності, вона буде задовольняти іншим умовам, ніж очікувалося.

**4. Метод векторної петлі (Vector-loop Tolerance Models).** Векторні петлі можуть бути використані для моделювання виготовлених збірок [18]. На

рис. 1.3 показано приклад двомірного з'єднання, описаного трьома векторними петлями.

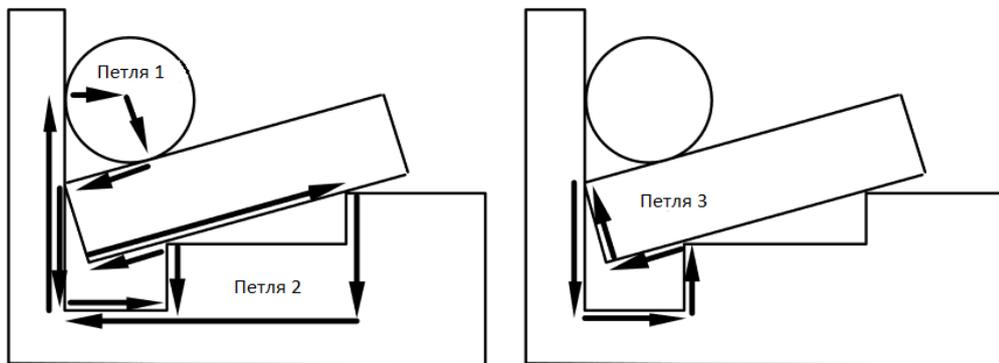


Рисунок 1.3. – Векторна петля для збірки

Метод математично встановлює, як виготовляються довжини та кути кожного компонента збірки для правильного складання. Векторні петлі можуть відобразити варіації розмірів, форми та кінематики. Векторна петля має бути замкненою, тобто початок векторної петлі має таке ж положення та орієнтацію що і кінець петлі. Замикання петлі є математичним еквівалентом з'єднання компонентів збірки з відсутністю зазорів між компонентами збірки. Умова замикання петлі може бути записана як система нелінійних рівнянь:

$$h(x, u) = 0,$$

де  $h$  – система рівнянь петлі;  $x$  – являє собою набір векторів, що представляють виготовлені розміри компонентів;  $u$  – являє собою набір векторів, що представляють невідомі довжини та кути збірки. Невідомі довжини і кути – це кінематичні розміри збірки, які змінюються як функція розмірів компонента.

### 5. Ряд Тейлора, також відомий як Лінеаризований метод.

Якщо функція реакції збірки має нелінійний характер, тоді RSS метод може привести до серйозних помилок. Цей метод базується на методі

векторної петлі. Суть методу полягає в тому, що нелінійні рівняння векторної петлі лінеаризуються для аналізу. Лінеаризовані рівняння визначають, як невеликі зміни розмірів компонента, форми та контакту впливають на збірку. Використовуючи цей метод необхідно проаналізувати тільки один компонент, що входить в векторну петлю. Лінійний аналіз швидкий і дозволяє розподілити допуски на етапах проектування. Однак він обмежений нормальним розподілами компонентів і не може бути застосована до нестандартних розподілів збірки. В такому випадку застосовують розширене наближення Тейлора. Ряд Тейлор дає кількісну оцінку похибки, використовуючи це наближення [20]. Метою ряду Тейлора є лінеаризація рівняння за допомогою [19]:

$$dh_i = \sum_{j=1}^n \frac{\partial h}{\partial x_j} dx_j + \sum_{j=1}^m \frac{\partial h_j}{\partial u_j} du_j = 0,$$

де  $dx_j$  – визначені допуски розміру компонентів;  $du_j$  – результуючі варіації в залежних розмірах збірки;  $h_i$  – система рівнянь циклу(петлі).

Цей вираз подається і у векторній формі для матриці:

$$\begin{aligned} [A]\{dx\} + [B]\{du\} &= \{0\}, \\ \{du\} &= -[B^{-1}][A]\{dx\} \end{aligned}$$

Матриця записана для збірки дасть чутливість розмірів залежного з'єднання від розміру компонентів. Отже стандартне відхилення може бути розраховане як:

$$du_i = \sqrt{\sum_{j=1}^n \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} dx_j \right)^2}$$

**Переваги:** Оцінка помилок з RSS методу. Коли допуски малі в порівнянні з номінальним розміром, в порядку від 1/100 до 1/1000, даний метод дає відмінні результати. [21]

**Недоліки:** проблеми при обчисленні часткових похідних. Для нелінеаризованих збірок з нестандартним розподілом лінеаризований метод втрачає точність.

### ***1.3. Програмне забезпечення для аналізу просторових розмірних ланцюгів***

Постійне підвищення складності геометричних характеристик виробів збільшує вплив розмірного аналізу на процес конструювання та вибору технологічних операцій виготовлення виробів. Ігнорування чи не глибоке проведення розмірного аналізу призводить до виготовлення невідповідних геометричних параметрів деталей, що були описані в конструкторській документації. Невідповідність отриманої геометрії виробів ускладнює та підвищує вартість процесу складання збірки, що може негативно вплинути на якість всього кінцевого продукту, що в свою чергу знижує його конкуренцію на ринку [34].

Під час процесу виготовлення деталі майже не можливо точно відтворити її геометрію, яка була описана в кресленні та специфікації. В процесі обробки заготовки, на кожному з етапів технологічного процесу виготовлення деталі, отримана геометрія виконана з деякою варіацією допуску, який був попередньо назначений під час розробки технологічного плану. Різні технологічні процеси “виробляють” варіацію, які можуть мати негативний вплив на точність готового виробу. Відмінність в розмірах виготовлених деталей можна описати як відхилення, що по’язані з розміром, розташуванням чи орієнтацією. Різні варіанти отриманих розмірів є прямим результатом багатьох аспектів виробництва, серед яких: базування заготовки в пристосуванні, зношення різального інструменту в процесі обробки і т. д. Варіації розмірів прийнятні, якщо вони знаходяться в допустимих межах. Критичним аспектом допусків є величина допустимих меж: чим ширша межа допусків, тим легше виготовлення, а вартість виробництва нижча і навпаки

[35]. З інженерної точки зору межі допуску – це на скільки реальна отримана на виробництві геометрія може відхилитися від номінальної, описаної в кресленні та специфікації.

Неправильно встановлені допуски є основною причиною, яка призводить до отримання одержання невірних геометричних характеристик на виробництві та погіршення функціональності виробу [35]. Для вирішення цієї проблеми було створено мову символів GD&T, яка дозволяє передати геометричні вимоги до виробу більш точно, спираючись на принципи «виконання функцій виробу» та на «зв'язок взаємовідносин» [36]. Мета мови символів полягає в описанні геометрії виробів і те, як вони зв'язані з іншими функціональними виробами чи збірками та забезпечення однорідності інтерпретації тлумачення технічних вимог та креслень [31, 37]. Інженер-конструктор описує, як забезпечити високу точність виготовлення деталі.

Тепер, коли роль геометричних та статистичних допусків в процесах проектування нових виробів значно зросла, необхідно використовувати програмні продукти, які дають змогу проводити розмірний аналіз з використанням статистичних методів аналізу геометричних допусків. Ефективне виконання конструкторських, виробничих та інспекційних заходів залежить від широкого застосування комп'ютерних інструментів для моделювання та аналізу деталей та збірок, а також моделювання процесів виробництва та складання. Проте геометричні відхилення елементів рідко повністю розглядаються більшістю цих інструментів, навіть якщо вони сильно впливають на функціональність, якість і вартість виробів. Для того, щоб аналізувати геометричні відхилення вже під час проектування деталей, розроблені інструменти САТ (*Computer-Aided Tolerancing*). Ці інструменти дозволяють вирішувати різні завдання у сфері управління геометричними варіаціями, таких як уточнення допустимих відхилень, розмірний аналіз, розмірний синтез. Комп'ютерний аналіз допустимих відхилень отримав значну увагу дослідників, оскільки прогнозування наслідків від використання геометричних відхилень від якості продукції без побудови фізичних

прототипів є ключовим питанням при розробці та виготовленні високоякісної продукції.

В модулі «**Расчет размерных цепей**» програмного продукту AutoCAD [22], для розрахунку лінійних розмірних ланцюгів пропонується метод максимуму-мінімуму та ймовірнісний методи. При ймовірнісному методі є можливість обрати один з трьох видів розсіяння (Гауса, Сімпсона, рівноймовірносний), а також задати відсоток ризику виходу вихідного розміру за межі поля допуску. Розміри, що задіяні в розрахунку можливо вказувати на одному або декількох кресленнях. Зв'язок з ними відслідковується в динаміці, а на поточне креслення виводиться дерево, що відповідає поточному розрахунку. В цьому дереві можна створювати нові ланки, повністю видаляти гілки, редагувати розміри. В результаті розрахунку виводиться таблиця, що містить розраховане значення номінального розміру, верхнього та нижнього граничних відхилень. Аналогічний модуль «**Библиотека расчета размерных цепей**» існує в програмному продукті КОМПАС-3Д [23].

Використання цих модулів знижує трудомісткість процесу проектування, відпадає необхідність будувати розмірні схеми. Тим не менш, розрахунок точності проектованого виробу в САПР нижнього рівня полягає в автоматизації розрахунків плоских розмірних ланцюгів.

**Tolerance Stackup Validation** – модуль є інструментом аналізу трьохмірних розмірних ланцюгів та допусків в програмному комплексі NX [24]. Даний модуль дає можливість швидко провести мінімальний/максимальний статистичний аналіз полів допуску прямо на моделі виробу та отримати першу оцінку збирання на початковому етапі проектування. Також можливо провести варіаційний аналіз розмірів.

В даний час однією з самих сильних систем проектування є САТІА [25].

**Sigmetrix CETOL 6 Sigma** Спеціалізований модуль розрахунку і оптимізації розмірних ланцюгів **CETOL** дає змогу вирішувати задачі збирання виробів [26]. В залежності від способу виготовлення виробу, його використання та інших параметрів можливо вибирати найбільш підходящі методи аналізу. Модуль оперує трьох мірною геометрією збирального вузла. Всі параметри (розміри, граничні відхилення) повністю асоційовані і можуть бути змінені як в CAD системі до якої підключено модуль, так і в самому модулі (програмі). Окрім розмірних параметрів геометрії в розрахунках можуть брати участь допуски форми та розташування поверхонь.

На першому етапі, виходячи з трьохмірної геометрії виробу, складається розмірна діаграма, яка відображає реальне розташування деталей в збірці. Розмірна діаграма містить всю інформацію, яка необхідна для розрахунку та аналізу: положення ланок розмірного ланцюга, розміри ланок розмірного ланцюга, цільову функцію розмірного ланцюга. Далі необхідно вручну створити векторні петлі, що представляють інженерну модель, що враховують геометричні варіації та кінематичні обмеження в збірці. Існує також генератор автоматичної побудови векторної петлі, який реалізовано в графічному середовищі програми за допомогою підпрограми **Modeler**. Також існує підпрограма **Analyzer**, що автоматично витягує векторні петлі збірних рівнянь, а потім вирішує їх в процесі вирішення задачі розмірного аналізу.

Граничних відхилення представляються у вигляді невеликих варіацій параметрів, що використовуються для опису номінальної збірки. Для опису номінальної збірки використовується метод що базується на основі векторної петлі [28,29]

На другому етапі модуль **CETOL** пропонує два основні методи для розрахунку граничних відхилень: по граничним значенням (метод мінімуму-максимуму) та статистичний аналіз (ймовірнісний метод).

В результаті розрахунку формується звіт, який містить: графік розподілення ймовірності, з якою замикаюча ланка потрапляє в заданий інтервал, характеристики даного розподілення, гістограми оцінки якості та

степені впливу складових ланок розмірного ланцюга на замикаючу ланку, вихідні дані по розмірам, що беруть участь в розрахунку.

**eM-TolMate.** Модуль розрахунку розмірного аналізу, що був створений компанією **Tecnomatrix**. **eM-TolMate** повністю вбудований в середовище більшості CAD систем: **CATIA, Unigrafix, I-deas, Creo** і може виконувати задачі синтезу та аналізу граничних відхилень. **eM-TolMate** містить в собі декілька підпрограм: *eM-gauge* забезпечує 3D електронне представлення допусків, відоме як “*Softgauge*”, для підтвердження, що визначені допуски відповідають стандартам; *eM-Probe* дозволяє проводити оптимізацію та перевірку інспекційних програм для верстатів з ЧПК; *eMInspect* дозволяє здійснювати перевірку та аналіз деталей на виробництві; *eM-Reverse* дозволяє створювати 3D-моделі CAD з фізичних частин.

**eM-TolMate** використовує набір 3D точок з статистичним розподілом для представлення варіаційного класу функції граничних відхилень. Кожна характеристика деталі в збірці дискретизується, використовуючи набір точок з власним статистичним розподілом. **eM-TolMate** представляє недосконалу площину (за умови відхилення від планарності) як область, що обмежена двома паралельними площинами, які визначають зону граничних відхилень допуску. Зона допуску представлена чотирма кутовими точками, їх статистичним розподілом значенням відстані між ними. Кутові точки представляють розташування площини, тобто зовнішню межу поверхні. Статистичний розподіл дає ймовірність того, що точка займає одну позицію у просторі. Величина відстані – це відстань, між двома математичними площинами, що зв’язують реальну поверхню. Таким чином, дана програма може генерувати декілька варіантів моделі, модифікуючи функцію номінальної геометрії, в межах зони, описаної допущеними допусками, через генератор випадкових чисел.

Аналіз граничних відхилень виконується за допомогою моделювання Монте – Карло. Після виконання моделювання обчислюються статистичні

параметри кожного вимірювання, а загальний діапазон варіацій зображується за допомогою гістограми. Програмне забезпечення також може виконувати аналіз вкладників, обчислюючи, як відхилення окремих частин впливають на основні характеристики.

**VSA-GDT та VSA-3D.** Два програмних продукти, що були створені компанією *Engineering Animation Inc.*, разом створюють пакет модулів, що підключаються та інтегруються з всіма зараз наявними CAD системами. **VSA** модулі використовують інформацію про геометрію, допусках та граничних відхиленнях з CAD моделі.

**VSA-GDT** присвячений перевірці правильності простановки допусків та відхилень від форм відповідно до стандартів ANSI/ISO. У разі помилки софт видає попереджувальні повідомлення та пропонує корекційні дії, якщо в схемі GD&T є помилка. Модуль **VSA-3D** отримує доступ до інформації про CAD та толерантність, а також виконує аналіз та синтез граничних відхилень.

Представлення допустимих відхилень в програмі **VSA** аналогічне що і в **eM-TolMate**, оскільки ґрунтується на наборі геометричних функцій точок 3D-моделювання з статистичним розподілом. Граничні відхилення форми, розташування та розмірів виконується вручну, за винятком випадків, коли можливо використати модуль *CATIA.3D FT* для автоматизованого вводу специфікацій. Задача аналізу граничних відхилень базується на методі моделювання Монте-Карло, як в **eM-TolMate** [30]. Задача синтезу граничних відхилень здійснюють зв'язуванням методу генетичної оптимізації з аналізом граничних відхилень на основі методу Монте-Карло. Мета такого синтезу полягає у визначенні оптимального значення діапазону значень, призначених для кожного номінального розміру, який мінімізує витрати на виробництво компонентів або зазорів, одночасно задовольняючи всі критичні розмірні та функціональні обмеження, що накладаються на конструкцію [31,32].

**3DCS** [33] продукт від компанії *Dimensional Control Systems* (DCS), дуже схожий на **eM-TolMate** і **VSA-3D/GDT**. Вона повністю інтегрована в *CATIA*

та *Unigraphics*. **3DCS** може прийняти модель збірки з відповідною схемою допуску, створеним в цих САПР. Крім того, допусків можна вказати безпосередньо з **3DCS**. DCS підписав партнерство з системою *Dassault Systemes* в рамках програми САА, тому **3DCS** може використовувати функціональний та розмірний модулі CATIA. **3DCS** використовує симуляцію Монте-Карло в аналізі толерантності. Він використовує набір 3D-точок з статистичним розподілом для моделювання моделюються функцій. Він підтримує список типів розповсюдження, включаючи звичайний, рівномірний, *Weibull*, і визначений користувачем. Вихід кожного моделювання відбувається у вигляді статистичних результатів, які включають стандартне відхилення, % від специфікації, діапазон допустимості, *Cp*, *Cpk* та гістограма, яка графічно відображає розподіл для кожного виміру в моделі.

Порівняння САТ систем зведено у таблицю 1.2

Таблиця 1.2. – Порівняння CAT систем

	<b>CETOL 6 Sigma</b>	<b>eM-TolMate</b>	<b>VSA-GDT/3D</b>	<b>3DCS</b>
Представлення допустимого відхилення	Параметрична зона	3D точки з статистичним розподілом	3D точки з статистичним розподілом	3D точки з статистичним розподілом
<b>Характеристика допустимих відхилень</b>				
- характеристика типу	M	M	M	M
- числова характеристика	M	M	M	M
- характеристика прив'язки	M	M	M	M
контроль GD&T	--	--	+	+
<b>Джерела варіації</b>				
- просторова	+	+	+	+
- геометрична	+	+	+	+
- невеликі корекції кінематики	+	+	+	+
<b>Спрощене допущення</b>				
- твердотільна геометрія	+	+	+	+
- невеликі відхилення від форми	--	--	--	--
- невеликі відхилення	+	--	--	--
<b>Аналіз допустимих відхилень</b>				
- worst case analysis	+	+	+	+
- статистичний аналіз	+	+	+	+
аналіз чутливості	+	+	+	+
Синтез допустимих відхилень	+	+	+	--
<b>Перевірка</b>				
- створює процедури перевірки	--	+	+	--
- погоджувальні виміри	--	--	+	+

## ***Висновок***

Аналіз вітчизняних та зарубіжних джерел, показав, що використання методів розмірних ланцюгів є важливим етапом в процесі проектування виробів. Оскільки розмірний аналіз є трудомістким процесом, та виходячи з того що розрахунок всіх розмірних ланцюгів витрачає багато часу було створено ряд програм, які спрямовані на автоматизацію цього процесу.

Аналіз сучасних систем автоматизованого проектування показав, що проблема опису реальної геометрії при створенні електронних макетів виробів залишається фундаментальною, не зважаючи на те, що існує ряд модулів для вирішення цього питання.

Враховуючи всі особливості програм розрахунку розмірного аналізу, їх підходи до аналізу, обираємо модуль 3DCS, оскільки реалізований в ньому підхід до розмірного аналізу базується на застосуванні метода статистичних випробувань Монте-Карло. До переваг методу Монте-Карло можна віднести його точність та наочність в порівнянні з іншими методами забезпечення точності. Функціонал модуля 3DCS, у порівнянні з іншими програмними продуктами, спрощує подальший вибір зміни окремих допусків та відхилень для забезпечення точності кінцевого продукту в залежності від їх впливу на кінцевий результат вимірювання.

## **РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПІДГОТОВКИ ТРИВИМІРНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТА ЗБІРОК ДО ПРОВЕДЕННЯ РОЗМІРНОГО АНАЛІЗУ**

В наш час активно ведуться дослідження в області створення систем автоматизованого проектування, які дозволяють моделювати деталі та збірки з тривимірними допусками, а також проводити аналіз складання виробів з урахуванням тривимірних допустимих відхилень ще на етапі геометричного проектування. Однією з ключових фундаментальних вимог для створення повнофункціональної системи автоматизованого проектування збірок є представлення допустимих відхилень номінальних розмірів і форм поверхонь деталей як невід'ємної частини математичної моделі виробу. Комп'ютерна модель виробу, яка враховує “реальну” а не “ідеальну”, дозволить повністю інтегрувати всі комп'ютерні програми, які зв'язані з створенням виробу. Модуль 3DCS - програмний інструмент для підготовки та проведення розмірного аналізу допустимих відхилень. Аналіз допустимих відхилень проводиться з метою вивчення впливу різних допусків компонентів збірки на якість кінцевої збірки. Жодна деталь не може бути виготовлена у відповідності до номінальної геометрії, яка описана тривимірною моделлю чи кресленням. Тобто, в результаті виробництва ми отримуємо деталь, яка складається з варіації геометричних характеристик деталі. Специфікації допусків контролюють такі варіативні зміни, задаючи обмеження – граничні відхилення від номінальної геометрії. Моделювання граничних відхилень – це емуляція комп'ютером збірки для прогнозування можливих варіацій компонентів збірки, що виникають в результаті їх виготовлення. Крім того, моделювання допомагає визначити допуски, які сприяють одержанню певної варіації компоненту чи всієї збірки.

Процес створення та підготовки моделі до аналізу в модулі 3DCS можна розбити на наступні етапи:

1. *Побудова твердотільної моделі.* Всі деталі, для яких необхідно провести розмірний аналіз повинні бути побудовані виключно в середовищі солідного моделювання. Всі геометричні частини моделі, на які будуть задані допуски повинні бути визначені в моделі. Це робиться шляхом вибору відповідних геометричних примітивів, так званих *MGRE*(точка, пряма, поверхня), які розташовані на моделі. Комбінації описаних вище геометричних примітивів, описують спеціальні функціональні поверхні, які мають назву TTRS(topologically and technologically related surfaces).
2. *Послідовність складання.* Ця інформація визначає, як декілька компонентів послідовно розташовуються в збірці. В середовищі модуля 3DCS послідовність збірки описується кінематичними рухами. Такі рухи визначають, як один компонент розташовується та з'єднується з іншим компонентом в контексті збірки. Тобто, для опису позиції кожної деталі в збірці необхідно створити відповідні рухи.
3. *Задання геометричних допусків.* Підпрограма 3DCS Analyst використовується для вивчення впливу геометричних допусків на зміну номінальної геометрії збірок та їх компонентів. Необхідно належним чином визначити та коректно задати геометричні допуски до відповідних ділянок моделі.
4. *Побудова вимірювань.* Для того, щоб оцінити вплив геометричних допусків будують “вимірювання” для прогнозування зміни параметрів, які на цікавлять.

З огляду на те, що допуски мають ключове значення для проведення розмірного аналізу необхідно визначити яким чином допуски

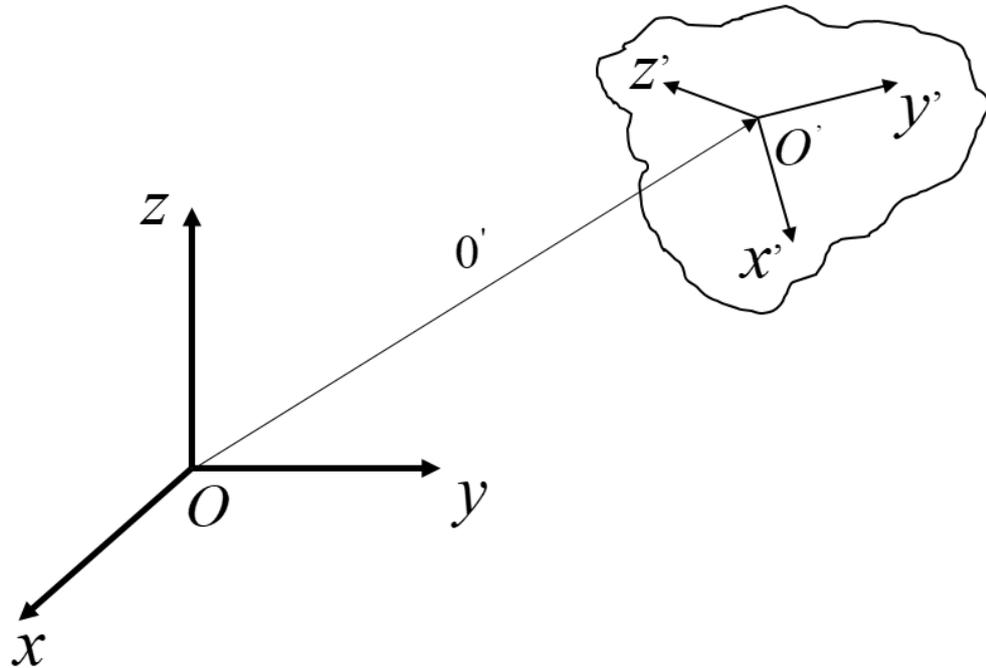
представляються в CAD моделі та яким чином проходить процес зчитування варіацій, в залежності від використовуваних допусків.

## ***2.1 Представлення геометричних допусків в середовищі CAD проектування***

Під “представленням допусків” мається на увазі яким чином геометричні допуски відображуються через комп’ютерне середовище проектування. У відповідності до сучасних стандартів, які стосуються геометричного допуску (ISO та ANSI), геометричний допуск, що застосований до особливості механічної частини, створює 3D частину простору (зону допуску), де ця особливість може бути знайдена а геометрія, розмір, положення та орієнтація цієї особливості визначається у відповідності до заданого типу геометричного допуску, показує його значення та систему базування. Зона допуску, як правило, створюється шляхом зміщення (тобто розширенням чи стисканням для плюсового та мінусового значення допуску) номінальної границі деталі. Далі геометричний допуск визначається як сукупність геометричних атрибутів, що описують характеристики поверхонь, прикріплених до номінальної геометрії моделі.

Модуль 3DCS ґрунтується на теорії представлення допустимих відхилень що має назву TTRS: топологічно та технологічно пов’язані поверхні. Ця схема представлення граничних відхилень є комп’ютерним аналогом моделі зсувної зони. У запропонованій моделі допуски представлені у вигляді малих зсувів реальної поверхні, від номінального положення в зоні граничних відхилень. Переміщення твердого тіла в евклідовому просторі можна описати шляхом зсуву локальної системи координат, пов’язаної з тілом, відносно абсолютної координатної системи.

На рис 2.3 зображено приклад розташування та орієнтації твердотільної моделі з локальною системою координат відносно абсолютної системи координат.



*Рисунок 2.1- Розташування та орієнтація твердотільної моделі та її локальної системи координат відносно абсолютної системи координат*

Загальне зміщення може бути записано як вектор трансляції  $\mathbf{t}$  та ортогональної матриці обертання  $\mathbf{A}$ :

$$D = \{t, A\},$$

Малі переміщення представляються, використовуючи торсор:

$$T_{A,t} = \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ \alpha \\ \beta \\ \gamma \end{bmatrix}.$$

де  $u, v, w$  – переміщення вздовж осей  $x, y, z$  відповідно;  $\alpha, \beta, \gamma$  – кути повороту навколо осей  $x, y, z$  відповідно. Тоді однорідну матрицю можна записати наступним чином:

$$D(u, v, w, \alpha, \beta, \gamma) = \begin{bmatrix} C\gamma C\beta & -S\gamma C\alpha + C\gamma S\beta S\alpha & S\gamma S\alpha + C\gamma S\beta C\alpha & u \\ S\gamma C\beta & C\gamma C\beta + S\gamma S\beta S\alpha & -C\gamma S\alpha + S\gamma S\beta C\alpha & v \\ -S\beta & C\beta S\alpha & C\beta C\alpha & w \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Ця матриця є продуктом множення однорідних матриць що описують шість елементарних переміщень. Такі матриці можуть бути пов'язані з варіативністю положень граничних допусків. Наприклад, розглянемо вісь  $AB$  циліндричного отвору, що зображений на рис. 2.4.

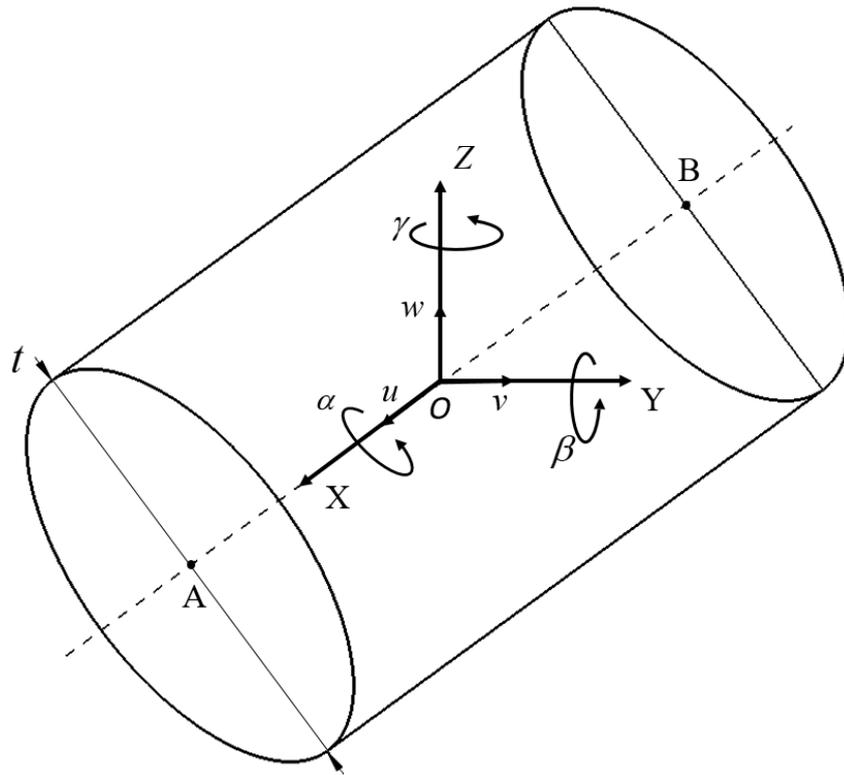
В системі координат  $Oxyz$  всі переміщення, які можуть змусити вісь циліндра вийти із зони допуску  $t$ , представлені переміщенням вздовж осей  $Y$  та  $Z$ , і обертанням навколо названих вище осей. Фактично  $u$  та  $\alpha$  залишають відрізок  $AB$  глобально незмінним, тобто вони не впливають на постійність діаметра циліндра в зоні допуску, якими б не були їх значення.

Щоб пряма  $AB$  залишалася в циліндричній зоні допуску, для інших параметрів існують наступні обмеження [32]:

$$\sqrt{Y_{dA}^2 + Z_{dA}^2} \leq \frac{t}{2}, \quad \sqrt{Y_{dB}^2 + Z_{dB}^2} \leq \frac{t}{2},$$

Де індекс  $d$  вказує на координату, що змінюється після зміщення. Для прикладу, позиція точки  $A$  після переміщення буде описуватися:

$$\begin{bmatrix} X_{dA} \\ Y_{dA} \\ Z_{dA} \\ 1_{dA} \end{bmatrix} = D \cdot \begin{bmatrix} X_A \\ Y_A \\ Z_A \\ 1 \end{bmatrix}$$



*Рисунок 2.2 – Циліндричний отвір з зображенням локальної системи координат, та можливими переміщеннями та обертаннями*

Тобто, допуски представлені в моделі як невеликі переміщення, які змінюють основну функцію поверхні, додаючи до неї деякі обмеження. Виходячи з вище описаних висновків, функція для осі циліндра з урахуванням можливих переміщень буде записано:

$$D(v, w, \beta, \gamma) = \begin{bmatrix} C\gamma C\beta & -S\gamma & C\gamma S\beta & 0 \\ S\gamma C\beta & C\gamma & S\gamma S\beta & v \\ -S\beta & 0 & C\beta & w \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Кожен параметр в матриці можна розглядати як мікро степені свободи, які не покидають незмінну геометрію об'єкта.

TTRS теорія описує та класифікує поверхні та визначає їх алгебраїчний запис. Модель ґрунтується на послідовних зв'язках між елементарними поверхнями. Елементарні поверхні або об'єднання

декількох реальних поверхонь об'єкта класифікуються за ступенями їх інваріантності. Під інваріантністю розуміють такі переміщення та обертання, при яких геометрія залишається незмінною. Існує 7 класів інваріантності: сферичний, плоский, циліндричний, гвинтовий, обертальний, призматичний та комбінований. Геометрія кожного з класів пов'язана та описується за допомогою мінімального зв'язаного геометричного елемента (*minimal reference geometric element - MRGE*), який є комбінацією простих геометричних об'єктів таких як площа, лінія та точка. Використання *MRGE* дозволяє спростити розташування досліджуваного об'єкта в евклідовому просторі всієї розглядаємої деталі. Для описання геометрії поверхні реального об'єкта за допомогою 7 класів інваріантності нам доступні 28 різних комбінацій простих геометричних об'єктів. Такі комбінації називаються топологічно та технологічно зв'язаними поверхнями (*TTRS*). Слід зазначити що розділяють два типи *TTRS*: поверхні яких належать одному геометричному тілу та такі, що мають зв'язані поверхні на двох різних геометричних тілах. Останні мають назву псевдо-*TTRS*[38] і використовуються для описання кінематичної пари з'єднання, яке утворено поєднанням двох поверхонь на різних геометричних тілах. Цю інформацію використовують для того, щоб мати змогу розрахувати розподіл допуску в кінематичній парі під час проведення розмірного аналізу, тобто методологія *TTRS* дозволяє керувати складом інших *TTRS* та їх відносним розташуванням. Фактично, це дозволяє позиціонувати та орієнтувати *MRGE*, використовуючи 13 геометричних обмежень між ними [39].

Теорія *TTRS* має багато переваг для геометричного моделювання, оскільки вона включає в себе як моделювання компонентів, так і їх позиціонування та орієнтацію відносно інших компонентів через розгляд зв'язків між зв'язаними поверхнями. Методологія *TTRS* є базою, на основі

якої створено групу стандартів GPS (Global Product Specifications)[40, 41], які повністю інтегровані в середовище CATIA V5, що дозволяє конструктору описувати обмеження позиціонування за вище описаної методології.

Інформація про допуски в середовищі задаються як анотації за допомогою модуля FT&A (Functional Tolerancing and Annotation)[42] використовуючи спеціальний редактор який містить синтаксис GD&T. Математична модель FT&A також базується на методології TTRS[43]. Для коректного задання тривимірних геометричних допусків необхідно обрати базу від якої буде проходити контроль зміни поверхні, та саму поверхню, яка буде змінюватися під впливом допуску.

## ***2.2 Зчитування варіацій від впливу геометричних допусків***

В модулі 3DCS зчитування варіацій які змінюють номінальну геометрію під впливом геометричних допусків ґрунтується на основі варіаційної моделі.

Основна ідея варіаційної моделі полягає в тому, щоб представити варіативність (мінливість) збірки через допуски та умови складання за допомогою параметричної математичної моделі.

Щоб створити збірку, конструктор повинен визначити номінальну форму та розміри кожного складального компонента (ця інформація зазвичай отримується з файлів CAD). Потім, необхідно ідентифікувати відповідні особливості поверхні для кожного компонента і призначити їм допуски на розмір та геометрію. Кожна поверхня має свій локальний DRF, тоді як кожен компонент і вся збірка мають свої власні глобальні DRF. Datum Reference Frame (комплект баз) – це три взаємно перпендикулярні площини в Декартовій системі координат, що існують тільки в теорії та не є

частинами деталі. ASME Y 14.5-2009 додає до визначення DRF позначення степенів свободи (DOF – degrees of freedom) – переміщення X, Y, Z та обертання u, v, w. На рис. 2.1 показано розташування баз.

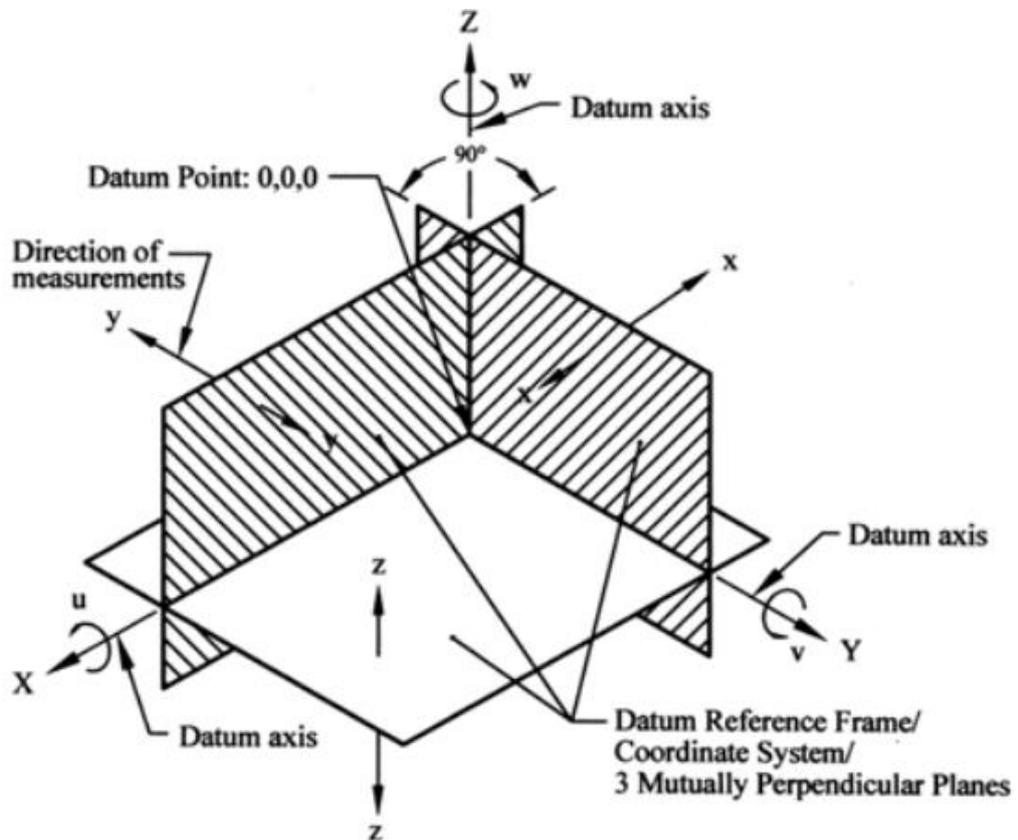


Рисунок 2.3 – Розташування комплекту баз згідно з [36]

У номінальних умовах визначається однорідна матриця перетворення (TN), яка ідентифікує положення DRF для поверхні відносно DRF компонента збірки. Під час виготовлення компонента, його поверхні будуть характеризуватися рототрансляційним зсувом щодо його номінального положення. Цей зсув моделюється, щоб підсумувати повні ефекти від розмірних та геометричних варіацій, що впливають на компонент збірки, за допомогою іншої матриці: однорідної матриці перетворення (DT). Модель є параметричною, оскільки різні типи та кількість варіацій можуть бути змодельовані шляхом зміни параметрів матриці DT.

Після того як варіанти деталей були змодельовані, вони повинні бути складені разом. Інший набір диференційних однорідних матриць перетворення вводиться для обробки рототрансляційних відхилень для кожного з етапів складання збірки. Такі матриці називаються DA(A – assembly, складання), щоб відрізнити їх від матриць, які використовувалися для деталей. Ці матриці важко оцінити, так як вони залежать від допусків, що накладаються на деталі, що знаходяться в контакті, так і від умов складання. Проблема оцінки диференціальної матриці проаналізована в декількох роботах. Однією з можливих стратегій вирішення такої матриці полягає в моделюванні з'єднань між деталями в контексті збірки шляхом реконструкції послідовного з'єднання поверхонь.

Коли отримано всі матриці перетворення, необхідно виразити всі поверхні в одному глобальному DRF збірки. Функціональні вимоги можна моделювати у вигляді функції:

$$FR = f(p_1, p_2, \dots, p_n),$$

де  $FR$  – функціональні вимоги до збірки,  $p_1, p_2, \dots, p_n$  – параметри моделі,  $f(p)$  – функція складання (зазвичай не лінійна) отримана з матричних множень, описаних вище. Ця модель може бути застосована до збірок, що включають з'єднання, які мають лінійний характер (зображено на рис. 2.4а), і з'єднань, які мають комплексний характер між частинами (зображено на рис. 2.4б), наприклад векторна петля.

Після моделювання функцій складання, існує два методи за допомогою яких можна їх розрахувати: метод найгіршого випадку (worst case method) та статистичний метод (Root Sum Square).

Як зазначалося раніше, метод найгіршого випадку полягає в визначенні екстремальних конфігурацій збірки залежно від назначених допусків. Статистичний підхід, як правило, розраховується шляхом

призначення попередньо визначених функцій щільності ймовірності до параметрів, що ідентифікують основні елементи, що сприяють зміні кожної поверхні та елемента, а потім вирішується функція збірки.

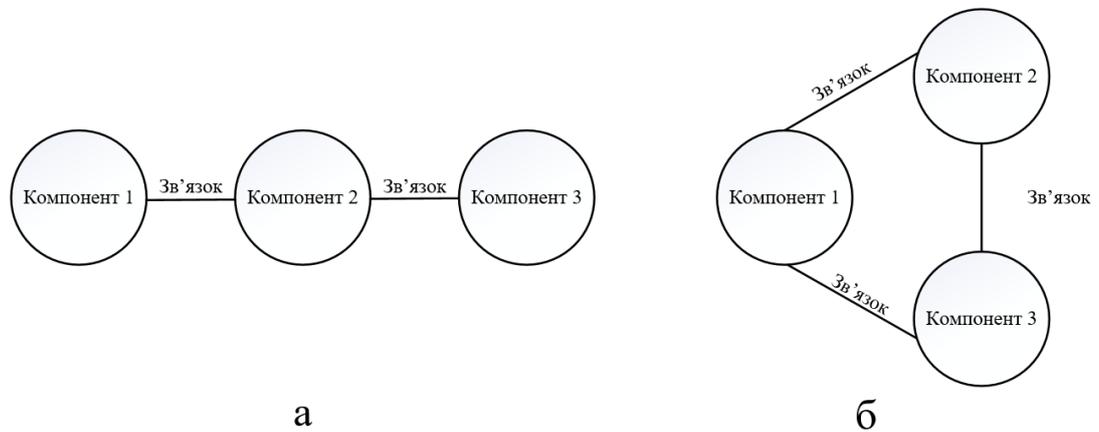


Рисунок 2.4 – Зображення з'єднань, які мають лінійний (а) та комплексний (б) характер

Глобально основні етапи підготовки варіаційної моделі можна розбити на наступні пункти:

1. *Створити схематичне зображення збірки.* Схематичне зображення являє собою спрощену схему збірки, що представляє компоненти збірки, поверхні компонентів збірки, умови з'єднання та функціональні вимоги.
2. *Визначити DRF для кожної поверхні, компонентів збірки та збірки.* На цьому етапі визначають локальні DRF кожної поверхні компонента збірки та загального DRF для кожного компоненту збірки та загальної збірки; визначити локальні параметри та матриці диференціального однорідного перетворення.
3. *Перетворення поверхонь.* Як тільки відомі матриці перетворення, кожна поверхня компонента збірки перетворюється в глобальну DRF компонента збірки.

4. *Створити збірку.* Використовуючи схематичне зображення збірки та функції перетворених поверхонь, моделюють процес складання, тобто розраховують параметри збірки, що включені в матрицю DA.
5. *Вивести рівняння функціональних вимог.* Як тільки відомі параметри збірки, всі поверхні можуть бути виражені в одному глобальному DRF збірки. На цьому етапі функціональні вимоги визначаються з точки зору функцій, які можна вирішити використовуючи метод статистичний метод Монте-Карло.

Всі етапи, що описані вище закладені в функціонал модуля розрахунку граничних відхилень 3DCS.

Відповідно то відомостей, які були описані в розділах 2.1 та 2.2 можемо зробити висновок, що:

1. Побудова тривимірної геометричної моделі та задання тривимірних геометричних допусків буде в середовищі CATIA.
2. Побудова збірки, кінематичних рухів які описують процес складання та розмірний аналіз буде проводитися в середовищі модуля 3DCS.

### ***2.3 Результат розмірного аналізу***

Після того, як була побудована збірка та були побудовані виміри для контролю можна переходити до проведення розмірного аналізу.

Метою аналізу є розуміння того, як допуски деталей та збірок впливають на характеристики точності кінцевого продукту.

В модулі 3DCS існує два основних типу результатів, які можна отримати з моделі аналізу допусків: моделювання по методу Монте-Карло та аналіз чутливості.

### 2.3.1 Моделювання методом Монте-Карло

Моделювання методом Монте-Карло передбачає який відсоток збірки не зможе досягти критичних характеристик якості, тобто чи є результати вимірювань “хорошими” чи “поганими”. Він працює, імітуючи складання тисяч збірок використовуючи зміни TTRS поверхонь та збираючи данні для кожної збірки. Моделювання випадковим чином змінює допуски в межах заданого діапазону для всіх компоненті збірки, послідовно складає збірки, як це було визначено використовуючи кінематичні рухи, а потім проводить необхідні вимірювання. Ця послідовність повторюється попередньо задану кількість разів, щоб заповнити статистичний розподіл.

В результаті розмірного аналізу отримаємо звіт у вигляді гістограми та статистичні данні, які зв’язані з побудованою моделлю збірки. Гістограма показує частоту, на якій вимірюване значення повинно попадати в визначений діапазон. Ширина гістограми представляє собою діапазон зміни цього вимірювання для всіх змодельованих збірок. Задані на етапі побудови вимірювання границі означають прийнятний діапазон виробництва. Для кожного вимірювання генерується окремий звіт. Приклад звіту представлено на рис. 2.5. Статистичні дані, які були отримані під час розмірного аналізу зображуються праворуч на рис. 2.5 та містять в собі наступну інформацію:

“*Runs*” – це фактична кількість симуляцій Монте-Карло, які були виконані в процесі побудови збірки;

“*Nominal*” – це величина, коли всі допуски, що пов’язані з вимірюванням відповідають їхнім номінальним значенням, і всі рухи виконані;

“*Median*” – середнє значення змодельованих даних;

“*Mean*” – середнє значення розсіювання, що с було генероване в процесі моделювання;

“*CLnn%MeanLow/CLnn%MeanHigh*” – допустимий інтервал для середнього значення, припускаючи що данні розподіляються по нормальному закону розподілення. *nn%* - величина, що набуває значення від 0% до 99%. Тобто, ми на *nn%* впевнені що середнє значення буде знаходитися посередині значень цих значень;

“*STD*” – величина стандартного відхилення, яка є статистичною мірою варіації;

“*6STD*” – це значення середнього відхилення, помножене на 6. Являє собою ширину кривої нормального розподілення, яка еквівалентна 99,73% від всієї варіації.

“*CLnn%STD-Low/CLnn%STD-High*” – додатковий інтервал, в границях якого з ймовірністю *nn%* буде розташована величина стандартного відхилення;

“*Skewness*” – величина асиметрія гістограми, вказує на те, наскільки симетричні дані відносно середнього значення. Чим нижче число, тим симетричніші дані. Знак показує напрямок, в якому дані перекошені;

“*Kurtosis*” – міра того, наскільки близьким розподіл є до нормального розподілу. Чим нижче число, тим ближче дані до нормального розподілу;

“*P<sub>p</sub>*” – індекс продуктивності процесу. Порівнює варіацію процесу з допустимим варіантом, який встановлюється обмеженнями (*USL* та *LSL*)[44];

*P<sub>pk</sub>*” – індекс продуктивності процесу, який показує нам, наскільки процес є центрованим [44];

“*Min/Max*” – мінімальне/максимальне значення вимірювання, яке генерується під час моделювання для конкретного вимірювання;

“Range” – діапазон, який утворюється різницею між максимальним та мінімальним значенням;

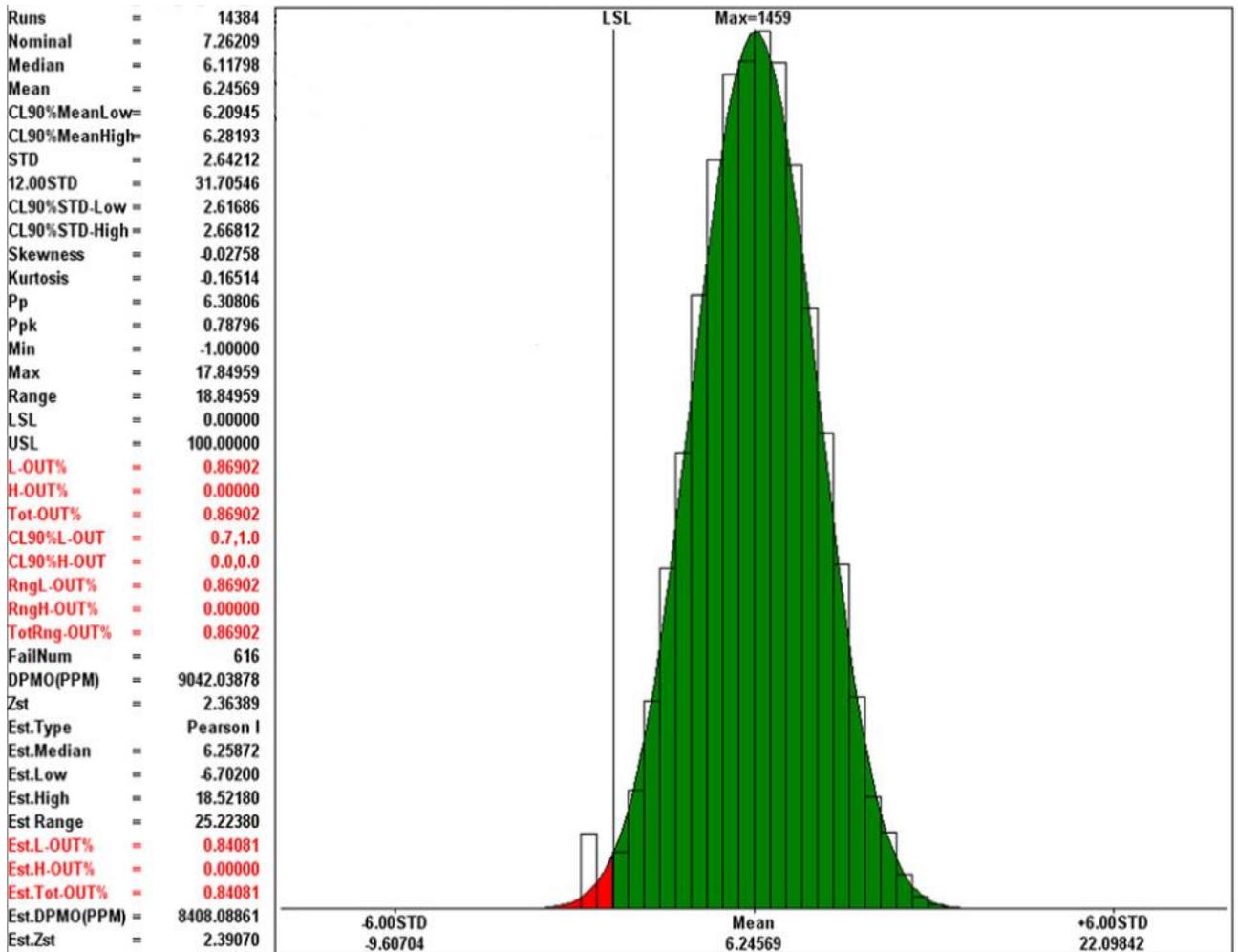


Рисунок 2.5 – Приклад звіту після проведення розмірного аналізу в модулі 3DCS

“LSL(Lower Specification Limit)” – нижня межа ліміту для конкретного вимірювання;

“USL(Upper specification Limit)” – верхня межа ліміту для конкретного вимірювання;

“L-OUT%” – це фактичний відсоток значень вимірювань, що потрапляють в зону, яка нижче нижньої межі ліміту (LSL);

“*H-OUT%*” – це фактичний відсоток значень вимірювань, що потрапляють в зону, яка вище верхньої межі ліміту (*USL*);

“*Tot-OUT%*” – це сума відсотків *L-OUT%* та *H-OUT%*;

“*CLnn%L-OUT/CLnn%H-OUT*” – довірчі інтервали для *L-OUT%* та *H-OUT%* відповідно;

“*RngL-OUT*” – фактичний відсоток статистичних значень вимірювань, які знаходяться між *LSL* та  $-3STD$ ;

“*RngH-OUT*” – фактичний відсоток статистичних значень вимірювань, які знаходяться між *ULS* та  $+3STD$ ;

“*DPMO(PPM)*” – кількість дефектів на мільйон. Очікується, що деякі вироби з мільйону будуть виходити за границі допустимих значень на основі розрахованого середнього значення та стандартного відхилення.

“*Est.Type*” – функція підбору кривої вибирає криву розподілення, яка найкращим чином відповідає набору даних. Існує сім можливих варіантів кривих: константа, мін-макс, нормальна та Пірсона (4 типи);

“*Est.Median*” – медіана оцінюється за допомогою підбору кривої;

“*Est.Low*” – для нормальної кривої та кривої Пірсона ймовірний мінімум обрано таким чином, щоб .135% площі під кривою знаходилися в нижній частині хвоста;

“*Est.High*” – для нормальної кривої та кривої Пірсона ймовірний максимум обрано таким чином, щоб .135% площі під кривою знаходилися в верхній частині хвоста;

“*Est.Range*” – ймовірнісний діапазон є різницею між *Est.High* та *Est.Low*. У випадку Нормальної кривої цей діапазон відповідає  $\pm 3$  сигма інтервалу;

“*Est.L-OUT%*” – це відсоток оціночної кривої, що падає нижче нижньої межі ліміту;

“*Est.H-OUT%*” – це відсоток оціночної кривої, що перевищує верхню межу ліміту;

“*Est.DPMO(PPM)*” – кількість дефектних виробів на мільйон, розраховане з кривої відповідності.

Для того, щоб отримати коректні результати аналізу, необхідно звернути увагу на:

1. *Рухи*. Завжди повинні бути визначені як мінімум на один рівень вище деталі чи підзбірки, до яких задаються рухи застосовується;
2. *Граничні відхилення*. Використовуються на рівні компонента збірки. Допуски, які були використані для всієї збірки не зчитують модулем;
3. *Вимірювання*. Можуть бути розташовані в будь-якому місті в дереві побудови збірки. Вимірювання будуть відслідковувати зміни тільки на тому рівні, на якому буди побудовані, тобто якщо вимірювання були побудовані на рівні деталі, тоді вони будуть відслідковувати варіації від допусків тільки на рівні деталі. Визначення вимірювання на рівні кінцевої збірки буде зчитувати допуски деталі та зміни в збірці, які викликані кінематичними рухами що імітують процес складання.

### 2.3.2 Аналіз чутливості

Аналіз чутливості репрезентує інформацію стосовно оптимізації моделі.

Під час виконання команди “*Sensitivity*” створюється звіт який містить інформацію проте, як геометричні допуски компонентів збірки впливають на вимірювання. Він працює, змінюючи індивідуальний допуск в середнє, найменше та найбільше значення залишаючи інші допуски в моделі на їх номінальних значеннях. Цей процес повторюється для всіх

допусків всіх компонентів збірки. Коли конкретний допуск змінюється, і його зміна призводить до збільшення значення вимірювання, вимірювання вважається більш чутливим до цього конкретного допуску. Приклад звіту наведено на рис. 2.6.

Аналіз чутливості перераховує елементів вкладників в порядку спадання. Зміна допуску в верхній частині списку буде мати більший вплив на вимірювання, ніж зміна допуску в нижній частині списку. Слід пам'ятати, що допуск може мати невеликий вклад в одне вимірювання, його вплив на інші вимірювання може бути більшим.

Детальний опис кожного з вихідних параметрів у звіті наведено нижче:

“*Index*” – номер індексу кожного компонента вкладника, починаючи з 1. Індокси проставляються в порядку спадання в залежності від величини впливу геометричного допуску елементів вкладників;



Рисунок 2.6 – Приклад звіту аналізу чутливості

“*Tolerance*” – в цьому стовпчику відображаються імена, присвоєні допускам в моделі, які сприяють вимірюванню;

*“Point”* – відображаються імена, присвоєні точкам допуску;

*“Part”* – відображаються імена, призначені для частин в моделі збірки, що містять допуски, які сприяють вимірюванням;

*“Range”* – діапазон варіацій, що відносяться до допусків в моделі збірки. Буква *“C”* – вказує на зазор отвору та штифта чи штифта та паза, *“M”* – вказує значення величини допуску;

*“Linearity”* – розраховує відсоток лінійного вкладу для кожного фактора, вказуючи вкладників, які мають нелінійний вплив на вимірювання;

*“Contribution”* – відсоткова величина, яка показує відсотковий вплив від допусків, які сприяють зміні виміру.

## ***Висновок***

Враховуючи описану інформацію стосовного того за якою методикою будуються тривимірна геометрія, яким чином необхідно задавати просторові геометричні допуски, на які етапи розбито процес зчитування варіацій геометричної моделі під впливом на її поверхні допуску, як треба створювати кінематичні рухи для описання процесу складання збірки, та яку інформацію представляє звіт розмірного аналізу було створено алгоритм для підготовки збірки до проведення розмірного аналізу.

*Алгоритм проведення розмірного аналізу в 3DCS:*

1. Чітко визначити число, місцеположення, номінальні та збиральні специфікації об'єктів збірки та вимірів, які необхідно проаналізувати.
2. Визначити кількість збірок, компонентів збірок.
3. Загрузити відповідні збірки чи компоненти збірки у програмне забезпечення 3DCS.
4. Створити дерево збірки продукту у відповідності з процесом складання.

5. Визначити функціональні особливості кожного компонента збірки та їх відношення до інших компонентів збірки.
6. Створити відповідні кінематичні рухи для кожного елемента збірки у відповідності до виробничого процесу складання.
7. Візуально перевірити поведінку кожного компонента збірки за допомогою модуля, що відповідає за відображення анімації рухів.
8. Визначити допуски на кожний компонент збірки за допомогою мови GD&T чи допуски на функціональні поверхні відносно яких будуть проводитися вимірювання.
9. Візуально перевірити поведінку заданих допусків на компоненти збірки за допомогою модуля, що відповідає за анімацію поверхонь на які були встановлені допуски.
10. Створити індивідуальні вимірювання для кожного елемента зміню значення якого слід дослідити.
11. Створити вимірювання між досліджуваними компонентами збірки та компонентами для яких було задано кінематичні рухи.
12. Побудувати кінцевий варіант збірки; компоненти збірки повинні бути розташовані у попередньо визначених місцях; перевірити чи всі допуски правильно назначені та коректно зчитуються програмою.
13. Візуально перевірити всі номінальні та векторні напрямлення вимірів.
14. Візуально перевірити поведінку всіх функціональних поверхонь на рівнях компонентів збірки та на рівні загальної збірки, перевірити їх напрямки руху.
15. Запустити моделювання розмірного аналізу за методом Монте-Карло.
16. Провести аналіз отриманого графіка нормального розподілення допустимого відхилення.

17. Виконати аналіз чутливості *HLM* та оцінити вплив елементів-вкладників на загальний результат.
18. Створити звіт, який буде містити всі припущення, котрі були використані в моделі 3DCS.

## **РОЗДІЛ 3. ПОБУДОВА МОДЕЛІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА АНАЛІЗ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ**

### ***3.1 Визначення досліджуваних параметрів***

Для дослідження було обрано фрезу кінцеву ASX400R504S32 [46] зі змінними ріжучими пластинами. Відповідно до каталогу фреза, в залежності від обраного комплекту змінних пластин, може використовуватися для фінішної та чорнової обробки легких сплавів, вуглецевої сталі, легованої сталі, нержавіючої сталі та загартованої сталі.

На етапі проектування інструмента необхідні параметри точності назначаються на положення ріжучої кромки (її вершини) відносно поверхонь інструменту, якими той базується на верстаті.

Похибка положення ріжучої кромки складається з похибки металорізальної пластини, опорної пластини, похибки виготовлення пазу під металорізальну пластину та похибок елементів з'єднання пластини до корпусу.

Точність конструктивних елементів фрези назначається у відповідності до стандартів. Чим жорсткіші умови обробки та чим вищі вимоги до точності оброблюваної деталі, тим меншими повинні бути величини радіального та торцевого биття.

Оскільки величини допусків на радіальне та торцеве биття визначають працездатність металорізального осьового інструмента в даній роботі, за допомогою модуля розрахунку граничних відхилень 3DCS проведемо дослідження цих ключових параметрів.

### **3.2 Побудова моделі збірки для дослідження геометричних параметрів**

В побудові досліду будемо використовувати алгоритм, щоб був запропонований у розділі 2.

#### *3.2.1 Визначити число, місцеположення, номінальні та збиральні специфікації об'єктів збірки та вимірів, які необхідно проаналізувати*

В конструкції фрези ASX400R504S32, яку зображено на рис. 3.1, виділяють наступні частини: корпус фрези  $(X_A, Y_A, Z_A)$ , опорна пластина  $(X_{B_{кр}}, Y_{B_{кр}}, Z_{B_{кр}})$ , гвинт опорної пластини  $(X_{D_{кр}}, Y_{D_{кр}}, Z_{D_{кр}})$ , металорізальна пластина  $(X_{C_{кр}}, Y_{C_{кр}}, Z_{C_{кр}})$ , притискний гвинт  $(X_{E_{кр}}, Y_{E_{кр}}, Z_{E_{кр}})$ .

Також слід розглянути отвір в корпусі  $(X_{H_{кр}}, Y_{H_{кр}}, Z_{H_{кр}})$ , оскільки цей конструктивний елемент має великий вплив на орієнтацію різальної кромки пластини. Відповідно допуск на розташування та положення отвору під кріплення пластинки в корпусі має важливе значення на величину радіального та торцевого биття.

Так як процес різання здійснюється безпосередньо ріжучою кромкою металорізальної пластини, то цей елемент і є основним, а розташування інших компонентів слід задавати щодо неї за допомогою відповідних матриць переходу **DT**. Як зазначалося раніше, на застосуванні матриць переходу ґрунтується варіативна частина модуля 3DCS.

Графічне зображення процесу орієнтування компонентів збірки представлено на рис. 3.2.

Збірка фрези складається з корпусу, чотирьох різальних пластин і опорних пластин, та з чотирьох опорних гвинтів і притискних гвинтів.

Всі компоненти збірки будуть зорієнтовані у відповідності до схеми, яка представлена на рис. 3.2.

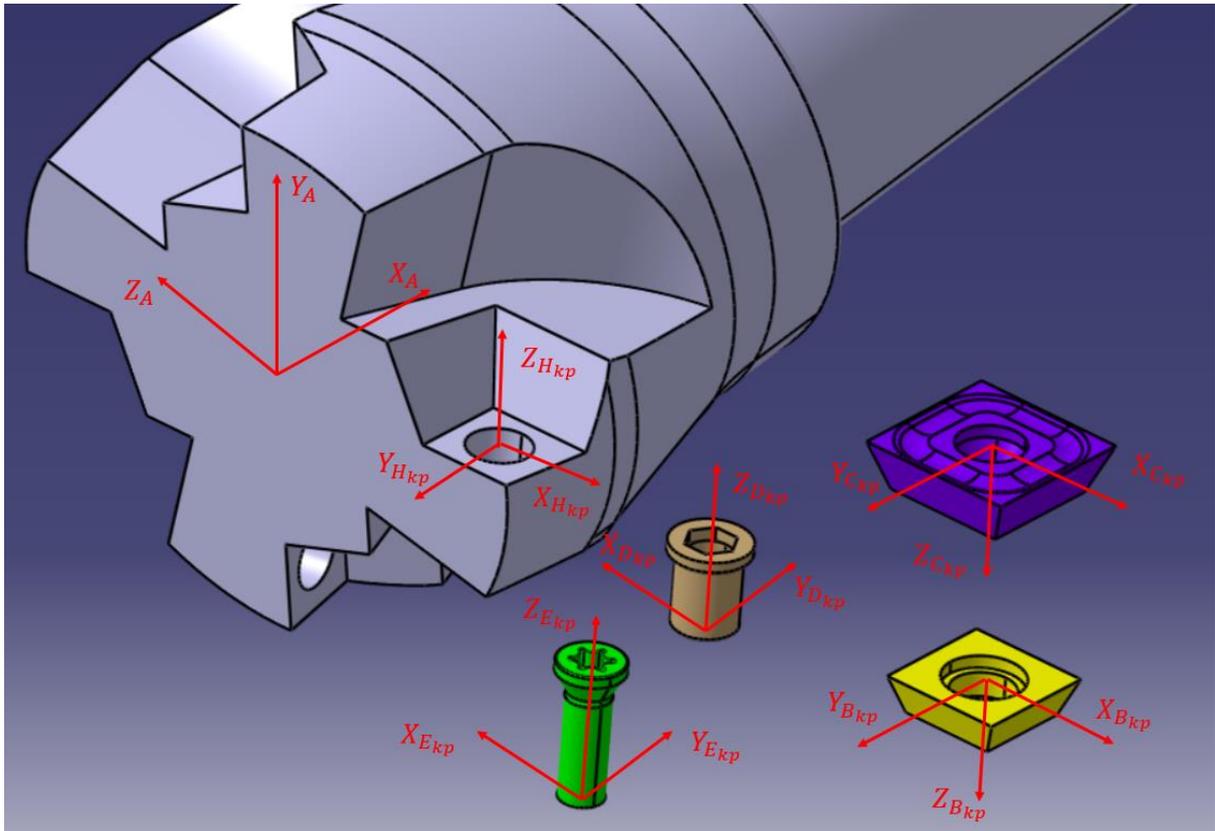


Рисунок 3.1 – Конструкція фрези ASX400R504S32

На цьому етапі ми поки не можемо дати відповідь на питання скільки необхідно побудувати вимірів, але точно знаємо що будемо вимірювати радіальне биття інструменту, повне торцеве та повне радіальне. Також необхідно виміряти діаметр різального інструменту.

### 3.2.2 Визначити кількість збірок, та компонентів збірок

Виходячи з власного досвіду використання модуля 3DCS, дерево побудови збірки буде мати вигляд, що зображено на рис. 3.3.

В одному з наступних пунктів алгоритму, необхідно буде задати кінематичні рухи для компонентів збірки. Як зазначалося раніше, такі рухи повторюють процес складання збірки на виробництві. При заданні рухів, у випадку коли дерево збірки не містить підзбірки існує велика ймовірність того, що компоненти, які виконують рухи будуть визначені невірно. Це призведе до помилкового кінцевого результату.

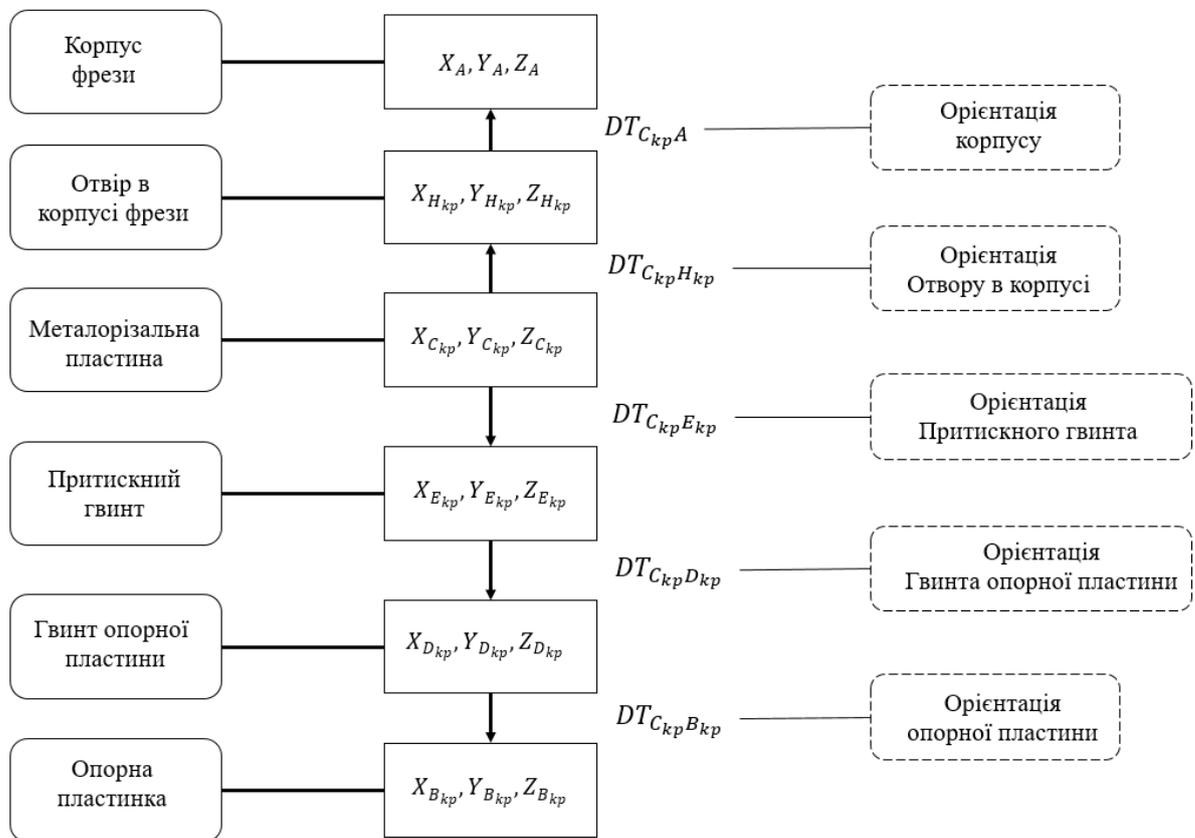


Рисунок 3.2 – Орієнтування компонентів збірки

Також при великій кількості заданих рухів, при перевірці їх впливу можливий неочікуваний результат анімації, тобто рухи призводять до некоректних варіантів розташування компонентів для яких не було задано ніяких переміщень. Таку ситуацію можна пояснити лише системною

помилкою програми. Існує декілька шляхів вирішення: в панелі визначення рухів відключити зчитування *DOF* або зафіксувати такі компоненти “якорем”. Застосування таких вирішень призведе до помилкового результату або не збірка не складеться.

На мою думку, застосування наведеного нижче підходу до створення збірки є наочнішим та не призведе до помилкових результатів та непередбачуваних рухів компонентів.

Далі створюємо збірку відповідно до дерева (рис. 3.3). В дод. А наведено реалізовану в середовищі 3DCS дерево збірки та побудовану збірку фрези, перед визначенням кінематичних рухів. Визначаємо функціональні особливості компонентів збірки. За допомогою підпрограми, яка відповідає за анімацію рухів, перевіряємо поведінку компонентів, на які було задано рухи.

### 3.2.3 Визначення допусків на компоненти збірки використовуючи мову *GD&T*

Виходячи з того, яким чином компоненти взаємодіють в контексті збірки та які функціональні обов’язки виконують ці компоненти назначаємо допуски та граничні відхилення. Допуски та відхилення задаються на 3Д модель в програмі *CATIA V5-6 R27* в модулі “*Functional Tolerancing & Annotations*” використовуючи семантичну підпрограму “*Tolerancing Advisor*”. Під час визначення допусків та відхилень було використано довідкову літературу [36, 40, 41].

Такий підхід до задання допусків та граничних відхилень створить на 3Д моделі взаємозв’язки між поверхнями в залежності від обраних баз та заданих відносно цих баз допусків та відхилень. Також використання такого підходу дозволить модулю 3DCS коректно зчитати відхилення.

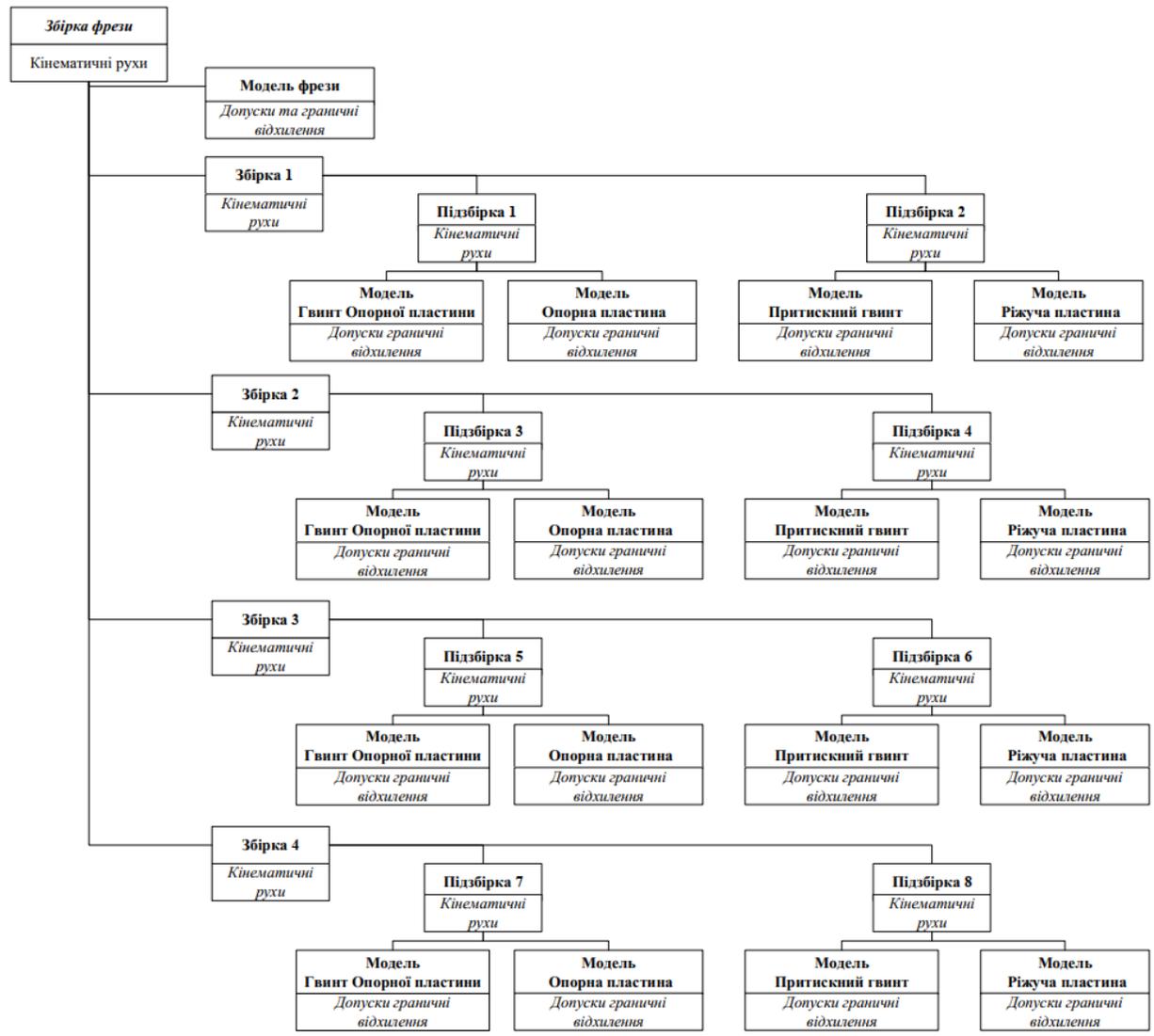


Рисунок 3.3 – Запропоноване дерево збірки

Побудова взаємозв'язків між поверхнями в семантичній підпрограмі “*Tolerancing Advisor*” ґрунтується на описаній в розділі 2 методології TTRS.

Розташування компонентів збірки в перерізі показано на рис. 3.4.

В дод. Б наведено компоненти збірки, для яких було задано допуски та граничні відхилення.

Після задання допусків та відхилень необхідно провести в середовищі модуля 3DCS симуляцію їх впливу на зміну геометрії деталі.

Побудова взаємозв'язків між поверхнями в семантичній підпрограмі “*Tolerancing Advisor*” ґрунтується на описаній в розділі 2 методології TTRS.

Розташування компонентів збірки в перерізі показано на рис. 3.4.

В дод. Б наведено компоненти збірки, для яких було задано допуски та граничні відхилення.

Після задання допусків та відхилень необхідно провести в середовищі модуля 3DCS симуляцію їх впливу на зміну геометрії деталі.

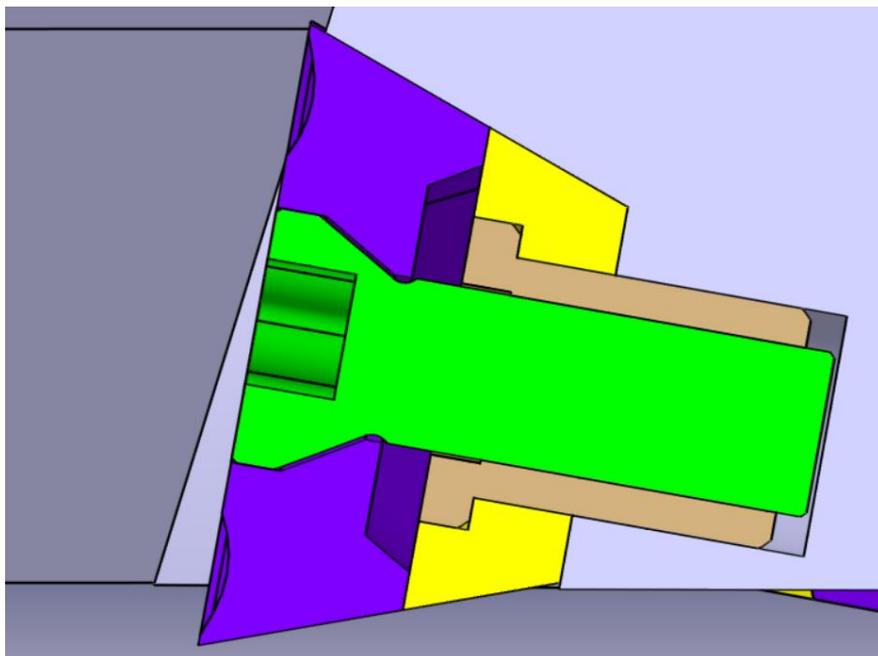


Рисунок 3.4 – Розташування компонентів збірки в перерізі

### 3.2.4 Визначення вимірювань

#### Вимірювання зовнішнього діаметра фрези

У відповідності до [45] поле допуску зовнішнього діаметра фрези не повинно бути більшим за  $Js14$ , тобто  $50\pm 0,30\text{мм}$ . Для фрез підвищеної точності –  $Js9$ , тобто  $50\pm 0,03\text{мм}$ .

Побудуємо декілька варіантів вимірювання:

1. Між вершинами різальної пластини на протилежних сторонах, тобто з'єднати дві протилежні крайні точки фрези. Два вимірювання будуть мати верхню та нижню границі  $\pm 0,03\text{мм}$  відповідно; два вимірювання будуть мати верхню та нижню границі  $\pm 0,03\text{мм}$  відповідно;
2. Між різальними кромками пластини на протилежних сторонах, тобто з'єднати дві протилежні різальні кромки фрези. Два вимірювання будуть мати верхню та нижню границі  $\pm 0,03\text{мм}$  відповідно; два вимірювання будуть мати верхню та нижню границі  $\pm 0,03\text{мм}$  відповідно;

Всього буде побудовано 8 вимірювань. Схему проведення вимірювання показано на рис.3.5.

В середовищі модуля 3DCS для першого варіанту дослідження будемо використовувати вимірювання відстані типу “*Point - Point*”.

В діалоговому вікні побудови вимірювання яке показано на рис. 3.6, необхідно задати точки між якими будемо проводити дослідження.

В розділі “*Direction*” необхідно визначити напрямок вимірювання за допомогою векторів та тип проєкції вектору - в нашому випадку проєкція вектору на площину, перпендикулярній осі інструмента. Також необхідно задати граничні межі вимірювання.

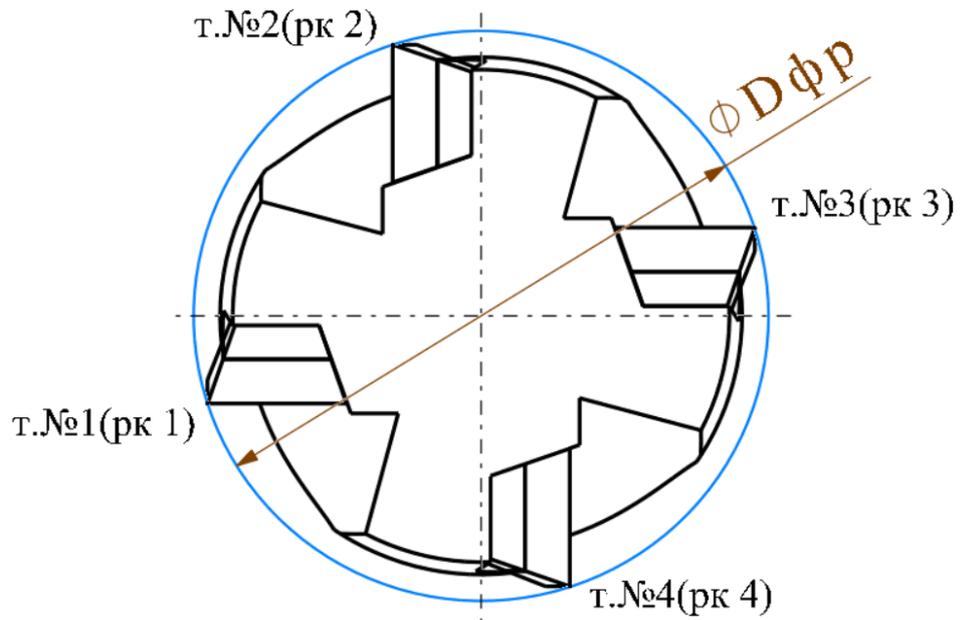


Рисунок 3.5 – Схематичне зображення вимірювання зовнішнього діаметру фрези

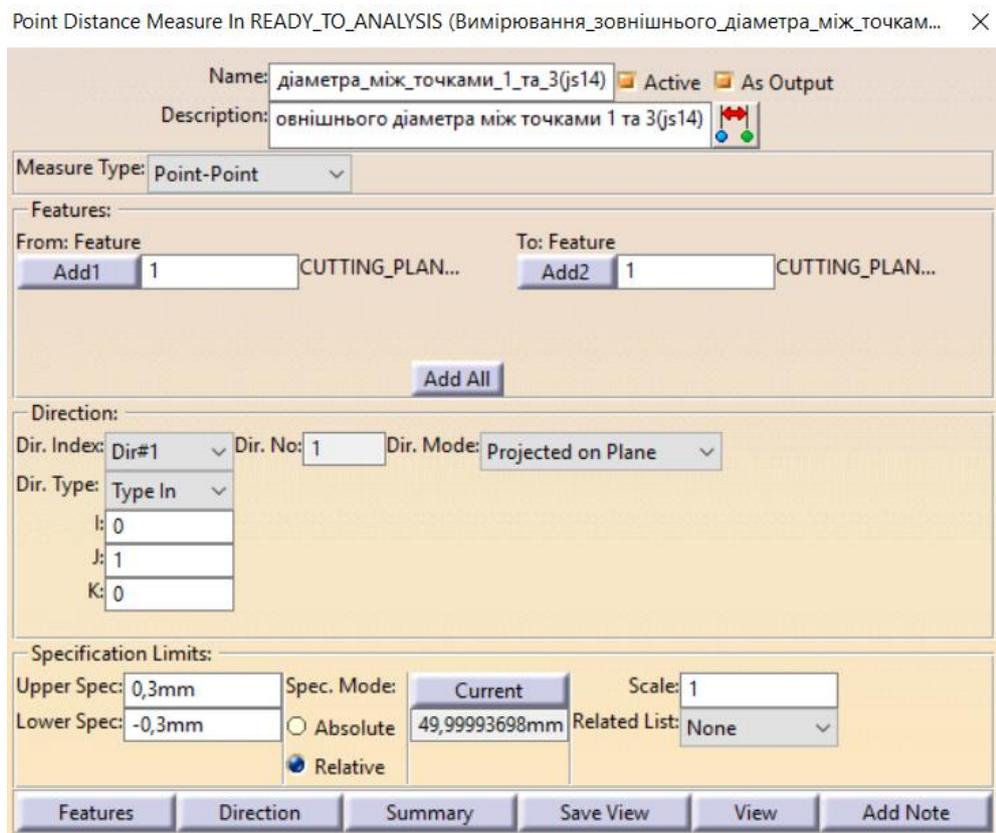


Рисунок 3.6 – Діалогове вікно побудови вимірювання в модулі 3DCS

Для другого варіанту дослідження обрано тип вимірювання “*Feat Derived*”. Всі параметри дослідження аналогічні першому варіанту, окрім того, що необхідно обрати лінії, між якими необхідно побудувати вимірювання. Діалогове вікно визначення параметрів вимірювання показано в дод Г.

#### *Вимірювання радіального биття фрези*

Основний функціонал проведення вимірювання в модуль 3DCS не має окремої команди визначення радіального биття. На сайті спільноти користувачів модуля 3DCS [48], викладено програмний код, який написано для вирішення цієї проблеми. Даний код підключається до модуля, через командну строку, після чого в діалоговому вікні вибору типу вимірювання додається новий тип “*Circular runout*”.

Нажаль програмний код був написаний для використання в новішій версії модуля а підключення до старших версій відсутнє.

#### *Вимірювання повного радіального биття*

Допуск радіального биття різальних кромek фрез, виміряний перпендикулярно до них, відносно осі хвостовик  $0.05$  мм [45].

Згідно з визначенням [36], *поле допуску повного радіального биття* – область в просторі  $\Delta$ , яка обмежена двома циліндрами, вісь яких збігається з базовою віссю, а бічні поверхні розташовані одна від одної на відстані, рівній допуску повного радіального биття.

Повне радіальне биття є результатом спільного впливу відхилення від циліндричності досліджуваної поверхні та відхилення від її співвісності відносно базової осі.

Дослідження повного радіального биття буде виконуватися за схемою, що зображено на рис. 3.6.

Перед побудовою самого вимірювання необхідно на кромці пластинки в середовищі модуля 3DCS побудувати точки, що асоційовані з TTRS поверхонь, перетин яких утворює різальну кромку. Кожна точка буде змінювати своє положення та орієнтацію у просторі від заданих граничних відхилень та допусків на поверхні пластини перетин яких утворює кромку.

На рис. 3.7 показано побудовані на перетині TTRS поверхонь точки.

Для дослідження повного радіального биття побудуємо вимірювання для кожної пластини.

В діалоговому вікні побудови вимірювання повного радіального биття яке показано на рис. 3.8 необхідно ввести дані для досліду в наступному порядку :

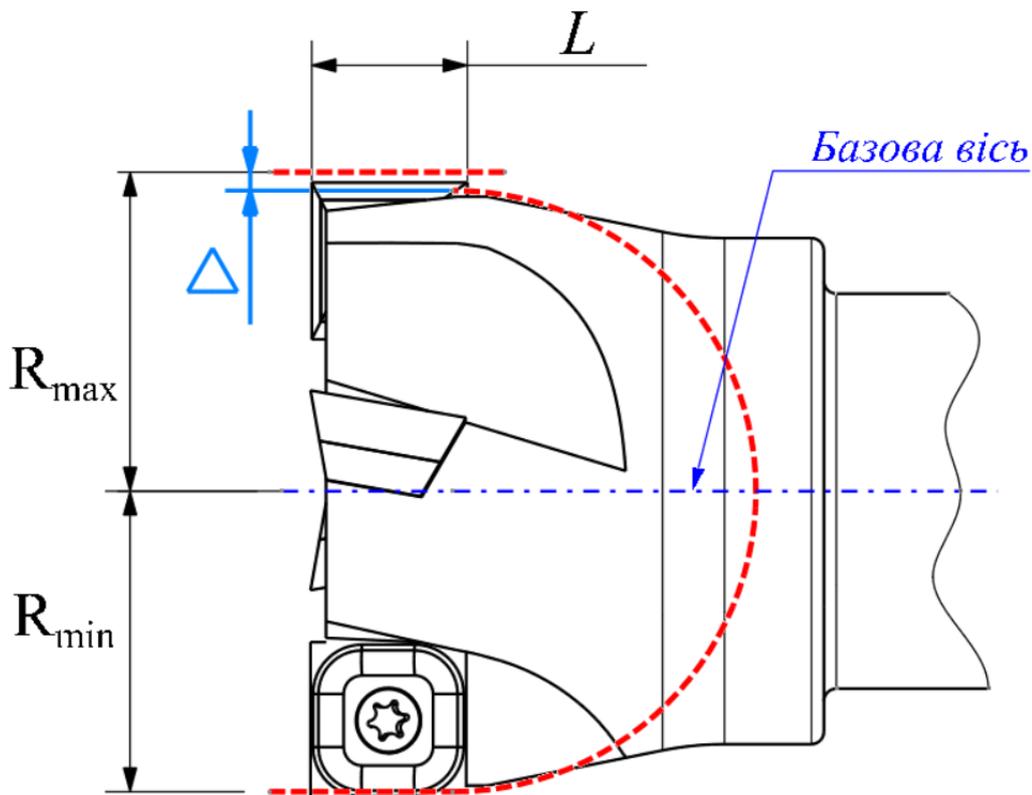


Рисунок 3.6 – Схематичне зображення вимірювання повного радіального биття фрези

1. Вибрати тип вимірювання – “*Total Runout*”;
2. В розділі “*Group 1*” першим необхідно задати точку на базовій осі або саму базову вісь. Далі необхідно послідовно обрати всі точки, які було побудовано на кромці (див рис. 3.7);
3. Напрямок вектору вимірювання визначається автоматично (також можливе визначення вручну). Вектор зв’язаний з базовою віссю, та перпендикулярний до ділянки кромки;
4. Задати граничні відхилення вимірювання.

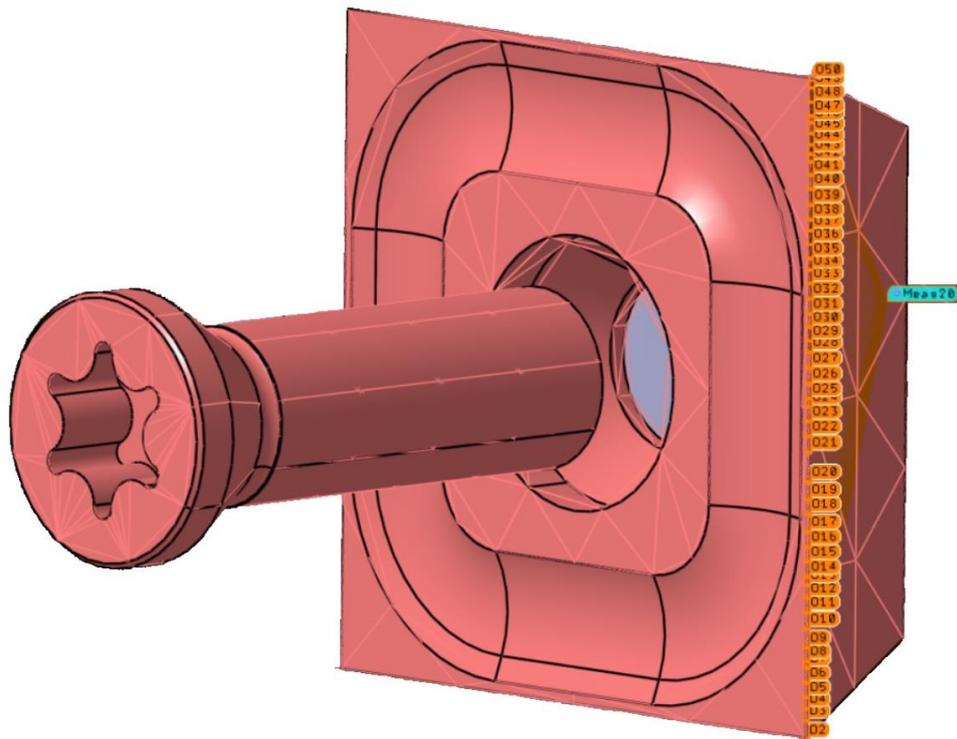


Рисунок 3.7 – Точки на перетині TTRS поверхонь

В результаті проведення аналізу, ми отримаємо діапазон “*Range*” між двома найбільш віддаленими точками при вимірюванні вздовж базової осі.

*Вимірювання повного торцевого биття*

Допуск торцевого биття варіюється в межах від 0,03 мм до 0,06мм в залежності від класу точності пластини [45].

Поле допуску повного торцевого биття – область в просторі, яка обмежена двома паралельними площинами, які розташовані одна від одної на відстані, рівній допуску повного торцевого биття  $\Delta$ , та перпендикулярні до базової осі [36].

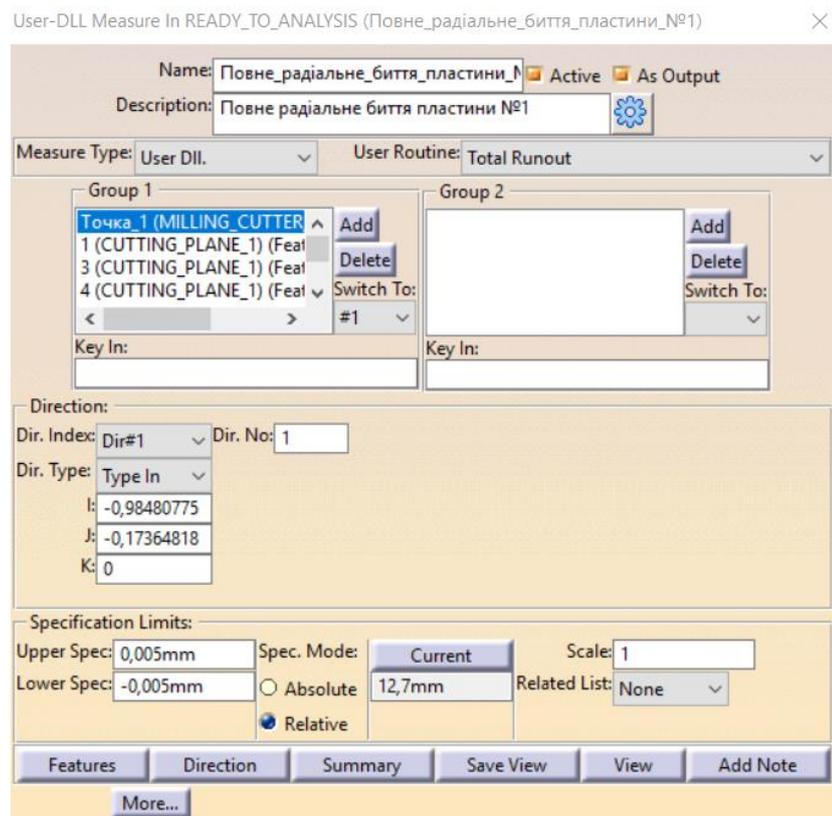


Рисунок 3.8 – Діалогове вікно побудови вимірювання повного радіального биття

Повне торцеве биття є результатом спільного впливу відхилення від площинності досліджуваної поверхні та відхилення від її перпендикулярності відносно базової осі.

Дослідження повного торцевого биття буде виконуватися за схемою, що зображено на рис. 3.9.

По аналогії з дослідженням повного радіального биття, побудуємо поле точок на кромці пластини. Точки також повинні бути асоційовані до утворюючих кромку поверхонь TTRS.

Для дослідження повного торцевого биття побудуємо вимірювання для кожної пластини.

Діалогове вікно побудови вимірювання повного торцевого биття буде та послідовність введення даних для дослідження буде аналогічним побудові вимірювання повного радіального биття [див. рис. 3.8] за виключенням побудови напрямку вимірювання: направлення вектору повинне бути перпендикулярним до базової осі та проходити через вершину різальної кромки.

Після побудови необхідних вимірів переходимо до проведення аналізу.

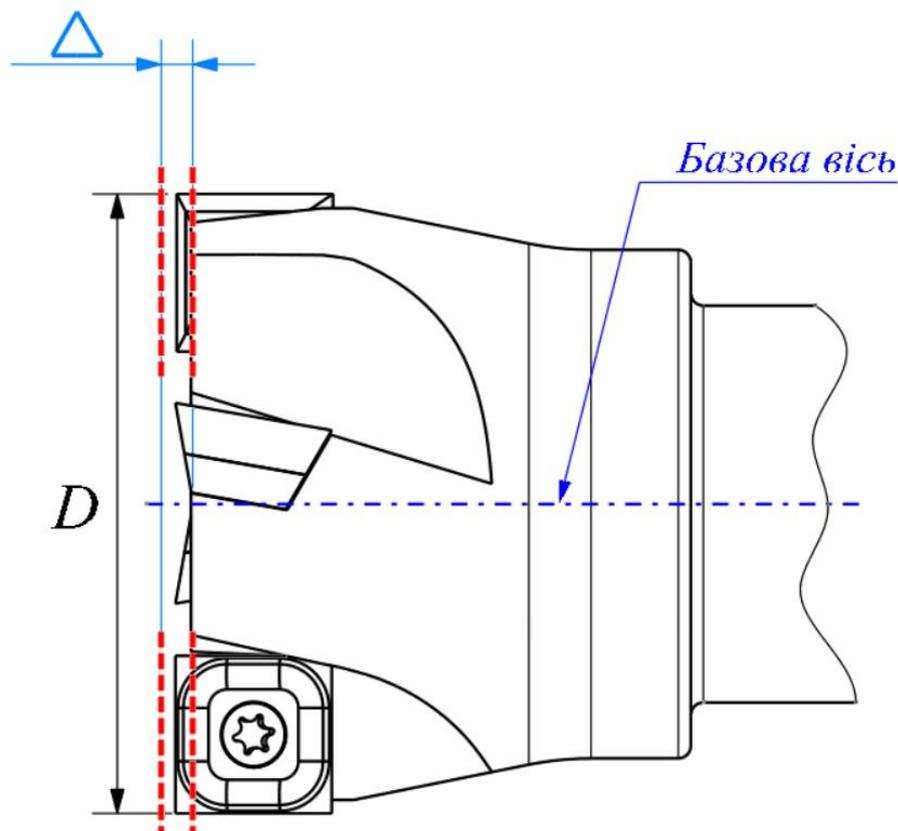


Рисунок 3.9 – Схематичне зображення проведення вимірювання повного торцевого биття фрези

### 3.3 Аналіз результатів дослідження

#### 3.4.1 Аналіз результатів дослідження зовнішнього діаметра фрези

Розглянемо результати впливу допусків та граничних відхилень компонентів збірного інструмента на величину зовнішнього діаметра фрези. На рис. 3.10 показано звіт вимірювання зовнішнього діаметра фрези між крайніми точками різальних пластин вершинами 1 та 3.

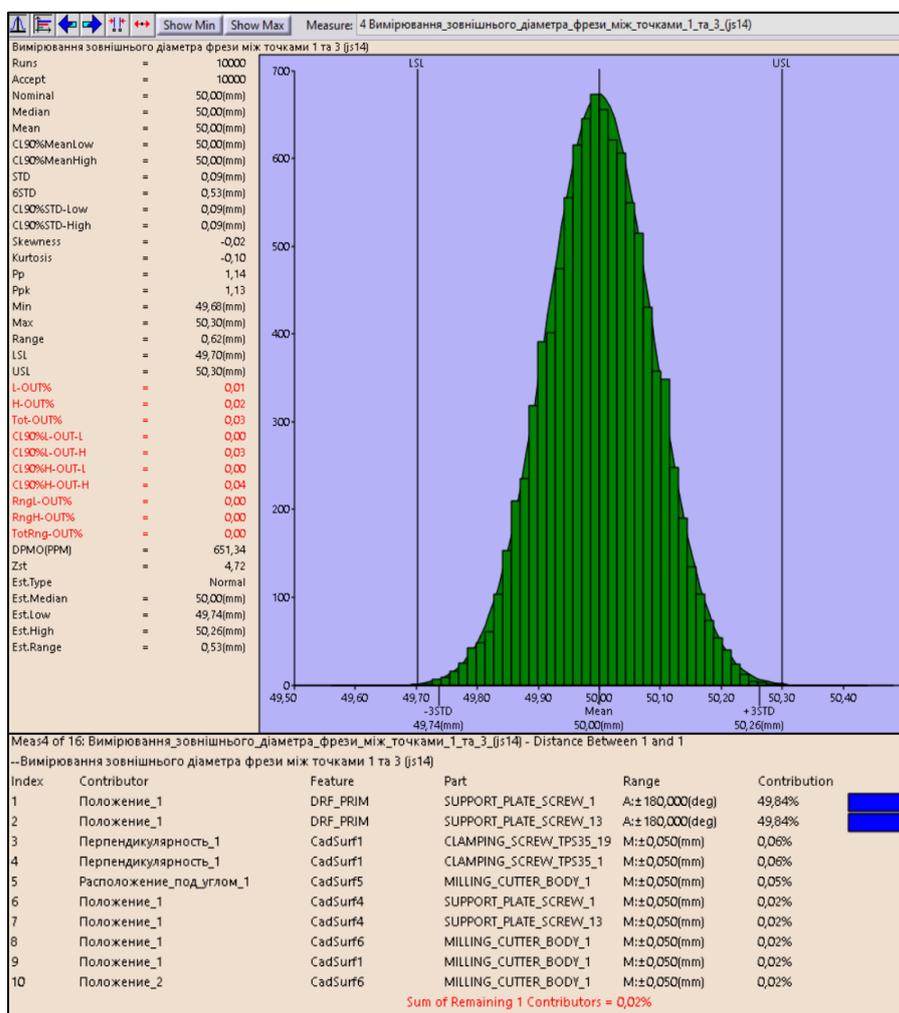


Рисунок 3.10 – Результат дослідження впливу компонентів збірного інструмента на величину зовнішнього діаметра фрези, який виміряно між вершинами різальної кромки

При умові, що допуски та відхилення на компоненти збірки задані так, як показано в дод. Б та при умові, що величина допуску на зовнішній діаметр знаходиться в діапазоні  $\pm 0.3$  мм імітація складання 10000 збірок показала, що тільки 0.065% варіантів складання не будуть відповідати заданим границям вимірювання.

Згідно з результатом, максимальний діаметр фрези може бути 50.33 мм, мінімальний 49.68 мм. З мільйону збірок, 990 не будуть відповідати заданим характеристикам. Аналіз чутливості показав, що на величину зовнішнього діаметра найбільше впливає позиційний допуск внутрішнього отвору гвинта опорної пластини [див. дод. Б].

Результатами дослідження зовнішнього діаметра по точкам 2 та 4 виявився майже ідентичним до результату вимірювання між точками 1 та 3. Звіт по дослідженню наведено дод. Д.

За результатами дослідження діаметра фрези між протилежними різальними кромками 1 і 3, та 2 і 4, звіти яких представлені в дод. В, можемо зробити висновки що найбільший діаметр буде 50.30 мм, найменший 49.67 мм. Найбільший вплив на вимірювання має позиційний допуск внутрішнього отвору гвинта опорної пластини [див. дод. Б].

Моделювання 10000 варіантів збірок, в яких вимірювання діаметра відбувалося в діапазоні  $\pm 0,03$  мм, показало що тільки 26.48% варіантів будуть знаходитися в діапазоні вимірювання. Результати дослідження наведено в дод. Д.

В даному випадку, для забезпечення точності, необхідно задати жорсткіші допуски та відхилення для компонентів які вносять найбільший вклад в результат вимірювання. У випадку, коли зміна величин допусків елементів вкладників не призводить до досягання необхідної точності, слід змінити конструкцію таких елементів.

### 3.4.1 Аналіз результатів дослідження повного радіального биття

Розглянемо результат дослідження повного радіального биття, яке було виміряно для пластини 1. Розглянемо звіт, який представлено на рис. 3.11. Шукана величина повного радіального биття, яка була отримана шляхом моделювання 10000 збірок, дорівнює 0.01 мм. Найбільший вплив на результат вносять відхилення притискного гвинта.

Результати вимірювань для інших пластин показано в дод. Д.

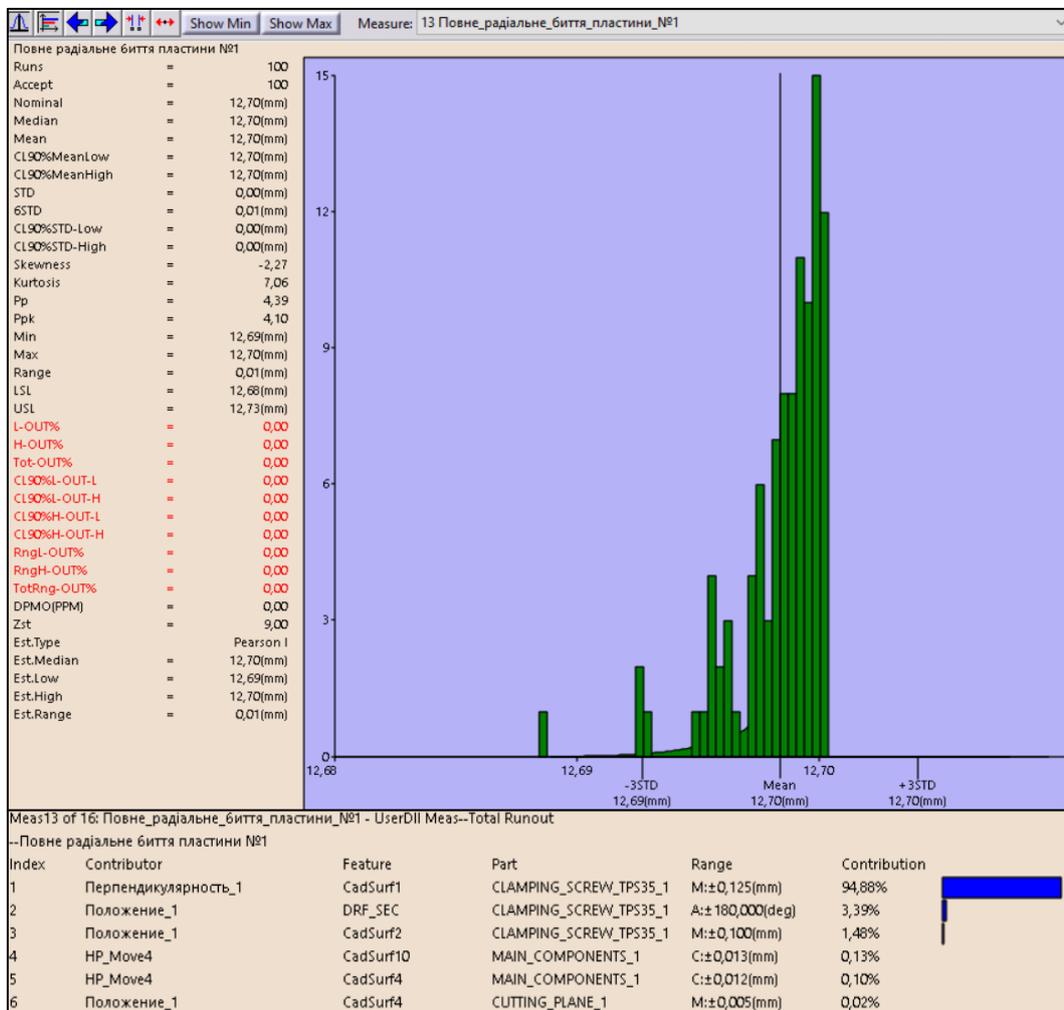


Рисунок 3.11 – Результати дослідження впливу допусків та відхилень компонентів збірного інструмента на величину повного радіального биття

### 3.4.1 Аналіз результатів дослідження повного торцевого биття

Розглянемо результат дослідження повного торцевого биття, яке було виміряно для пластини 1. Розглянемо звіт, який представлено на рис. 3.12. Шукана величина повного радіального биття, яка була отримана шляхом моделювання 10000 збірок, дорівнює 0.02 мм.

Найбільший вплив на результат вносять відхилення притискного гвинта [див. дод. Б]. Результати вимірювань для інших пластин показано в дод. В.

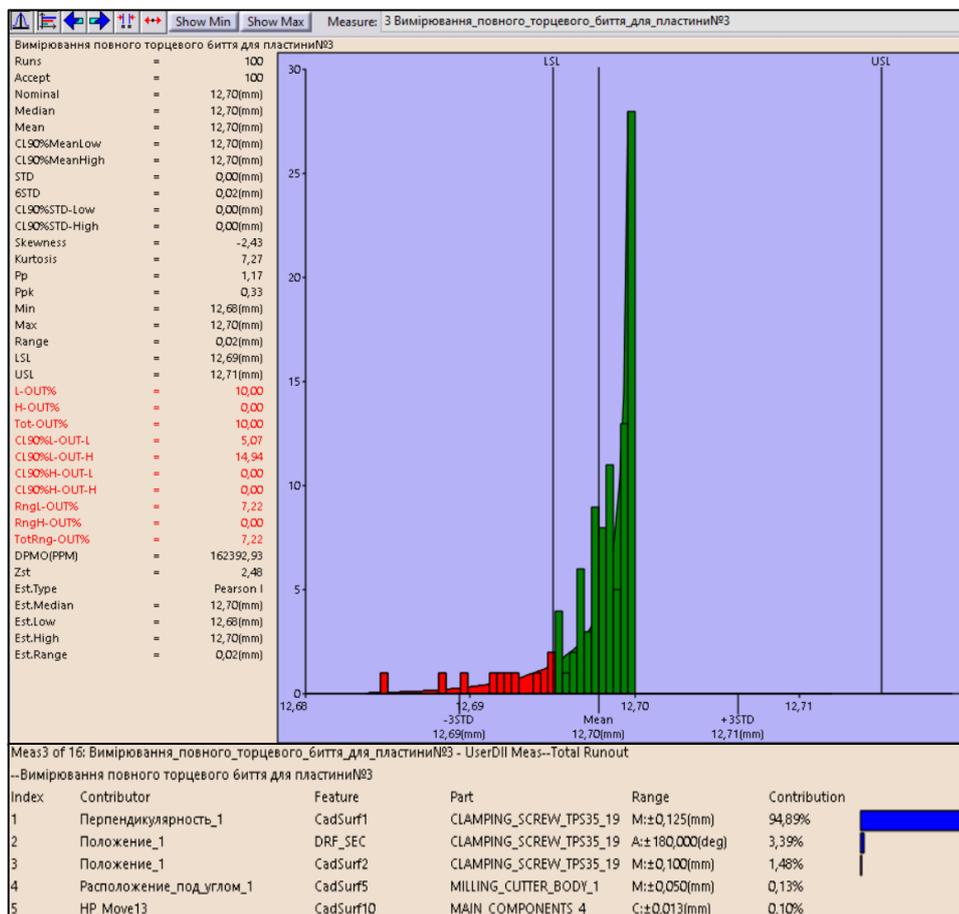


Рисунок 3.12 – Результати дослідження впливу допусків та відхилень компонентів збірного інструмента на величину повного торцевого биття

## ***Висновок***

Для проведення аналізу впливу допусків та граничних відхилень в середовищі модуля 3DCS було обрано збірну кінцеву фрезу в якій необхідно дослідити зовнішній діаметр, повне радіальне та торцеве биття. Побудова моделі дослідження відбувалась згідно з алгоритмом, що був запропонований в розділі 2.

За результатами дослідження, при умові використання запропонованого дерева побудови та кінематичних рухів, які описують процес складання та використовуючи запропоновані допуски та відхилення на компоненти збірки, можемо зробити висновок, що діаметр фрези буде знаходитися в діапазоні  $\pm 0.3$  мм, повне радіальне биття  $0.01$  мм, повне торцеве биття  $0.02$  мм.

За результатами аналізу чутливості, бачимо що найбільший вплив на зміну величини зовнішнього діаметра фрези має позиційний допуск внутрішнього отвору гвинта позиційної пластини; найбільший вплив на зміну повного торцевого та радіально биття вносять допуски та відхилення притискного гвинта різальної пластини. Результати аналізу чутливості показали, допуски та відхилення яких компонентів можна оптимізувати, для забезпечення характеристик точності.

Для того, щоб зовнішній діаметр фрези знаходився в межах  $\pm 0.03$  мм необхідно уточнити назначені допуск та відхилення, або уточнити конструкційні особливості

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Проведено літературний аналіз з метою знаходження підходів до забезпечення точності збірок на етапі проектування. За результатом порівняння систем комп'ютерного моделювання забезпечення точності, було обрано програмне середовище, в якій було проведено дослідження.

На основі теоретичних відомостей стосовно того, за якою методикою будується тривимірна геометрія в обраній програмі, за якою методикою необхідно задавати просторові геометричні допуски, на які етапи розбито процес зчитування варіацій геометричної моделі під впливом на її поверхні назначеного відхилення було запропоновано алгоритм для підготовки збірки до проведення розмірного аналізу.

Для дослідження було обрано збірну кінцеву фрезу. Під час побудови моделі досліду, було запропоновано дерево збірки та, виходячи з особливостей логіки програмного продукту, було запропоновано умови орієнтації компонентів збірки у просторі та кінематичні рухи складання.

Результатами дослідження вимірювання характеристик точності збірного інструмента в середовищі 3DCS, показали що при заданих допусках та відхиленнях на компоненти збірки, зовнішній діаметр фрези буде знаходитися в діапазоні  $\pm 0.3$  мм, повне радіальне биття  $0.01$  мм, повне торцеве биття  $0.02$  мм. Аналіз чутливості показав, які допуски та відхилення на мають найбільший вплив на зміну результату вимірювання: для зовнішнього діаметра фрези має найбільший вплив позиційний допуск внутрішнього отвору гвинта позиційної пластини; найбільший вплив на зміну повного торцевого та радіально биття вносять допуски та відхилення притискного гвинта різальної пластини.

З метою забезпечення точності зовнішнього діаметра фрези в межах допуску  $\pm 0.03$  мм, необхідно провести оптимізацію допусків та відхилень, та уточнити конструкцію збірної фрези.

Запропоновану методику підготовки моделі розмірного аналізу та побудови дерева збірки і рухів симуляції складання можна застосовувати для дослідження характеристик точності будь-якого інструмента та виробів машинобудування в цілому.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Дунаев, П.Ф. Расчет допусков размеров [Текст] / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. М.: Машиностроение, 2001. 304 с.
2. Балакшин, Б.С. Основы технологии машиностроения [Текст] / Б.С. Балакшин. М.: Машиностроение, 1969. 358 с.
3. Тищенко О.Ф., Валединский А.С. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учеб. для студентов приборостроит. Спец. вузов. М.: Машиностроение, 1977. 357 с.
4. Цепи размерные. Основные положения. Методы расчета линейных и угловых цепей. РД 50-635-87. — [Введен с 1987-06-01]. — К.: Издательство стандартов, 1987. —24 с.
5. Мягков, В.Д. Допуски и посадки. Справочник. В 2-х ч. [Текст] / В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинским. Л.: Машиностроение, 1983. 448 с.
6. Gerth RJ, Hancock WM. Computer aided tolerance analysis for improved process control *Computers and Industrial Engineering*. 38: p. 1-19.
7. J. Gao, W. K. Chase and P. S. Magleby. A New Monte Carlo Simulation Method for Tolerance Analysis of Kinematically Constrained Assemblies, Brigham Young University, Utah
8. S. G. Garde. Connecting rod's manufacturing improvements and process planning. Tolerance chain analysis and training material, KTH Royal Institute of Technology, Stockholm, 2015.
9. R. B. Fischer. Mechanical Tolerance Stackup and Analysis. Second edition, United States of America: CRC Press, 2011.
10. W. A. Taylor. VarTran. Taylor Enterprises Inc., Libertyville, 2004.

11. C.-Y. Lin, W.-H. Huang, M.-C. Jeng and J.-L. Doong. Study of an assembly tolerance allocation model based on Monte Carlo simulation. *Materials Processing Technology*, No 70, pp. 1-8, 1995.
12. M. Movahhedy, S. Khodayagan. *Tolerance Analysis of Mechanical Assemblies with Asymmetric Tolerances*, World congress, Detroit, Michigan, april 2007.
13. K. G. Swift, R. M, J. D. Booker and R. Batchelor. *Tolerances in Assembly Stack Design*, International Congress and Exposition, Detroit, 1999.
14. P. O'Connor and A. Kleyner. *Monte Carlo Simulation, Practical reliability engineering*, 5th edition, United States of America, John Wiley & Sons Inc., 2012, p. 108.
15. P. D. Kroese, T. Taimre and I. Z. Botev. *Uniform Random Number Generation*, *Handbook of Monte Carlo Methods*, New Jersey, Wiley, 2011
16. Huiwen Yan, Xiangji Wu, Jiangxin Yang. *Application of Monte Carlo Method in Tolerance Analysis*, 13th CIRP conference on Computer Aided Tolerancing, 2017.
17. Grossman D D. *Monte Carlo simulation of tolerancing in discrete parts manufacturing and assembly*, 1976.
18. Charles G. Glancy. *A second-order method for assembly tolerance analysis*. ASME Design Engineering Technical Conferences, September 12-15, 1999, Las Vegas, Nevada.
19. G. C. Glancy and W. K. Chase. *A second-order method for assembly tolerance analysis*, ASME Design Engineering Technical Conferences, September 12-15, 1999, Las Vegas, Nevada.
20. S. Arya, S. Kumar and V. Jain. *Application of Monte Carlo Technique for Analysis of Tolerance & Allocation of Reciprocating Compressor Assembly*, *International Journal of Research in Mechanical Engineering & Technology (IJRMET)* Vol. 2, pp. 1-17, 2012.

21. Gao, J., K. W. Chase and S. P. Magleby. Comparison of Assembly Tolerance Analysis by the Direct Linearization Method and Modified Monte Carlo Simulation Methods, Proc. of the ASME Design Engineering Tech. Conf., 1995, pp. 353-360.
22. 3D Design & Engineering Software for Architecture, Manufacturing and Entertainment [електронний ресурс] / Autodesk, 2011. - Режим доступу <http://autodesk.com.html>, вільний.
23. Комплексные решения для автоматизации инженерной деятельности и управления производством [електронний ресурс]/ АСКОН, 2011. – Режим доступу <http://ascon.ru.html>, вільний.
24. PLM Solutions, 3D CAD and simulation software [електронний ресурс] / Dassault Systemes, 2011. – Режим доступу <http://3ds.com.html>, вільний.
25. PLM Software - Product Lifecycle Management Software [Електронний ресурс] / PTC, 2011. – Режим доступу <http://ptc.com.html>, вільний.
26. Tolerance Analysis Software by Sigmetrix CETOL 6 [Електронний ресурс] / Sigmetrix, 2011. – Режим доступу <http://sigmetrix.com.html>, вільний.
27. Р. Бирбраев, Ю. Космачев - CETOL 6 Сигма: Осознанная целесообразность точности [електронний ресурс]. – Режим доступу <http://www.umpro.ru>, вільний.
28. K.W. Chase, P.M. Spencer and J. Gao. Tolerance analysis of two- and three-dimensional mechanical assemblies with small kinematics adjustments, in: Advanced tolerancing techniques, H.C. Zhang, ed., John Wiley & Sons, New York, 1997, pp. 103-137.
29. K.W. Chase. Minimum-cost tolerance allocation, in: Dimensioning and tolerancing handbook, (Chapter 14), P. jr. Drake, ed., McGraw-Hill, New York, 1999.

30. D. M. Wisniewsky and P. Gomer. Tolerance analysis using VSA-3D for engine applications, in: Geometric design tolerancing: theories, standards and applications, H.A. ElMaraghy, ed., Chapman & Hall, London, 1998, pp, 453-464.
31. M. Iannuzzi and E. Sandgren. Optimal tolerancing: the link between design and manufacturing productivity, proceedings of ASME Design Theory and Metrology (DTM '94) Conference, DE-Vol. 68, 1994, pp. 29-42.
32. M. Iannuzzi and E. Sandgren. Tolerance optimisation using genetic algorithms: benchmarking with manual analysis, in: Proceedings of the 4th CIRP Design Seminar on Computer Aided Tolerancing, F. Kimura, ed., University of Tokyo, Tokyo, Japan, Chapman & Hall, London, 1995, pp. 217-234.
33. PLM Solutions, 3D CAD and simulation software [Електронний ресурс] / Dassault Systemes, 2011. – Режим доступу <http://3ds.com.html>, вільний.
34. M. Yu, Y. Yan, J. Hao and W. Guoxin. A Nonlinear Tolerance Analysis Using Worst-Case and Matlab, Advanced Materials Research, pp. 1-7, 2011.
35. D. Flack and K. Bevan, Measurement Good Practice Guide, No. 79, Teddington: National Physical Laboratory, 2005.
36. ASME Y14.5M-1994 (1994) Dimensioning and tolerancing. The American Society of Mechanical Engineers, New York.
37. Loof J, Soderberg R. Top-down decomposition of multiproduct requirements onto locator tolerances. Proc. Of ASME IMECE, 2007.
38. Clément, A.; Rivière, A.; Serré, P.: A Declarative Information Model for Functional Requirements. In Computer-aided Tolerancing, F. Kimura (éd.), 1996, 3-16.

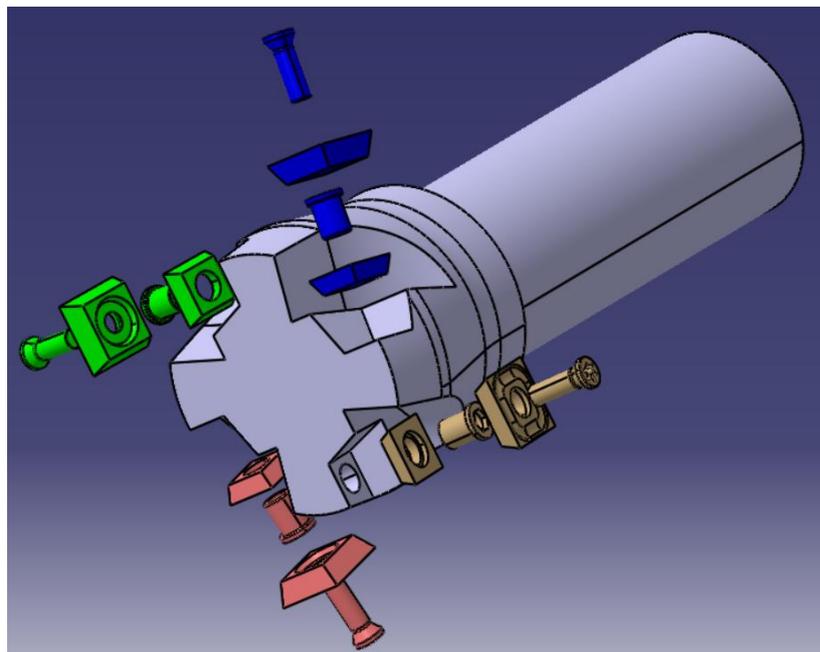
39. Clément, A.; Rivière, A.; Serré, P.; Valade, C.: The TTRSs:13 Constraints for Dimensioning and Tolerancing. In Geometric Design Tolerancing: Theories, Standards and Applications (Hoda A. ElMaraghy, Springer US, 1998, 122-131.
40. ISO 17450-1:2011 -Geometrical product specifications (GPS) --General concepts --Part 1: Model for geometrical specification and verification, Standard No. ISO 17450-1, AFNOR, 2011.
41. ISO 17450-2:2012 -Geometrical product specifications (GPS) --General concepts --Part 2: Basic tenets, specifications, operators, uncertainties and ambiguities, StandardNo. ISO 174502,AFNOR, 2012.
42. САА V5 Encyclopedia 2007, Dassault Systèmes.[Електронний ресурс] Режим доступу <http://www.3ds.com>, вільний.
43. D. Gaunet, 3D Functional Tolerancing & Annotation: CATIA tools for Geometrical Product Specification, Geometric Product Specification, Kluwer, 2003, pp25-33
44. Chase, K. W., S. P. Magleby, and C. G. Glancy, “A Comprehensive System for Computer-Aided Tolerance Analysis of 2-D and 3-D Mechanical Assemblies”, Proceedings of the 5<sup>th</sup> CIRP Seminar on Computer-Aided Tolerancing, Toronto, Ontario, April 28-29, 1997.
45. ГОСТ 28436-90. Фрезы концевые с механическим креплением многогранных твердосплавных пластин. Технические условия [Текст]. – М.: Изд-во стандартов, 1991. -18с.
46. Вращающийся инструмент Mitsubishi. Каталог. 2014.
47. Вращающийся инструмент Mitsubishi. Пластины для фрезерования. Каталог. 2014.
48. DCS community [електронний ресурс] – Режим доступу <https://community.3dcs.com>, тільки для авторизованих користувачів.

## **ДОДАТКИ**

*Додаток А. Реалізація запропонованого дерева побудови збірки, реалізована в середовищі САПР CATIA V5-V6*

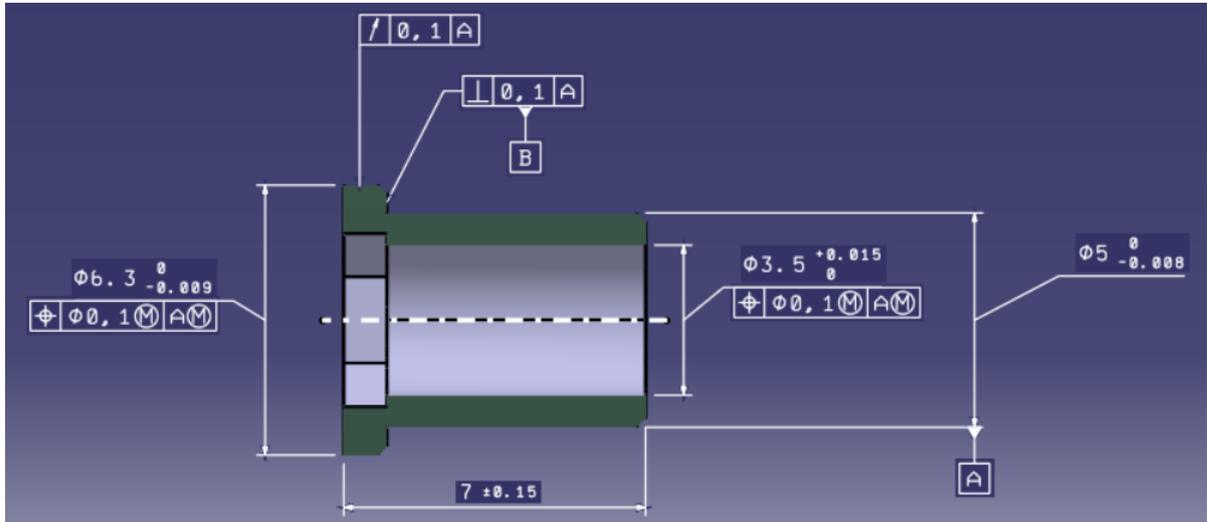


*Запропоноване дерево збірки. Реалізоване в CATIA V5-6 R27*

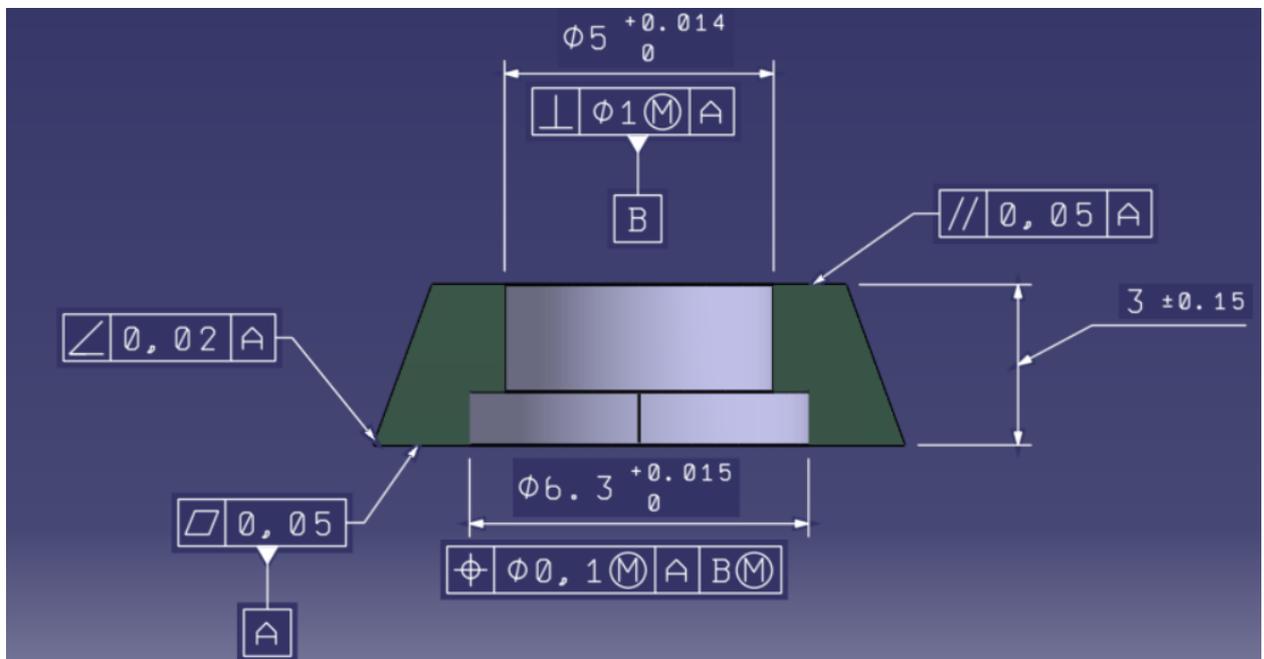


*Збірка фрези перед відправкою в модуль 3DCS*

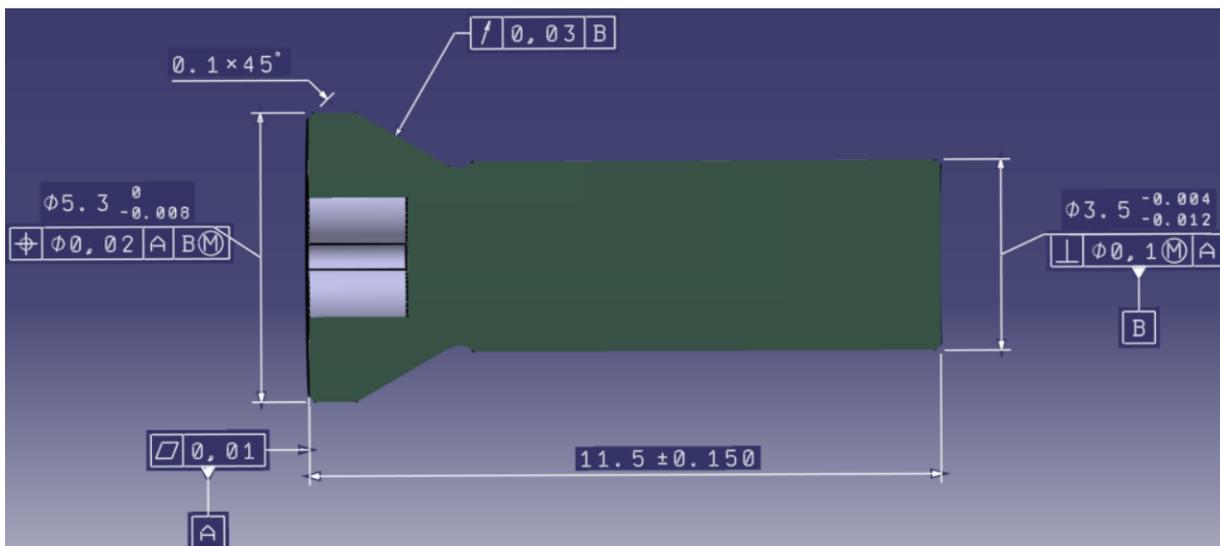
**Додаток Б. Тривимірні моделі компонентів збірок з  
назначеними допусками та відхиленнями, побудовані в  
середовищі САПР CATIA V5-V6**



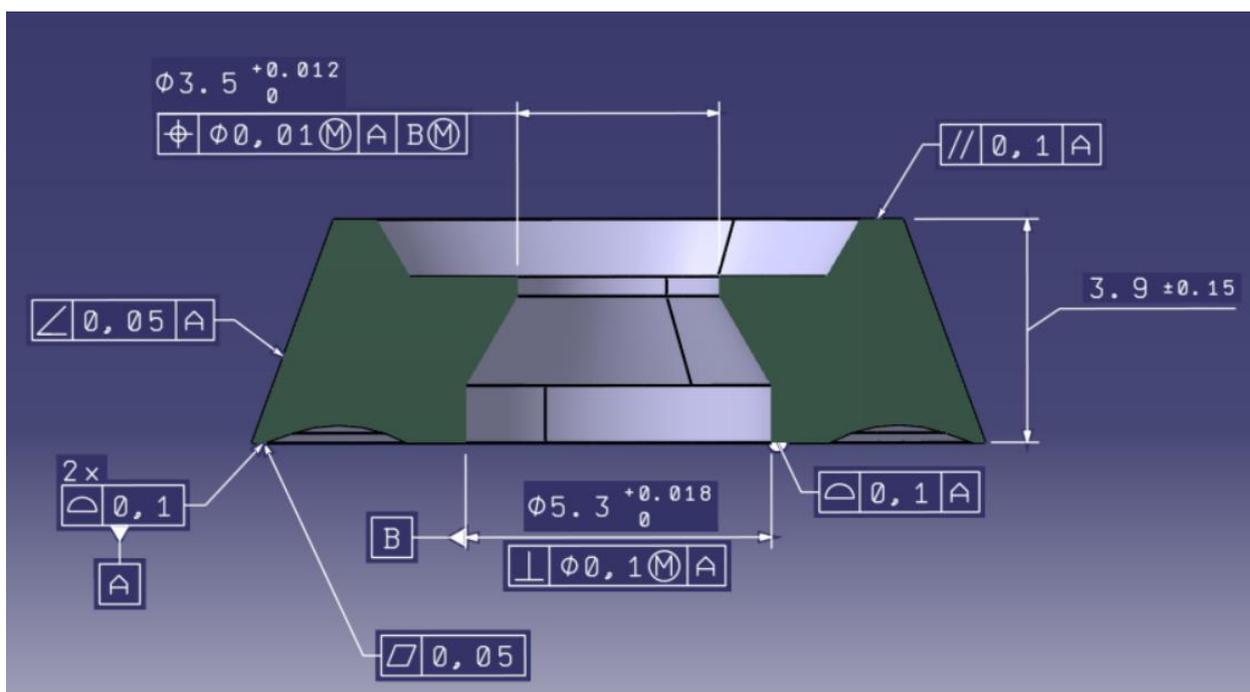
*Гвинт опорної пластини з зображенням допусків та граничних відхилень*



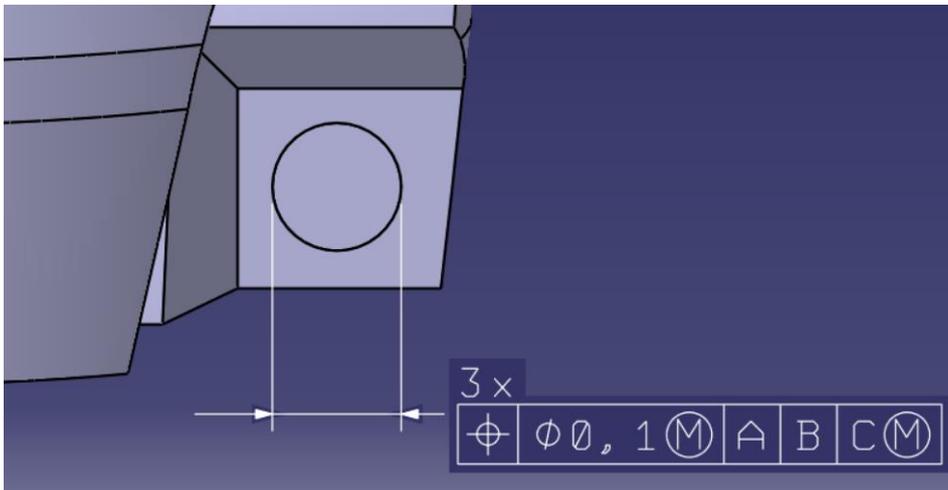
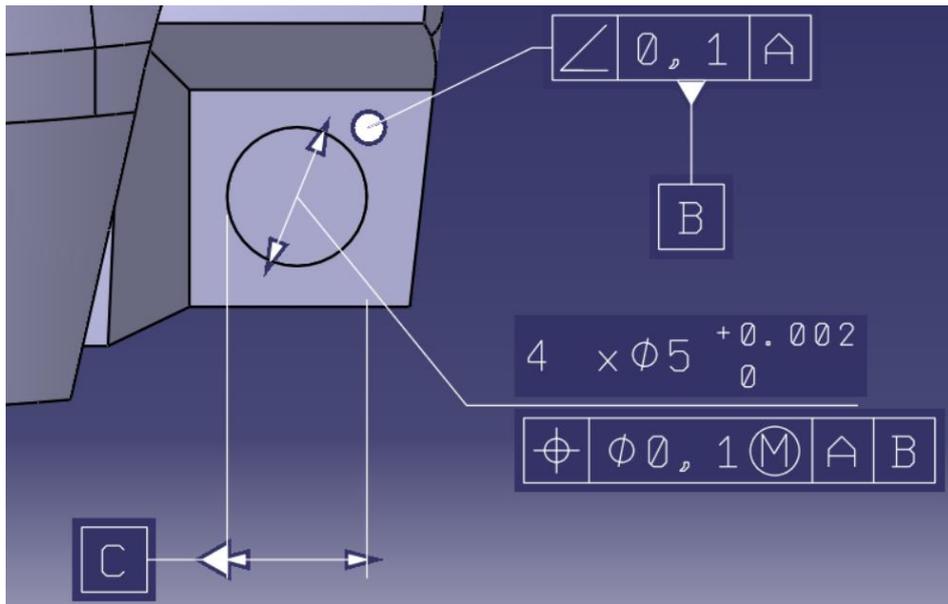
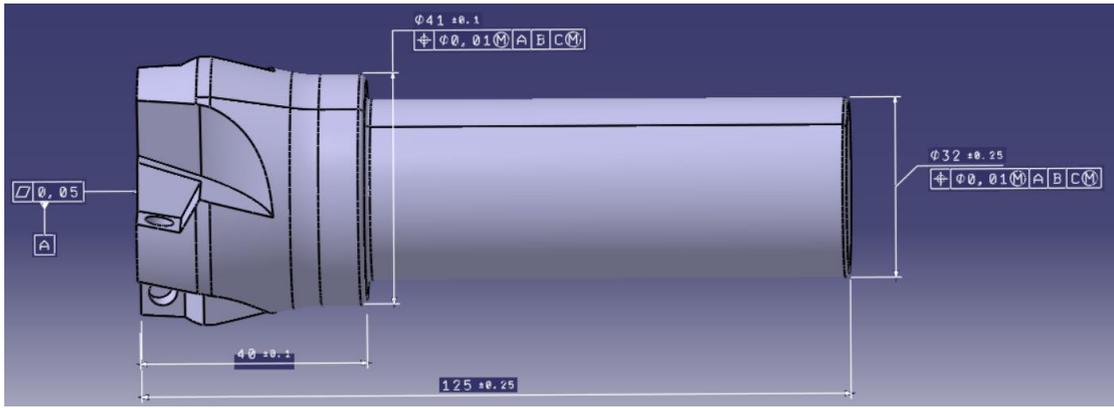
*Опорна пластина з зображенням допусків та граничних відхилень*



*Притисний гвинт з зображенням допусків та граничних відхилень*



*Металорізальна пластина з зображенням допусків та граничних відхилень*

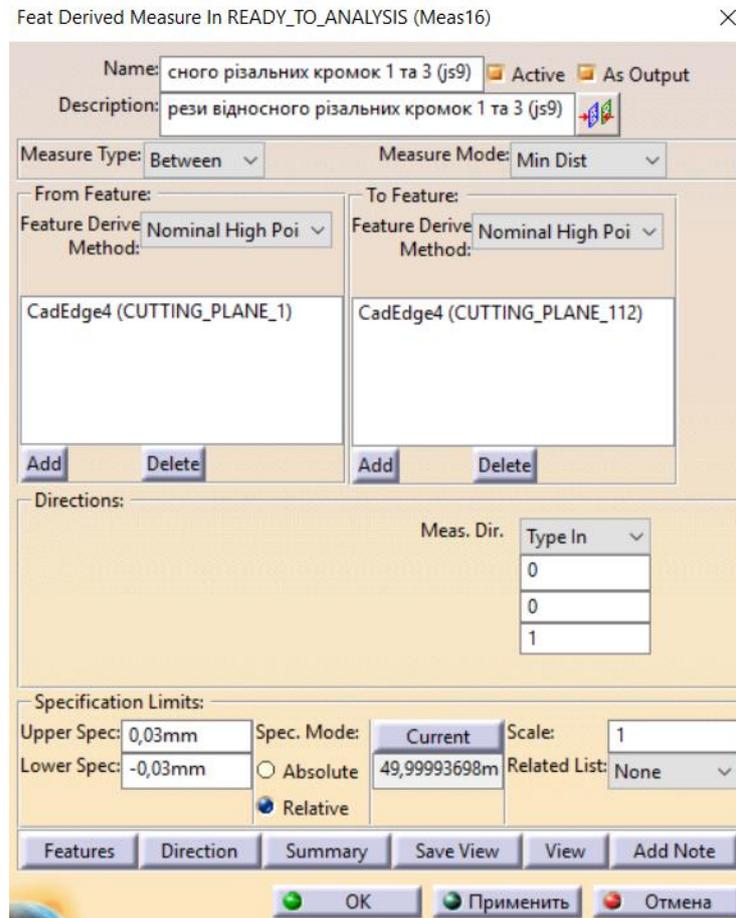


Корпус фрези з зображенням допусків та граничних відхилень

## Додаток В. Дерево збірки в середовищі модуля 3DCS

-  READY\_TO\_ANALYSIS ()
  -  MILLING\_CUTTER\_BODY\_1 ()
  -  1 ()
    -  SUPPORT\_COMPONENTS\_1 ()
      -  SUPPORT\_PLATE\_SCREW\_1 ()
      -  BASEPLATE\_STAS400\_(SOLID)\_1 ()
    -  MAIN\_COMPONENTS\_1 ()
      -  CLAMPING\_SCREW\_TPS35\_1 ()
      -  CUTTING\_PLANE\_1 ()
  -  2 ()
    -  SUPPORT\_COMPONENTS\_2 ()
      -  BASEPLATE\_STAS400\_(SOLID)\_14 ()
      -  SUPPORT\_PLATE\_SCREW\_11 ()
    -  MAIN\_COMPONENTS\_2 ()
      -  CUTTING\_PLANE\_110 ()
      -  CLAMPING\_SCREW\_TPS35\_17 ()
  -  3 ()
    -  SUPPORT\_COMPONENTS\_3 ()
      -  SUPPORT\_PLATE\_SCREW\_12 ()
      -  BASEPLATE\_STAS400\_(SOLID)\_15 ()
    -  MAIN\_COMPONENTS\_3 ()
      -  CUTTING\_PLANE\_111 ()
      -  CLAMPING\_SCREW\_TPS35\_18 ()
  -  4 ()
    -  SUPPORT\_COMPONENTS\_4 ()
      -  BASEPLATE\_STAS400\_(SOLID)\_16 ()
      -  SUPPORT\_PLATE\_SCREW\_13 ()
    -  MAIN\_COMPONENTS\_4 ()
      -  CUTTING\_PLANE\_112 ()
      -  CLAMPING\_SCREW\_TPS35\_19 ()

*Додаток Г. Діалогове вікно побудови кінематичних рухів  
в середовищі модуля 3DCS*



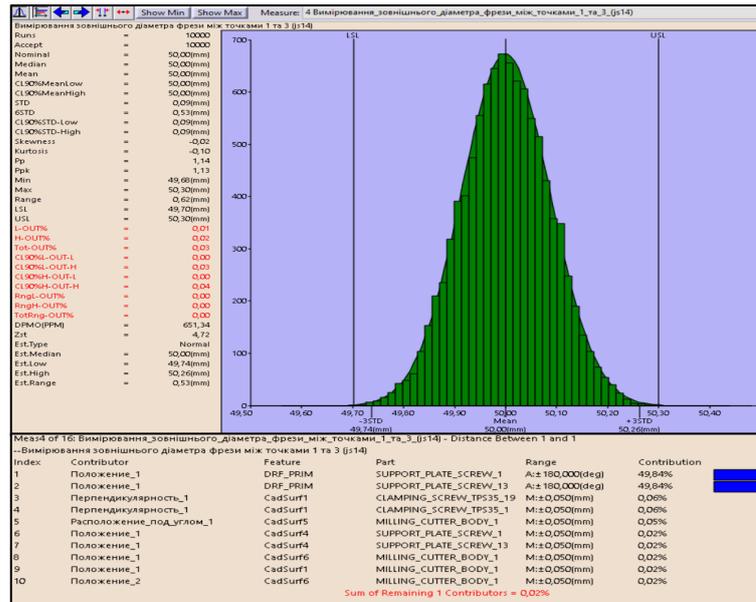
*Діалогове вікно визначення параметрів вимірювання зовнішнього діаметра  
між різальними кромками фрези*

## Додаток Д. Результати дослідження вимірювань

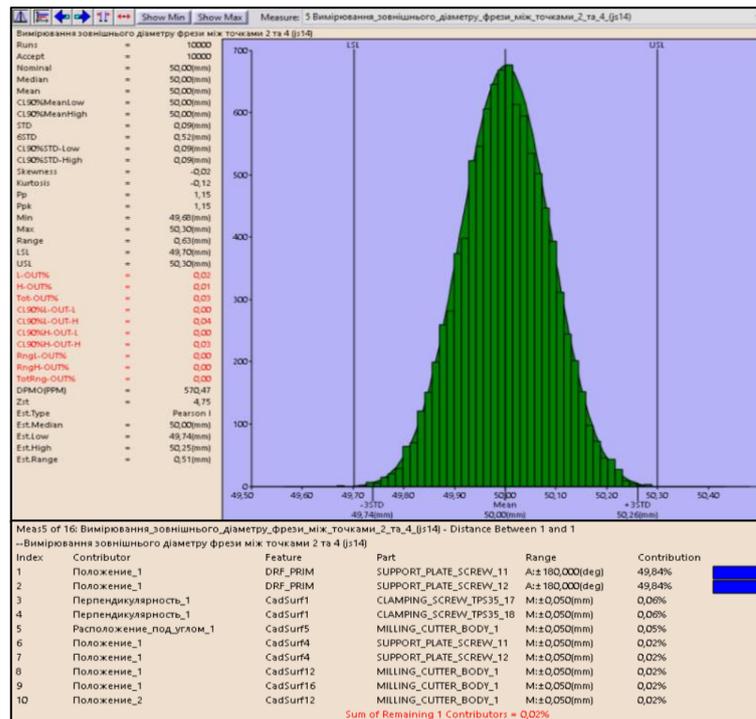
Результати дослідження зовнішнього діаметра фрези по вершинам різальної кромки.

В границях  $50 \pm 0,30$  мм:

1. між точками 1 та 3:

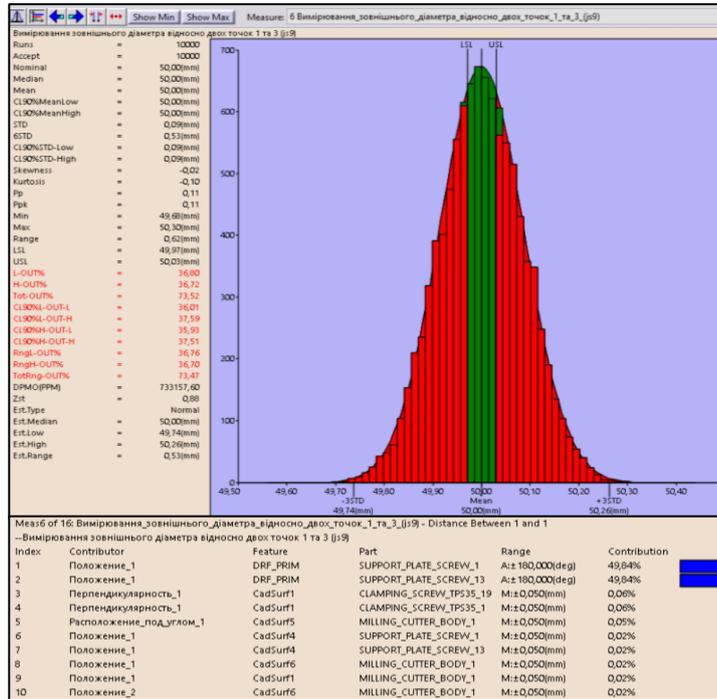


2. Між точками 2 та 4:

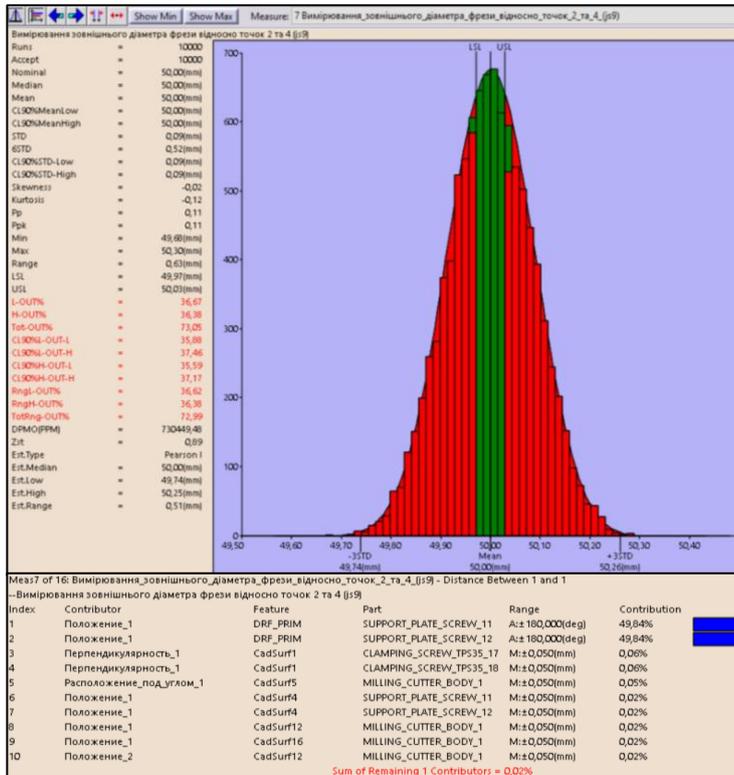


В границях  $50 \pm 0,03 \text{ мм}$ :

1. між точками 1 та 3:



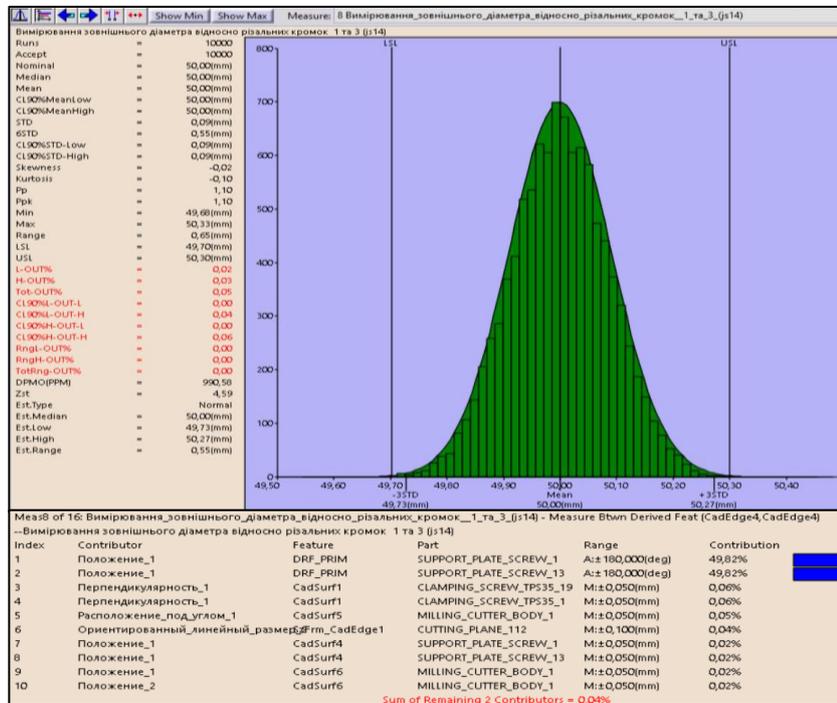
2. між точками 2 та 4:



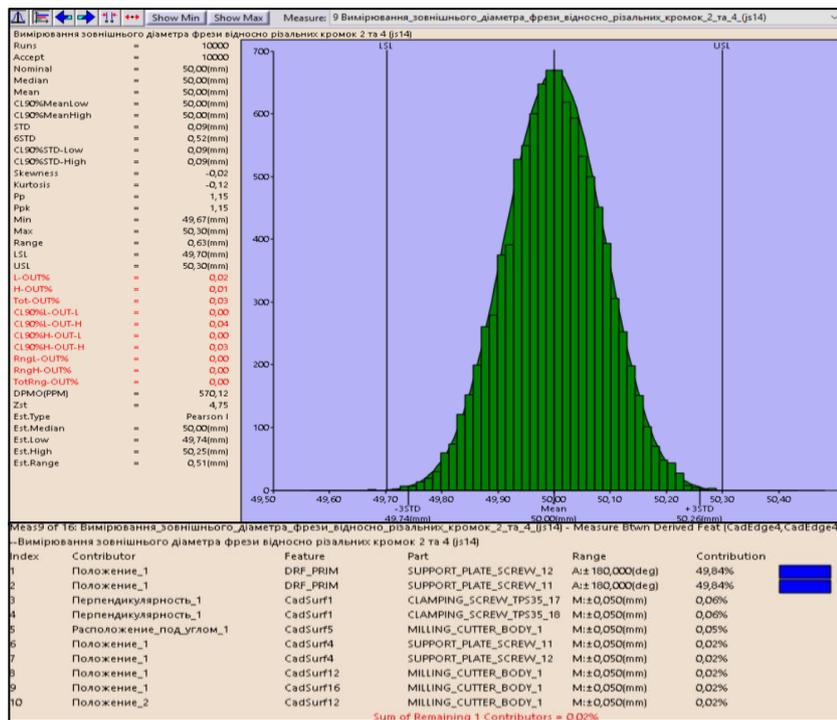
# Результати дослідження зовнішнього діаметра фрези, що був вимірний по різальним кромкам.

В границях  $50 \pm 0,3$  мм:

## 1. Між різальними кромками 1 та 3:

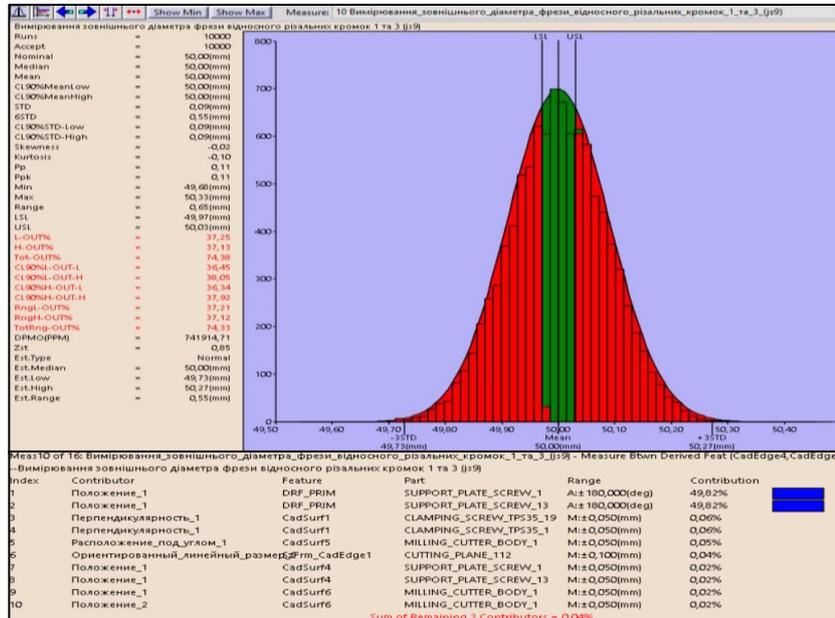


## 2. Між різальними кромками 2 та 4:

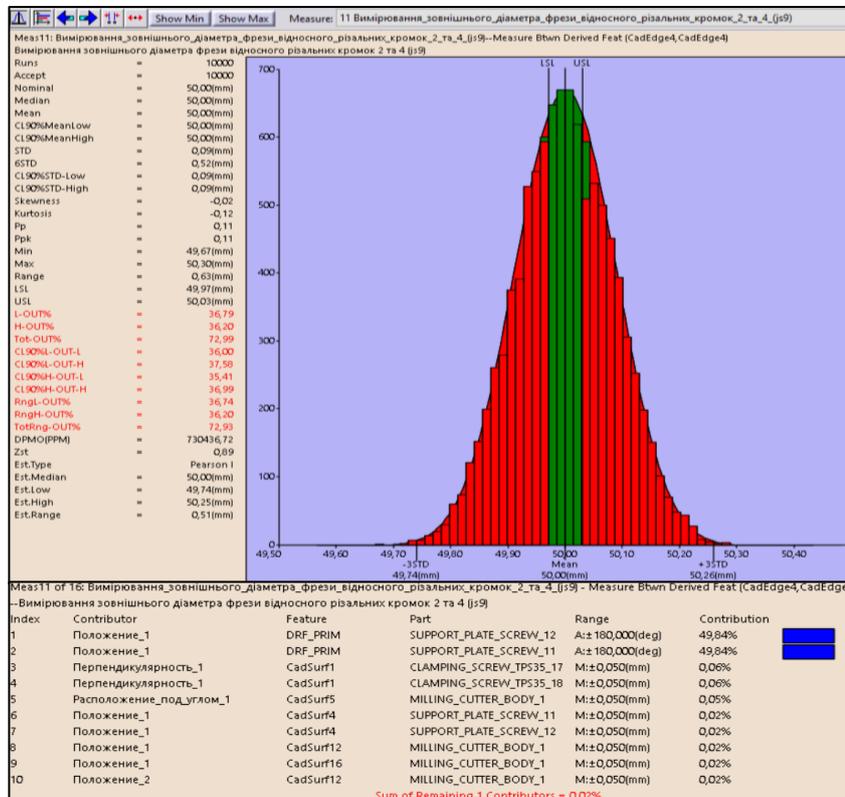


В границях  $50 \pm 0,03 \text{ мм}$

### 1. Між різальними кромками 1 та 3:

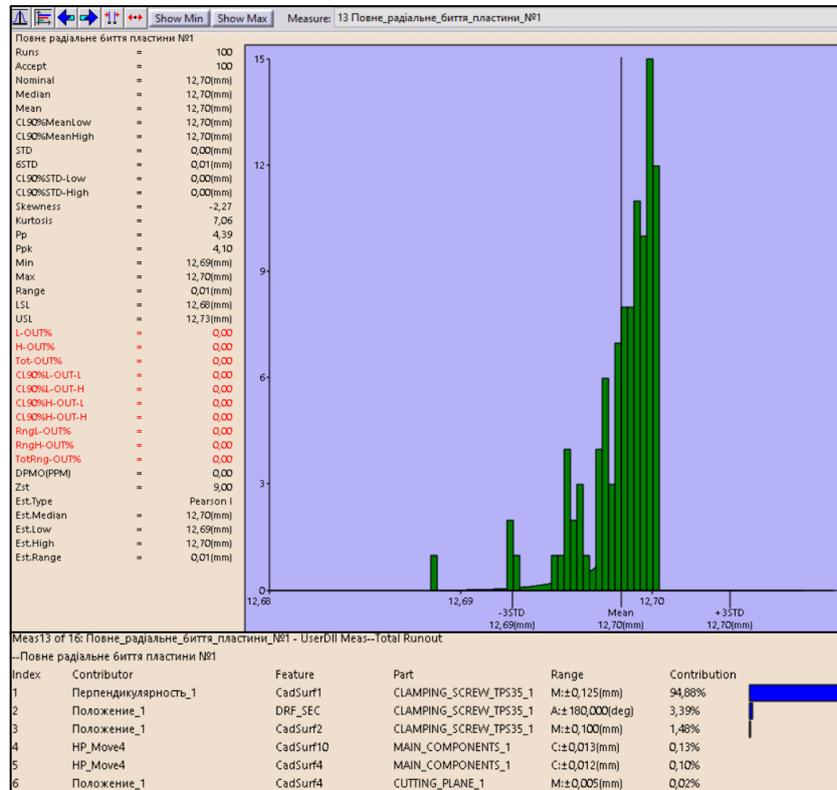


### 2. Між різальними кромками 2 та 4:

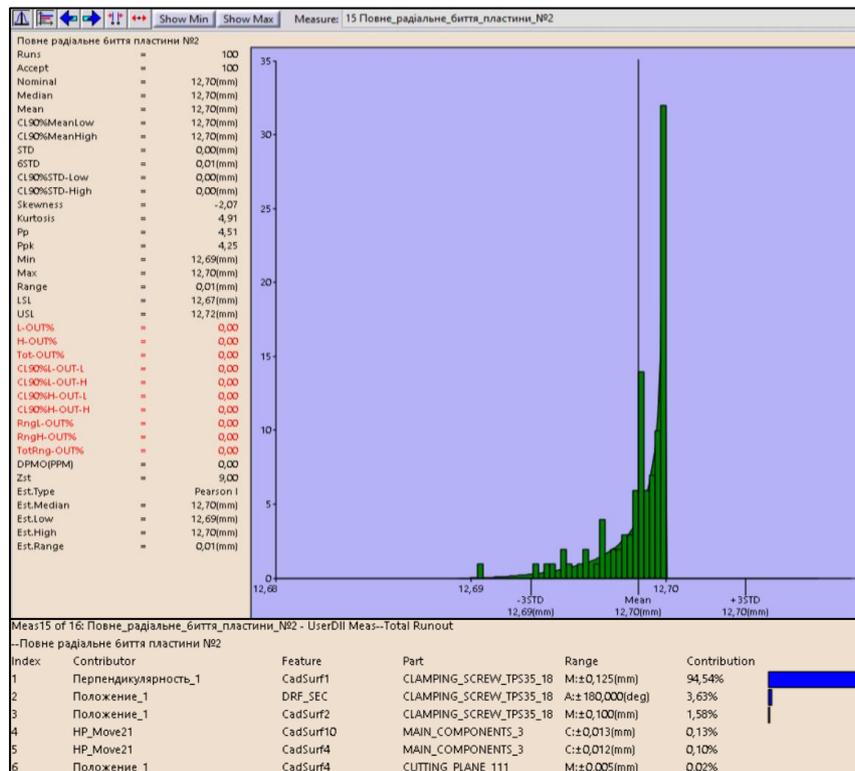


# Результати дослідження повного радіального биття фрези

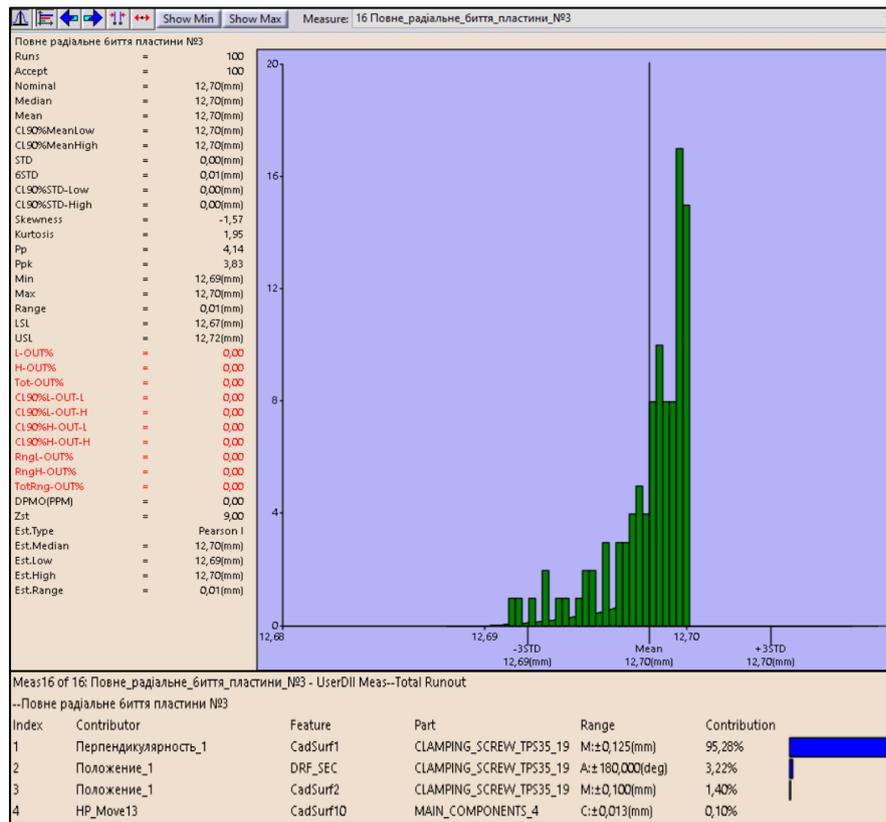
## 1. Для пластини №1:



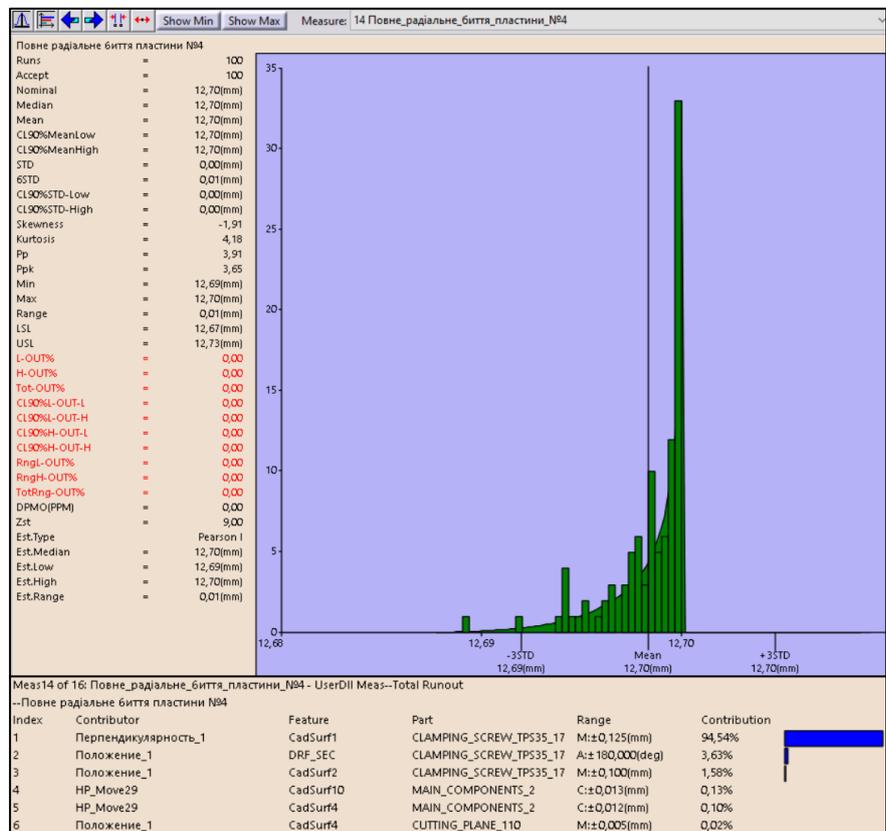
## 2. Для пластини №2:



### 3. Для пластины №3:

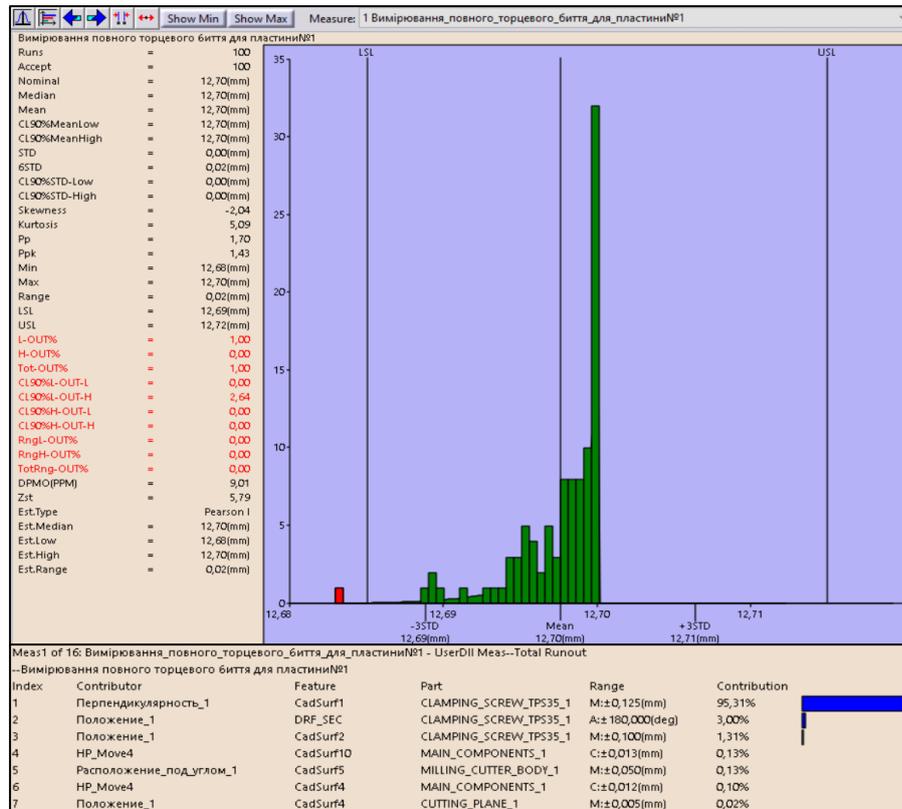


### 4. Для пластины №4:

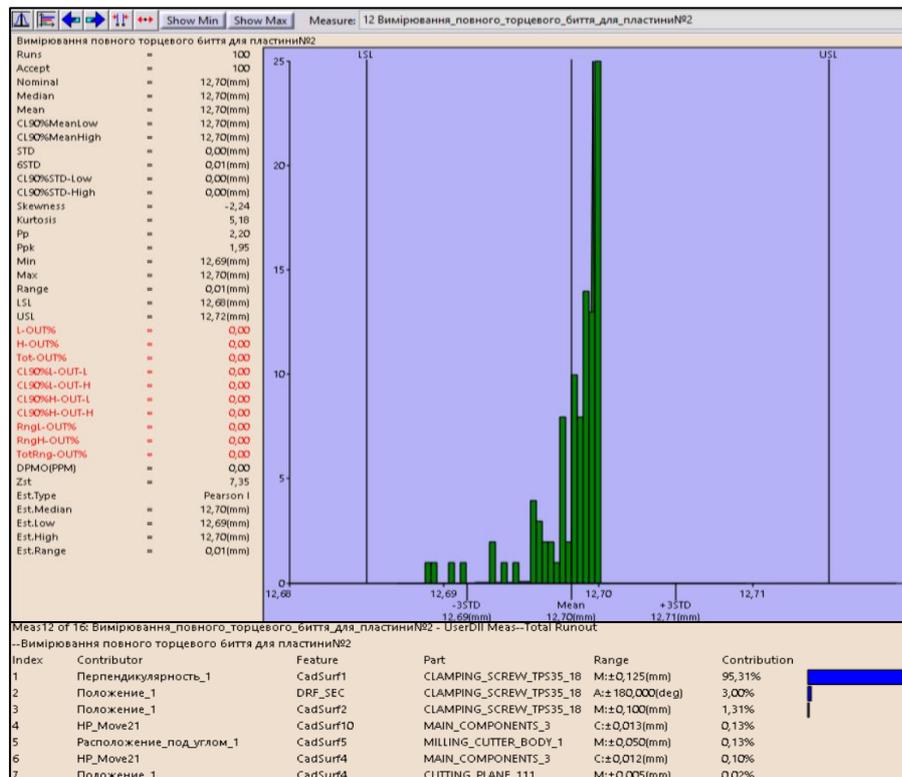


# Результати дослідження повного торцевого биття фрези

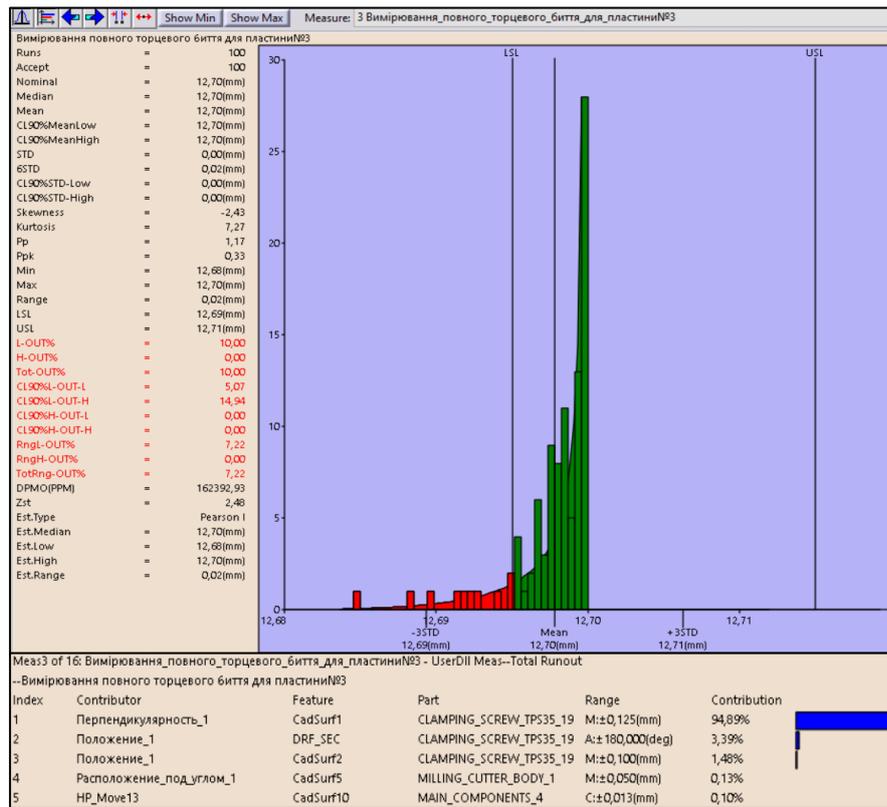
## 1. Для пластини №1:



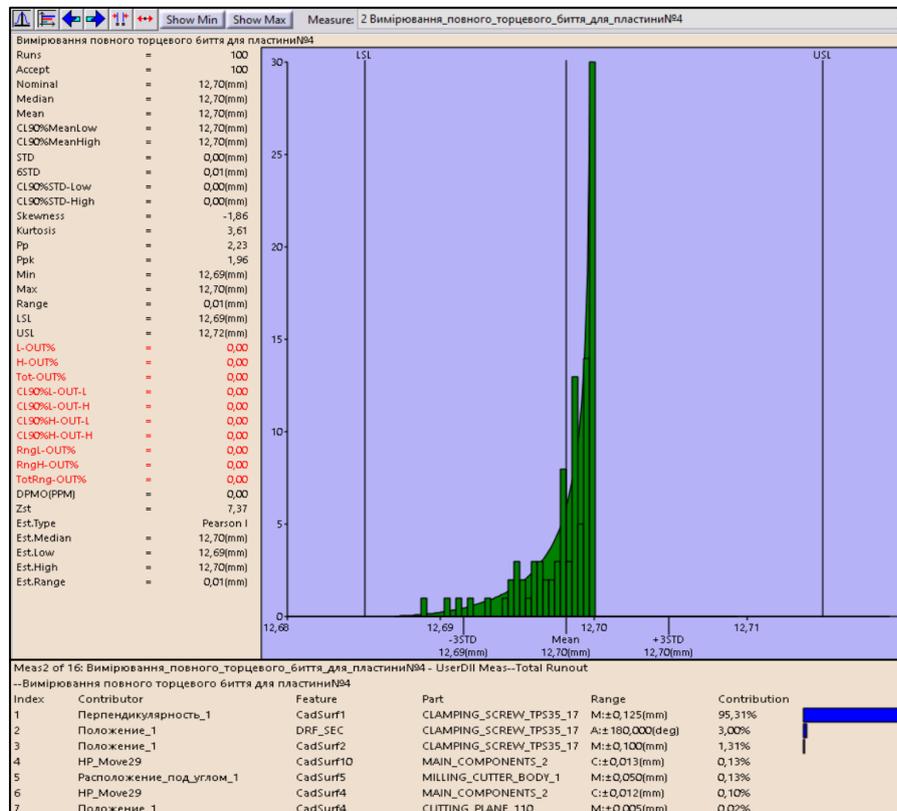
## 2. Для пластини №2:



### 3. Для пластины №3:



### 4. Для пластины №4:



## Додаток Е. Матеріали презентації

### Слайд №1

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ ім. Ігоря Сікорського»  
Механіко-машинобудівний інститут  
Кафедра інтегрованих технологій машинобудування ім. П.Р. Родіна

### Комп'ютерне моделювання забезпечення точності збірного різального інструменту

Виконав студент VI курсу  
Групи МІ-52м, ММІ  
*Яковенко Д.В.*  
Керівник  
*д.т.н., проф. Пасічник В.А.*

*Київ 2018*

### Слайд №2

#### Мета дослідження:

Забезпечення точності збірного різального інструменту шляхом оптимізації допусків та відхилень компонентів збірки на етапі проектування

#### Задачі дослідження:

- Провести аналіз існуючих підходів до забезпечення точності на етапі проектування та за результатами порівняння систем автоматизованого моделювання забезпечення точності обрати програмне забезпечення для проведення дослідження точності складання збірного різального інструменту.
- З використанням функціональних можливостей програмного забезпечення для статистичного моделювання тривимірних розмірних ланцюгів запропонувати алгоритм дослідження характеристик точності, що враховує особливості збірного інструменту.
- Побудувати тривимірну модель збірки згідно з запропонованим деревом. Використовуючи запропонований алгоритм побудови дослідити комп'ютерну модель різального інструменту. Навести рекомендації по оптимізації допусків та відхилень компонентів збірки згідно з результатами аналізу.

2

Слайд №3

**Розмірним ланцюгом** називається сукупність розмірів, що безпосередньо беруть участь у розв'язанні поставленої задачі і утворюють замкнений контур розмірів, які визначають точність відносного розташування поверхонь однієї або декількох деталей в збірному з'єднанні.

**Розмірні ланцюги класифікуються**

**За місцем у виробі:**

- детальні
- складальні

**За сферою застосування:**

- конструкторські
- технологічні
- вимірвальні

**За розташуванням ланок:**

- скалярні
- векторні
- комбіновані

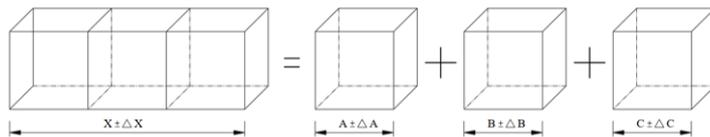
**За характером взаємних зв'язків:**

- незалежні
- паралельно зв'язані
- комбіновано зв'язані

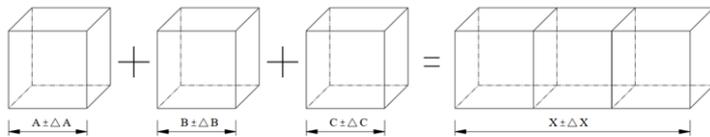
Слайд №4

**Під час розрахунку розмірних ланцюгів вирішується:**

- Пряма задача (**задача аналізу**) розмірних ланцюгів:  
знаходження допусків та відхилень складових ланок



- Обернена задача (**задача синтезу**) розмірних ланцюгів:  
знаходження допуску та відхилення замикаючої ланки



## Методи забезпечення точності замикаючої ланки розмірних ланцюгів

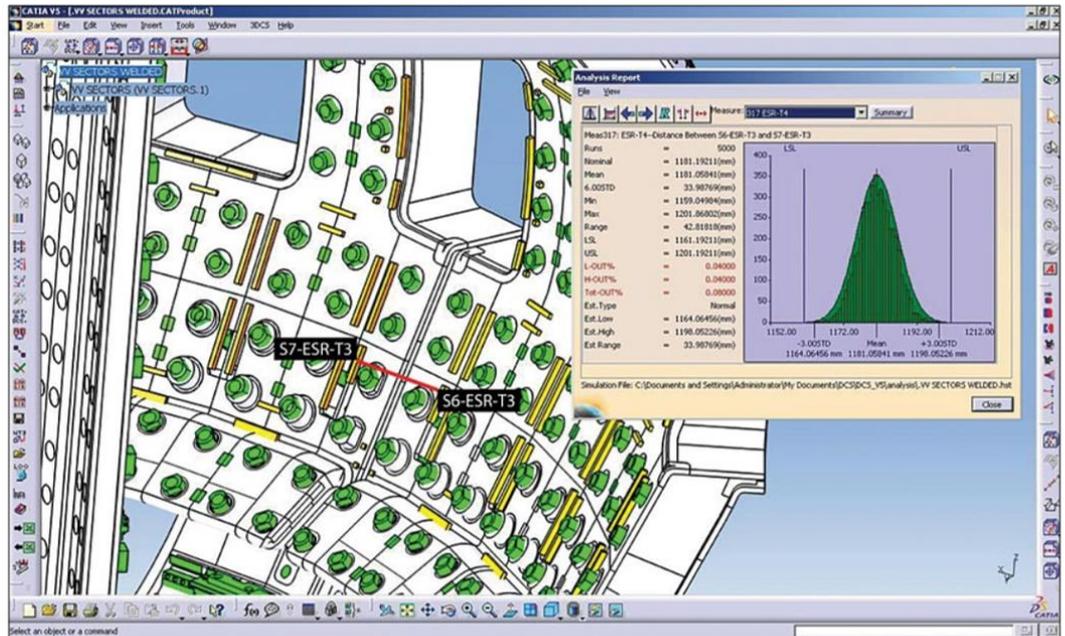
- Повної взаємозамінності;
- Неповної взаємозамінності;
- Групової взаємозамінності;
- Регулювання;
- Пригонки.

## Методи за допомогою яких проводиться розмірний аналіз

- Метод мінімуму – максимуму (worst case method)
- Ймовірнісний метод розрахунку розмірного ланцюга (Root Sum Square )
- Метод Монте-Карло (Метод статистичних випробувань)
- Метод векторної петлі (Vector-loop Tolerance Models)
- Ряд Тейлора, також відомий як Лінеаризований метод



### Інтерфейс програмного продукту 3DCS

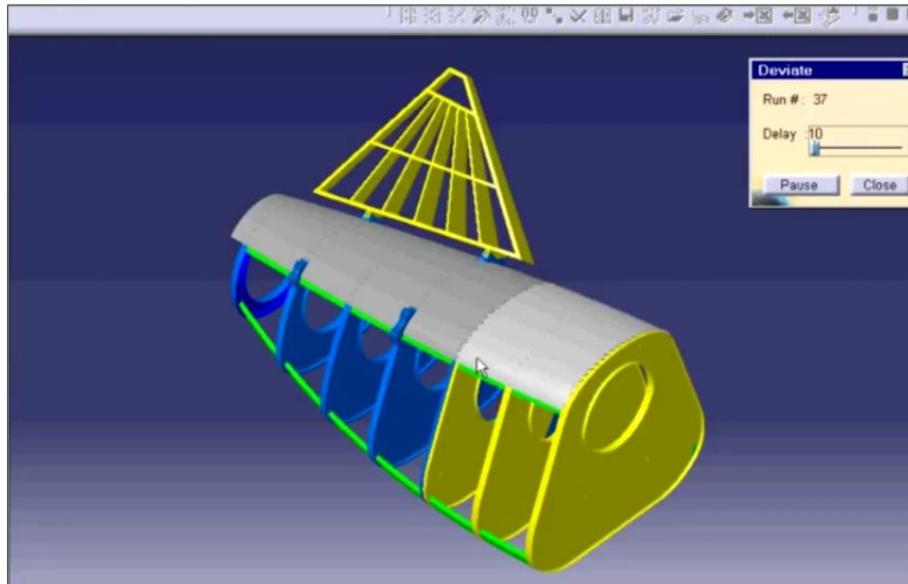


### Порівняння сучасних програмних продуктів проведення розмірного аналізу

	CETOL 6 Sigma	eM-TolMate	VSA-GDT/3D	3DCS
Представлення допустимого відхилення	Параметрична зона	3D точки з статистичним розподілом	3D точки з статистичним розподілом	3D точки з статистичним розподілом
<b>Характеристика допустимих відхилень</b>				
- характеристика типу	M	M	M	M
- числова характеристика	M	M	M	M
- характеристика прив'язки	M	M	M	M
- контроль GD&T	-	-	-	+
<b>Джерела варіації</b>				
- просторова	+	+	+	+
- геометрична	+	+	+	+
- невеликі корекції кінематики	+	+	+	+
<b>Спрошене допущення</b>				
- твердотільна геометрія	+	+	+	+
- невеликі відхилення від форми	-	-	-	-
- невеликі відхилення	+	-	-	-
<b>Аналіз допустимих відхилень</b>				
- worst case analysis	+	+	+	+
- статистичний аналіз	+	+	+	+
- аналіз чутливості	+	+	+	+
<b>Синтез допустимих відхилень</b>	+	+	+	-
<b>Перевірка</b>				
- погоджувальні виміри	-	-	+	+

## Слайд №11

### Приклад застосування модуля 3DCS, інтегрованого в САПР CATIA V5



11

## Слайд №12

### Досліджуваний збірний інструмент

Для проведення дослідження, запропоновано фрезу кінцеву збірну ASX400R504S32 зі змінними ріжучими пластинами.

Ключові характеристики точності збірної фрези є:

- Зовнішній діаметр фрези
- Повне радіальне биття
- Повне торцеве биття

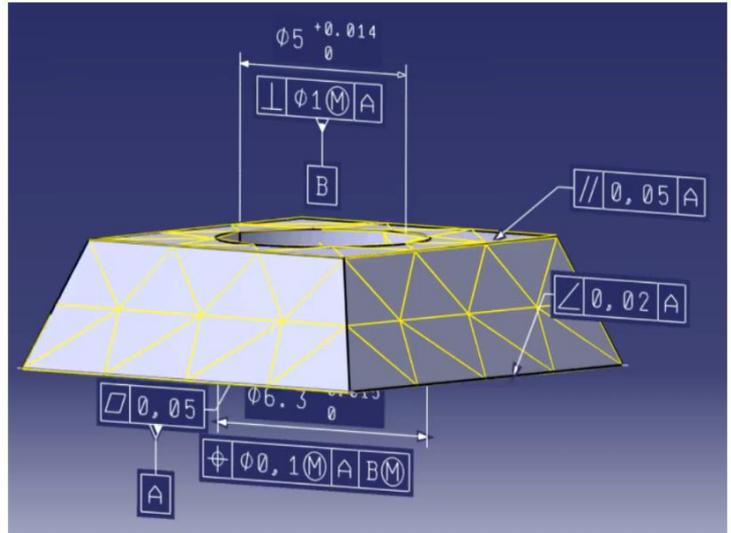


12

Слайд №13

### Зчитування впливу від допусків та відхилень в модулі 3DCS

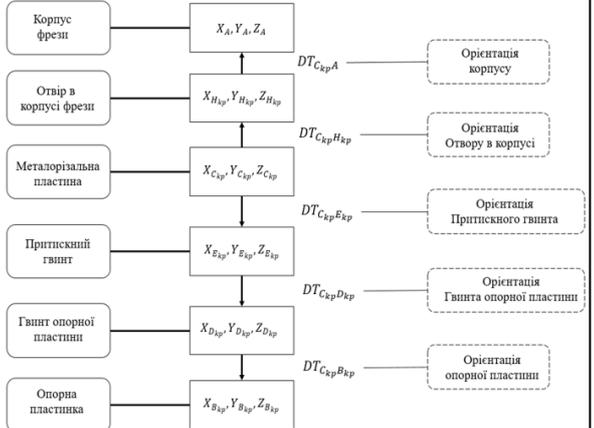
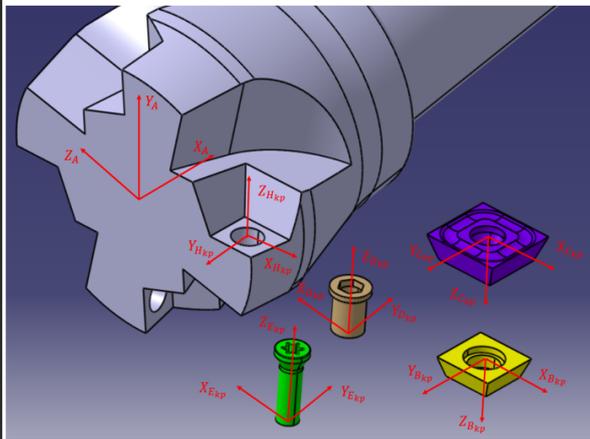
Призначення допусків та відхилень на компоненти збірки відбувалось за допомогою модуля CATIA FT&A (Functional Tolerancing and Annotation), який ґрунтується на застосуванні теорії топологічно та технологічно зв'язаних поверхонь (TTRS)



13

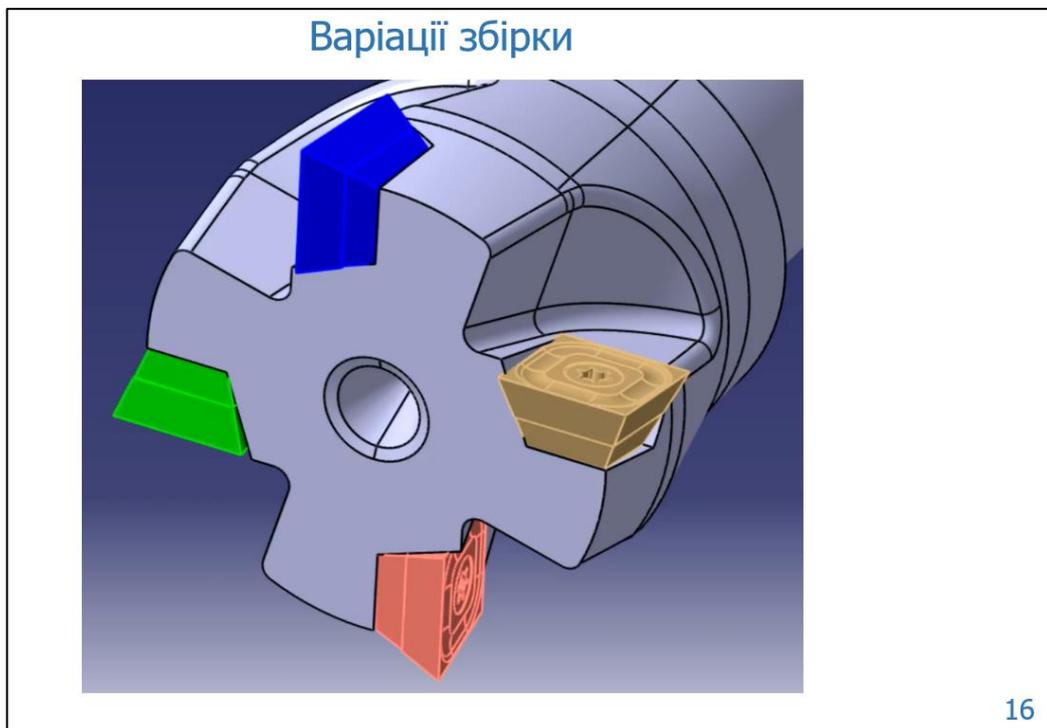
Слайд №14

### Ключові етапи підготовки збірки до проведення розмірного аналізу



Орієнтація компонентів збірки та кінематичні рухи опису процесу складання

14



## Слайд №17

### Дослідження зовнішнього діаметра фрези

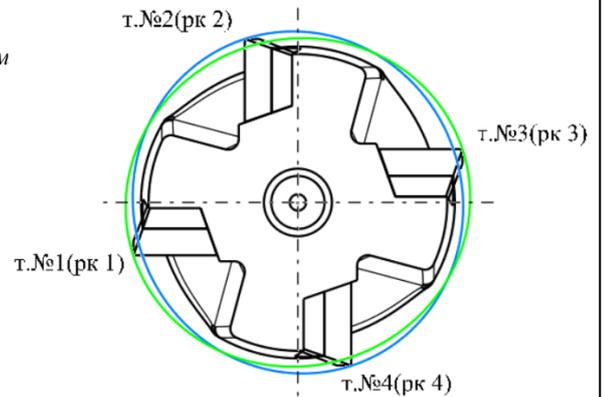
#### Вхідні данні:

Поле допуску зовнішнього діаметра фрези не повинно бути більшим за  $Js14$ , тобто  $50 \pm 0,30 \text{ мм}$ .

Для фрез підвищеної точності –  $Js9$ , тобто  $50 \pm 0,03 \text{ мм}$

#### Варіанти дослідження:

- Вимірювання діаметра між протилежними вершинами різальних кромок
- Вимірювання діаметра між протилежними різальними кромками



17

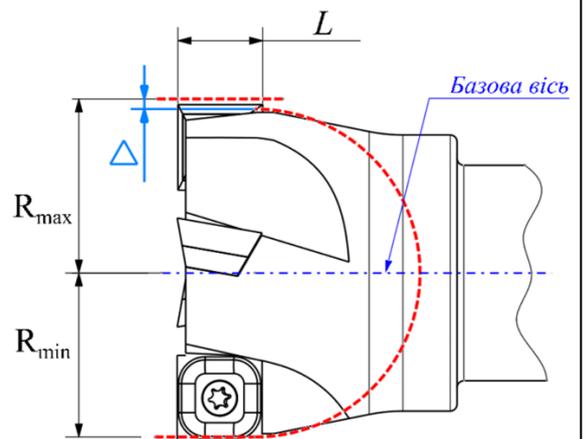
## Слайд №18

### Дослідження повного радіального биття

#### Вихідні данні:

Допуск повного радіального биття різальних кромок  $0,05 \text{ мм}$ .

Повне радіальне биття є результатом спільного впливу відхилення від циліндричності досліджуваної поверхні та відхилення від її співвісності відносно базової осі.



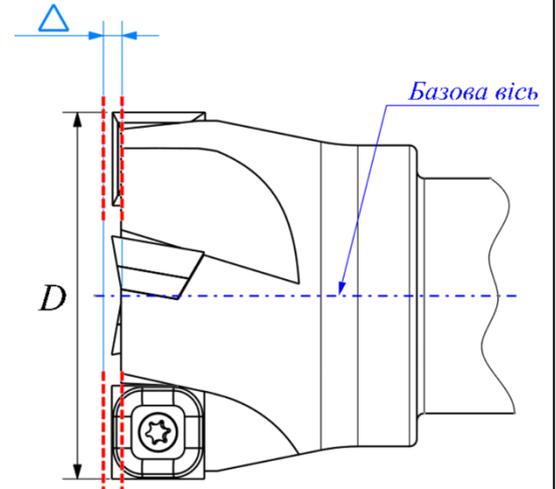
18

## Дослідження повного торцевого биття

### Вихідні дані:

Допуск повного торцевого биття різальних кромок має бути в межах від 0.03 мм до 0.05 мм.

Повне торцеве биття є результатом спільного впливу відхилення від площинності досліджуваної поверхні та відхилення від її перпендикулярності відносно базової осі.

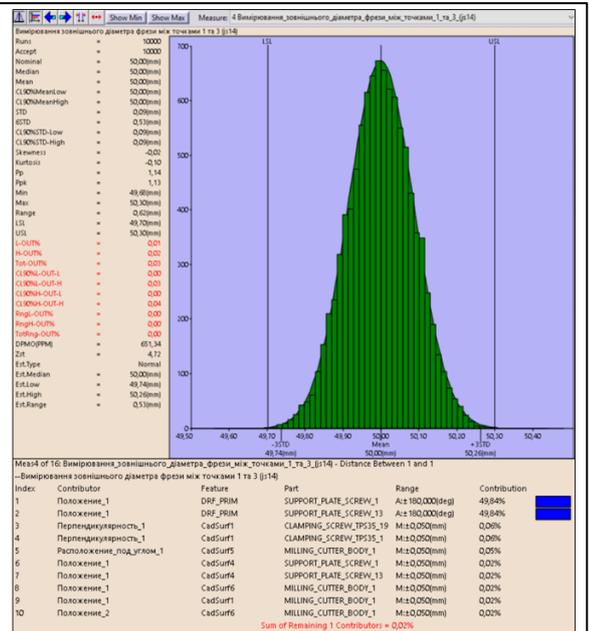


19

## Результати дослідження зовнішнього діаметра фрези

При умові, що допуски та відхилення на компоненти збірки задані так, як показано в дод. Б та при умові, що величина допуску на зовнішній діаметр знаходиться в діапазоні  $\pm 0.3$  мм імітація складання 10000 збірок показала, що тільки 0.065% варіантів складання не будуть відповідати заданим границям вимірювання.

Згідно з результатом, максимальний діаметр фрези може бути 50.33 мм, мінімальний 49.68 мм. З мільйону збірок, 990 не будуть відповідати заданим характеристикам. На величину зовнішнього діаметра найбільше впливає позиційний допуск внутрішнього отвору гвинта опорної пластини.



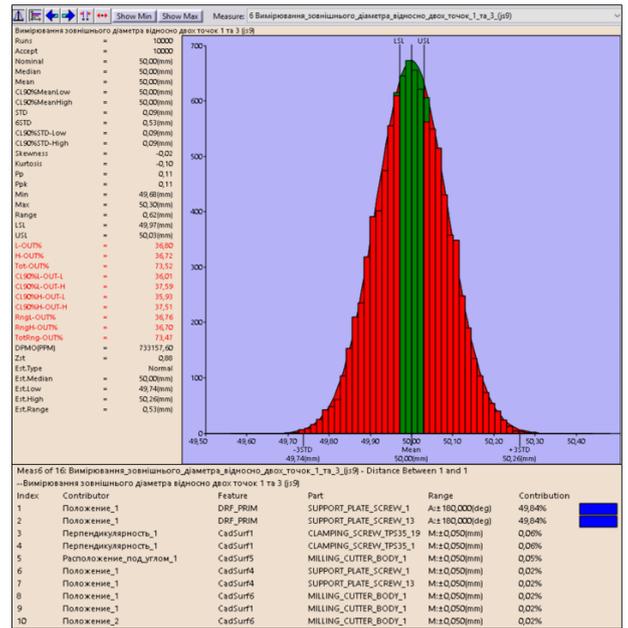
20

## Слайд №21

### Результати дослідження зовнішнього діаметра фрези

Моделювання 10000 варіантів збірок, в яких вимірювання діаметра відбувалося в діапазоні  $\pm 0,03$  мм, показало що тільки 26.48% варіантів будуть знаходитися в діапазоні вимірювання.

На величину зовнішнього діаметра найбільше впливає позиційний допуск внутрішнього отвору гвинта опорної пластини.



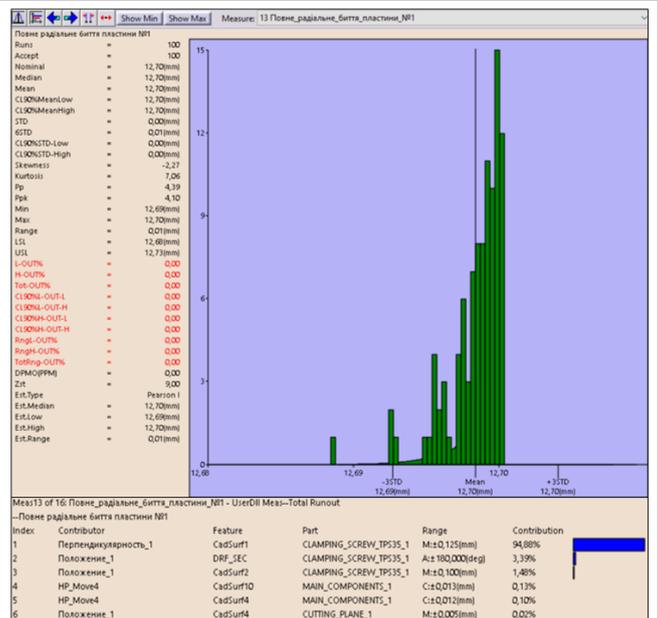
21

## Слайд №22

### Результати дослідження повного радіального биття

Шукана величина повного радіального биття, яка була отримана шляхом моделювання 10000 збірок, дорівнює 0.01 мм.

Найбільший вплив на результат вносять відхилення притискного гвинта.



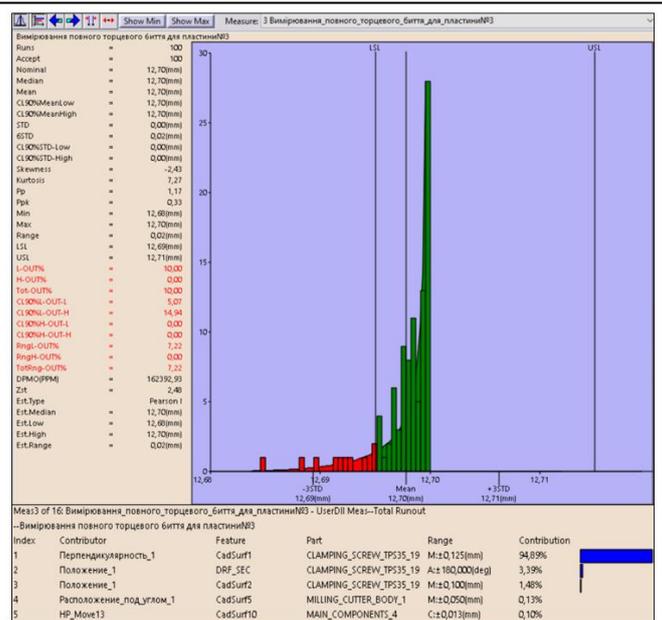
22

## Слайд №23

### Результати дослідження повного торцевого биття

Шукана величина повного торцевого биття, яка була отримана шляхом моделювання 10000 збірок, дорівнює **0.02 мм**.

Найбільший вплив на результат вносять відхилення притискного гвинта.



23

## Слайд №24

### Висновки

Результати дослідження, при умові використання запропонованого дерева побудови та кінематичних рухів, які описують процес складання та використовуючи запропоновані допуски та відхилення на компоненти збірки, показали, що допуск на діаметр фрези буде знаходитися в діапазоні  **$\pm 0.3$  мм**, повне радіальне биття **0.01 мм**, повне торцеве биття **0.02 мм**.

Аналізу чутливості показав: найбільший вплив на зміну величини зовнішнього діаметра фрези має позиційний допуск внутрішнього отвору гвинта позиційної пластини; найбільший вплив на зміну повного торцевого та радіально биття вносять допуски та відхилення притискного гвинта різальної пластини. Результати аналізу чутливості показали компоненти, допуски та відхилення яких можна оптимізувати, для забезпечення характеристик точності збірного різального інструменту.

Для того, щоб зовнішній діаметр фрези знаходився в межах  **$\pm 0.03$  мм** необхідно уточнити назначені допуск та відхилення, або уточнити конструкційні особливості.

24