

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН**

До захисту допущено:

В.о.завідувача кафедри

_____ Олександр САЛЕНКО

«__» _____ 2026 р.

**Дипломний проєкт
на здобуття ступеня бакалавра
за освітньою програмою «Конструювання та дизайн машин»
спеціальності 131 «Прикладна механіка»
на тему: «Забезпечення сталості 3D-друку тонкостінних виробів
інженерного призначення»**

Виконав (-ла):

студент (-ка) IV курсу, групи МК-21

Назаренко Андрій Олегович _____

Керівник:

проф. д.т.н. Саленко О.Ф. _____

Рецензент:

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

(підпис)

Засвідчую, що у цьому дипломному проєкті
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент (-ка) _____

Київ – 2026 року

Національний технічний університет України
“Київський політехнічний інститут
ім. Ігоря Сікорського”
Навчально-науковий Механіко-машинобудівний інститут
Кафедра конструювання машин

Рівень вищої освіти _____ перший (бакалаврський) _____

Спеціальність _____ **131 Прикладна механіка** _____

(код і назва)

Освітньо-професійна програма _____ **«Конструювання та дизайн машин»** _____

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ **Олександр САЛЕНКО** _____

(підпис) (ініціали, прізвище)

“ _____ ” _____ 2026_ р.

З А В Д А Н Н Я

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ СТУДЕНТУ

Назаренко Андрій Олегович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту **Забезпечення сталості 3D-друку тонкостінних виробів інженерного призначення**

керівник проекту _____ проф. д.т.н. Саленко О.Ф. _____

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від **“01” червня 2026 року № _____**

2. Термін подання студентом проекту _____

3. Вихідні дані до проекту _____

4. Зміст пояснювальної записки ____
ВСТУП

РОЗДІЛ 1. ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД СТАНУ ПИТАННЯ

РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КІНЕМАТИКИ ПОВОРОТНОЇ ОСІ

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ ПОВОРОТНОЇ ОСІ

РОЗДІЛ 4. ТРИВИМІРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА КОНСТРУКТОРСЬКА
ДОКУМЕНТАЦІЯ

РОЗДІЛ 5. ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ

ВИСНОВОК

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо) _____

6. Дата видачі завдання _____

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломної роботи	Термін виконання етапів роботи
1	Аналіз літературних джерел, патентний пошук, огляд аналогів	01.02 – 20.02.2026
2	Аналіз кінематичних схем FDM-принтерів та проблематики тонкостінних виробів	21.02 – 10.03.2026

№ з/п	Назва етапів виконання дипломної роботи	Термін виконання етапів роботи
3	Розробка математичної моделі кінематики поворотної осі	11.03 – 25.03.2026
4	Інженерні розрахунки приводу (зубчаста передача, момент, вал, підшипники)	26.03 – 15.04.2026
5	Розрахунок системи керування та джерела живлення	16.04 – 25.04.2026
6	Тривимірне моделювання вузла у SolidWorks	26.04 – 12.05.2026
7	Розробка конструкторської документації (креслення, специфікація)	13.05 – 25.05.2026
8	Розробка технологічної частини	26.05 – 02.06.2026
9	Оформлення пояснювальної записки та графічної частини	03.06 – 12.06.2026

Студент Андрій НАЗАРЕНКО

Керівник Олександр САЛЕНКО

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до дипломної роботи: 60 с., 6 рис., 11 табл., 44 джерела.

Об'єкт дослідження — процес FDM-друку тонкостінних виробів інженерного призначення на дельта-принтері.

Предмет дослідження — модернізація дельта-принтера додатковою поворотною віссю робочого столу для забезпечення геометричної сталості друку.

Мета роботи — теоретичне обґрунтування, конструктивне розроблення та комп'ютерне моделювання системи модернізації дельта-принтера поворотною віссю C для підвищення якості тонкостінних виробів інженерного призначення.

Методи дослідження — аналітичний огляд науково-технічної літератури, математичне моделювання кінематики, інженерні розрахунки деталей машин, тривимірне комп'ютерне моделювання в середовищі SolidWorks.

У роботі систематизовано дефекти друку тонкостінних виробів, обґрунтовано вибір дельта-кінематики та поворотного столу, побудовано математичну модель кінематики чотириосьової системи, виконано силовий і конструкторський розрахунок приводу поворотної осі, розроблено тривимірну модель і конструкторську документацію вузла поворотної осі та виконано економічне обґрунтування виготовлення вузла.

Результати роботи можуть бути використані для модернізації настільних FDM-принтерів з метою підвищення якості друку тонкостінних стільникових оболонок обертання.

Ключові слова: АДИТИВНЕ ВИРОБНИЦТВО, FDM-ДРУК, ДЕЛЬТА-ПРИНТЕР, ПОВОРОТНА ВІСЬ, ТОНКОСТІННІ СТІЛЬНИКОВІ ОБОЛОНКИ, КІНЕМАТИКА, КРОКОВИЙ ДВИГУН, ЗУБЧАСТА ПЕРЕДАЧА.

ABSTRACT

Explanatory note to the diploma thesis: 60 p., 6 fig., 11 tables, 44 references.

The object of research is the FDM printing of thin-walled engineering parts on a delta printer.

The subject of research is the modernization of a delta printer with an additional rotary table axis to ensure the geometric stability of printing.

The aim of the work is the theoretical justification, design development and computer modeling of a delta-printer modernization system with a rotary *C*-axis to improve the quality of thin-walled engineering parts.

Research methods: analytical review of scientific and technical literature, mathematical modeling of kinematics, machine-element engineering calculations, and three-dimensional computer modeling in SolidWorks.

The work systematizes the defects of thin-wall printing, justifies the choice of delta kinematics and a rotary table, develops a mathematical model of the four-axis kinematics, performs the force and design calculation of the rotary-axis drive, develops a 3D model and design documentation of the unit, and provides an economic justification of its manufacture.

The results can be used for the modernization of desktop FDM printers to improve the printing quality of thin-walled cylindrical honeycomb shells.

Keywords: ADDITIVE MANUFACTURING, FDM PRINTING, DELTA PRINTER, ROTARY AXIS, THIN-WALLED HONEYCOMB SHELLS, KINEMATICS, STEPPER MOTOR, SPUR GEAR.

ЗМІСТ

ВСТУП	9
РОЗДІЛ 1. ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД СТАНУ ПИТАННЯ.....	11
1.1. Технології 3D-друку у сучасному виробництві.....	11
1.2. Порівняльний аналіз кінематичних схем 3D-принтерів	17
1.3. Аналіз дефектів при друці тонкостінних виробів	21
1.3.1. Математичний аналіз стійкості тонкої стінки при планарному друці.....	22
1.3.2. Вплив динамічних похибок позиціонування на утворення дефектів	23
1.3.3. Стільникові тонкостінні оболонки як об'єкт дослідження	25
1.4. Обґрунтування застосування поворотного столу	27
1.5. Огляд існуючих рішень багатоосьового друку	29
1.6. Вибір та обґрунтування типу приводу поворотної осі.....	31
1.7. Постановка мети та завдань дослідження	33
РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КІНЕМАТИКИ ПОВОРотної ОСІ.....	34
2.1. Кінематична структура модернізованого принтера	34
2.2. Перетворення координат поворотної осі С	35
2.3. Роздільна здатність поворотної осі	36
2.4. Узгоджена модель руху чотирьох осей	36
2.5. Кінематика гелікоїдної траєкторії для тонкостінних оболонок.....	37
2.6. Висновки до розділу 2	38

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ ПОВОРОТНОЇ ОСІ	38
3.1. Вихідні дані для розрахунку	38
3.2. Силовий аналіз та розрахунок необхідного крутного моменту	39
3.2.1. Вибір крокового двигуна приводу осі С.....	41
3.3. Розрахунок та перевірка циліндричної зубчастої передачі	42
3.4. Розрахунок вала поворотного столу	44
3.5. Вибір і перевірка підшипників опори	45
3.6. Розрахунок різьбового з'єднання плити-адаптера	46
3.7. Вибір ковзного контактного кільця (slip ring)	47
3.8. Висновки до розділу 3	47
РОЗДІЛ 4. ТРИВИМІРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА КОНСТРУКТОРСЬКА ДОКУМЕНТАЦІЯ.....	48
4.1. Загальна компоновка вузла поворотної осі	48
4.2. Оригінальні деталі, спроектовані в SolidWorks	49
4.3. Стандартні та запозичені компоненти	51
4.4. Послідовність складання вузла.....	51
4.5. Інтеграція з дельта-принтером та перевірка робочого простору	52
4.6. Специфікація вузла	53
4.7. Висновки до розділу 4	54
РОЗДІЛ 5. ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ.....	55
5.1. Загальні положення.....	55
5.2. Вартість матеріалів друкованих деталей	55
5.3. Вартість покупних компонентів	56

5.4. Витрати на електроенергію друку.....	57
5.5. Витрати на оплату праці.....	58
5.6. Повна собівартість та економічний ефект.....	58
5.7. Висновки до розділу 5	59
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	62

ВСТУП

Адитивне виробництво, зокрема технологія пошарового наплавлення FDM, за останнє десятиліття перетворилося з інструмента швидкого прототипування на повноцінний метод виготовлення функціональних виробів. Доступність настільних FDM-принтерів робить цю технологію особливо привабливою для дрібносерійного та індивідуального виробництва деталей складної форми без дорогого оснащення.

Водночас класичний тривісний FDM-друк має принципові обмеження саме для тонкостінних виробів інженерного призначення — зокрема стільникових оболонок обертання, які широко застосовують в авіакосмічній галузі та автомобілебудуванні завдяки високому співвідношенню міцності до маси. Пошарова планарна природа процесу спричиняє виражену анізотропію механічних властивостей, сходинковий ефект на криволінійних поверхнях, потребу в підтримувальних структурах для звисів, а низька жорсткість тонких стінок призводить до їх деформування під дією інерційних навантажень рухомого столу. Усе це знижує геометричну точність і несучу здатність готового виробу.

Перспективним напрямом подолання цих обмежень є перехід до багатоосьового друку, коли заготовку можна переорієнтовувати відносно екструдера. Доповнення наявного дельта-принтера четвертою поворотною віссю C — обертним робочим столом — дозволяє укласти матеріал уздовж твірних та кола тіла обертання, орієнтувати полімерні волокна за напрямом дії робочих навантажень і друкувати кільцеві контури без лінійних прискорень у площині XY . Це безпосередньо підвищує сталість друку тонкостінних виробів. Актуальність роботи зумовлена потребою в доступному, відтворюваному способі модернізації настільних FDM-принтерів для якісного виготовлення таких виробів.

Мета роботи — теоретичне обґрунтування, конструктивне розроблення та комп'ютерне моделювання системи модернізації дельта-принтера поворотною віссю C для підвищення сталості друку тонкостінних виробів інженерного призначення.

Для досягнення мети поставлено такі **завдання**:

1. виконати аналітичний огляд технологій FDM-друку, кінематичних схем принтерів, дефектів тонкостінних виробів та існуючих рішень багатоосьового друку, обґрунтувати застосування поворотного столу;
2. побудувати математичну модель кінематики чотириосьової системи та визначити роздільну здатність поворотної осі;
3. виконати силовий та конструкторський розрахунок приводу поворотної осі — вибір крокового двигуна, циліндричної зубчастої передачі, вала, підшипникового вузла та різьбових з'єднань;
4. розробити тривимірну модель і конструкторську документацію вузла поворотної осі в середовищі SolidWorks;
5. виконати економічне обґрунтування виготовлення вузла.

Об'єкт дослідження — процес FDM-друку тонкостінних виробів інженерного призначення на дельта-принтері.

Предмет дослідження — модернізація дельта-принтера додатковою поворотною віссю робочого столу для забезпечення геометричної сталості друку.

Методи дослідження — аналітичний огляд науково-технічної літератури, математичне моделювання кінематики, інженерні розрахунки деталей машин, тривимірне комп'ютерне моделювання в середовищі SolidWorks та техніко-економічний аналіз.

Практичне значення одержаних результатів полягає в розробленні конструкції вузла поворотної осі, придатної для модернізації серійних настільних FDM-принтерів. Більшість деталей вузла виготовляється друком з PETG, що забезпечує низьку собівартість, відтворюваність та відсутність потреби у спеціальному верстатному оснащенні.

РОЗДІЛ 1. ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД СТАНУ ПИТАННЯ

1.1. Технології 3D-друку у сучасному виробництві

Технологія пошарового наплавлення (Fused Deposition Modeling, FDM), розроблена компанією Stratasys на початку 1990-х років, є найпоширенішим методом адитивного виробництва у промисловості та серед індивідуальних користувачів. Метод заснований на пошаровому нанесенні розплавленого термопластичного матеріалу на робочу платформу з наступним твердненням при охолодженні [1].

Процес друку відбувається у такій послідовності. Цифрова тривимірна модель виробу нарізається програмним забезпеченням (слайсером) на горизонтальні шари заданої товщини — від 0,05 до 0,4 мм. Для кожного шару генерується траєкторія руху друкуючої головки у вигляді команд G-code. Під час друку термопластичний прут (філамент) діаметром 1,75 або 2,85 мм подається подавачем до нагрівального блоку екструдера, де розплавляється до температури 180–260 °C. Розплавлений матеріал видавлюється крізь сопло діаметром 0,2–1,0 мм та наноситься на попередній шар, де твердне і зчіплюється з підложкою.

Якість міжшарового зчеплення залежить від температури друку, швидкості подачі матеріалу та часу між укладанням шарів. При надмірному охолодженні попереднього шару міжшарова адгезія погіршується, що є основною причиною

механічної анізотронії FDM-виробів: міцність вздовж осі Z суттєво нижча за міцність у площині XY [2, 3].

До основних параметрів процесу FDM-друку відносять:

- товщина шару — визначає роздільну здатність по вертикалі та час друку;
- температура екструзії — впливає на в'язкість розплаву та міжшарове зчеплення;
- температура робочого столу — зменшує термічні напруження та жолоблення;
- швидкість друку — впливає на якість поверхні та міцність виробу;
- щільність укладання філаменту ρ — безпосередньо визначає механічні характеристики готового виробу [4].

Основними матеріалами для FDM-друку є PLA, ABS, PETG, нейлон (PA), термопластичний поліуретан (TPU) та полікарбонат (PC). Вибір матеріалу визначається вимогами до механічних властивостей, термостійкості та умов експлуатації виробу. Узагальнені характеристики найпоширеніших термопластів наведено в таблиці 1.1 [4].

Таблиця 1.1 – Порівняльна характеристика основних матеріалів FDM-друку

Матеріал	Температура друку, °C	Температура столу, °C	Межа міцності на розтяг, МПа	Ключові особливості
PLA	190–220	50–60	50–70	Простий друк, жорсткий, але крихкий, низька термостійкість

ABS	230–260	90–110	40–50	Міцний, термостійкий, схильний до жолоблення
PETG	230–250	70–90	45–55	Міцний і в'язкий, добра міжшарова адгезія, хімічна стійкість, малий ступінь жолоблення
PA (нейлон)	240–270	80–100	60–80	Висока міцність і зносостійкість, гігроскопічний
TPU	210–240	40–60	30–45	Еластомер, гнучкий, ударостійкий
PC	260–300	100–120	60–70	Висока термо-та ударостійкість, складний у друці

Для виготовлення оригінальних друкованих деталей вузла поворотної осі (шестерні, плита-адаптер, кронштейни) у цій роботі обрано **PETG**. Цей матеріал поєднує достатню міцність, високу міжшарову адгезію (критично для зубчастих коліс, що працюють на згин зуба), хімічну стійкість та незначне жолоблення, що важливо для друку габаритної плити-адаптера зі збереженням площинності посадкових поверхонь.

Зростання частки 3D-друку у виробництві стимулюється можливістю виготовлення складних геометричних форм без оснащення, скорочення циклу «проект — виріб» та економії матеріалу порівняно з обробкою різанням.

До основних **переваг** технології FDM належать низька вартість обладнання та матеріалів, простота експлуатації, широкий вибір термопластів, відсутність потреби в дорогому оснащенні та можливість швидкого внесення змін у конструкцію виробу безпосередньо на етапі цифрової моделі. Водночас методу притаманні й суттєві **обмеження**: виражена анізотропія механічних властивостей (різниця міцності у площині XY та вздовж осі Z), сходинковий ефект на похилих і криволінійних поверхнях, потреба в підтримувальних структурах для звисів, а також обмежена якість друку тонкостінних і консольних елементів через низьку жорсткість свіжонанесеного матеріалу. Саме ці обмеження, пов'язані з пошаровою планарною природою процесу, і визначають актуальність пошуку альтернативних, непланарних, схем укладання матеріалу, яким присвячено подальший розгляд.

Ринок адитивних технологій демонструє випереджальну динаміку порівняно з іншими секторами виробництва. Середньорічний темп його зростання сягає 27 %, а за прогнозами компанії IDC, обсяг ринку мав досягти 267 млрд доларів США у 2019 р., що більш ніж у 24 рази перевищує показник 2015 р. (11 млрд доларів). Галузевий розподіл застосування адитивних технологій наведено на рис. 1.1.

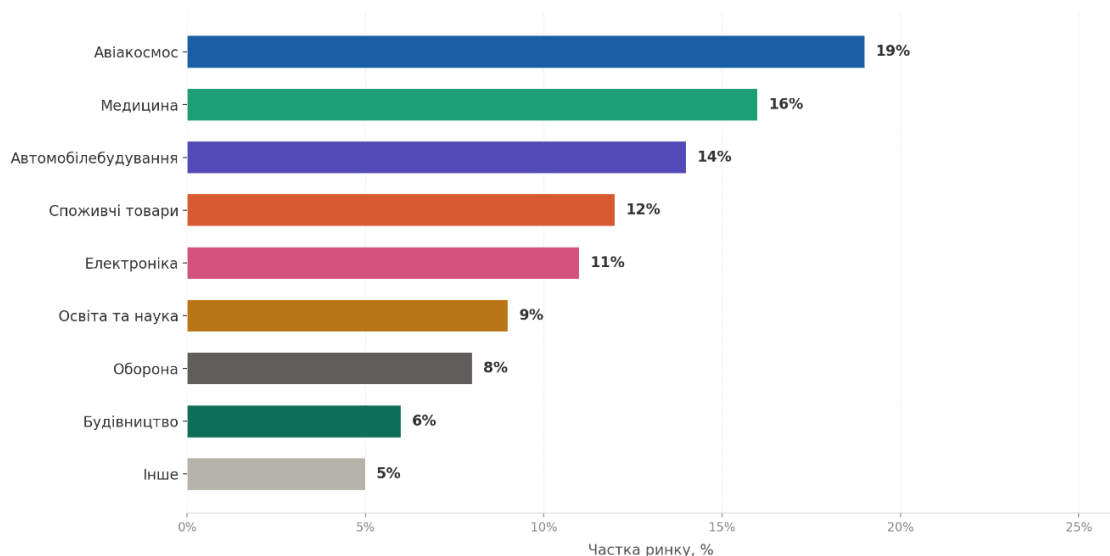


Рисунок 1.1 — Застосування адитивних технологій за галузями економіки, у %

Зовнішня доступність 3D-друку контрастує з високими вимогами до кваліфікації фахівців, які мають володіти знаннями з матеріалознавства, обробки матеріалів концентрованими енергетичними потоками, механіки міцності, метрології та суміжних дисциплін. 3D-друк належить до наукоємних галузей: компанії, що спеціалізуються у цій сфері, спрямовують на дослідження та розробки в середньому близько 20 % свого доходу.

Таблиця 1.2 – Зміна кількості патентів у сфері 3D-друку

Компанія-патентовласник	Заявок і патентів у 2013 р.	Заявок і патентів станом на 2015 р.	Зростання, %
3D Systems	932	1140	22 %
Stratasys	506	847	67 %

Z Corp (належить 3D Systems)	175	192	10 %
Voxeljet	106	226	113 %
Makerbot	10	88	880 %

Розвиток 3D-друку в Україні. Піонером у впровадженні технології Rapid Prototyping на території України став винахідник і меценат Сергій Іванович Чернишов, який у 2001 р. уклав угоду з компанією 3D Systems і придбав установку лазерної стереолітографії вартістю 600 тисяч доларів — на той час унікальну для вітчизняного ринку аж до 2014 р. Обладнання розмістили на кафедрі інтегрованих технологій машинобудування Харківського національного технічного університету «ХПІ». У заснованому Чернишовим Навчально-науково-виробничому центрі «Високі технології в машинобудуванні» було реалізовано понад 500 науково-технічних проєктів для таких підприємств, як «Мотор-Січ», ЗМКБ «Прогрес», КБ Антонов, КБ «Південне» та ін. Це стало підґрунтям для формування першого в країні науково-виробничого кластера, що об'єднав наукову та освітню діяльність. У 2006 р. С.І. Чернишов захистив першу в Україні кандидатську дисертацію з проблематики 3D-друку на тему: «Підвищення ефективності інтегрованих технологій пошарового вирощування виробів на основі статистичного прогнозування» [3].

Зростаючий інтерес до галузі сприяв появі перших українських компаній цього профілю. Нині на ринку представлено кілька організацій, що займаються реалізацією 3D-обладнання, а також надають послуги 3D-друку та 3D-сканування. Серед вітчизняних організацій, що вже впровадили 3D-технології у виробничий процес, — держпідприємство «Антонов», «Укрзалізниця»,

Банкотно-монетний двір Національного банку, приватні архітектурні майстерні [4–7].

Одним із найпоширеніших напрямів практичного застосування 3D-технологій в Україні є ремонт і виготовлення деталей. Зокрема, «Приватбанк» освоїв виробництво шестерень для банкоматів за допомогою 3D-принтера, скоротивши їх собівартість у 20 разів. Показовим є й досвід авіабудування: КБ «Антонов» перевело проєктування на цифрові безкреслярські технології, перепідготувавши понад 1 500 співробітників; нові підходи вже застосовані при розробці Ан-178, Ан-132, Ан-188 та безпілотних літальних апаратів.

1.2. Порівняльний аналіз кінематичних схем 3D-принтерів

Для реалізації багатоосьового друку критично важливим є вибір базової кінематичної схеми 3D-принтера. Проведемо порівняльний аналіз трьох найбільш поширених кінематичних схем FDM-систем з точки зору їх придатності для модернізації та друку тонкостінних виробів.

1. Картезіанська кінематика (Cartesian / Bed Slinger). У таких принтерах (наприклад, Prusa-подібних) переміщення по осях розділене між друкуючою головкою та робочим столом. Стіл здійснює зворотно-поступальні рухи по осі Y, а головка переміщується по X та Z.(Рисунок 1.3)

- *Недоліки для тонкостінних деталей:* постійний рух робочого столу разом із деталлю створює значні сили інерції. При друці високих тонкостінних виробів коливання столу викликають вібрацію самої деталі, що призводить до геометричних спотворень та дефектів укладання нитки.

- *Складність модернізації:* встановлення важкого поворотного механізму на стіл, який вже здійснює лінійні рухи по осі Y, критично збільшує масу рухомої системи, знижує максимальне прискорення друку та викликає люфт і резонанс.

2. Кінематика CoreXY / H-Bot. У системах CoreXY робочий стіл переміщується лише по вертикальній осі Z (здійснює повільне опускання по мірі наростання шарів), а екструдер рухається у площині XY за допомогою системи ременів та двох нерухомих крокових двигунів.

- *Переваги:* стіл є статичним у площині XY, що усуває інерційні коливання деталі під час друку.
- *Недоліки для модернізації:* інтеграція поворотної осі на платформу Z вимагає підведення гнучких кабелів живлення та керування до рухомої по вертикалі платформи; обмежений простір під порталом XY ускладнює розміщення додаткових приводів.

3. Дельта-кінематика (Delta). В основі дельта-принтерів лежить концепція просторового паралельного маніпулятора, де платформа побудови залишається повністю нерухомою впродовж усього процесу. Переміщення екструзійної головки забезпечується трьома ідентичними вертикальними осями з каретками, кожна з яких ковзає вздовж власної напрямної. Щоб головка завжди зберігала паралельність до площини платформи, каретки з'єднані з нею через пантографічні (паралелограмні) важільні механізми з кульовими шарнірами (рис. 1.2).

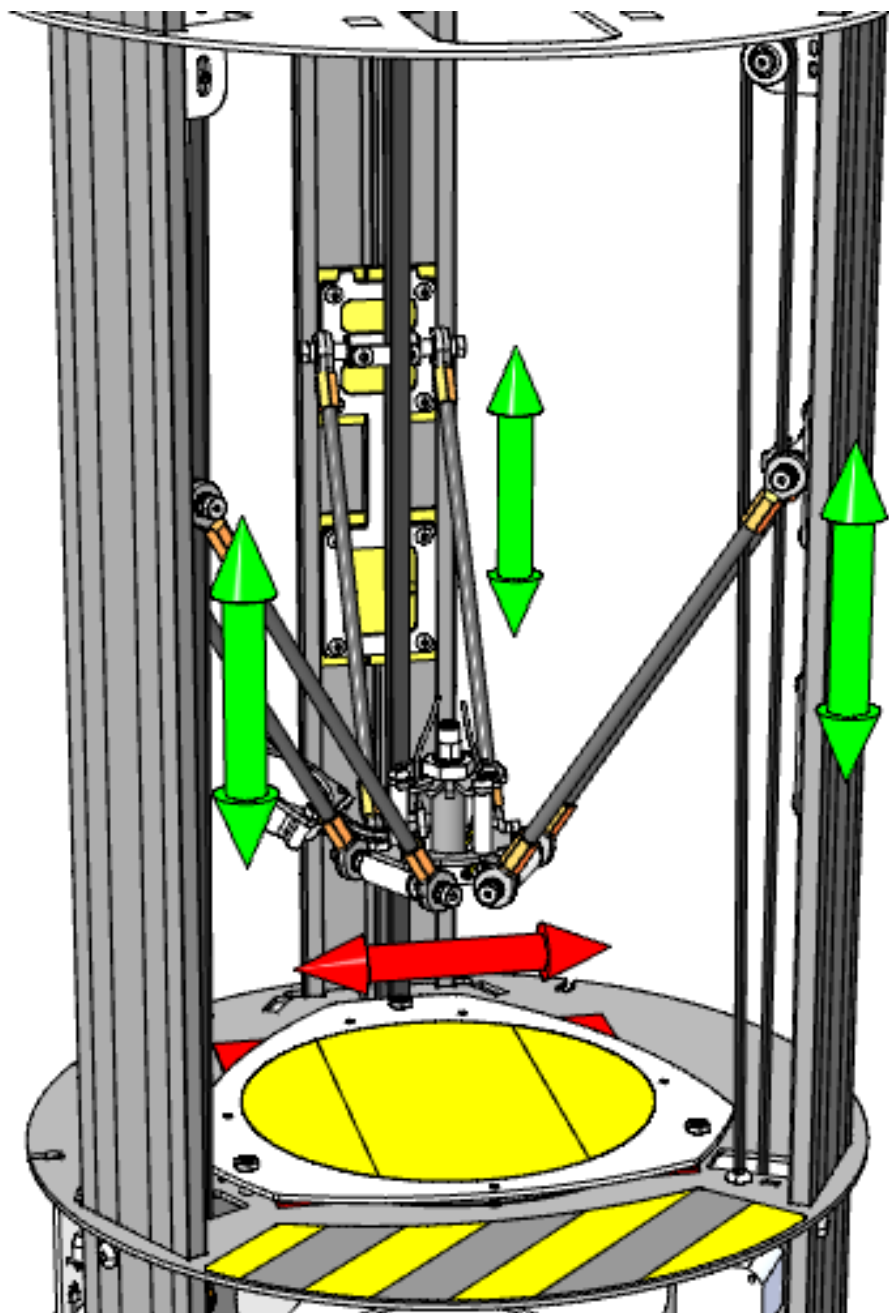


Рисунок 1.2 — Схема переміщень дельта-принтера з поворотним столом

Порівняно з принтерами декартової архітектури, дельта-конструкція вирізняється меншою масою рухомих вузлів та конструктивною однорідністю. Вертикальні направляючі одночасно виконують роль несучих елементів рами, що спрощує конструкцію. Завдяки малій інерції рухомих компонентів дельта-принтери здатні працювати на вищих швидкостях друку та ефективно відтворювати деталі значної висоти вздовж вертикальної осі.

Таблиця 1.3 – Порівняння кінематичних схем FDM-принтерів

Параметр порівняння	Картезіанська	CoreXY / H-Bot	Дельта
Рух робочого столу	Активний по осі Y	Повільний по осі Z	Абсолютно нерухомий
Маса рухомого ефектора	Середня	Середня / низька	Мінімальна
Динамічні прискорення	Низькі (<1500 мм/с ²)	Високі (<5000 мм/с ²)	Дуже високі (>8000 мм/с ²)
Жорсткість конструкції	Середня	Висока	Висока (просторова ферма)
Придатність для високих деталей	Низька	Середня	Максимальна
Складність інтеграції поворотної осі	Дуже висока	Середня	Низька (стіл статичний)

Обґрунтування вибору дельта-кінематики. *Статичність бази:* оскільки робочий стіл дельта-принтера є нерухомим елементом рами, встановлення на нього додаткового поворотного механізму не впливає на динаміку основних осей принтера. *Висока швидкість та плавність ходу:* легкий ефектор дельта-принтера здатний здійснювати швидкі непланарні рухи без вібрацій, що критично для точного відтворення криволінійних траєкторій [9, 10]. *Геометрична конгруентність:* робоча зона дельта-принтера має циліндричну форму, що ідеально узгоджується з кінематикою поворотного столу для виготовлення тіл обертання та круглих тонкостінних оболонок [12].

1.3. Аналіз дефектів при друці тонкостінних виробів

Друк тонкостінних виробів (товщина стінки яких співрозмірна з діаметром сопла d_n або становить 1–3 периметри) супроводжується специфічними фізико-механічними процесами, які часто призводять до браку.

Втрата стійкості (поздовжній згин, buckling). Під час нанесення гарячого розплаву на тонку стінку діє механічний тиск з боку сопла, а також сили температурного стиснення при охолодженні. Оскільки жорсткість тонкої стінки мінімальна, при досягненні певної критичної висоти h відбувається втрата стійкості. Критична сила F_{cr} для тонкої пластини товщиною t та висотою h описується класичною формулою Ейлера для поздовжнього згину [13, 16]:

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(\mu h)^2},$$

де E — модуль пружності матеріалу; $I = \frac{bt^3}{12}$ — момент інерції поперечного перерізу стінки; μ — коефіцієнт приведення довжини, що залежить від умов закріплення (для стінки, жорстко закріпленої на столі та вільної зверху, $\mu = 2$). Зі зменшенням товщини стінки t у третьому ступені жорсткість конструкції стрімко падає, що викликає коливання стінки під дією сил тертя сопла та повітряних потоків обдування.

Міжшарове розшарування (деламінація). Виникає через високий температурний градієнт між свіжовидавленим шаром ($T \approx 200\text{--}250^\circ\text{C}$) та попереднім шаром, який вже встиг охолонути нижче температури склування T_g . При друці тонких стінок площа контакту між шарами мала, і будь-які внутрішні напруження зсуву призводять до утворення мікротріщин.

Ступінчастий ефект та розтікання пластику на похилих ділянках. При друці куполоподібних або конічних тонкостінних конструкцій класичним

планарним методом кожен наступний шар зміщується відносно попереднього на величину [7]

$$\Delta x = h_l \tan \theta,$$

де h_l — товщина шару, θ — кут нахилу стінки до горизонту. При малих кутах θ зміщення стає більшим за ширину екструзії, нитка починає «виснути» у повітрі, що призводить до дефектів типу «локшини» (overhang failure) та втрати геометричної точності [7].

1.3.1. Математичний аналіз стійкості тонкої стінки при планарному друці

Розглянемо тонку вертикальну стінку висотою h , товщиною t та шириною b , яка друкується на столі. Під час нанесення нового шару сопло рухається зі швидкістю v та притискає розплав із силою F_p , яка має дві складові: вертикальну F_z та горизонтальну силу тертя/зсуву F_x .

Горизонтальна сила F_x діє на верхній зріз стінки як консольне навантаження. Максимальний прогин консолі δ під дією сили F_x визначається за формулою опору матеріалів для консольної балки [15, 17]:

$$\delta = \frac{F_x h^3}{3EI},$$

де $I = \frac{bt^3}{12}$ — осьовий момент інерції перерізу стінки. Підставивши момент інерції, отримаємо кінцеву залежність (отримано в роботі) [32]:

$$\delta = \frac{4F_x h^3}{Ebt^3}.$$

З цієї залежності видно, що прогин стінки δ пропорційний кубу висоти h^3 та обернено пропорційний кубу товщини t^3 . Навіть незначне збільшення висоти або зменшення товщини стінки призводить до різкого зростання амплітуди

коливань. Коли прогин δ перевищує половину ширини екструзії, сопло починає промахуватися повз попередній шар, що викликає утворення браку.

Додавання поворотної осі дозволяє змінити вектор прикладання сил: замість високої вертикальної стінки друк може здійснюватися по спіралі з постійним обертанням деталі, де свіжий шар укладається на жорстку основу, що значно знижує діюче плече сили h та стабілізує процес.

1.3.2. Вплив динамічних похибок позиціонування на утворення дефектів

Як показано в роботі [18], похибка укладання нитки в площині χ безпосередньо залежить від динамічних коливань механічної системи принтера та деформативності нежорсткої заготовки під дією сил екструзії. Сумарна геометрична похибка формування площини адгезійного контакту [18]:

$$\chi = \sqrt{\delta_x^2 + \delta_y^2 + \eta^2} \leq k D_c,$$

де δ_x, δ_y — похибки позиціонування приводу по відповідних координатах; η — похибка, викликана дією ретракту екструдера; D_c — діаметр сопла; k — коефіцієнт розширення контактної смуги.

Аналіз результатів експериментальних досліджень дозволяє виділити критичні дефекти, усунення яких є неможливим у межах стандартної 3-осьової планарної технології [18]:

- **Дефекти консольних та нахилених елементів (D2, D7, D13).** При друці тонкостінних структур під кутом до вертикалі планарний друк змушує укладати нитку з консольним зміщенням, що за відсутності підтримок призводить до провисання розплаву та наскрізних порожнеч. *Рішення з поворотним столом:* додаткова вісь обертання дозволяє динамічно змінювати кутову орієнтацію заготовки відносно сопла, тож екструзія

завжди відбувається на жорстку основу, що усуває дефекти провисання та потребу в підтримках.

- **Динамічне руйнування та зсув шарів (D3).** У процесі наростання висоти тонкостінної оболонки її жорсткість різко падає; на принтерах типу *Bed Slinger* сили інерції від руху столу викликають коливання стінки. *Рішення:* оскільки дельта-кінематика має нерухому базу, а поворотний стіл здійснює лише плавний обертальний рух без лінійних прискорень у площині XY, інерційні сили практично дорівнюють нулю.
- **Анізотропія міцності та деламінація (D4).** При планарному друці міцність уздовж осі Z визначається слабкою міжшаровою адгезією. *Рішення:* непланарне укладання шарів по спіральних траєкторіях дозволяє орієнтувати полімерні волокна вздовж ліній головних напружень, що підвищує міцність виробу та усуває загрозу розшарування.

Узагальнену класифікацію критичних дефектів тонкостінного друку та шляхи їх усунення за допомогою поворотної осі наведено в таблиці 1.4.

Таблиця 1.4 – Критичні дефекти друку тонкостінних виробів та їх усунення поворотною віссю

Дефект	Причина при планарному друці	Усунення поворотною віссю
Провисання звисів (D2, D7, D13)	Консольне укладання нитки на похилих ділянках без опори	Переорієнтація заготовки — друк на жорстку основу без підтримок
Зсув і руйнування шарів (D3)	Інерційні коливання нежорсткої стінки від руху столу	Плавне обертання без лінійних прискорень у площині XY
Анізотропія та деламінація (D4)	Слабка міжшарова адгезія вздовж осі Z	Орієнтація волокон уздовж ліній напружень спіральним друком
Сходинковий ефект на криволінійних поверхнях	Дискретність горизонтальних шарів	Укладання вздовж твірних та кола тіла обертання

1.3.3. Стільникові тонкостінні оболонки як об’єкт дослідження

Окремий і практично важливий клас тонкостінних виробів становлять **стільникові (комірчасті) конструкції** — періодичні структури з повторюваних комірок (найчастіше шестигранних), стінки яких є тонкими (зазвичай 1–3 периметри екструзії, тобто 0,4–1,2 мм). Завдяки високому співвідношенню жорсткості та міцності до маси такі структури широко застосовують у авіакосмічній галузі (сендвіч-панелі), автомобілебудуванні (поглиначі енергії удару, краш-структури), а також у легких несучих та віброзахисних елементах [39, 41].

Механічні характеристики стільникових структур (жорсткість, питома енергоємність, характер руйнування) визначаються геометрією комірки, її розміром, товщиною стінки та відносною щільністю структури [40, 41].

Геометрію стільникової структури кількісно характеризують **відносною щільністю** $\bar{\rho} = \rho^* / \rho_s$ — відношенням густини комірчастої структури ρ^* до

густини суцільного матеріалу стінки ρ_s . Для правильної шестигранної комірки зі стінкою товщиною t та довжиною l відносна щільність за класичною моделлю коміркових тіл Гібсона–Ешбі визначається як [42]:

$$\bar{\rho} = \frac{\rho^*}{\rho_s} = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{t}{l}.$$

Ефективний модуль пружності коміркової структури при навантаженні в площині комірок зменшується пропорційно кубу відносної товщини стінки [42]:

$$\frac{E^*}{E_s} = C \left(\frac{t}{l} \right)^3,$$

де E_s — модуль пружності матеріалу стінки, C — коефіцієнт, що залежить від геометрії комірки ($C \approx 2,3$ для правильного шестигранника). Кубова залежність свідчить, що навіть незначні відхилення товщини стінки t , характерні для дефектів планарного друку (підрозділ 1.3.1), суттєво змінюють жорсткість усієї структури. Це додатково обґрунтовує потребу в точному та бездефектному укладанні тонких стінок, що і є метою застосування поворотної осі.

Технологія FDM добре пристосована до виготовлення таких складних комірчастих геометрій без оснащення й за низької вартості, тому її широко використовують для дослідження та виробництва стільникових елементів [39].

Водночас виготовлення стільникових **оболонок циліндричної форми** — тіл обертання з тонкими стільниковими стінками — поєднує одразу дві проблеми, розглянуті вище. По-перше, тонкі стінки комірок працюють у режимі втрати стійкості та підвищеної деформативності (підрозділи 1.3.1, 1.3.2). По-друге, при класичному планарному друці шари укладаються горизонтально вздовж осі Z , унаслідок чого:

- міцність стінок комірок уздовж осі Z лімітується слабкою міжшаровою адгезією, що знижує несучу здатність та енергоємність структури;

- у вузлах сполучення стінок комірок виникають концентратори дефектів (пори, недозаповнення);
- циліндрична (криволінійна) зовнішня поверхня відтворюється сходинками через дискретність шарів.

Саме тому виготовлення тонкостінних стільникових оболонок обертання є показовим завданням, на якому доцільно демонструвати переваги непланарного друку. Введення поворотної осі дозволяє укласти матеріал уздовж твірних та кола оболонки, орієнтуючи полімерні волокна за напрямом дії робочих навантажень, забезпечуючи безперервність стінок та підвищуючи міжшарову міцність структури. Це безпосередньо обґрунтовує тему даної роботи — модернізацію дельта-принтера поворотною віссю для підвищення якості тонкостінних стільникових виробів.

1.4. Обґрунтування застосування поворотного столу

Проведений аналіз вказує на спільне джерело проблем: динамічну нестабільність при зміні напрямку руху друкуючої голівки та пошарову природу нарощування. Усунення цих причин вимагає зміни не параметрів друку, а самого принципу формування траєкторії.

Концепція четвертої поворотної осі полягає у тому, що частина переорієнтації деталі відносно сопла виконується шляхом обертання робочого столу навколо вертикальної осі, а не зміни напрямку руху каретки. Голівка здійснює переважно поступальні рухи зі стабільною швидкістю, тоді як кутові переходи компенсуються обертанням [10]. Маса поворотного столу з деталлю, обертаючись навколо фіксованої осі, не утворює лінійних інерційних сил у площині XY — лише момент інерції відносно осі обертання, який легко компенсується невеликим кроковим двигуном.

Таблиця 1.5 – Аргументи на користь застосування поворотного столу для FDM-друку тонкостінних виробів

Аргумент	Механізм дії	Очікуваний ефект
Усунення інерційних переходів екструдера	Кутові переходи замінюються обертанням столу	Зникнення ringing-артефактів та blobbing у вузлах стільника
Щільніше укладання філаменту	Нитки укладаються дотично до стінки без ламаних відрізків	Вища міжшарова адгезія, менші пори
Друк похилих поверхонь без підтримок	Обертання орієнтує похилу поверхню горизонтально	Зниження витрат матеріалу та часу постобробки
Рівномірний розподіл навантаження на раму	Центр мас залишається у межах бази дельти	Стабільність геометрії при тривалому друці
Безперервний гелікоїдний шов	Обертання + вертикальний рух = гвинтова траєкторія	Підвищена герметичність і втомна міцність

Введення четвертої поворотної осі у конструкцію дельта-принтера є технічно обґрунтованим рішенням, що усуває системну причину дефектів і одночасно розширює технологічні можливості обладнання [11].

Слід відрізнити запропоновану схему від **полярних принтерів**, у яких обертовий стіл повністю замінює одну з лінійних осей, а позиціонування здійснюється у полярних координатах (ρ, φ) . Полярна кінематика має суттєвий недолік: біля центральної осі ($\rho \rightarrow 0$) для відтворення заданої лінійної швидкості потрібна нескінченно велика кутова швидкість, що практично унеможливорює якісний друк центральної зони (це впливає зі співвідношення $\omega = v/\rho$,

розглянутого в підрозділі 2.6). На відміну від цього, у запропонованій схемі поворотна вісь C є **додатковою** до повного набору лінійних осей X, Y, Z дельти, а не замінює їх. Це дозволяє гнучко комбінувати режими: чисте обертання для зовнішніх кільцевих контурів тіл обертання та змішаний лінійно-обертний рух для центральних зон і складних траєкторій. Таким чином, конструкція поєднує переваги обертального переорієнтування заготовки з універсальністю тривісного позиціонування, не успадковуючи обмежень полярної кінематики.

1.5. Огляд існуючих рішень багатоосьового друку

Для подолання обмежень 3-осьового друку наукова спільнота розробляє багатоосьові системи адитивного виробництва, які можна розділити на три класи:

- **Роботизовані маніпулятори (6-осьові системи):** використання промислових роботів (KUKA, ABB) з FDM-екструдерами. Забезпечують максимальну гнучкість траєкторій, але мають високу вартість, складне калібрування та похибку позиціонування 0,1–0,5 мм, що є занадто великою для точного FDM-друку.
- **5-осьові картезіанські системи:** додавання двох обертових осей (A та C) до портального принтера дозволяє друкувати складні консольні деталі без підтримок [5], проте через велику масу рухомих вузлів швидкість друку залишається низькою.
- **Системи з поворотними платформами:** найбільш близькими аналогами є відкриті проекти, розглянуті нижче детальніше.

RotBot (ZHAW). У цьому проекті [29] голівку нахилено під фіксованим кутом, а нарізання шарів виконується конічними (а не плоскими) поверхнями. Такий підхід дозволяє друкувати звиси без підтримок, але потребує спеціального алгоритму конічного нарізання та переорієнтації сопла.

Open5x. Проект [27] демонструє доступну модернізацію серійного настільного принтера до п'яти осей із застосуванням конформного (узгодженого з поверхнею) нарізання. Підтверджено можливість укладання шарів уздовж криволінійних поверхонь для підвищення міцності деталей.

Багатоосьові роторні принтери (CLFDM). Дослідження принтерів з обертовими столами та друком криволінійних шарів (Curved Layer FDM) [28] підтверджують можливість безпідтримочного друку тіл обертання зі спіральним укладанням матеріалу. Аналогічні результати щодо орієнтації волокон уздовж ліній напружень для підвищення міцності отримано у роботах з 4- та 5-осьового друку [26, 30, 31]. Порівняння основних підходів до багатоосьового друку наведено в таблиці 1.6.

Таблиця 1.6 – Порівняння підходів до багатоосьового FDM-друку

Підхід	Ступені вільності	Точність позиціонування	Складність ПЗ	Придатність для тіл обертання
6-осьовий робот-маніпулятор	6	низька (0,1–0,5 мм)	дуже висока	середня
5-осьовий портал	5	середня	висока	середня
Похило-поворотне сопло (RotBot)	4	середня	висока	середня
Поворотний стіл	3+1 (вісь C)	висока ($\approx 0,06$ мм)	середня	максимальна

Як видно з таблиці, схема з поворотним столом за сукупністю критеріїв є оптимальною для друку тонкостінних виробів обертання: вона зберігає високу точність базового принтера, не потребує дорогого обладнання й найкраще узгоджується з геометрією тіл обертання.

Надійність багатоосьових систем. У дослідженні [18] встановлено, що для високошвидкісних принтерів кінематики CoreXY відтворення стільникових елементів відбувається із забезпеченням прогнозованих механічних властивостей на рівні 95 %, тоді як для принтерів типу Bed Slinger цей показник становить лише 45–68 % через значні сили інерції F_i , що деформують нежорстку стінку.

Програмне забезпечення (слайсери). Головним бар'єром широкого впровадження багатоосьового друку є складність підготовки керуючого G-коду: стандартні слайсери (Cura, PrusaSlicer) підтримують лише планарне нарізання. Для багатоосьових систем використовуються спеціалізовані рішення — експериментальні слайсери з відкритим кодом та алгоритми конформного нарізання шарів на криволінійні підкладки [27, 29].

1.6. Вибір та обґрунтування типу приводу поворотної осі

Для забезпечення високої точності позиціонування осі C та стабільності непланарного друку важливо правильно обрати тип приводу. Розглянуто три варіанти:

- **Кроковий двигун з прямим приводом.** Стіл монтується безпосередньо на вал двигуна. Переваги: проста конструкція, відсутність люфтів, низька вартість. Недоліки: обмежений момент на низьких швидкостях, недостатня роздільна здатність — стандартний крок $1,8^\circ$ навіть у мікрокроці 1/16 не забезпечує плавності для точного укладання нитки на великих радіусах [19].
- **Сервопривід.** Висока динаміка та плавність, автоматична компенсація похибок, але дуже висока вартість, складність інтеграції у стандартну плату керування та потреба в редукторі [23, 24].

- **Кроковий двигун з хвильовим редуктором (Harmonic Drive).** Нульовий люфт, високий момент, колосальна роздільна здатність, проте складність виготовлення та висока вартість.

Обґрунтування вибору. Для модернізації обрано оригінальну конструкцію приводу на основі гібридного крокового двигуна **NEMA 17** та **циліндричної зубчастої передачі** з передавальним відношенням $i = 3,6$ (ведуча шестерня $z_1 = 10$, ведена $z_2 = 36$, модуль $m = 1,65$ мм).

Забезпечення точності позиціонування. Двигун NEMA 17 має кутовий крок $1,8^\circ$ (200 кроків/оберт). При мікрокроці $1/16$ роздільна здатність двигуна (отримано в роботі) [32]

$$N = 200 \cdot 16 = 3200 \text{ кроків/оберт.}$$

Завдяки редукції точність позиціонування столу збільшується в $i = 3,6$ разів (отримано в роботі) [32]:

$$N_{\text{ст}} = 3200 \cdot 3,6 = 11520 \text{ кроків/оберт.}$$

Кутова точність одного мікрокроку (отримано в роботі) [32]:

$$\theta = \frac{360^\circ}{11520} \approx 0,031^\circ.$$

При радіусі столу $R = 110$ мм лінійна точність на краю (отримано в роботі) [32]:

$$\Delta L = R \cdot \theta_{\text{рад}} = 110 \cdot \frac{2\pi}{11520} \approx 0,060 \text{ мм.}$$

Оскільки ширина лінії екструзії становить $\approx 0,42$ мм, отримана точність $\Delta L \approx 0,060$ мм повністю задовольняє вимоги до прецизійного FDM-друку, гарантуючи суміщення шарів без утворення порожнеч [18].

Збільшення крутного моменту. Номінальний момент NEMA 17 ($M_m \approx 0,4$ Н·м) збільшується завдяки редуктору з урахуванням ККД $\eta \approx 0,9$ [32]:

$$M_{\text{ст}} = M_m \cdot i \cdot \eta = 0,4 \cdot 3,6 \cdot 0,9 \approx 1,3 \text{ Н·м},$$

чого з великим запасом достатньо для подолання сил тертя в підшипниках 608ZZ, опору ковзного контактного кільця та динамічних сил інерції заготовки масою до 2–3 кг (детальний силовий розрахунок — розділ 3).

Оптимізація компоновання. На відміну від прямого приводу, де двигун розташовувався б співвісно з валом столу й заважав би розміщенню підшипникового вузла та ковзного кільця на осі обертання, зубчаста передача дозволяє винести двигун убік на міжосьову відстань $a_w = 37,95$ мм і встановити його вертикально поряд із валом. Це звільняє центральну вісь вузла для опорного вала, підшипників та ковзного кільця й забезпечує компактне співвісне компоновання поворотного механізму.

1.7. Постановка мети та завдань дослідження

Аналіз стану питання показав, що друк тонкостінних виробів інженерного призначення на стандартному 3-осьовому обладнанні обмежений низькою сталістю процесу, геометричними дефектами та незадовільними механічними властивостями деталей. Інтеграція додаткової осі обертання робочого столу в дельта-принтер є перспективним рішенням, яке дозволяє усунути інерційні коливання та реалізувати непланарний друк уздовж твірних ліній деталей обертання [2, 12].

Метою дипломної роботи є теоретичне обґрунтування, конструктивне розроблення та комп'ютерне моделювання системи модернізації дельта-принтера додатковою поворотною віссю робочого столу для забезпечення геометричної сталості та підвищення якості тонкостінних виробів інженерного призначення.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі **завдання**:

6. Виконати аналітичний огляд існуючих рішень багатоосьового друку та систематизувати дефекти, що виникають при виготовленні тонкостінних деталей [18].
7. Розробити математичну модель кінематики взаємодії робочих органів модернізованого принтера (осі X, Y, Z та додаткова вісь обертання C).
8. Провести кінематичний, силовий та конструкторський розрахунок приводу поворотної осі на основі крокового двигуна NEMA 17 та циліндричної зубчастої передачі.
9. Розробити тривимірну CAD-модель і конструкторську документацію поворотного механізму для інтеграції в базову структуру дельта-принтера.

Висновки до розділу 1. Обґрунтовано вибір дельта-кінематики як бази для модернізації, систематизовано дефекти друку тонкостінних виробів та доведено доцільність введення четвертої поворотної осі. Обрано тип приводу (NEMA 17 + циліндрична зубчаста передача $i = 3,6$) і сформульовано мету й завдання дослідження.

РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КІНЕМАТИКИ ПОВОРОТНОЇ ОСІ

2.1. Кінематична структура модернізованого принтера

Базовий принтер належить до класу просторових паралельних маніпуляторів типу Delta з трьома поступальними степенями вільності, обернена та пряма задачі кінематики якого є стандартними й повністю вирішуються прошивкою принтера (Marlin, Klipper) без втрати точності. Положення кожної з трьох кареток дельти за заданим положенням ефектора (x, y, z) визначається аналітично за відомою залежністю [25]:

$$z_{ci} = z + \sqrt{L^2 - (x - c_{xi})^2 - (y - c_{yi})^2},$$

де L — довжина важеля, (c_{xi}, c_{yi}) — горизонтальні координати i -ї напрямної. Оскільки ця кінематика є властивістю серійного принтера й не змінюється під час модернізації, далі детально розглядається лише **додана поворотна вісь C** , що становить предмет цієї роботи.

Уведення поворотного столу додає четверту, обертову координату ψ навколо вертикальної осі Z . Лінійні осі X, Y, Z виконують позиціонування сопла, а вісь C — переорієнтацію заготовки, що дозволяє замінити швидкі реверсивні рухи кареток плавним обертанням платформи (обґрунтування — підрозділ 1.4).

2.2. Перетворення координат поворотної осі C

Поворотний стіл задає перетворення між рухомою системою заготовки та нерухомою системою принтера. Оскільки вісь C збігається з віссю Z , це перетворення є поворотом навколо Z на кут ψ і описується матрицею повороту [37]:

$$\mathbf{R}_z(\psi) = \begin{bmatrix} \cos\psi & -\sin\psi & 0 \\ \sin\psi & \cos\psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

Координати точки заготовки, заданої у власній системі в циліндричних координатах (ρ, φ, h) , у нерухомій системі набувають вигляду [37]:

$$\mathbf{p}_0 = \mathbf{R}_z(\psi) \mathbf{p}_p = [\rho \cos(\varphi + \psi), \rho \sin(\varphi + \psi), h]^\top.$$

Звідси випливає **ключове співвідношення модернізації** (отримано в роботі) [32]: щоб сопло, нерухоме в точці $(\rho, 0, h)$, послідовно обходило всі точки кола радіуса ρ на заготовці, достатньо повертати платформу за законом

$$\psi(t) = -\varphi(t),$$

не змінюючи положення кареток у площині XY . Саме це усуває лінійні інерційні навантаження на нежорстку стінку.

2.3. Роздільна здатність поворотної осі

Привід осі C — кроковий двигун NEMA 17 (мікрокрок $1/16$, $N = 3200$ мікрокроків/оберт) із циліндричною зубчастою передачею $i = 3,6$. Кутовий крок платформи (отримано в роботі) [32]:

$$\Delta\psi = \frac{2\pi}{N i} = \frac{2\pi}{3200 \cdot 3,6} \approx 5,45 \cdot 10^{-4} \text{ рад} \approx 0,031^\circ.$$

Лінійна (дугова) роздільна здатність на краю столу радіусом $R = 110$ мм (отримано в роботі) [32]:

$$\Delta L = R \Delta\psi = 110 \cdot 5,45 \cdot 10^{-4} \approx 0,060 \text{ мм}.$$

Отримана точність $\Delta L \approx 0,060$ мм є меншою за ширину лінії екструзії (0,42 мм), що обґрунтовує достатність передавального відношення $i = 3,6$ для прецизійного укладання нитки без утворення порожнеч.

2.4. Узгоджена модель руху чотирьох осей

Під час непланарного друку лінійні осі та вісь C рухаються одночасно. Положення сопла, яке має відтворити дельта-механізм для укладання нитки в точку (ρ, φ, h) заготовки за поточного кута ψ , дорівнює [27]:

$$x_n = \rho \cos(\varphi + \psi), \quad y_n = \rho \sin(\varphi + \psi), \quad z_n = h.$$

Повна послідовність керування має вигляд «координати моделі $\rightarrow$ команди двигунів» (отримано в роботі) [32]:

$$(\rho, \varphi, h, \psi) \xrightarrow{\mathbf{R}_z(\psi)} (x_n, y_n, z_n) \xrightarrow{\text{кінематика дельти}} (z_{c1}, z_{c2}, z_{c3}).$$

У системах керування рухом обертова вісь розглядається як лінійно-еквівалентна; довжина результуючого переміщення у просторі координат та час сегмента за заданої подачі F визначаються як [27]:

$$\Delta s = \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2 + \Delta z^2 + (k_c \Delta C)^2}, \quad t = \frac{\Delta s}{F},$$

де k_c — масштабний коефіцієнт перерахунку кутового переміщення в лінійно-еквівалентне. Це забезпечує одночасне завершення руху всіх осей і сталість швидкості осадження матеріалу вздовж криволінійної траєкторії.

2.5. Кінематика гелікоїдної траєкторії для тонкостінних оболонок

Для друку суцільної циліндричної оболонки радіусом ρ застосовується гелікоїдна траєкторія: платформа обертається з кутовою швидкістю ω , а ефектор повільно піднімається по осі Z [29]:

$$x_n = \rho \cos \psi, \quad y_n = \rho \sin \psi, \quad z = z_0 + \frac{h_l}{2\pi} \psi,$$

де h_l — товщина шару (підйом за оберт). Вертикальна швидкість підйому та результуюча швидкість осадження [29]:

$$v_z = \frac{h_l \omega}{2\pi}, \quad v = \sqrt{(\rho \omega)^2 + v_z^2} \approx \rho \omega,$$

оскільки $h_l \ll \rho$. Безперервність гвинтового шва (відсутність точок старт/стоп) підвищує герметичність та втомну міцність виробу. Для підтримання сталої лінійної швидкості осадження кутова швидкість має змінюватися обернено пропорційно до радіуса (отримано в роботі) [32]:

$$\omega(\rho) = \frac{v}{\rho}.$$

Звідси для зон малого радіуса кутова швидкість зростає й обмежується максимальною частотою кроків драйвера, тому такі зони доцільно друкувати з комбінацією обертання та невеликого лінійного руху XU .

2.6. Висновки до розділу 2

1. Обґрунтовано розділення функцій осей: лінійні осі X, Y, Z забезпечують позиціонування сопла, додана вісь C — переорієнтацію заготовки. Базова кінематика дельти прийнята як властивість серійного принтера.
2. Виведено перетворення координат поворотної осі через матрицю $\mathbf{R}_z(\psi)$ та встановлено ключове співвідношення $\psi = -\varphi$, що дозволяє обходити кола заготовки без лінійних рухів у площині XU і є фізичною основою усунення інерційних збурень.
3. Визначено роздільну здатність осі C : $\Delta\psi \approx 0,031^\circ$, $\Delta L \approx 0,060$ мм, що обґрунтовує вибір передавального відношення $i = 3,6$.
4. Сформовано узгоджену модель руху чотирьох осей та кінематику гелікоїдної траєкторії ($v \approx \rho\omega$, $\omega(\rho) = v/\rho$) для друку тонкостінних оболонок. Кількісний динамічний (силовий) розрахунок, що спирається на момент інерції системи, виконано в розділі 3.

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ ПОВОРОТНОЇ ОСІ

3.1. Вихідні дані для розрахунку

Розрахунок виконується для приводу поворотної осі C модернізованого дельта-принтера, конструктивну схему якого обґрунтовано в розділі 1, а кінематичну модель — у розділі 2. Вихідні дані зведено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Вихідні дані для розрахунку приводу

Параметр	Позначення	Значення
Діаметр / радіус поворотного столу	D / R	220 / 110 мм

Максимальна маса заготовки	m_d	3,0 кг
Орієнтовна маса платформи з підігрівом	m_p	0,8 кг
Номинальний момент двигуна NEMA 17	M_m	0,4 Н·м
Кількість зубів шестерень (ведуча/ведена)	z_1 / z_2	10 / 36
Модуль зубів	m	1,65 мм
Передавальне відношення	i	3,6
ККД зубчастої передачі	η	0,9
Підшипник опори	—	608ZZ (8×22×7)
Матеріал вала	—	сталь 45 (C45)

3.2. Силевий аналіз та розрахунок необхідного крутного моменту

Привід поворотного столу має долати дві складові опору: момент сил тертя в опорах і ковзному кільці ($M_{\text{тер}}$) та динамічний момент розгону маси платформи із заготовкою ($M_{\text{дин}}$).

Момент сил тертя. Вага платформи із заготовкою [32]

$$W = (m_p + m_d) g = (0,8 + 3,0) \cdot 9,81 = 37,3 \text{ Н.}$$

Момент тертя кочення у підшипниках [32] (коефіцієнт тертя кочення $\mu \approx 0,0015$, діаметр отвору $d = 8 \text{ мм}$)

$$M_f = \mu W \frac{d}{2} = 0,0015 \cdot 37,3 \cdot 0,004 \approx 2,2 \cdot 10^{-4} \text{ Н·м,}$$

є мізерним. Визначальним є момент опору ковзного контактного кільця, який за паспортними даними капсульних кілець становить $M_{sr} \approx 0,03 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Тому сумарний момент тертя (отримано в роботі) [32]

$$M_{\text{тер}} = M_f + M_{sr} \approx 0,03 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Динамічний момент. Момент інерції системи [32] (платформа — суцільний диск, заготовка — тонкостінний циліндр найбільшого радіуса $\rho_d = 0,08 \text{ м}$):

$$J = \frac{1}{2} m_p R^2 + m_d \rho_d^2 = \frac{1}{2} \cdot 0,8 \cdot 0,11^2 + 3,0 \cdot 0,08^2 = 0,0048 + 0,0192 \\ = 0,0240 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Максимальна кутова швидкість для найбільшої швидкості осадження $v = 60 \text{ мм/с}$ на мінімальному робочому радіусі $\rho = 50 \text{ мм}$ (за співвідношенням $\omega = v/\rho$ з підрозділу 2.6) [32]:

$$\omega_{\max} = \frac{v}{\rho} = \frac{0,06}{0,05} = 1,2 \text{ рад/с}.$$

За час розгону $t_a = 0,25 \text{ с}$ (плавний пуск обертової осі) кутове прискорення [32]

$$\varepsilon = \frac{\omega_{\max}}{t_a} = \frac{1,2}{0,25} = 4,8 \text{ рад/с}^2.$$

а динамічний момент (отримано в роботі) [32]

$$M_{\text{дин}} = J \varepsilon = 0,0240 \cdot 4,8 = 0,115 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Необхідний момент на столі (отримано в роботі) [32]

$$M_{\text{потр}} = M_{\text{дин}} + M_{\text{тер}} = 0,115 + 0,030 = 0,145 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Отриманий момент $M_{\text{потр}} = 0,145 \text{ Н}\cdot\text{м}$ є навантаженням, прикладеним до поворотного столу; його використано як вихідну величину для вибору двигуна (підрозділ 3.2.1).

3.2.1. Вибір крокового двигуна приводу осі С

Приведення моменту до вала двигуна. Оскільки двигун з'єднаний зі столом через зубчасту передачу з передавальним відношенням $i = 3,6$ та ККД $\eta = 0,9$, необхідний робочий момент на валу двигуна менший за момент на столі (отримано в роботі) [32]:

$$M_{\text{дв}} = \frac{M_{\text{потр}}}{i \eta} = \frac{0,145}{3,6 \cdot 0,9} = 0,045 \text{ Н}\cdot\text{м} = 4,5 \text{ Н}\cdot\text{см}.$$

Власний момент інерції ротора двигуна ($J_{\text{рот}} \approx 68 \text{ г}\cdot\text{см}^2 = 6,8 \cdot 10^{-6} \text{ кг}\cdot\text{м}^2$) при кутовому прискоренні вала $\varepsilon_{\text{дв}} = \varepsilon i = 4,8 \cdot 3,6 = 17,3 \text{ рад/с}^2$ додає лише $M_{\text{рот}} = J_{\text{рот}} \varepsilon_{\text{дв}} \approx 1,2 \cdot 10^{-4} \text{ Н}\cdot\text{м} = 0,012 \text{ Н}\cdot\text{см}$, тобто є нехтовно малим.

Урахування мікрокрокового режиму. Для зниження вібрацій та підвищення плавності ходу привід працює у мікрокроковому режимі $N_{\mu\text{step}} = 1/16$, що знижує доступний момент порівняно з повнокроковим. Необхідний статичний (утримувальний) момент двигуна за умови забезпечення робочого моменту в мікрокроковому положенні визначається за залежністю [38]:

$$M_{\text{мкш}} = \frac{M_{\text{дв}}}{\sin\left(\frac{90^\circ}{N_{\mu\text{step}}}\right)} = \frac{4,5}{\sin\left(\frac{90^\circ}{16}\right)} = \frac{4,5}{\sin 5,625^\circ} = \frac{4,5}{0,098} \approx 45,8 \text{ Н}\cdot\text{см}.$$

Вибір моделі. Двигун обирається за умовою, щоб його статичний утримувальний момент перевищував $M_{\text{мкш}}$. Обрано біполярний гібридний кроковий двигун **17HS8401** типорозміру **NEMA 17** з утримувальним моментом $52 \text{ Н}\cdot\text{см}$, основні параметри якого наведено в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Параметри обраного крокового двигуна 17HS8401

Параметр	Значення
Типорозмір	NEMA 17
Крок повороту	1,8°
Утримувальний (статичний) момент	52 Н·см
Номинальний струм фази	1,7 А
Опір фази	1,8 Ом
Індуктивність фази	3,2 мГн
Момент інерції ротора	68 г·см ²
Тип	біполярний

Перевірка моменту на столі. У робочому діапазоні швидкостей номінальний момент двигуна приймається $M_m = 0,4$ Н·м; приведений до столу через передачу, він забезпечує (отримано в роботі) [32]:

$$M_{ст} = M_m i \eta = 0,4 \cdot 3,6 \cdot 0,9 = 1,30 \text{ Н·м},$$

що значно перевищує необхідний момент $M_{потр} = 0,145$ Н·м із коефіцієнтом запасу $k_M = 1,30/0,145 \approx 9,0$. Таким чином, у сталому режимі друку, де $\varepsilon \rightarrow 0$ і потрібний момент зводиться лише до $M_{тер}$, привід має значний резерв і не втрачатиме кроки [32].

Значення $M_m = 0,4$ Н·м використовується далі як консервативне силове навантаження для розрахунку зубчастої передачі та вала.

3.3. Розрахунок та перевірка циліндричної зубчастої передачі

Геометричні параметри [33]. Ділильні діаметри:

$$d_1 = m z_1 = 1,65 \cdot 10 = 16,5 \text{ мм}, \quad d_2 = m z_2 = 1,65 \cdot 36 = 59,4 \text{ мм}.$$

Міжосьова відстань [33]

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{16,5 + 59,4}{2} = 37,95 \text{ мм},$$

що збігається з прийнятим у конструкції зміщенням двигуна. Діаметри вершин і впадин [33]:

$$\begin{aligned}d_{a1} &= d_1 + 2m = 19,8 \text{ мм}, & d_{a2} &= 62,7 \text{ мм}, & d_{f1} &= d_1 - 2,5m \\ & & & & &= 12,375 \text{ мм}, & d_{f2} &= 55,275 \text{ мм}.\end{aligned}$$

Сили в зачепленні [33]. Колова (тангенціальна) сила на ведучій шестерні за моменту двигуна $M_m = 0,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$:

$$F_t = \frac{2M_m}{d_1} = \frac{2 \cdot 0,4}{0,0165} = 48,5 \text{ Н}.$$

Радіальна сила (кут зачеплення $\alpha = 20^\circ$) [33]:

$$F_r = F_t \tan \alpha = 48,5 \cdot \tan 20^\circ = 17,6 \text{ Н}.$$

Перевірка на згинальну міцність (формула Льюїса) [33]. Найслабшою є ведуча шестерня з меншою кількістю зубів. Згинальне напруження біля основи зуба:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b m Y},$$

де $b = 8 \text{ мм}$ — ширина вінця, $Y \approx 0,23$ — коефіцієнт форми зуба Льюїса для $z = 10$ та кута 20° . Тоді [33]

$$\sigma_F = \frac{48,5}{8 \cdot 1,65 \cdot 0,23} = \frac{48,5}{3,04} = 16,0 \text{ МПа}.$$

Оскільки шестерні виготовляються методом FDM-друку (матеріал PETG, заповнення 100 %), допустиме згинальне напруження приймаємо консервативно $[\sigma_F] = 28 \text{ МПа}$. Коефіцієнт запасу міцності зуба (отримано в роботі) [32]:

$$k_F = \frac{[\sigma_F]}{\sigma_F} = \frac{28}{16,0} = 1,75.$$

Запас $k_F = 1,75$ є прийнятним для ненавантаженого приводу позиціонування; для його підвищення рекомендовано друкувати шестерні з матеріалу PETG зі 100 % заповненням та орієнтацією шарів уперек осі зуба [32].

Контактна міцність. Через полімерний матеріал та малу колову силу ($F_t < 50$ Н) контактне (за Герцем) викришування робочих поверхонь зубів не є визначальним видом руйнування — лімітує саме згин біля основи зуба, тому контактний розрахунок носить перевірочний характер і не є критичним [33].

3.4. Розрахунок вала поворотного столу

Вал передає крутний момент $T = M_{\text{ст}} = 1,30$ Н·м. Мінімально допустимий діаметр вала за умовою міцності на кручення (сталь 45, $[\tau] = 36$ МПа) [32]:

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{16 T}{\pi [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,30}{\pi \cdot 36 \cdot 10^6}} \approx 5,7 \text{ мм.}$$

Отже, за умовою міцності достатньо діаметра близько 5,7 мм. Проте діаметр вала прийнято $d = 8$ мм **не за міцністю, а з конструктивних міркувань**: це найближчий стандартний діаметр, що відповідає внутрішньому отвору серійних підшипників 608ZZ та упорного підшипника, завдяки чому опорний вузол складається з готових покупних компонентів без доопрацювання. Перевіримо фактичний запас міцності прийнятого діаметра.

Дотичне напруження кручення для $d = 8$ мм [32]:

$$\tau = \frac{16 T}{\pi d^3} = \frac{16 \cdot 1,30}{\pi \cdot 0,008^3} = \frac{20,8}{1,61 \cdot 10^{-6}} = 12,9 \text{ МПа.}$$

Для вала зі сталі 45 допустиме дотичне напруження при знакозмінному навантаженні приймаємо $[\tau] = 36$ МПа [32]. Коефіцієнт запасу міцності:

$$k_{\tau} = \frac{[\tau]}{\tau} = \frac{36}{12,9} = 2,79.$$

Кут закручування [32] вала довжиною $l = 40$ мм (полярний момент інерції $J_p = \frac{\pi d^4}{32} = 4,02 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4$, модуль зсуву $G = 80 \text{ ГПа}$):

$$\varphi = \frac{T l}{G J_p} = \frac{1,30 \cdot 0,04}{80 \cdot 10^9 \cdot 4,02 \cdot 10^{-10}} = 1,6 \cdot 10^{-3} \text{ рад} \approx 0,09^\circ.$$

Закручування $0,09^\circ$ значно менше за кутову роздільну здатність приводу ($\Delta\psi \approx 0,031^\circ$ на крок, підрозділ 2.4) і не впливає на точність позиціонування. Отже, прийнятий з умови сумісності з підшипниками діаметр $d = 8$ мм (за міцністю достатньо лише $5,7$ мм) забезпечує запас міцності $k_{\tau} = 2,79$ та необхідну крутильну жорсткість.

3.5. Вибір і перевірка підшипників опори

Опора поворотного столу сприймає переважно осьове навантаження від ваги $F_a \approx W = 37,3 \text{ Н}$ та незначне радіальне навантаження від зубчастого зачеплення. Прийнято радіальний кульковий підшипник 608ZZ ($d = 8$, $D = 22$, $B = 7$ мм) із паспортними характеристиками: динамічна вантажність $C = 3,32 \text{ кН}$, статична вантажність $C_0 = 1,38 \text{ кН}$ [35].

Еквівалентне динамічне навантаження (за ISO 281) [36]. Прийнявши радіальне навантаження $F_r = 50 \text{ Н}$ та коефіцієнти $X = 0,56$, $Y = 2,0$:

$$P = X F_r + Y F_a = 0,56 \cdot 50 + 2,0 \cdot 37,3 = 28 + 74,6 = 102,6 \text{ Н}.$$

Базовий розрахунковий ресурс [36] (для кулькових підшипників показник $p = 3$):

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{3320}{102,6}\right)^3 = 32,4^3 \approx 3,4 \cdot 10^4 \text{ млн обертів}.$$

При типовій частоті обертання столу $n \approx 30$ об/хв ресурс у годинах [35]

$$L_{10h} = \frac{10^6 L_{10}}{60 n} = \frac{10^6 \cdot 3,4 \cdot 10^4}{60 \cdot 30} \approx 1,9 \cdot 10^7 \text{ год},$$

що практично необмежено для умов експлуатації настільного принтера.

Статична безпека [35]:

$$s_0 = \frac{C_0}{P} = \frac{1380}{102,6} = 13,5 \gg 1.$$

Підшипник має багаторазовий запас за вантажністю; його вибір продиктовано не навантаженням, а уніфікацією (сумісність із валом $\varnothing 8$ та доступність). Осьове навантаження від ваги платформи із заготовкою ($F_a \approx 37,3$ Н) сприймається окремим **упорним кульковим підшипником** (типорозмір F8-16M, отвір $d = 8$ мм), статична вантажність якого ($C_0 \approx 1,5$ кН за каталогом виробника) перевищує діюче осьове навантаження приблизно у 40 разів. Це повністю розвантажує радіальні підшипники 608ZZ від осьового зусилля, залишаючи їм лише функцію радіального центрування вала. Взаємне осьове положення двох радіальних підшипників на валу зафіксовано дистанційною втулкою, а зверху вал закрито кришкою, що захищає вузол від забруднення [35].

3.6. Розрахунок різьбового з'єднання плити-адаптера

Плита-адаптер кріпиться до основи принтера $n = 4$ гвинтами М4, розташованими на колі радіусом $r_b = 40$ мм. Реактивний крутний момент $M_{\text{ст}} = 1,30$ Н·м створює на кожному гвинті колову (зсувну) силу [32]:

$$F_b = \frac{M_{\text{ст}}}{n r_b} = \frac{1,30}{4 \cdot 0,04} = 8,1 \text{ Н}.$$

Напруження зрізу [32] в перерізі гвинта М4 (площа перерізу по западинах різьби $A_s = 8,78$ мм²):

$$\tau_b = \frac{F_b}{A_s} = \frac{8,1}{8,78} = 0,9 \text{ МПа},$$

що на два порядки менше за допустиме для гвинтів класу міцності 8.8. Фактично момент передається силами тертя у стику від попереднього затягу гвинтів, а пряме зрізне навантаження є мізерним, тому з'єднання має багаторазовий запас міцності [32].

3.7. Вибір ковзного контактного кільця (slip ring)

Оскільки робочий стіл обертається необмежено, живлення підігріву платформи та сигнал термістора передаються через ковзне контактне кільце. Споживана потужність підігріву платформи $\varnothing 220$ мм $P \approx 150$ Вт. Робочий струм при напрузі живлення $U = 24$ В [32]:

$$I = \frac{P}{U} = \frac{150}{24} = 6,25 \text{ А}.$$

Кільце має забезпечувати струм не менший за I із запасом; обрано капсульне контактне кільце з кількома каналами, розрахованими на струм ≥ 10 А (силові канали) та сигнальні канали для термістора. Застосування живлення 24 В замість 12 В удвічі знижує струм у силовому каналі (за 12 В було б $I = 12,5$ А), що зменшує нагрів кільця та подовжує його ресурс. Момент опору обертанню обраного кільця ($\approx 0,03$ Н·м) врахований у силовому розрахунку (підрозділ 3.2) [32].

3.8. Висновки до розділу 3

1. Виконано силовий розрахунок приводу: необхідний момент на столі $M_{\text{потр}} = 0,145$ Н·м проти наявного $M_{\text{ст}} = 1,30$ Н·м; коефіцієнт запасу за моментом $k_M \approx 9$.
2. Обґрунтовано вибір крокового двигуна: робочий момент, приведений до вала ($M_{\text{дв}} = 4,5$ Н·см), з урахуванням мікрокрокового режиму 1/16 вимагає

- утримувального моменту $M_{\text{МКШ}} \approx 45,8 \text{ Н}\cdot\text{см}$; обрано двигун NEMA 17 (17HS8401) з моментом $52 \text{ Н}\cdot\text{см}$ ($k_{\text{дв}} = 1,14$).
3. Розраховано та перевірено циліндричну зубчасту передачу ($z_1 = 10$, $z_2 = 36$, $m = 1,65$, $a_w = 37,95 \text{ мм}$). Згинальне напруження зуба $\sigma_F = 16,0 \text{ МПа}$, коефіцієнт запасу $k_F = 1,75$ для друкованих PETG-шестерень.
 4. Обґрунтовано вибір вала $\varnothing 8 \text{ мм}$: за міцністю достатньо $d_{\text{min}} \approx 5,7 \text{ мм}$, проте діаметр прийнято 8 мм з умови сумісності з підшипниками; фактичні $\tau = 12,9 \text{ МПа}$, $k_\tau = 2,79$, кут закручування $0,09^\circ$.
 5. Перевірено підшипниковий вузол: радіальні 608ZZ ($P = 102,6 \text{ Н}$, ресурс $L_{10} \approx 3,4 \cdot 10^4$ млн обертів, $s_0 = 13,5$), осьове навантаження сприймає окремий упорний підшипник F8-16M (запас ≈ 40). Вибір продиктовано уніфікацією.
 6. Перевірено різьбове з'єднання ($4 \times \text{M4}$): напруження зрізу $\tau_b = 0,9 \text{ МПа}$ — багаторазовий запас.
 7. Обрано капсульне ковзне контактне кільце на струм $\geq 10 \text{ А}$; обґрунтовано перевагу живлення підігріву 24 В ($I = 6,25 \text{ А}$) для зниження струмового навантаження каналу.

РОЗДІЛ 4. ТРИВИМІРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА КОНСТРУКТОРСЬКА ДОКУМЕНТАЦІЯ

4.1. Загальна компоновка вузла поворотної осі

На основі кінематичної моделі (розділ 2) та інженерних розрахунків (розділ 3) розроблено тривимірну модель вузла поворотної осі *C* у середовищі SolidWorks. Вузол виконано у вигляді надбудови загальною висотою 98 мм , що встановлюється на нерухому основу дельта-принтера. Двигун винесено вбік на міжосьову відстань $a_w = 37,95 \text{ мм}$ і встановлено вертикально поряд з опорним валом, що звільняє центральну вісь вузла для підшипникового стека та ковзного

кільця; ведену шестерню інтегровано безпосередньо в нижню площину поворотної плити (підрозділ 1.6).

Конструктивно вузол складається з чотирьох функціональних груп: несучої (плита-адаптер, опорний вал, два радіальні підшипники з дистанційною втулкою, упорний підшипник та захисна кришка), приводної (кроковий двигун, пара шестерень), робочої (поворотна платформа з підігрівом) та комутаційної (ковзне контактне кільце для передачі живлення та сигналів на обертіву платформу).

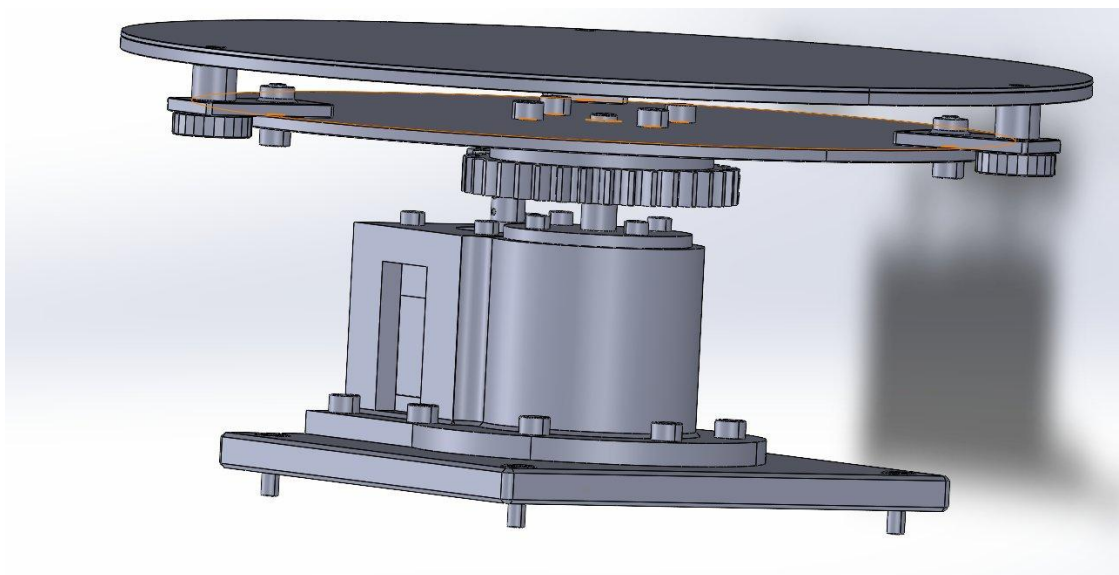


Рисунок 4.1 — Загальний вигляд вузла поворотної осі у зібраному стані (модель SolidWorks)

4.2. Оригінальні деталі, спроектовані в SolidWorks

З нуля змодельовано оригінальні деталі, що забезпечують інтеграцію приводу в конкретну геометрію дельта-принтера:

Плита-адаптер. Несуча деталь, що кріпиться до основи принтера чотирма гвинтами M4. Має посадкове гніздо під нижній радіальний підшипник 608ZZ та посадкову поверхню під упорний підшипник, що сприймає осьове навантаження вала. Кріпиться до основи принтера на чотирьох стійках-ніжках і слугує опорою

для вертикальної стійки-кронштейна двигуна. Спроектована під друк FDM з матеріалу PETG із суцільним заповненням.

Опорний вал $\varnothing 8$ мм. Передає крутний момент від веденої шестерні до платформи; осьове навантаження від ваги заготовки сприймається упорним підшипником. Діаметр 8 мм прийнято з умови сумісності з підшипниками 608ZZ та упорним F8-16M (за міцністю достатньо $\approx 5,7$ мм; перевірка — підрозділ 3.4, $k_T = 2,79$). Виготовляється зі сталі 45.

Кронштейн двигуна. Вертикальна стійка, що утримує кроковий двигун NEMA 17 вертикально (корпусом донизу) поряд з опорним валом, із можливістю регулювання натягу зачеплення (компенсація міжосьової відстані та усунення люфту). У стійці виконано прямокутне вікно, яке слугує вентиляційним отвором для повітряного охолодження корпусу двигуна та знижує його робочу температуру при тривалому друці.

Поворотна платформа. Диск $\varnothing 220$ мм із посадковими поверхнями під ведену шестерню ($z_2 = 36$) та нагрівальний елемент. Центрується на верхньому підшипнику (без змін).

Кронштейн обшивки вала. Перероблений елемент, що формує зовнішній кожух вузла вала та фіксує його положення.

Дистанційна втулка. Встановлюється на валу між двома радіальними підшипниками 608ZZ, фіксуючи їх взаємне осьове положення.

Захисна кришка вала. Закриває вузол вала зверху, оберігаючи підшипники від забруднення.

Пара шестерень ($z_1 = 10$, $z_2 = 36$, $m = 1,65$ мм) також належить до оригінальних друкованих деталей; її геометрію згенеровано за параметрами розрахунку підрозділу 3.3.

4.3. Стандартні та запозичені компоненти

Для зниження трудомісткості моделювання та забезпечення відтворюваності конструкції застосовано стандартні покупні компоненти й перевірені рішення з відкритих джерел:

- кроковий двигун **NEMA 17** (тримальний момент $M_m = 0,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$);
- радіальні кулькові підшипники **608ZZ** ($8 \times 22 \times 7 \text{ мм}$) — 2 шт.;
- упорний кульковий підшипник **F8-16M** ($8 \times 16 \times 5 \text{ мм}$) — 1 шт.;
- **капсульне ковзне контактне кільце** на струм $\geq 10 \text{ А}$ (підрозділ 3.7);
- кріпильні вироби (гвинти М3, М4) за стандартом, з бібліотеки SolidWorks Toolbox;
- ремінь/шків приводних осей принтера — без змін.

Стандартні моделі імпортовано з бібліотеки GrabCAD та SolidWorks Toolbox, що гарантує відповідність реальним посадковим розмірам.

4.4. Послідовність складання вузла

Складання модернізованого вузла виконується в такій послідовності:

1. кріплення плити-адаптера до нерухомої основи принтера чотирма гвинтами М4 (базова несуча деталь, від якої ведеться вся збірка);
2. встановлення упорного підшипника F8-16M та нижнього радіального підшипника 608ZZ у гнізда плити;
3. монтаж опорного вала $\varnothing 8 \text{ мм}$ у підшипники;
4. встановлення дистанційної втулки та верхнього радіального підшипника 608ZZ на вал;
5. монтаж вертикального кронштейна з кроковим двигуном і регулювання зазору зачеплення;
6. посадка веденої шестерні на вал та ведучої — на вал двигуна;

7. встановлення поворотної платформи та захисної кришки вала;
8. монтаж ковзного контактного кільця по центральній осі та підведення кабелів підігріву й термістора.

4.5. Інтеграція з дельта-принтером та перевірка робочого простору

Оскільки робочий стіл дельта-принтера є нерухомим елементом рами, встановлення вузла поворотної осі не змінює динаміки основних осей X, Y, Z (обґрунтування — підрозділ 1.2). Перевірку взаємного розташування виконано засобами SolidWorks: підтверджено відсутність колізій між обертовою платформою, важелями дельти та елементами рами в усьому діапазоні руху ефектора.

Корисний робочий простір після модернізації визначається як перетин циліндричної зони досяжності дельти (підрозділ 2.2) та зони над поворотною платформою. Зменшення корисної висоти друку дорівнює висоті надбудови вузла (98 мм), що є прийнятним компромісом з огляду на отримані технологічні переваги.

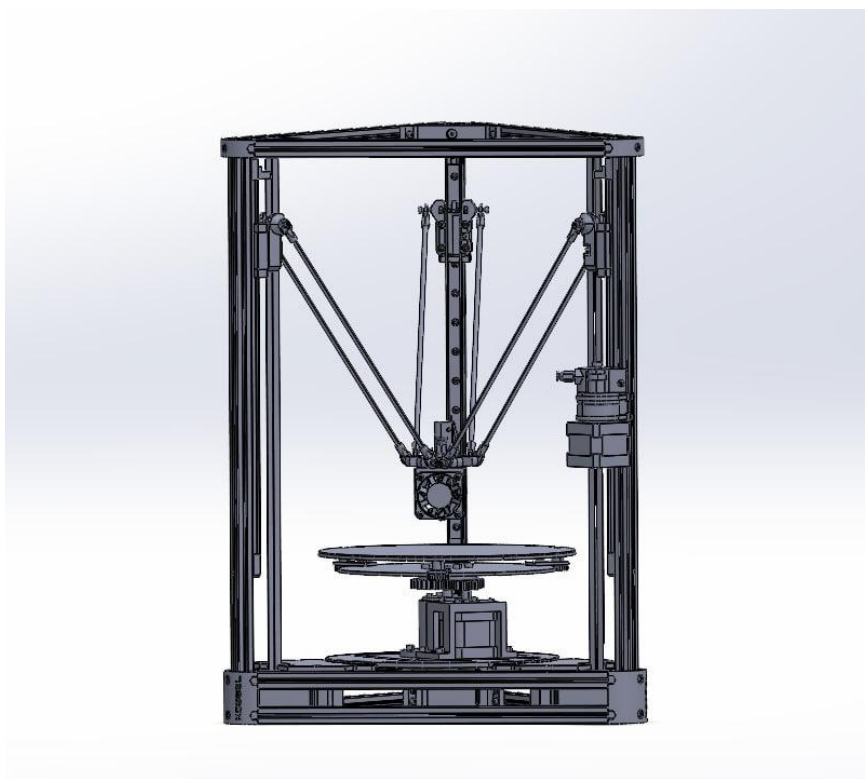


Рисунок 4.3 — Модернізований дельта-принтер зі встановленим вузлом поворотної осі (загальний вигляд)

4.6. Специфікація вузла

Повну специфікацію складальних одиниць та деталей вузла поворотної осі наведено в Додатку А. Узагальнений перелік основних компонентів подано в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Основні компоненти вузла поворотної осі

№	Найменування	Тип / матеріал	К-ть
1	Плита-адаптер	оригінальна, PETG	1
2	Опорний вал $\varnothing 8$	оригінальна, сталь 45	1
3	Кронштейн двигуна	оригінальна, PETG	1
4	Поворотна платформа $\varnothing 220$	оригінальна, PETG/Al	1

5	Шестерня ведуча $z_1=10$	оригінальна, PETG	1
6	Шестерня ведена $z_2=36$	оригінальна, PETG	1
7	Кроковий двигун NEMA 17	стандартний	1
8	Підшипник радіальний 608ZZ	стандартний	2
9	Підшипник упорний F8- 16M	стандартний	1
10	Дистанційна втулка	оригінальна	1
11	Захисна кришка вала	оригінальна, PETG	1
12	Кронштейн обшивки вала	оригінальна, PETG	1
13	Ковзне контактне кільце	стандартне, ≥ 10 А	1
14	Кріплення M4	стандартне	4

4.7. Висновки до розділу 4

1. Розроблено тривимірну модель вузла поворотної осі *C* у SolidWorks (загальна висота надбудови 98 мм), що встановлюється на нерухому основу дельта-принтера.
2. Спроектовано оригінальні деталі (плита-адаптер на 4 гвинти, вал, перероблений кронштейн двигуна з вентиляційними отворами, кронштейн обшивки вала, поворотна платформа, дистанційна втулка, захисна кришка) та пару друкованих шестерень за параметрами розрахунку розділу 3.
3. Застосовано стандартні компоненти (NEMA 17, радіальні 608ZZ, упорний F8-16M, ковзне кільце, кріплення) з бібліотек GrabCAD і SolidWorks Toolbox, що забезпечує відтворюваність конструкції.

4. Розроблено послідовність складання та засобами SolidWorks підтверджено відсутність колізій вузла з рухомими елементами дельти в усьому робочому діапазоні.
5. Складено специфікацію вузла (таблиця 4.1, Додаток А), яка є основою для виготовлення дослідного зразка.

РОЗДІЛ 5. ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ

5.1. Загальні положення

Метою економічної частини є визначення повної собівартості виготовлення вузла поворотної осі та обґрунтування економічної доцільності прийнятих конструкторсько-технологічних рішень, насамперед — максимального використання друкованих деталей з PETG замість покупних або механічно оброблених металевих компонентів.

Повна собівартість вузла визначається сумою витрат на матеріали друкованих деталей, вартості покупних компонентів, витрат на електроенергію процесу друку та витрат на оплату праці [43]:

$$C_{\text{повна}} = C_{\text{м}} + C_{\text{покуп}} + C_{\text{ел}} + C_{\text{зп}}.$$

Ціни на матеріали та комплектуючі прийнято за актуальними даними інтернет-магазинів України станом на 2026 р. [44].

5.2. Вартість матеріалів друкованих деталей

Згідно з прийнятим технологічним рішенням, усі деталі, які допускають виготовлення адитивним способом, друкуються з PETG: плита-адаптер, поворотна платформа, кронштейн двигуна, кронштейн обшивки вала, пара шестерень, дистанційна втулка та захисна кришка. Орієнтовні маси деталей наведено в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Маса друкованих деталей з PETG

Деталь	Маса, кг
Плита-адаптер	0,15
Поворотна платформа	0,12
Кронштейн двигуна	0,06
Кронштейн обшивки вала	0,05
Шестерні (ведуча + ведена)	0,03
Втулка та кришка	0,03
Разом (з урахуванням підтримок ~10 %)	0,50

Вартість матеріалу за ціною PETG-філаменту $C_{\text{PETG}} = 450$ грн/кг [44]:

$$C_m = m_{\text{PETG}} \cdot C_{\text{PETG}} = 0,50 \cdot 450 = 225 \text{ грн.}$$

5.3. Вартість покупних компонентів

Покупними залишаються лише компоненти, які неможливо чи недоцільно виготовляти друком: кроковий двигун, підшипники, ковзне контактне кільце, сталевий вал та кріплення (таблиця 5.2) [44].

Таблиця 5.2 – Вартість покупних компонентів

Компонент	К-ть	Ціна за од., грн	Сума, грн
-----------	------	------------------	-----------

Кроковий двигун NEMA 17 (17HS8401)	1	450	450
Підшипник радіальний 608ZZ	2	25	50
Підшипник упорний F8- 16M	1	50	50
Ковзне контактне кільце	1	400	400
Вал сталевий $\varnothing 8$ мм	1	70	70
Кріплення M4 (комплект)	1	50	50
Разом			1070

Отже, вартість покупних компонентів $C_{\text{покуп}} = 1070$ грн.

5.4. Витрати на електроенергію друку

Сумарний час друку всіх деталей становить орієнтовно $t_{\text{др}} = 22$ год за середньої споживаної потужності принтера $P_{\text{сер}} = 0,15$ кВт. Спожита електроенергія [43]:

$$W = P_{\text{сер}} \cdot t_{\text{др}} = 0,15 \cdot 22 = 3,3 \text{ кВт} \cdot \text{год}.$$

Вартість електроенергії за тарифом $\Pi_{\text{ел}} = 4,32$ грн/кВт·год [44]:

$$C_{\text{ел}} = W \cdot \Pi_{\text{ел}} = 3,3 \cdot 4,32 \approx 14 \text{ грн}.$$

5.5. Витрати на оплату праці

Трудомісткість складання та оздоблення вузла приймається $t_{зб} = 6$ год за годинної тарифної ставки $C_{год} = 150$ грн/год. Основна заробітна плата [43]:

$$C_{ЗП.осн} = t_{зб} \cdot C_{год} = 6 \cdot 150 = 900 \text{ грн.}$$

Нарахування на заробітну плату (єдиний соціальний внесок 22 %) [43]:

$$C_{ЕСВ} = 0,22 \cdot C_{ЗП.осн} = 0,22 \cdot 900 = 198 \text{ грн.}$$

Загальні витрати на оплату праці (отримано в роботі) [43]:

$$C_{ЗП} = C_{ЗП.осн} + C_{ЕСВ} = 900 + 198 = 1098 \text{ грн.}$$

5.6. Повна собівартість та економічний ефект

Повна собівартість виготовлення вузла поворотної осі (отримано в роботі) [43]:

$$C_{повна} = C_{м} + C_{покуп} + C_{ел} + C_{ЗП} = 225 + 1070 + 14 + 1098 = 2407 \text{ грн.}$$

Економічний ефект від застосування друкованих деталей. Якщо оригінальні деталі (плиту-адаптер, платформу, кронштейни, шестерні) виготовляти механічною обробкою з алюмінієвого сплаву, орієнтовна вартість виготовлення лише цих деталей становила б близько $C_{мех} \approx 2200$ грн (з урахуванням вартості заготовок, верстатних робіт та нарізання зубів), тоді як їх друк з PETG обходиться у 225 грн. Економія на виготовленні оригінальних деталей (отримано в роботі) [43]:

$$E = C_{мех} - C_{м} = 2200 - 225 \approx 1975 \text{ грн.}$$

Таким чином, максимальне використання друкованих PETG-деталей знижує вартість оригінальних деталей майже на порядок та усуває потребу у верстатному оснащенні. Повна собівартість модернізаційного вузла (≈ 2400 грн)

є низькою та доступною для впровадження в умовах навчальних лабораторій і малих виробництв, що підтверджує економічну доцільність прийнятих рішень.

5.7. Висновки до розділу 5

1. Визначено повну собівартість виготовлення вузла поворотної осі — ≈ 2407 грн, з яких вартість матеріалів друківаних деталей становить лише 225 грн (9 %), покупних компонентів — 1070 грн (44 %), оплати праці — 1098 грн (46 %), електроенергії — 14 грн (1 %).
2. Обґрунтовано економічну перевагу максимального використання друківаних PETG-деталей: економія на виготовленні оригінальних деталей порівняно з механічною обробкою з алюмінію становить ≈ 1975 грн, а також усувається потреба у верстатному оснащенні.
3. Низька собівартість вузла підтверджує доцільність запропонованого способу модернізації настільних FDM-принтерів.

ВИСНОВОК

У дипломній роботі ми вирішували практичну задачу: як підвищити якість 3D-друку тонкостінних виробів на звичайному дельта-принтері. Такі вироби, особливо стільникові оболонки циліндричної форми, складно друкувати класичним пошаровим способом — стінки виходять неміцними в певному напрямку, на криволінійних поверхнях з'являються сходинки, а тонкі стінки деформуються через рух стола. Щоб усунути ці проблеми, ми запропонували доповнити принтер додатковою поворотною віссю — обертовим столом, який дозволяє повертати заготовку під час друку й укладати матеріал у правильному напрямку.

Спочатку ми проаналізували сучасний стан 3D-друку, типові дефекти тонкостінних виробів та наявні рішення багатоосьового друку. Це дало змогу обґрунтувати, чому саме поворотний стіл є вдалим вибором для дельта-принтера. Далі ми описали, як має працювати така чотиривісна система — як узгоджується обертання стола з рухом друкувальної головки і наскільки точно вісь може позиціонувати заготовку. Розрахунки підтвердили, що додаткова вісь не погіршує точність принтера.

Після цього ми виконали інженерні розрахунки приводу поворотного стола: підібрали кроковий двигун, зубчасту передачу, вал, підшипники та кріплення. Усі елементи мають достатній запас міцності й працюють надійно.

На основі розрахунків ми створили тривимірну модель вузла в SolidWorks і перевірили, що він не заважає рухомим частинам принтера. Конструкцію спроектували так, щоб майже всі деталі можна було надрукувати з пластику PETG на самому ж принтері, а купувати лише стандартні елементи — двигун, підшипники, кріплення.

Насамкінець ми оцінили вартість виготовлення вузла й показали, що завдяки друкованим деталям вона залишається низькою, а потреби в дорогому верстатному обладнанні немає.

У підсумку ми досягли поставленої мети — розробили простий, доступний і повторюваний спосіб модернізації настільних дельта-принтерів, який дозволяє якісніше друкувати тонкостінні вироби й цілком придатний для впровадження в навчальних лабораторіях та невеликих майстернях.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- [1] Gibson I., Rosen D., Stucker B., Khorasani M. Additive Manufacturing Technologies. — 3rd ed. — Cham: Springer Nature, 2021. — 675 p.
- [2] Stojković J.R. та ін. An experimental study on the impact of layer height and annealing parameters on the tensile strength and dimensional accuracy of FDM 3D printed parts // Materials. — 2023. — Vol. 16, No. 13. — Article 4574. — DOI: 10.3390/ma16134574.
- [3] Чернишов С.І. Підвищення ефективності інтегрованих технологій пошарового вирощування виробів на основі статистичного прогнозування: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.08. — Харків: НТУ «ХПІ», 2006.
- [4] Bujarska A., Zmarzły P., Szczygiel P. Application of Optical Measurements to Assess Form Deviations of Cylindrical Parts Made Using FDM Additive Technology // Sensors. — 2025. — Vol. 25. — Article 5855. — DOI: 10.3390/s25185855.
- [5] Gunpinar E., Armanfar A. Helical5AM: Five-axis parametrised helical additive manufacturing // Journal of Materials Processing Technology. — 2022. — Vol. 304. — Article 117565. — DOI: 10.1016/j.jmatprotec.2022.117565.
- [7] Nayyeri P., Zareinia K., Bougherara H. Planar and nonplanar slicing algorithms for fused deposition modeling technology: a critical review // International Journal of Advanced Manufacturing Technology. — 2022. — Vol. 119, No. 5–6. — P. 2785–2810. — DOI: 10.1007/s00170-021-08347-x.
- [9] Zhang T., Chen X., Fang G., Tian Y., Wang C.C.L. Singularity-aware motion planning for multi-axis additive manufacturing // IEEE Robotics and Automation Letters. — 2021. — Vol. 6, No. 4. — P. 6172–6179.
- [10] Cendrero A.M., Fortunato G.M., Munoz-Guijosa J.M., De Maria C., Díaz Lantada A. Benefits of Non-Planar Printing Strategies Towards Eco-Efficient 3D

Printing // Sustainability. — 2021. — Vol. 13, No. 4. — Article 1599. — DOI: 10.3390/su13041599.

[11] Zhang Y., Zhang X., Huang W., Chen G. Multi-axis robotic additive manufacturing: a review // Robotics and Computer-Integrated Manufacturing. — 2021. — Vol. 67. — Article 102035.

[12] Zhao D., Guo W., Zhou C. та ін. Supportless Cylindrical Printing of Rotating Components with Overhangs on a Rotary FDM 3D Printer // Advances in Mechanism, Machine Science and Engineering. — Singapore: Springer, 2024. — P. 2103–2115. — DOI: 10.1007/978-981-97-0922-9_133.

[13] Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Е.С. Опір матеріалів: підручник. — Київ: Вища школа, 2004. — 655 с.

[15] Hibbeler R.C. Mechanics of Materials. — 10th ed. — Hoboken: Pearson, 2017. — 896 p.

[16] Timoshenko S.P., Gere J.M. Theory of Elastic Stability. — 2nd ed. — New York: McGraw-Hill, 1961. — 541 p.

[17] Шваб'юк В.І. Опір матеріалів: підручник. — Київ: Знання, 2016. — 407 с.

[18] Salenko O., Strutynsky V., Avramov K., Orel V., Dzhulii D., Havrushkevych A., Kostenko A. Providing technical and algorithmical support to the predictable properties of honeycomb filler obtained by additive processes // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. — 2025. — Vol. 3, No. 1 (135). — P. 58–80. — DOI: 10.15587/1729-4061.2025.329745.

[19] Kenjo T., Sugawara A. Stepping Motors and Their Microprocessor Controls. — 2nd ed. — Oxford: Oxford University Press, 1994. — 297 p.

- [23] Hughes A., Drury B. Electric Motors and Drives: Fundamentals, Types and Applications. — 5th ed. — Oxford: Newnes (Elsevier), 2019. — 488 p.
- [24] Firoozian R. Servo Motors and Industrial Control Theory. — 2nd ed. — Cham: Springer, 2014. — 218 p.
- [25] Clavel R. Delta, a fast robot with parallel geometry // Proceedings of the 18th International Symposium on Industrial Robots (ISIR). — Lausanne, 1988. — P. 91–100.
- [26] Guidetti X., Balta E.C., Nagel Y., Yin H., Rupenyan A., Lygeros J. Stress flow guided non-planar print trajectory optimization for additive manufacturing of anisotropic polymers // Additive Manufacturing. — 2023. — Vol. 72. — Article 103628. — DOI: 10.1016/j.addma.2023.103628.
- [27] Hong F., Hodges S., Myant C., Boyle D.E. Open5x: Accessible 5-axis 3D printing and conformal slicing // Extended Abstracts of the 2022 CHI Conference on Human Factors in Computing Systems. — New Orleans, 2022. — DOI: 10.1145/3491101.3519782.
- [28] Zhang T., Fang G., Huang Y., Dutta N., Lefebvre S., Kilic Z.M., Wang C.C.L. S3-Slicer: A general slicing framework for multi-axis 3D printing // ACM Transactions on Graphics. — 2022. — Vol. 41, No. 6. — Article 277.
- [29] Wüthrich M., Gubser M., Elspass W.J., Jaeger C. A Novel Slicing Strategy to Print Overhangs without Support Material // Applied Sciences. — 2021. — Vol. 11, No. 18. — Article 8760. — DOI: 10.3390/app11188760.
- [30] Yao Y., Zhang Y., Aburaia M., Lackner M. 3D Printing of Objects with Continuous Spatial Paths by a Multi-Axis Robotic FFF Platform // Applied Sciences. — 2021. — Vol. 11, No. 11. — Article 4825. — DOI: 10.3390/app11114825.

[31] Palmer M., Laliberte J. Effects of non-planar slicing techniques and carbon fibre material additives on the mechanical properties of 3D-printed drone propellers // Drone Systems and Applications. — 2023. — Vol. 11. — P. 1–11. — DOI: 10.1139/dsa-2023-0007.

[32] Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин: підручник. — Львів: Афіша, 2003. — 560 с.

[33] Budynas R.G., Nisbett J.K. Shigley's Mechanical Engineering Design. — 10th ed. — New York: McGraw-Hill Education, 2015. — 1104 p.

[34] ISO 6336:2019. Calculation of load capacity of spur and helical gears. — Geneva: International Organization for Standardization, 2019.

[35] SKF Group. Rolling bearings — General Catalogue. — Gothenburg: SKF, 2018.

[36] ISO 281:2007. Rolling bearings — Dynamic load ratings and rating life. — Geneva: International Organization for Standardization, 2007.

[37] Craig J.J. Introduction to Robotics: Mechanics and Control. — 3rd ed. — Upper Saddle River: Pearson, 2005. — 400 p.

[38] Технічні характеристики гібридного крокового двигуна 17HS8401 (NEMA 17). — Технічний паспорт виробника.

[39] Gohar S., Hussain G., Ali A., Ahmad H. Mechanical performance of honeycomb sandwich structures built by FDM printing technique // Journal of Thermoplastic Composite Materials. — 2023. — Vol. 36, No. 1. — P. 182–200. — DOI: 10.1177/0892705721997892.

[40] Mirzaei J. та ін. Mechanical characteristics of 3D-printed honeycomb sandwich structures: Effect of skin material and core orientation // Polymer Composites. — 2025. — DOI: 10.1002/pc.29610.

[41] Qi C., Jiang F., Yang S., Remennikov A. Multi-scale characterization of novel re-entrant circular auxetic honeycombs under quasi-static crushing // Thin-Walled Structures. — 2021. — Vol. 169. — Article 108314. — DOI: 10.1016/j.tws.2021.108314.

[42] Gibson L.J., Ashby M.F. Cellular Solids: Structure and Properties. — 2nd ed. — Cambridge: Cambridge University Press, 1997. — 510 p.

[43] Гетьман О.О., Шаповал В.М. Економіка підприємства: навчальний посібник. — 2-ге вид. — Київ: Центр учбової літератури, 2010. — 488 с.

[44] Ціни на матеріали та комплектуючі для FDM-друку: за даними інтернет-магазинів України (3dplast.ua, prom.ua, uareprap.store). — 2026.