

**Національний технічний університет України
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені Ігоря Сікорського»**

МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ

Кафедра технології машинобудування

(повна назва кафедри)

«На правах рукопису»

УДК _____

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Ю.В.Петраков

(підпис)

(ініціали, прізвище)

“ _____ ” _____ 20__ р.

**Магістерська дисертація
на здобуття ступеня магістра**

зі спеціальності **131. Прикладна механіка. Технології машинобудування**

(код і назва спеціальності)

на тему: _____ Пасивні методи усунення вібрацій при обробленні різанням

Виконав (-ла): студент (-ка) 6 курсу, групи МТ-81мп

(шифр групи)

Трибрат Костянтин Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис)

Науковий керівник Зав. каф., д.т.н., професор, Петраков Ю.В.

(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 – 2019 року

**Національний технічний університет України
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені Ігоря Сікорського»**

МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ

Кафедра технології машинобудування

(повна назва кафедри)

Кафедра технології машинобудування

Спеціальність **131. Прикладна механіка.**

Спеціалізація **Технології машинобудування**

(код і назва)

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Завідувач кафедри

Ю.В. Петраков

(підпис)

(ініціали, прізвище)

«__» _____ 20__р.

ЗАВДАННЯ

на магістерську дисертацію студенту

Трибрату Костянтину Олександровичу

_____ (прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації Пасивні методи усунення вібрацій при обробленні
різанням

науковий керівник Петраков Юрій Володимирович, д.т.н., професор,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «__» _____ 20__р. №__

2. Термін подання студентом закінченої дисертації «__» _____ 20__р.

3. Об'єкт дослідження процес точіння

4. Предмет дослідження вібрації при точінні на токарних верстатах

5. Перелік завдань, які потрібно розробити Розробити математичну

модель процесу різання, вибрати критерій сталості ТОС, розробити прикладну програму моделювання процесів, що відбуваються у пружній ТОС, розробити методику визначення оптимальних характеристик динамічного компенсатора коливань

6. Орієнтовний перелік ілюстративного матеріалу рисунки, таблиці, формули

7. Орієнтовний перелік публікацій статті, тези конференцій, наукові роботи

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Вивчення сучасного стану проблеми (огляд літератури)		
2	Вибір та обґрунтування критерію для оцінки сталості ТОС		
3	Розробка прикладної програми моделювання процесів, що відбуваються у пружній ТОС		
4	Розробка методики визначення оптимальних характеристик динамічного компенсатора коливань		
5	Проведення експерименту на токарному верстаті		
6	Порівняння теоретичних та практичних результатів		

Студент

_____ (підпис)

К.О. Трибрат
(ініціали, прізвище)

Науковий керівник дисертації

_____ (підпис)

Ю.В. Петраков
(ініціали, прізвище)

РЕФЕРАТ

Магістерська дисертація на тему «Пасивні методи усунення вібрацій при обробленні різанням» складається з 76 аркушів формату А4 та містить 41 ілюстрацію, 17 таблиць, 1 додаток. При написанні роботи використано 29 літературних джерел серед яких методичні вказівки, посібники, довідники, каталоги, наукові роботи, статті.

Будь-який процес різання супроводжується коливаннями технологічної оброблюючої системи, в результаті чого поверхня оброблюваної деталі і точність розмірів геометричної форми спотворюється. Крім того, вібрації ушкоджують ріжучий інструмент і верстат, що призводить до збільшення собівартості продукції. Таким чином, вивчення і вирішення питання вібрацій під час виконання операцій оброблення різанням вкрай необхідно для підвищення їх продуктивності і якості. Наявність адекватної математичної моделі процесу різання в замкненій пружній ТОС дозволить проводити дослідження впливу параметрів динамічної системи на сталість процесу різання, обирати такі значення цих параметрів, що забезпечуватимуть необхідні динамічні характеристики, тобто цілеспрямовано впливати на динаміку процесу формоутворення.

Мета роботи. Розробити математичну модель процесу різання з урахуванням оброблення за слідом і одної ступені свободи, встановити критерій сталості на базі частотних характеристик діаграми Найквіста.

Завдання дослідження:

1. Розробити структурну схему замкненого процесу різання з одним ступенем свободи та функцією запізнення.
2. Обґрунтувати застосування критерію сталості Найквіста для системи с функцією запізнення із позитивним зворотним зв'язком.
3. Створити прикладну програму моделювання процесу різання у часі з визначенням частотної амплітудно-фазової характеристики для застосування критерію Найквіста.

4. Запропонувати динамічне гасіння коливань при точінні та розробити методику визначення оптимальних параметрів компенсатора.
5. Провести експеримент та порівняти теоретично отримані результати з практичними.

Об'єкт дослідження: процес точіння.

Предмет дослідження: вібрації при точінні на токарних верстатах.

Наукова новизна одержаних результатів. В ході виконання дисертації було доведено, що критерій сталості Найквіста має застосовуватись до ТОС з урахуванням оброблення за слідом в наступному вигляді: «Система буде сталою, якщо графік її амплітудно-фазової характеристики в розімкненому стані не охоплює точку з координатами $[1; 0]$ ».

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертації доповідалися в II турі Всеукраїнського конкурсу студентських наукових робіт зі спеціальності «Прикладна механіка (технології машинобудування)», який було проведено 26.04.2019 на базі Житомирського державного технологічного університету. Отримано диплом другого ступеня.

Публікації. Основні положення дисертації було опубліковано в Міжвузівському збірнику "НАУКОВІ НОТАТКИ". Луцьк, 2019. Випуск № 66 під назвою «Моделювання автоколивань при токарному обробленні», в тезах Міжнародної науково-технічної конференції молодих вчених та студентів «Інновації молоді в машинобудуванні 2019», в матеріалах XVIII Міжнародної науково-практичної конференції, «МАШИНОБУДУВАННЯ ОЧИМА МОЛОДИХ: прогресивні ідеї – наука – виробництво», Краматорськ, 2018 під назвою «Забезпечення динамічних характеристик технологічної оброблювальної системи».

Ключові слова. АВТОКОЛИВАННЯ, КОЛИВАННЯ ПРИ РІЗАННІ, ВІБРАЦІЇ ПРИ ТОЧІННІ, МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ З ФУНКЦІЄЮ ЗАПІЗНЕННЯ, КРИТЕРІЙ СТАЛОСТІ НАЙКВІСТА, ПАСИВНІ МЕТОДИ УСУНЕННЯ ВІБРАЦІЙ, ДИНАМІЧНИЙ КОМПЕНСАТОР КОЛИВАНЬ.

ABSTRACT

The master's thesis on "Passive methods of elimination of vibration during cutting" consists of 76 sheets of A4 format and contains 41 illustrations, 17 tables, 1 appendices. When writing the work, 29 literature sources were used, including guidelines, manuals, directories, scientific papers, articles.

Any cutting process is accompanied by oscillations of the technological processing system, resulting in the surface of the workpiece and the accuracy of the dimensions of the geometric shape is distorted. In addition, vibration damages the cutting tool and the machine, which increases the cost of production. Thus, the study and resolution of vibrations during cutting operations is essential to improve their productivity and quality. The presence of an adequate mathematical model of the cutting process in a closed elastic TPS will allow to study the influence of the parameters of the dynamic system on the stability of the cutting process, to choose such values of these parameters that will provide the necessary dynamic characteristics, that is, purposefully influence the dynamics of the forming process.

The purpose of the work. To develop a mathematical model of the cutting process taking into account the processing in the trace and one degree of freedom, to establish the criterion of constancy based on the frequency characteristics of the Nyquist diagram.

Objectives of the study:

1. Develop a block diagram of a closed cutting process with one degree of freedom and a delay function.
2. To substantiate the application of the Nyquist sustainability criterion for a system with a delay function and positive feedback.
3. To create an application program for simulation of the cutting process in time with the determination of frequency amplitude-phase characteristics for application of the Nyquist criterion.

4. Suggest dynamic damping of oscillations during turning and create an application program for determining the optimal parameters of the compensator.
5. Conduct an experiment and compare theoretically obtained results with practical ones.

Object of study: the process of turning.

Subject of study: chatter when turning on lathe.

Scientific novelty of the obtained results. In the course of the dissertation, it was proved that the Nyquist sustainability criterion should be applied to the TOC, taking into account the traceability in the following form: « The system will be stable if the graph of its amplitude-phase characteristics in the open state does not cover the point with coordinates $[1; 0]$ ».

Testing the results of the thesis. The main provisions of the dissertation were reported in the second round of the All-Ukrainian competition of student scientific works in the specialty "Applied Mechanics (Engineering)", which was held on 26.04.2019 at the Zhytomyr State Technological University. Secondary degree obtained.

Publications. The main provisions of the dissertation were published in the Inter-University collection "SCIENTIFIC NOTES". Lutsk, 2019. Issue No. 66 entitled "Modeling of self-oscillations at turning", in the abstracts of the International scientific and technical conference of young scientists and students "Innovations of youth in mechanical engineering 2019", in the materials of the XVIII International scientific-practical conference, "MACHINE-BUILDING progressive ideas - science - production ", Kramatorsk, 2018 under the title " Maintenance of dynamic characteristics of technological processing system ".

Keywords. SELF-OSCILLATION, OSCILLATIONS DURING CUTTING, CHATTER WHEN TURNING, MATHEMATICAL MODEL WITH DELAY FUNCTION, THE CRITERION OF SUSTAINABILITY IS THE HIGHEST, PASSIVE METHODS OF ELIMINATING VIBRATIONS, DYNAMIC VIBRATION COMPENSATOR.

ЗМІСТ

Вступ.....	12
Розділ 1. Явище виникнення вібрацій при точінні	14
1.1 Причини виникнення та методи усунення вібрацій.....	14
1.2 Методи керування вібраціями	18
1.2.1 Активний метод.....	18
1.2.2 Пасивний метод.....	21
1.3 Висновки.....	24
Розділ 2. Розробка математичної моделі процесу різання для оцінки сталості ТОС	25
2.1 Математична модель процесу різання.....	25
2.2 Оцінка сталості	28
2.3 Результати моделювання	32
2.4 Висновки.....	38
Розділ 3. Динамічний компенсатор коливань	40
3.1 Метод пошуку оптимальних характеристик.....	40
3.2 Висновки.....	42
Розділ 4. Експериментальна оцінка сталості тос	44
4.1 Підготовка вихідних даних.....	44
4.2 Експеримент без компенсації вібрацій.....	44
4.3 Експеримент з динамічним компенсатором коливань	48
4.4 Висновки.....	54
Розділ 5. Розробка стартап-проекту	55
5.1 Вступ до розробки стартап-проекту	55
5.2 Опис ідеї стартап-проекту	56
5.3 Визначення сильних, слабких та нейтральних характеристик ідеї проекту.....	57
5.4 Технологічний аудит проекту	58
5.5 Аналіз ринкових можливостей стартап-проекту.....	59

5.6 Розроблення ринкової стратегії.....	67
5.7 Розроблення маркетингової програми стартап-проекту.....	71
5.8 Висновки.....	72
Висновки	74
Список використаних джерел	75
Додатки.....	78

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ

A	інтегральний показник якості перехідного процесу
C_P	емпіричний коефіцієнт
C_Y	жорсткість в напрямку осі Y
f	подача
G	передатна функція
h	глибина різання
h_z	задана глибина різання
h_ϕ	фактична глибина різання
k	коефіцієнт
k_n	емпіричний коефіцієнт
k_p	емпіричний коефіцієнт
m	приведена маса
n	частота обертання шпинделя
P_X	нормальна складова сили різання
P_{XY}	горизонтальна складова сили різання
P_Y	нормальна складова сили різання
P_Z	головна складова сили різання
s	оператор диференціювання
t	час
t_n	час перехідного процесу
T	період власних коливань
V	швидкість різання
W_c	передатна функція
x_P	показник ступеня
u_P	показник ступеня
α	задній кут різця

β	коефіцієнт згасання коливань
γ	передній кут різця
δ	деформація
η	кут сходження стружки
λ	коефіцієнт в'язкого тертя
λ_0	логарифмічний декремент затухання коливань
ν	частота коливань
ξ	коефіцієнт затухання коливань
σ	відносне перерегулювання
τ	час запізнення
φ	головний кут різця у плані
ω	колова частота коливань

Active Chatter Control	активний метод керування вібраціями
Machining Navi	технологія протидії вібраціям
Passive Chatter Control	пасивний метод керування вібраціями
Siilent Tools	торгова марка сімейства антивібраційних оправок і адаптерів для точіння, фрезерування і розточування
Spindle Speed Variation	технологія протидії вібраціям
TOC	технологічна обробляюча система

ВСТУП

Одним з поширених методів прогнозування стабільності операції різання є використання діаграм сталості, так званих «пелюсток», що відображають область сталості в координатах «глибина різання – частота обертання шпинделя» [1, 2, 3]. Серед причин виникнення вібрацій в технологічних обробляючих системах при різанні вважаються: нелінійність характеристик процесу різання, процесу тертя, оброблення за слідом тощо [4, 5, 6, 7]. Такі роботи включають в себе вивчення демпфірування як механізму, що знижує вірогідність появи вібрацій [8], моделювання демпфірування [9, 10], аналіз стійкості демпфірування [11, 12] та ін. Всі дослідники визначають, що динамічні явища верстатів викликаються взаємодією пружної системи верстата з процесом різання. Таким чином, ця взаємодія є генератором і джерелом динамічних явищ в пружній системі, що викликає періодичне відносне зміщення інструменту і деталі.

Таким чином, виникає необхідність розвивати моделі, що дозволяють вивчати вібраційні явища, які виникають під час обробки і передбачати стабільні умови різання. Але наразі запропоновані рішення в основному базуються на використанні аналітичних розв'язків диференціальних рівнянь системи не вище другого порядку і використанні методів визначення умов сталості на підставі коренів характеристичного рівняння і деяких властивостей частотних характеристик [11, 12]. Крім того, при вирішенні задач моделювання необхідно враховувати, що в процесі різання утворюється замкнутий контур між процесом обробки і динамічною структурою, яка позиціонує інструмент навпроти заготовки [13, 14, 15]. Цей замкнутий контур може мати нестабільні характеристики, а самозбудження вібрацій можуть рости в залежності від динамічної відповідності структури і чутливості сил різання до вібрації. Затримка між послідовною обробкою за проходи, яка залежить від швидкості шпинделя, впливає на фазу між вібраційними хвилями

на обробленій поверхні, що відіграє значну роль в нестабільності динаміки [11, 16, 18, 19, 20].

Наявність адекватної математичної моделі процесу різання в замкненій пружній ТОС дозволить проводити дослідження впливу параметрів динамічної системи на сталість процесу різання, обирати такі значення цих параметрів, що забезпечуватимуть необхідні динамічні характеристики, тобто цілеспрямовано впливати на динаміку процесу формоутворення.

РОЗДІЛ 1

Розділ 1. Явище виникнення вібрацій при точінні

1.1 Причини виникнення та методи усунення вібрацій

В процесі оброблення деталі точінням сила різання не залишається постійною через зміну площі поперечного перерізу зрізуваного матеріалу, припуску на обробку, нерівномірності механічних властивостей матеріалу оброблюваної деталі і режиму оброблення. Зміна сили різання також відбувається внаслідок затуплення і зносу ріжучого інструменту, наростоутворення, тощо. Тому оброблення металів на токарних верстатах за певних умов може супроводжуватися вібраціями. При цьому знижується якість виготовлення деталей, ріжучий інструмент та вузли верстата піддаються інтенсивному зносу, що в кінцевому результаті суттєво впливає на собівартість виготовлення продукції.

Дуже часто вібрації є чинником, що обмежують продуктивність верстата, так як вони змушують знижувати швидкість різання, подачу і глибину різання [21]. Повністю виключити вібрації на металорізальних операціях не представляється можливим, але існують різноманітні способи їх зниження.

Розглядаючи умови виникнення вібрацій, потрібно враховувати жорсткість всієї технологічної оброблюючої системи (ТОС). А це: сам токарний верстат, фундамент під верстатом, пристрої для різних умов точіння, ріжучий інструмент, сама деталь і технологія оброблення.

При роботі під навантаженням відбувається відхилення всіх елементів системи від центральної осі обертання ненавантаженого верстата. Чим вище жорсткість вузлів верстата і оброблюваної деталі, тим менше величина їх відхилень і тим краще якість оброблення: форма деталі і шорсткість максимально наближені до заданих значень. Жорсткість системи також обмежує максимальну масу заготовки.

При недостатній жорсткості виникають вібрації, верстат починає «дробити», що призводить до зниження якості оброблення. При цьому, не завжди виконується умова, що чим більше зусилля різання, тим вища похибка оброблення. Вібрація може з'являтися і через сильне заниження, рекомендованих технологією, режимів різання, коли ріжуча кромка інструменту виходить за розрахункові режими і різання металу не відбувається.

В процесі оброблення зменшується площа поперечного перерізу оброблюваної деталі, що призводить до зниження її жорсткості. Заготовка піддається більшому відхиленню від осі обертання, при цьому вібрації посилюються [22].

Причини виникнення вібрацій:

- *Коливання, викликані роботою сусіднього обладнання.* Ці небажані збудження передаються через підлогу, стінні і стельові покриття. Усунення таких явищ полягає в посиленні фундаментів, відриву фундаменту верстата від загального фундаменту цеху за допомогою антивібраційних матеріалів, установці амортизаційних прокладок.
- *Дисбаланс різних частин токарного верстата.* Усувається балансуванням або заміною зношених обертових частин верстата. Збалансованість заготовки досягається установкою додаткових балансувальних мас.
- *Технологічні відхилення при виготовленні зубчастих передач обладнання.* При цьому виникають, збуджуючі систему механічні сили, що передаються на силові елементи верстата. У ремінних передачах виникненню вібрацій сприяє неякісне зшивання.
- *Зміна сил різання.* Відбувається внаслідок неоднорідності механічних властивостей оброблюваного матеріалу, зриву наростів, слідів вібрацій від попереднього проходу.

- *Переривчастий характер різання.* Часта зміна режимів різання призводить до поштовхів і вібрацій. Якщо така робота верстата обумовлюється технологічним режимом, то для усунення небажаних явищ необхідно навмисне збільшення жорсткості деталі.
- *Власні коливання при обробленні.* Цілком збалансована обробна система може без видимих на те причин викликати сильні вібрації. Це пов'язано з явищем резонансу. Власна частота коливань працюючого верстата збігається з частотою коливань навколишнього обладнання, самої будівлі. Для усунення такого явища потрібно змінити режим різання і можливо технологію.

Вібрація, яка вимірюється частотою коливань в секунду, характеризується жорсткістю системи. При збільшенні цього параметра, частота коливань збільшується, а амплітуда зменшується. Вібрація стає менш помітною.

Фактори, що впливають на інтенсивність вібрацій (рис. 1.1) [23]:

- При зростанні швидкості різання амплітуда вібрацій спочатку зростає, а потім зменшуються. Чим більша подача, тим менша величина швидкості різання, починаючи з якої зменшуються вібрації.
- Збільшення глибини різання (ширини зрізу) підсилює амплітуду коливань (вібрацій).
- Зі збільшенням подачі (товщини зрізу) при $f < h$ інтенсивність вібрації зменшується, а при $f > h$ – збільшується.
- Застосування різців з невеликими кутами в плані (φ), призводить до збільшення амплітуди небажаних коливань.
- Зменшуючи кут різання, можна домогтися зниження інтенсивності коливань.
- Вібрації зростають при збільшенні радіуса заокруглення при вершині різця в плані, що пояснюється збільшенням ширини зрізу і радіальної сили P_y .

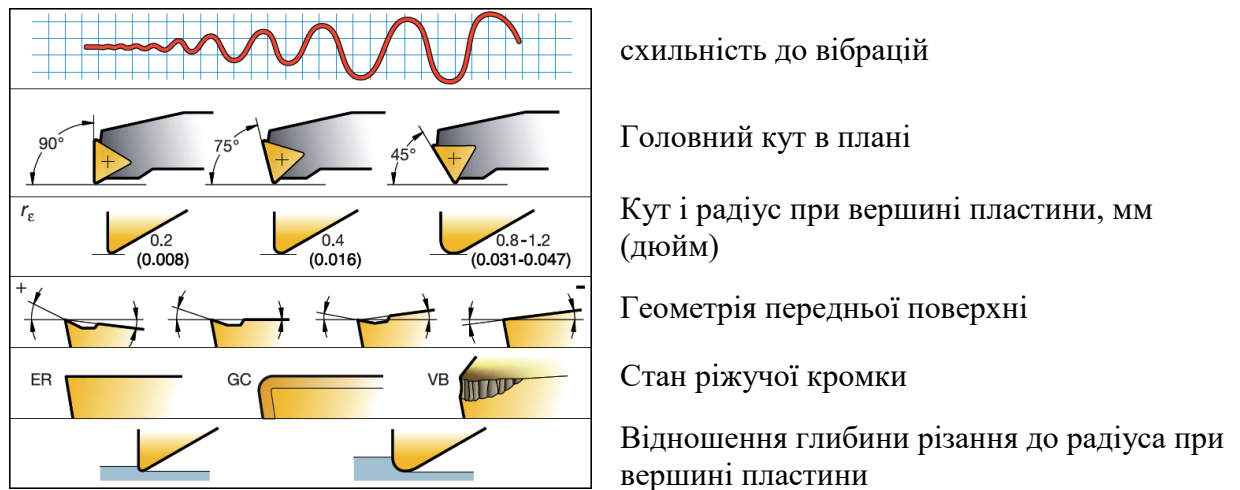


Рисунок 1.1 – Фактори, що впливають на інтенсивність вібрацій [23]

- Позитивна макрогеометрія (передній (γ) та задній (α) кути) пластини зменшує схильність до вібрацій.

При зменшенні вібрацій відбувається підвищення точності виготовлення деталей, збільшення строку служби ріжучого обладнання та інструменту. Аналіз технологічного процесу дозволяє визначити похибки оброблення і на основі цих даних визначаються методи зменшення вібрацій в ТОС.

Методи усунення вібрацій:

- Заходи щодо підвищення жорсткості:
 - Зменшення величини виходу пінолі задньої бабки.
 - Зменшення вильоту різця.
 - Затягування клинів супорта і затиск каретки.
 - Завантаження поперечного супорта.
- Збільшення подачі, швидкості різання.
- Вибір найбільш правильної геометрії ріжучої пластини для заданих умов оброблення.
- Оброблення пластинами з противібраційною фаскою (рис. 1.2). Принцип дії заснований на терті фаски об поверхню деталі, що приводить до зменшення коливань.
- Балансування додаткових пристосувань зі встановленою деталлю.

- Балансування кулачкових патронів з планшайбою.
- Установка противаг при точінні несиметричних деталей.

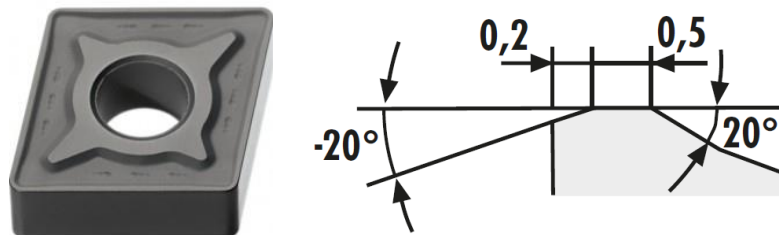


Рисунок 1.2 – Пластина з противібрацією фаскою фірми Atorn [24]

1.2 Методи керування вібраціями

Може виникнути ситуація, коли жодна з описаних вище заходів не призводить до зменшення вібрацій. Тоді для зменшення коливань ТОС застосовують один з двох основних методів керування вібраціями: активний (Active Chatter Control) і пасивний (Passive Chatter Control) [25, 26].

1.2.1 Активний метод

Активний метод керування здійснюється шляхом протидії вібраціям через спеціальне управління приводами формоутворюючих рухів на верстаті з ЧПК (рис. 1.3) Загальнопоширеною назвою такої технології управління є Spindle Speed Variation.

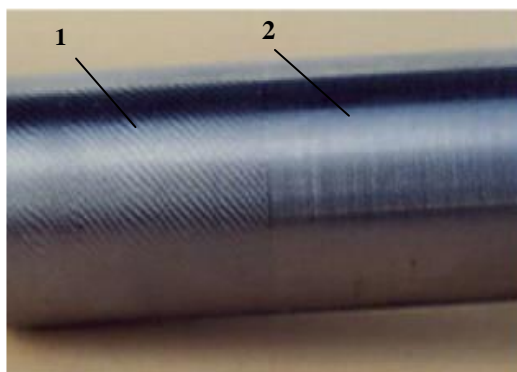


Рисунок 1.3 – Сліди вібрацій при точінні:

1 – без компенсації, 2 – з управлінням Spindle Speed Variation

Компанія Okuma America називає таку технологію Machining Navi. Ця технологія управління автоматично пропонує оптимальну частоту обертання, яка може виявитися вищою за ту, що створює вібрації. Метою технології є досягнення максимальної продуктивності обладнання [27].

Коли виникає вібрація, на екрані контролера OSP з'являється вікно управління Machining Navi M-i (рис. 1.4), і швидкість шпинделя набуває пікового значення. Machining Navi M-i використовує інтелектуальну оптимізацію швидкості шпинделя при фрезеруванні. Вібрація вимірюється за допомогою вбудованих датчиків, а швидкість шпинделя автоматично регулюється до оптимальної кількості обертів в хвилину. Крім того, за допомогою графічних зображень наочно відображаються оптимальні параметри різання і ефективні варіанти зниження вібрації як на низьких, так і на високих швидкостях. Цей автоматичний режим дозволяє оператору швидко і легко визначити ідеальні параметри різання.

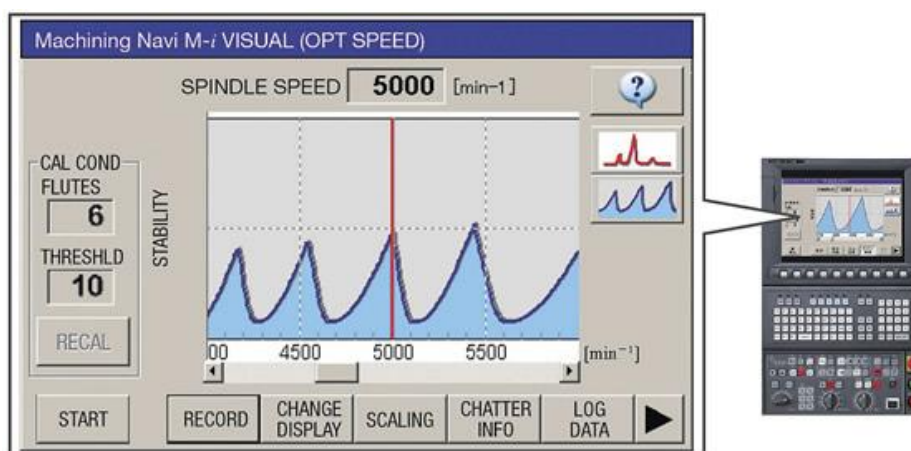
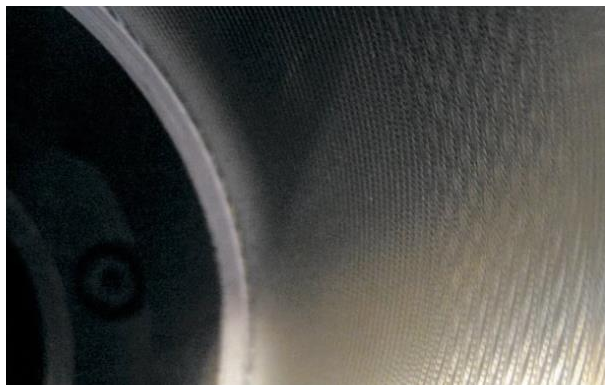


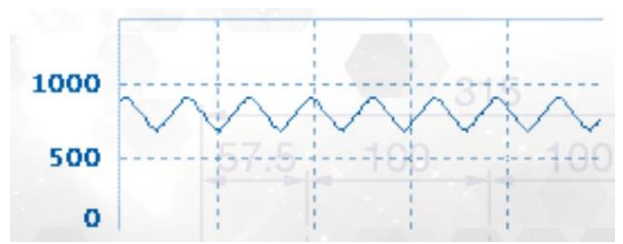
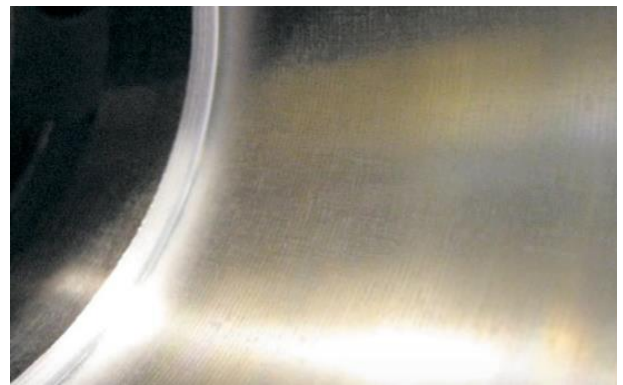
Рисунок 1.4 – Технологія Machining Navi M-i [27]

Технологія управління також допомагає оператору визначити оптимальну швидкість шпинделя. Отримуючи інформацію про вібраційному шумі за допомогою мікрофона, Machining Navi M-g відображає найкращі варіанти швидкості шпинделя для усунення вібрації. Потім оператор вибирає рекомендовану швидкість і відразу ж бачить результат.

Аналогічна технологія існує для токарного оброблення та має назву Machining Navi L-g (рис. 1.5-1.6). Вона виконує регулювання швидкості шпинделя на основі гармонійних коливань, скорочуючи вібрацію на токарному верстаті шляхом встановлення швидкості шпинделя з відповідною амплітудою і хвильовим циклом.



а) фіксована частота обертання шпинделя



б) регулювання частоти обертання шпинделя

Рисунок 1.5 – Технологія Machining Navi L-g при розточуванні [28]



а) фіксована частота обертання шпинделя 1200 об/хв



б) регулювання частоти обертання шпинделя в діапазоні 960-1440 об/хв

Рисунок 1.6 – Технологія Machining Navi L-g при точінні нарізі [28]

Технологія Machining Navi пройшла перевірку в компанії Okuma на швидкості верстата 1200 обертів в хвилину. На цій швидкості виникла вібрація. Machining Navi визначила, що оптимально буде підвищити швидкість до 1266 обертів в хвилину, замість того щоб уповільнити верстат, як це зазвичай роблять оператори, і запропонувала цю швидкість оператору. Якби оператор уповільнив роботу верстата, оптимальні умови не були б досягнуті. Зниження вібрації шляхом збільшення швидкості шпинделя призводить до зростання обсягу продукції, що випускається. Machining Navi забезпечує високу ефективність процесів, підвищує якість оброблення і навіть скорочує витрати на інструменти, допомагаючи операторам досягти максимальної продуктивності обладнання [27].

1.2.2 Пасивний метод

Пасивний метод передбачає зміну конструкції, динамічної системи, збільшення демпфірування, застосування динамічних компенсаторів коливань тощо. У фрикційних компенсаторах коливань вібрацію гасять стиснуті пружинами кулачки, у гідравлічних – всі небажані коливання поглинаються робочою рідиною.

Одна з провідних фірм інструментального виробництва Sandvik Coromant для гасіння вібрацій при точінні пропонує використовувати антивібраційні державки Silent Tools (рис. 1.7).



Рисунок 1.7 – Антивібраційна державка Silent Tools фірми Sandvik Coromant [23]

Державки мають конструкцію, що дозволяє мінімізувати вібрації за рахунок демпфіруючої системи всередині корпусу інструмента. Вона складається з інерційного тіла, виконаного із матеріалу з високою питомою масою, яке закріплене на двох гумових втулках. Вільний простір всередині порожнини заповнений в'язкою рідиною (оливою) для підсилення ефекту демпфірування (рис. 1.8). Більшість замовників використовують оснастку Silent Tools при роботі з великими вильотами інструменту, однак і при коротких вильотах досягається значне підвищення продуктивності і поліпшення якості поверхні.

Демпфіруюча система всередині корпусу інструмента:

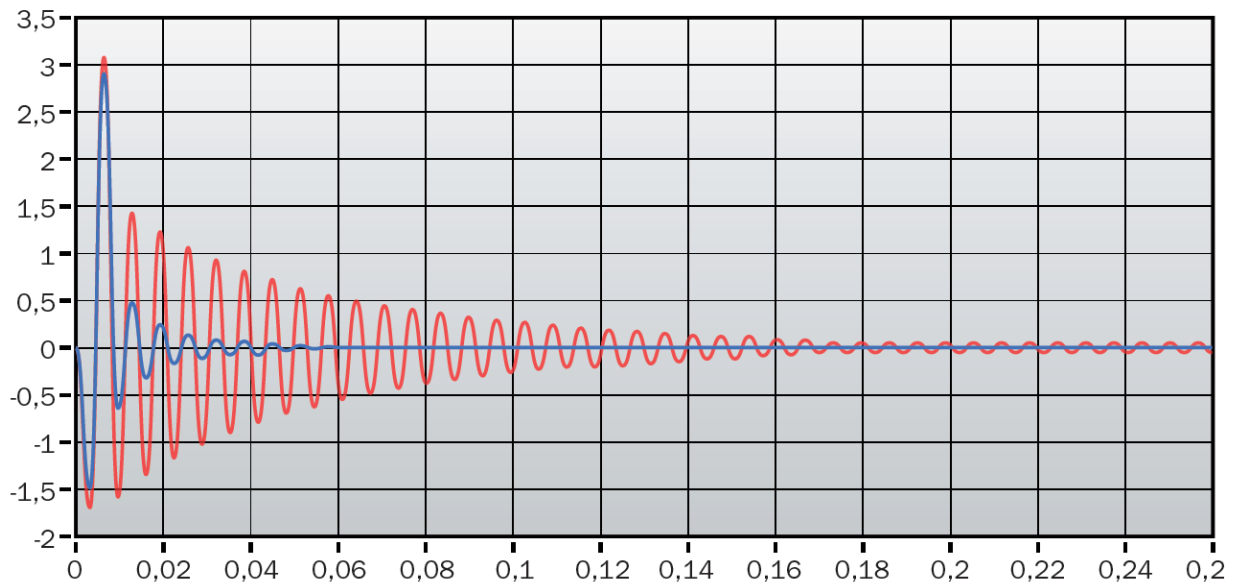
- Інерційне тіло
- Попереднє налагодження
- Висока надійність



Рисунок 1.8 – Конструкція державки Silent Tools [23]

Графік на рис. 1.9 показує відмінність процесів гасіння вібрацій при використанні інструменту без демпфера і антивібраційного рішення.

Антивібраційні державки Sient Tools адекватно працюватимуть лише при дотриманні допустимих параметрів, що зазначені на корпусі інструменту (сила різання, температура, частота обертання, min/max виліт, тощо). Обмеження температури різання необхідно для збереження первинних властивостей гумових втулок. Для кожного антивібраційного інструменту визначено діапазон вильотів, в межах якого забезпечується його оптимальне функціонування.



— – інструмент без демпфера, — – Siilent Tools

Рисунок 1.9 – Амплітуда коливань інструмента [23]

Для отримання якісної поверхні деталі в процесі різання необхідно забезпечити сталий рух заготовки та інструменту за теоретично розрахованою траєкторією. Однак, на практиці під час різання виникають різні динамічні явища, що суттєво впливають як на процес геометричного формоутворення, так і на фізичний плин самого процесу обробки. Виникаючі в процесі різання вібрації технологічної оброблювальної системи (ТОС) суттєво знижують продуктивність обробки, стійкість інструменту, негативно впливають на якість обробленої поверхні: знижується точність та підвищується шорсткість [13, 14, 15].

Найбільший вплив на сталість процесу різання мають автоколивання [11, 18], що характеризуються як незатухаючі коливання внаслідок зміни сили різання в ТОС. Різні дослідники виявляють декілька причин виникнення автоколивань таких як зміна сил тертя, нелінійність силових характеристик, демпфірування, процеси наростування, поява стружки надлому тощо, але всі сходяться на тому, що ці коливання підтримуються за рахунок енергії, яка постачається та розподіляється самою ТОС. Саме тому такі автоколивання ще називають регенеративними.

1.3 Висновки

Отже, аналіз останніх досліджень в області динаміки процесу різання дозволяє виділити основну, на наш погляд, причину виникнення автоколивань, що полягає в обробленні за слідом. Такий процес притаманний будь-якому виду оброблення різанням, який відбувається за декілька проходів.

Таким чином, пояснити та математично обґрунтувати це явище можна тільки при уявленні ТОС як замкненої динамічної системи зі зворотними зв'язками [14].

Наявність адекватної математичної моделі процесу різання в замкненій пружній ТОС дозволить проводити дослідження впливу параметрів динамічної системи на сталість процесу різання, обирати такі значення цих параметрів, що забезпечуватимуть необхідні динамічні характеристики, тобто цілеспрямовано впливати на динаміку процесу формоутворення.

Тож мета нашої роботи: Розробити математичну модель процесу різання з урахуванням оброблення за слідом і одної ступені свободи, встановити критерій сталості на базі частотних характеристик діаграми Найквіста.

Для досягнення мети необхідно вирішити наступні задачі:

1. Розробити структурну схему замкненого процесу різання з одним ступенем свободи та функцією запізнення
2. Обґрунтувати застосування критерію сталості Найквіста для системи с функцією запізнення і позитивним зворотним зв'язком.
3. Створити прикладну програму моделювання процесу різання у часі з визначенням частотної амплітудно-фазової характеристики для застосування критерію Найквіста.
4. Запропонувати динамічне гасіння коливань при точінні та розробити методику визначення оптимальних параметрів компенсатора.
5. Провести експеримент та порівняти теоретично отримані результати з практичними.

РОЗДІЛ 2

Розробка математичної моделі процесу різання для оцінки сталості ТОС

2.1 Математична модель процесу різання

В даній роботі прийнята динамічна система з одним ступенем свободи, що знаходиться під дією нормальної складової сили різання, тобто під дією силового збудження, в напрямку координати Y . Рух такої системи (рис. 2.1) може бути представлений наступним диференціальним рівнянням:

$$m \frac{d^2 \delta}{dt^2} + \lambda \frac{d\delta}{dt} + C_Y = P_Y, \quad (2.1)$$

де m – приведена маса, λ – коефіцієнт в'язкого тертя (сила тертя пропорційна швидкості), C_Y – жорсткість, P_Y – нормальна складова сили різання.

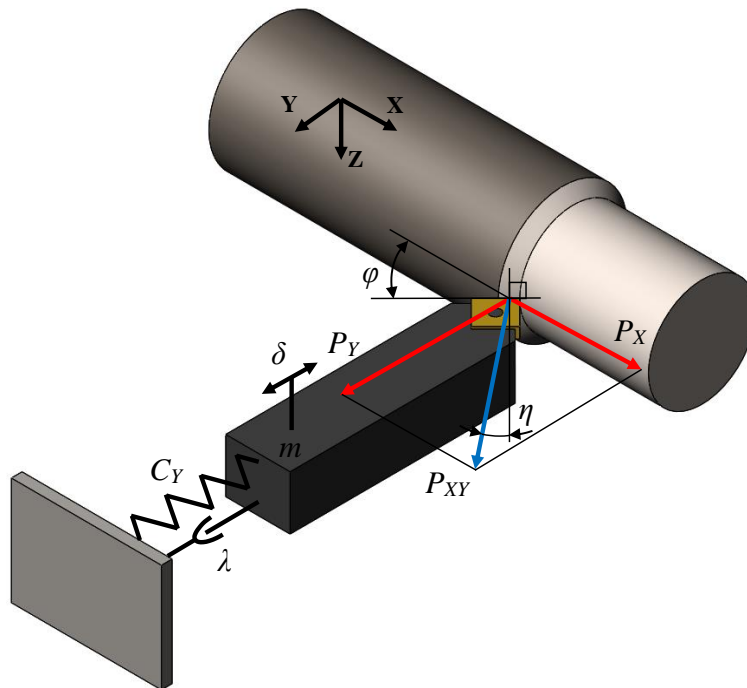


Рисунок 2.1 – Динамічна модель та схема дії складових сили різання

Передатна функція такої динамічної системи, представлена у стандартній формі запису, матиме вигляд:

$$W_c(s) = \frac{1/C_Y}{T^2 s^2 + 2\xi T s + 1}, \quad (2.2)$$

де $T = \sqrt{m/C_Y}$ – період власних коливань, $\xi = \lambda / (2\sqrt{C_Y m})$ – коефіцієнт затухання коливань.

Зі схеми дії складових сили різання (рис. 2.1), з урахуванням відомих з теорії різання емпіричних залежностей, маємо:

$$P_Y = \frac{P_{XY}}{\sqrt{1 + \tan^2(\varphi + \eta)}}, \quad (2.3)$$

де P_{XY} – горизонтальна складова сили різання, φ – головний кут різця у плані, η – кут сходження стружки.

З іншого боку, відоме співвідношення $P_{XY} \approx 0,6P_Z$, а залежність складової P_Z від глибини h різання може бути лінеаризована:

$$\left(\frac{\partial P_Z}{\partial h} \right)_0 = C_P x_P h^{x_P-1} f^{y_P} V^n k, \quad (2.4)$$

де C_P , x_P , y_P , n – емпіричний коефіцієнт і показники ступеня, f (*feed*) – подача, V – швидкість різання, k – коефіцієнт, що залежить від умов різання.

Процес різання відбувається в пружній технологічній оброблюючій системі (ТОС) та є замкненим. Пояснюється це впливом деформацій, які викликані силою різання, на параметри шару припуску, що зрізується, що, в свою чергу провокує зміну сили різання і так далі. Таким чином, фактична глибина h_ϕ різання завжди буде відрізнятися від заданої h_3 .

Крім того, процес різання, що відбувається в пружній системі має коливальний характер, а оскільки він є, по-суті, багато прохідним, то спотворення поверхні різання, викликане такими коливаннями повернеться в зону різання рівно через один оберт заготовки. В цьому полягає ефект запізнення, що на наш погляд є головним фактором, який розгойдує систему і може привести до втрати сталості.

Отже, математична модель процесу точіння повинна будуватись з урахуванням замкненості ТОС, відтворенням найбільш впливових зворотних зв'язків і обов'язково ефекту запізнення. Якщо у якості вхідної величини прийняти задану глибину h_3 різання, а у якості вихідної похибку δh

оброблення у вигляді пружної деформації, то процес різання може бути представлений структурною схемою за рис. 2.2.

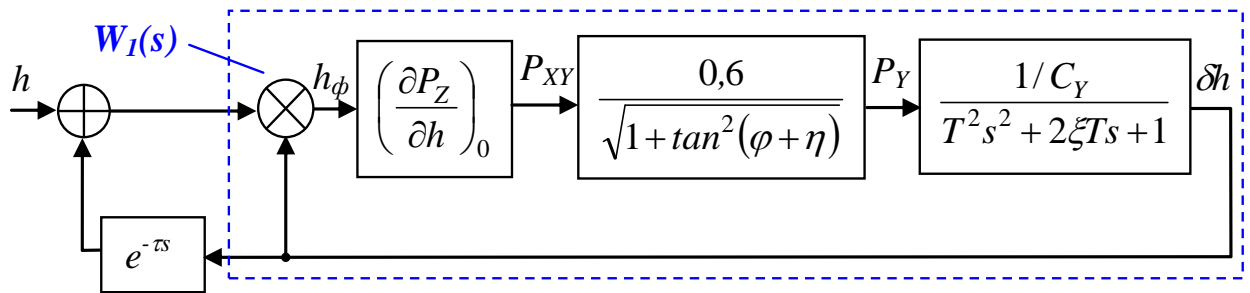


Рисунок 2.2 – Структурна схема процесу різання

За правилами перетворення структурних схем [14] передатна функція самого процесу різання при представлення пружної технологічної системи з одним ступенем свободи, має вигляд:

$$W_1(s) = \frac{k_h k_1}{C_Y + k_h k_1} \cdot \frac{0,6}{\sqrt{1 + \tan^2(\varphi + \eta)} \left(\frac{T^2 C_Y}{C_Y + k_h k_1} s^2 + \frac{2\xi T C_Y}{C_Y + k_h k_1} s + 1 \right)}, \quad (2.5)$$

де $k_h = \left(\frac{\partial P_Z}{\partial h} \right)_0$, $k_1 = \frac{0,6}{\sqrt{1 + \tan^2(\varphi + \eta)}}$ – коефіцієнти моделі.

Така математична модель покладена в основу створеної прикладної програми, що виконує моделювання чисельними методами як у часі, так і у частотній області. Для чисельного інтегрування застосовується процедура Рунге-Кутта четвертого порядку, а математична модель представляється у функції змінних стану [13], тобто у вигляді системи рівнянь першого порядку.

Для забезпечення адекватності процесів, що моделюються, необхідно визначити динамічні параметри системи, серед яких приведена маса, жорсткість та коефіцієнт затухання коливань. Крім того необхідно актуалізувати емпіричні залежності (4) сили різання від режиму.

2.2 Оцінка сталості

Для пояснення критерію сталості Найквіста можна запропонувати наступний метод. Розглянемо систему (рис. 2.3), в канал помилки якої за короткий проміжок часу вводиться гармонічний сигнал. Сигнали такого характеру завжди наявні в будь-якій реальній системі – паразитні сигнали, шум тощо.

Фізично ця процедура еквівалентна різкому замиканню вимикача, через що в прямий канал регулювання штучно вводиться помилка $\delta(j\omega)$. Ясно, що в цьому випадку сигнал виходу буде:

$$y(j\omega) = kG(j\omega)\delta(j\omega), \quad (2.6)$$

де $G(j\omega)$ – частотна передаточна функція прямого каналу.

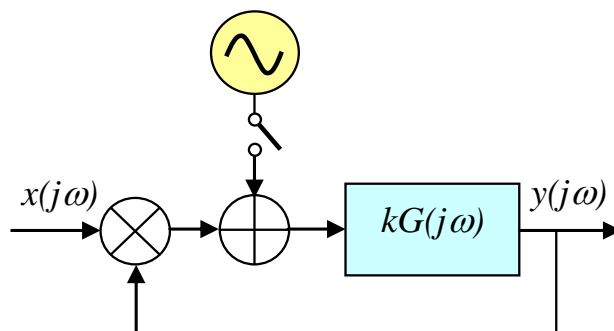


Рисунок 2.3 – Канонічна система з негативним зворотним зв'язком

З іншого боку, за відсутності вхідного сигналу ($x(j\omega) = 0$), на виході порівняльного пристрою маємо:

$$\delta(j\omega) = x(j\omega) - y(j\omega) = -y(j\omega). \quad (2.7)$$

Звідси випливає, що гармонічний сигнал на вході в прямий канал регулювання буде відновлений за наступних умов:

$$k|G(j\omega)| > 1 \text{ і } \varphi = -180^\circ. \quad (2.8)$$

За таких умов амплітуда коливань в системі буде мати тенденцію до збільшення до нескінченності, але оскільки реальна система в принципі є

нелінійною, то на практиці це приводить до виникнення сталих незатухаючих коливань, амплітуда яких визначається потужністю джерела зовнішньої енергії.

Відомо, що критерій Найквіста застосовується для визначення сталості замкнених систем. У випадку системи з негативним зворотним зв'язком він формулюється наступним чином: система є сталою, якщо її амплітудно-фазова характеристика в розімкненому стані не охоплює точку з координатами $[-1, 0]$. На рис. 2.4, а представлені амплітудно-фазові характеристики, що відповідають двом системам, одна з яких у відповідності до критерію Найквіста є сталою (лінія 1), а інша не сталою (лінія 2).

При подачі в канал помилки (як показано на рис. 2.3) гармонічного сигналу (лінія 1 на рис. 2.4, б) на виході для сталої системи ($k|G(j\omega)| < 1$) він перетвориться на сигнал у вигляді лінії 2, а після проходження порівняльного пристрою – на сигнал у вигляді лінії 3 ($\varphi = -180^\circ$). Таким чином, можна побачити, що сигнал на вході в прямий канал відновився за формою, проте його амплітуда зменшилась. Ясно, що повторне проходження сигналу за таким ланцюгом поступово приведе до його зменшення і врешті-решт повного зникнення. Система не самозбуджується і є сталою.

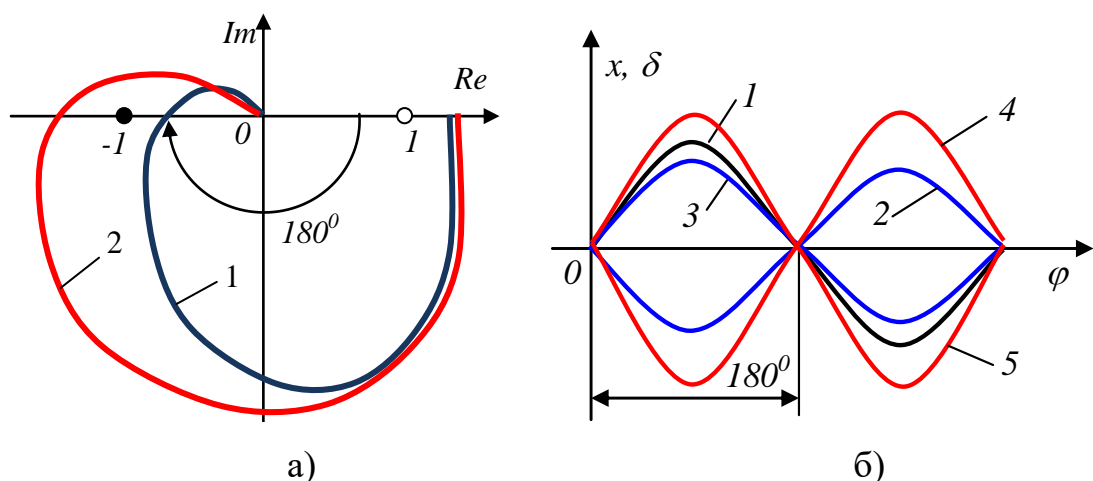


Рисунок 2.4 – До пояснення критерію сталості Найквіста в системі з негативним зворотним зв'язком

У випадку системи, яка має амплітудно-фазову характеристику у вигляді лінії 2 на рис. 2.4, а ($k|G(j\omega)| > 1$), гармонічний сигнал (лінія 1 на рис. 2.4, б) на виході перетвориться на сигнал у вигляді лінії 4, а після проходження порівняльного пристрою – на сигнал у вигляді лінії 5. Сигнал на вході в прямий канал відновився за формою і його амплітуда збільшилась.

Ясно, що повторне проходження сигналу за таким ланцюгом поступово приведе до його нескінченного зростання, що і приводить систему до втрати сталості.

Якщо ж такі самі маніпуляції проводити з системою, яка охоплена позитивним зворотним зв'язком (рис. 2.5), то ситуація із застосуванням критерію Найквіста дещо змінюється.

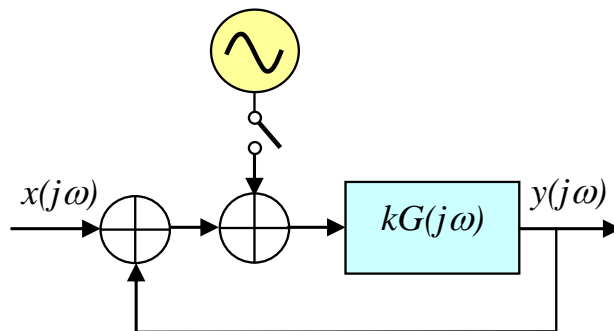


Рисунок 2.5 – Канонічна система з позитивним зворотним зв'язком

Аналогічно, за відсутності вхідного сигналу ($x(j\omega) = 0$), на виході порівняльного пристрою маємо:

$$\delta(j\omega) = x(j\omega) + y(j\omega) = y(j\omega). \quad (2.9)$$

Звідси випливає, що гармонічний сигнал на вході в прямий канал регулювання буде відновлений за наступних умов:

$$k|G(j\omega)| > 1 \text{ і } \varphi = -360^\circ. \quad (2.10)$$

За таких умов амплітуда коливань в системі буде мати тенденцію до збільшення до нескінченності і система є несталою.

При подачі в канал помилки (як показано на рис. 2.5 гармонічного сигналу (лінія 1 на рис. 2.6, а) на виході для сталої системи ($k|G(j\omega)| < 1$) він перетвориться на сигнал у вигляді лінії 2, а після проходження пристрою, що складає, – на сигнал у вигляді лінії 3 ($\varphi = -360^\circ$). Аналогічно системі з негативним зворотним зв'язком сигнал на вході в прямий канал відновився за формою, проте його амплітуда зменшилась. Ясно, що повторне проходження сигналу за таким ланцюгом поступово приведе до його зменшення і врешті-решт повного зникнення. Система не самозбуджується і є сталою.

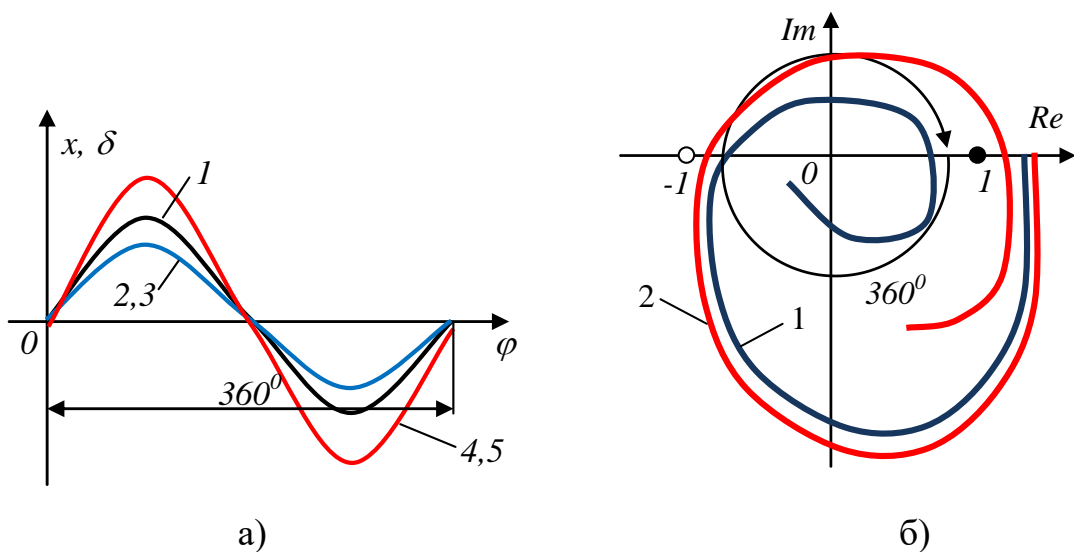


Рисунок 2.6 – До пояснення критерію сталості Найквіста в системі з позитивним зворотним зв'язком

Якщо ж справедливі умови (2.10), то після проходження сигналу за всім ланцюгом, він відновлюється на вході в прямий канал вже із збільшеною амплітудою і так далі, що призведе до втрати сталості. На рис. 2.6, б представлені умови сталості за критерієм Найквіста системи з позитивним зворотним зв'язком: система є сталою, якщо її амплітудно-частотна характеристика не охоплює точку з координатами $[1, 0]$.

2.3 Результати моделювання

На рис. 2.7 показаний головний інтерфейс прикладної програми моделювання процесів, що відбуваються при точінні в пружній технологічній обробляючій системі (ТОС).

Після введення у відповідні віконця інтерфейсу динамічних параметрів ТОС і режиму різання, при натисканні кнопки «Процес» відбувається моделювання у часі з відображенням зміни пружної деформації в полі віртуального осцилографа. В програмі використовуються наступні емпіричні дані для визначення сили різання $C_p = 3000$, $x_p = 0,85$, $y_p = 0,65$, $n = -0,1$, що відповідає обробленню Сталь 40Х.

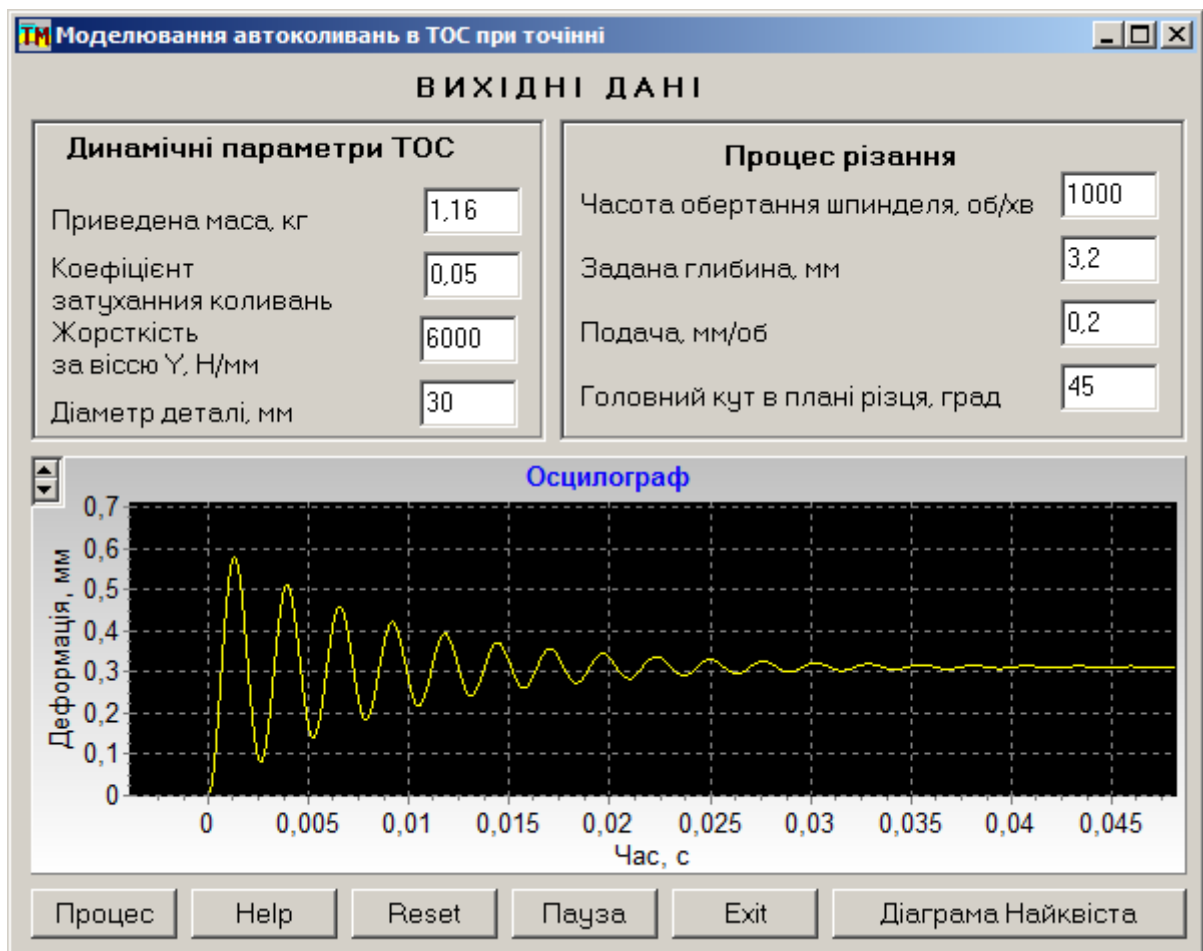


Рисунок 2.7 – Головний інтерфейс програми моделювання

На осцилографі можна спостерігати перехідний процес, який доволі швидко затухає. Проте, через 0,06с знову з'являються коливання, які провокує саме оброблення за слідом, оскільки 0,06с це час одного оберту заготовки (рис. 2.8).

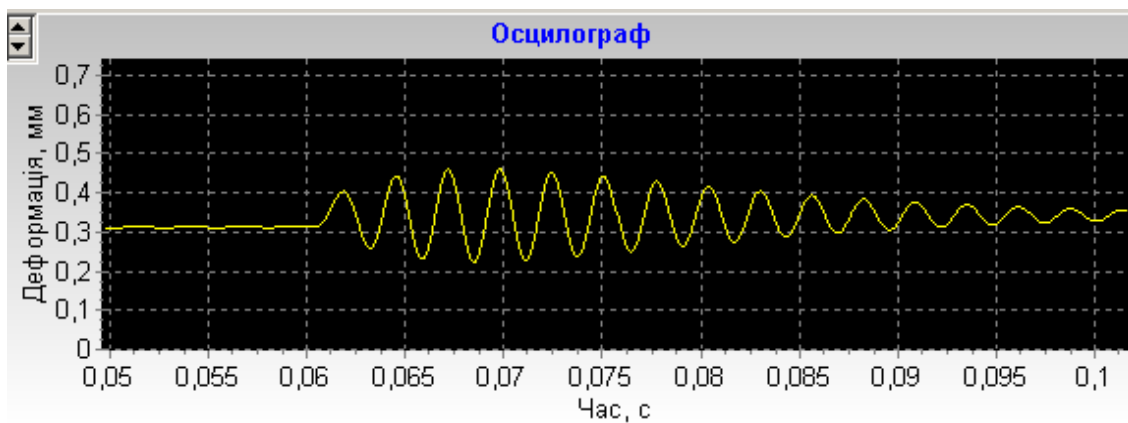


Рисунок 2.8 – Осцилограма процесу на другому оберті заготовки

Поступово ці коливання зменшуються за максимальною величиною амплітуди, проте починають заповнювати весь проміжок часу між двома сусідніми обертами (рис. 2.9)

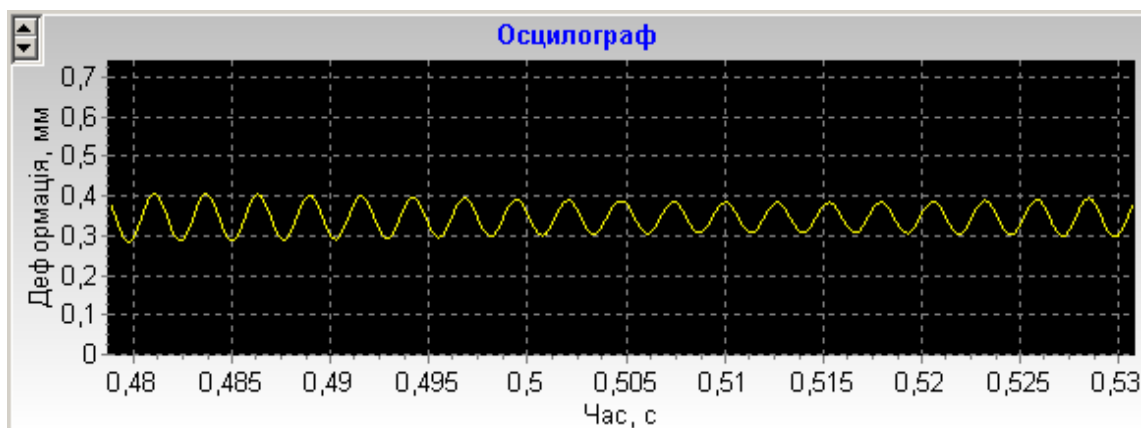


Рисунок 2.9 – Осцилограма процесу через 0,5с від початку різання

Така тенденція в решті-решт приводить до поступового зростання амплітуди коливань на всьому проміжку часу, що свідчить про не сталість процесу різання (рис. 2.10).

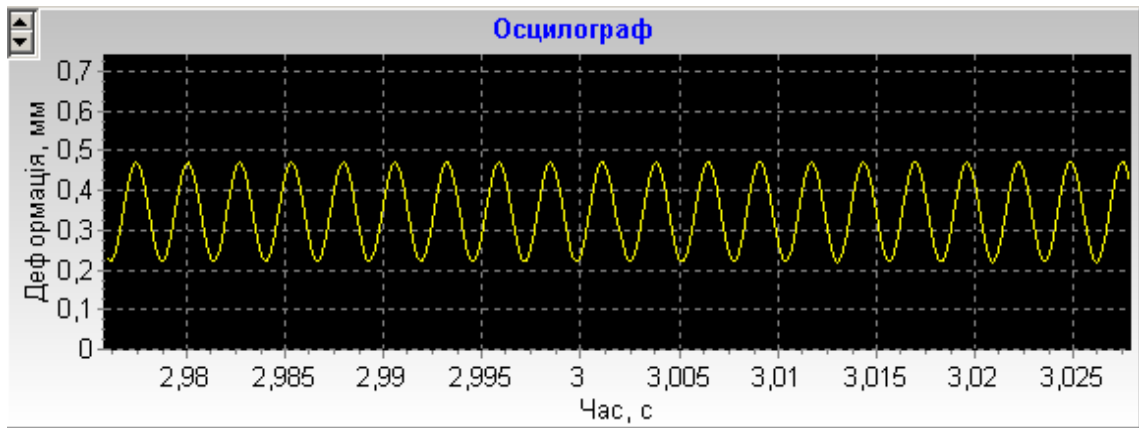
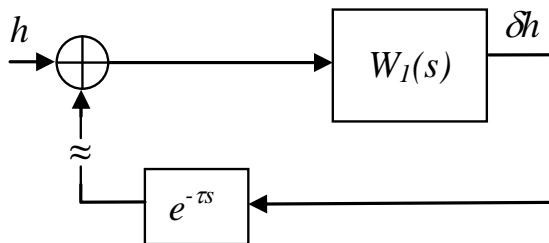


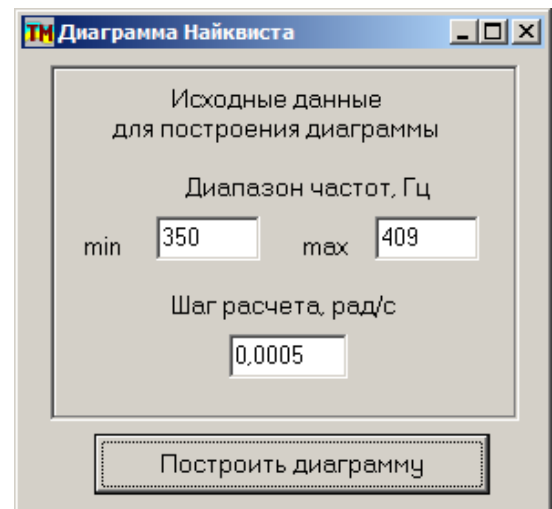
Рисунок 2.10 – Осцилограма процесу через 3с від початку різання при $h = 3,2\text{мм}$

При натисканні кнопки «Діаграма Найквіста» виконується розрахунки амплітудно-фазової характеристики і будується її графік на комплексній площині. При цьому у відповідності до висновків розділу 2.2 розраховується характеристика розімкненої системи (рис. 2.11, а). Межі частот та крок розрахунку обираються на спеціальному додатковому інтерфейсі (рис. 2.11, б).



а)

Рисунок 2.11 – Схема системи за рис. 2.2 для визначення сталості (а) і дані частот для амплітудно-частотної характеристики (б)



б)

Додаткові інтерфейси створеної програми з побудованими частотними характеристиками представлені на рис. 2.12 і 2.13.

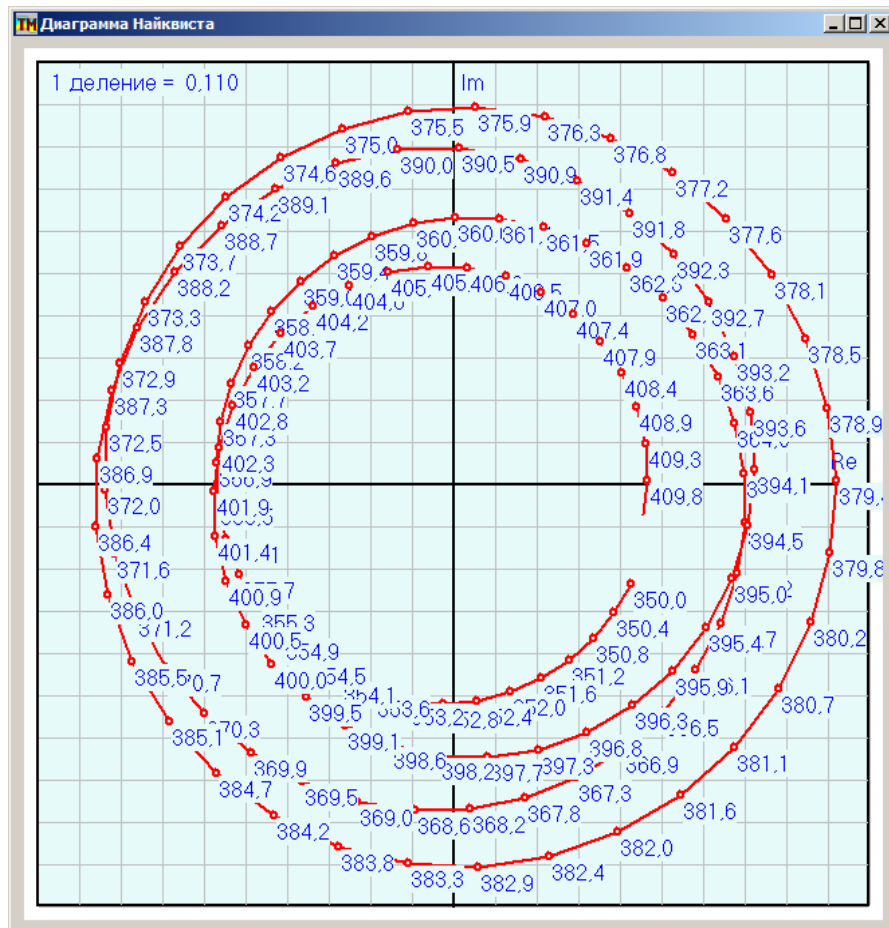


Рисунок 2.12 – Графік амплітудно-фазової характеристики

Причому на рис. 2.12 представлений графік амплітудно-частотної характеристики з позначками величин частот біля визначених точок графіка в Гц, а на рис. 2.13 представлений такий самий графік, але побудований з використанням компоненти Chart Delphi, що дозволяє виконувати збільшення окремих ділянок графіка.

Отже, як показує графік амплітудно-фазової характеристики на рис. 2.13 він охоплює точку з координатами $[1, 0]$ і не охоплює точку з координатами $[-1, 0]$. Система за ознаками, що були викладені у розділі 2.2 є несталою, що і доведено моделюванням у часі, а саме рис. 2.10.

Для забезпечення сталості достатньо зменшити глибину різання до 3мм при моделювання, оскільки це приводить до зменшення коефіцієнту передачі прямого каналу системи за рис. 2.2.

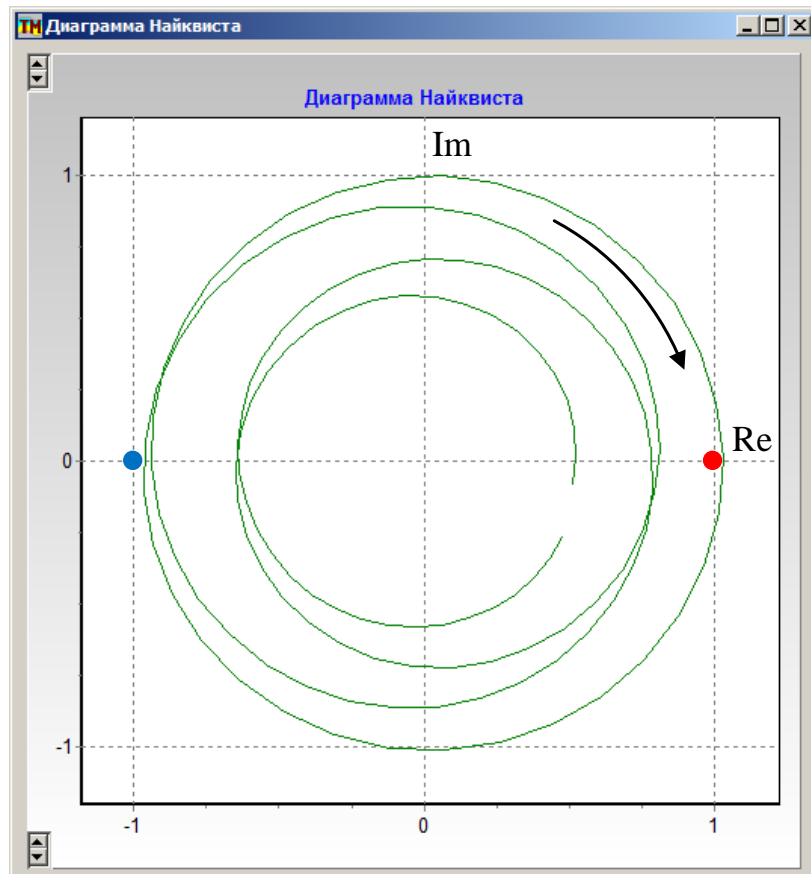


Рисунок 2.13 – Графік амплітудно-фазової характеристики (система нестала)

Початок процесу моделювання показаний на рис. 2.14, на рис. 2.15 показаний стан системи через 3 с після початку.

Процес різання стає сталим (порівняйте з рис. 2.10), про що свідчить і графік амплітудно-фазової характеристики, побудований для такого випадку (рис. 2.16) – крива не охоплює точку з координатами $[1, 0]$. Таким чином, доведено, що у випадку представлення ТОС як замкненої системи з позитивним зворотним зв'язком і елементом запізнення справедливим є формулювання критерію Найквіста наведене вище у розділі 2.2.

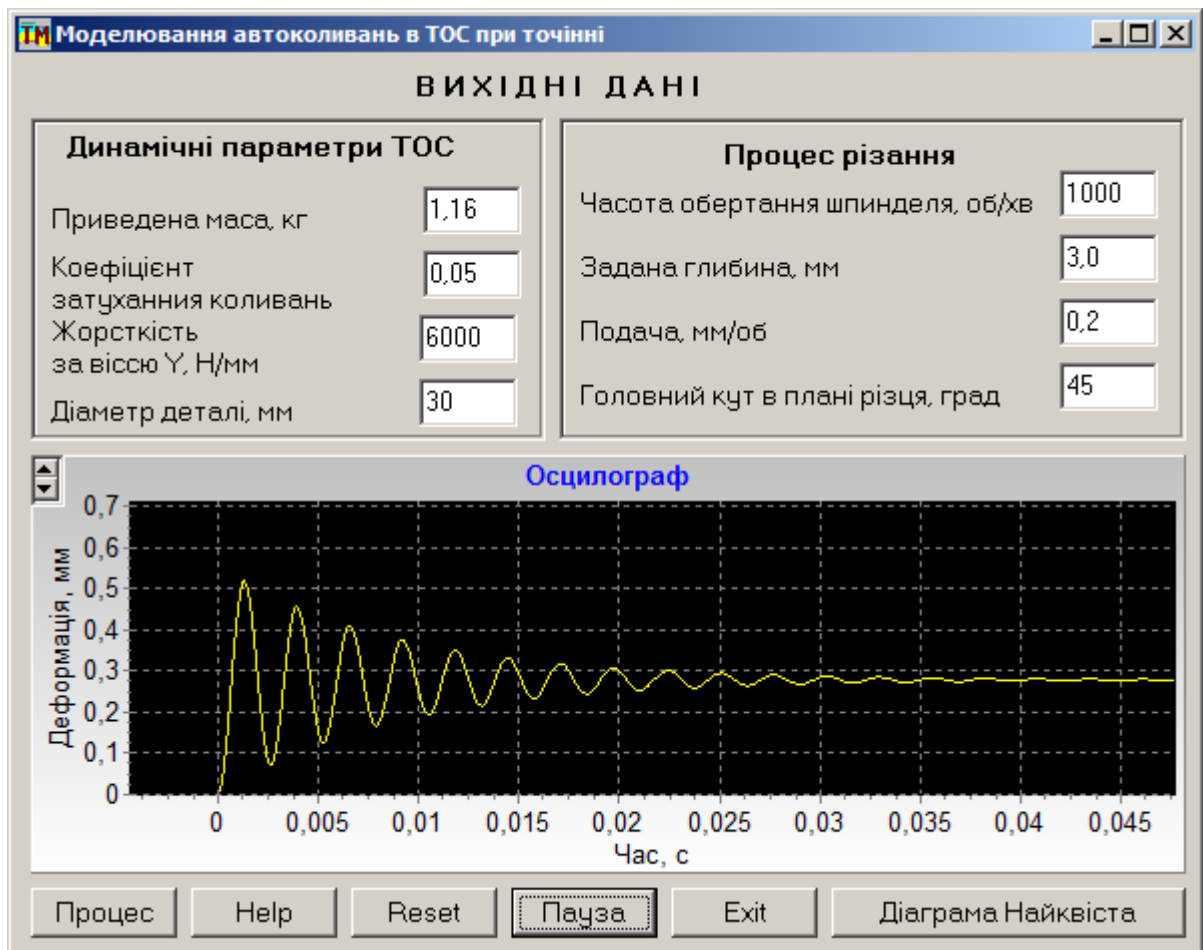


Рисунок 2.14 – Головний інтерфейс програми моделювання при $h = 3\text{ мм}$

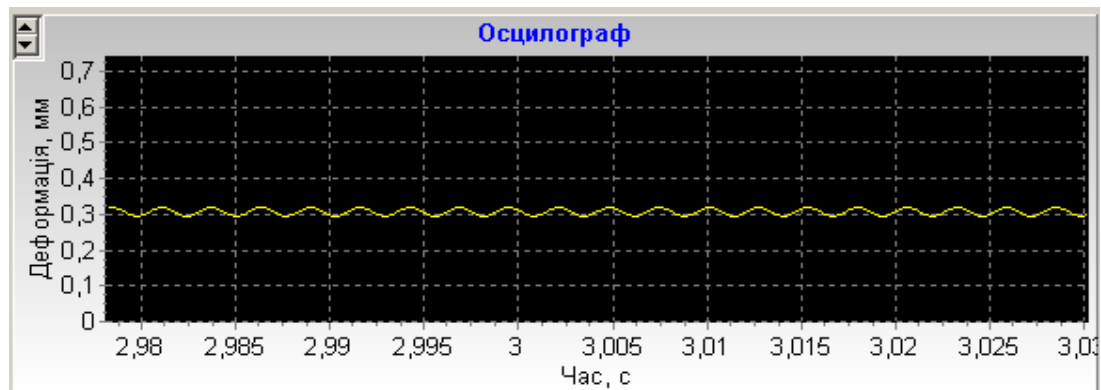


Рисунок 2.15 – Осцилограма процесу через 3с від початку різання при $h = 3\text{ мм}$

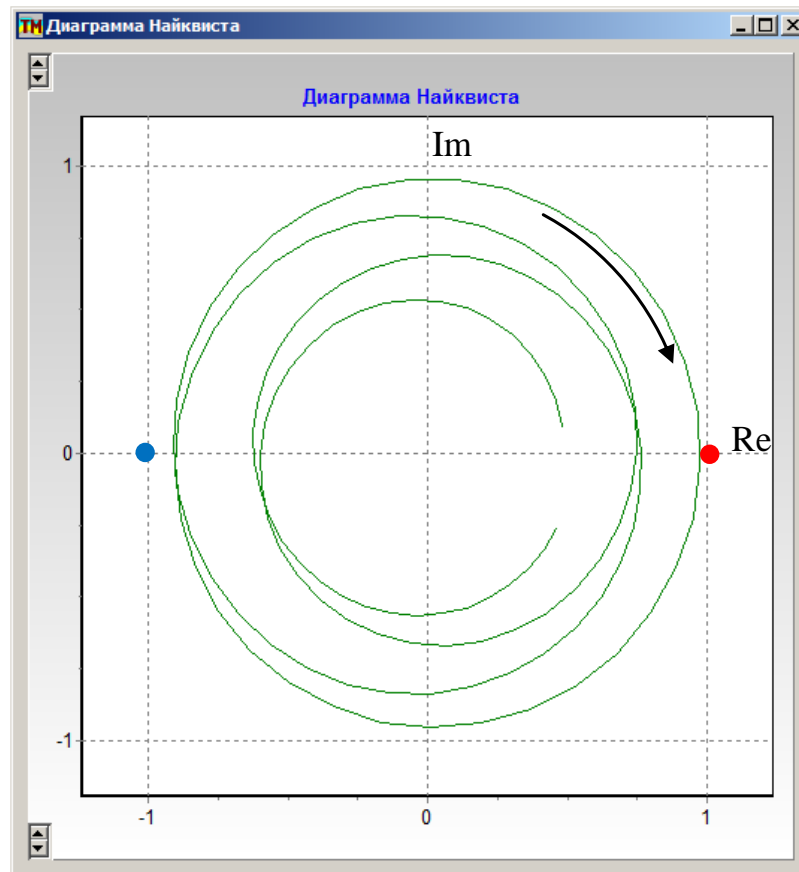


Рисунок 2.16 – Графік амплітудно-фазової характеристики (система нестала)

2.4 Висновки

За допомогою створеної прикладної програми, орієнтуючись на доведену ознаку сталості системи за критерієм Найквіста, можна визначати діаграму сталості в координатах «частота обертання шпинделя – глибина різання». Для проведення таких експериментів у прикладній програмі встановлюється значення частоти обертання шпинделя і змінюючи величину глибини різання за частотною амплітудно-фазовою характеристикою визначається граничне значення глибини, коли графік амплітудно-фазової характеристики торкається точки з координатами $[1, 0]$ (рис. 2.17).



Рисунок 2.17 – Діаграма сталості ТОС

РОЗДІЛ 3

Динамічний компенсатор коливань

3.1 Метод пошуку оптимальних характеристик

Одним із методів керування вібраціями ТОС під час процесу різання є пасивний, суть якого полягає у застосуванні динамічних компенсаторів коливань, який являє собою додаткову масу, що приєднується до основної системи через пружний зв'язок і елемент в'язкого тертя (рис. 3.1).

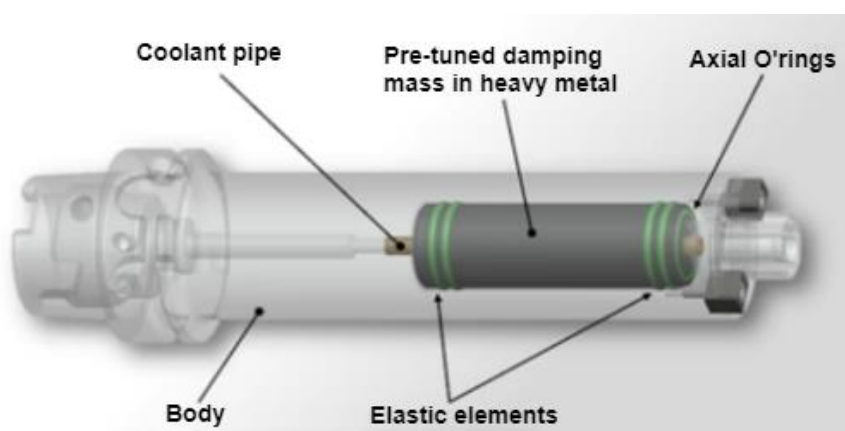


Рисунок 3.1 – Динамічний компенсатор коливань вбудований в борштангу

В інженерній практиці завдання розрахунку динамічного компенсатора коливань частіше за все зводиться до вибору оптимальних маси і жорсткості компенсатора при заданому коефіцієнті в'язкого тертя, який визначається властивостями використовуваного матеріалу, як такого, що демпфірує коливання. За критерій оптимальності візьмемо інтегральний показник A якості перехідного процесу:

$$A = \frac{y_{\max}}{y_c} t_n = \sigma \cdot t_n, \quad (3.1)$$

де σ – відносне перерегулювання, t_n – час перехідного процесу.

Тоді можливі рішення для оптимальних значень маси і жорсткості можна представити у вигляді масиву точок у тривимірному просторі з координатами m_1 , C_1 , A , де m_1 – маса, C_1 – жорсткість, A – інтегрального

показника якості. Масив точок утворює поверхню, на якій лежать усі можливі рішення задачі (рис. 3.2).

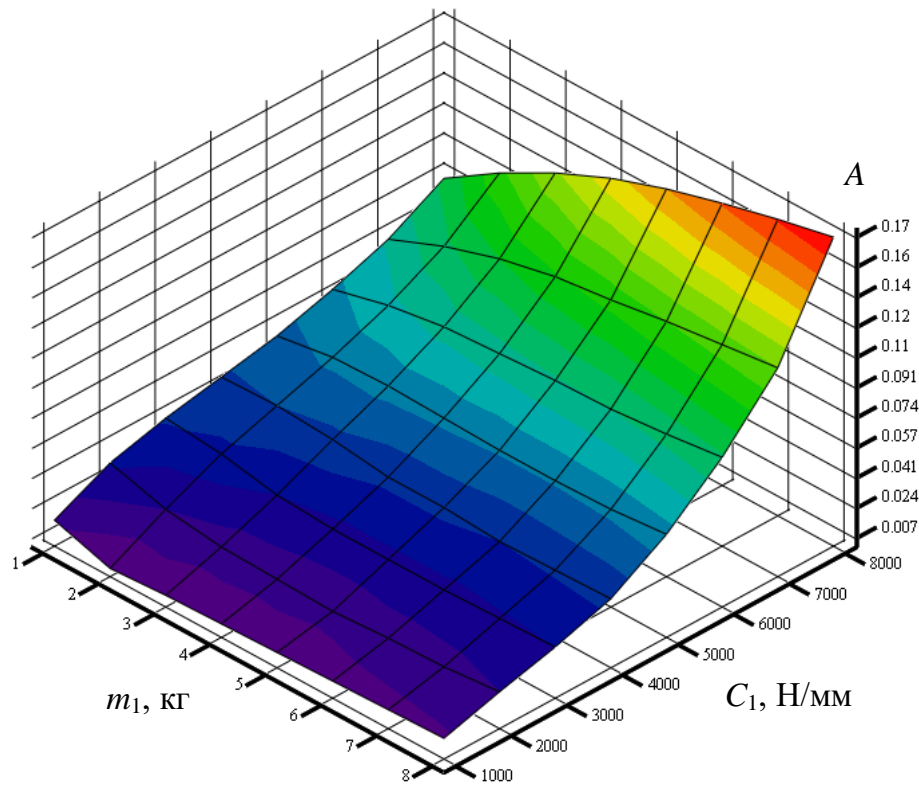


Рисунок 3.2 – Залежність інтегрального показника якості від маси та жорсткості динамічного компенсатора коливань

З рис. 3.2 видно, що немає чіткої і однозначної залежності значення A від маси, та жорсткості. Тому для зменшення масиву можливих варіантів вирішення задачі доцільно розділити її на 2 етапи. На першому етапі для «грубого» пошуку оптимальних маси і жорсткості можна скористатись симплекс-методом, а на другому, більш точному, методом покоординатного спуску Гауса-Зейделя [29].

Симплекс-метод – це ітеративний процес спрямованого рішення системи рівнянь по кроках, який починається з опорного рішення і в пошуках кращого варіанту рухається по кутових точках області допустимого рішення, що підвищують значення цільової функції до тих пір, поки цільова функція не досягне оптимального значення.

Задамо точність пошуку по масі – 1кг, по жорсткості – 1000Н/мм у наступних діапазонах (рис. 3.2):

$$0 < m_1 \leq 8 \text{ кг}, 0 < C_1 \leq 8000 \text{ Н/мм}, \quad (3.2)$$

У першому наближенні отримаємо оптимальні значення $m_1 = 2$ кг, $C_1 = 1000$ Н/мм. Після чого скористаємось методом покоординатного спуску Гауса-Зейделя для пошуку більш точних оптимальних значень маси і жорсткості. Суть методу полягає у зміні маси m_1 та жорсткості C_1 з обраним кроком у вибраному напрямку та розрахунку відповідного інтегрального показника якості A у бік його зменшення доти, доки значення A не стане мінімальним.

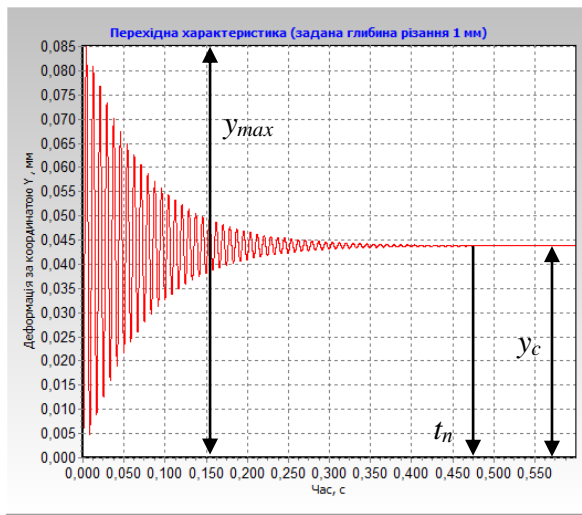
За початкову координату для пошуку приймаємо попередньо знайдені значення ($m_1 = 2$ кг, $C_1 = 1000$ Н/мм). Задамо точність пошуку по масі – 0,1 кг, по жорсткості – 100 Н/мм. отримаємо наступні оптимальні значення: $m_1 = 2$ кг, $C_1 = 800$ Н/мм.

Для моделювання перехідних процесів у ТОС з динамічним компенсатором коливань була використана математична модель [13]:

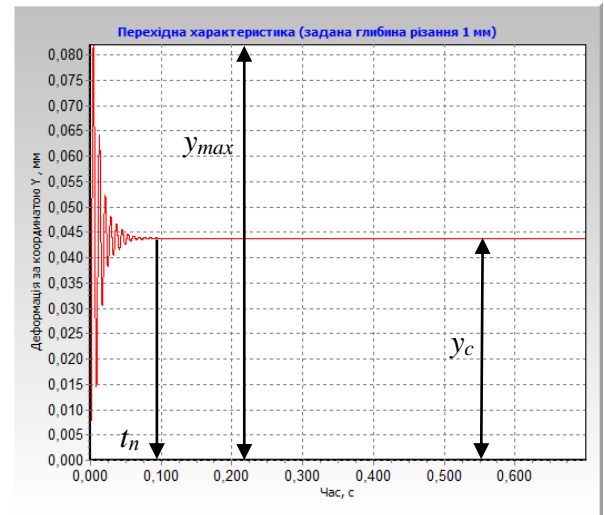
$$\begin{cases} H_\phi = H_z - y \\ P = k_p H_\phi \\ m_1 s^2 x = -\lambda(sx - sy) - c_1(x - y) \\ ms^2 y + \lambda sy + cy = \lambda_1(sx - sy) + c_1(x - y) + P \end{cases} \quad (3.3)$$

3.2 Висновки

На рис. 3.3 представлені результати моделювання динамічних процесів у ТОС за її перехідною характеристикою. Видно, що знайдені оптимальні параметри динамічного компенсатора коливань підвищили динамічні характеристики системи, що оцінюються за формулою (3.1) у 5 разів.



а)



б)

Рисунок 3.3 – Результати пошуку:

а) – перехідна характеристика вихідної системи, б) – перехідна характеристика системи з оптимальними параметрами динамічного компенсатора коливаний

РОЗДІЛ 4

Експериментальна оцінка сталості ТОС

4.1 Підготовка вихідних даних

ТОС, сталість якої будемо оцінювати складається з:

- Токарного верстату моделі 1к62;
- трьохкулачкового патрону;
- заднього центру;
- прохідного відігнутого різця;
- прутка діаметром 30мм зі сталі 40Х.

Вихідними даними для оцінки сталості ТОС за допомогою прикладної програми будуть наступні параметри:

- Приведена маса m ;
- Коефіцієнт демпфірування ($\xi = 0,05$);
- Жорсткість у напрямку осі $Y C_Y$;
- Діаметр деталі ($d = 30$ мм);
- Частота обертання шпинделя ($n = 1600$ об/хв);
- Глибина різання ($h = 2,5$ мм);
- Подача ($f = 0,21$ мм/об);
- Головний кут різця в плані ($\varphi = 45^\circ$);

4.2 Експеримент без компенсації вібрацій

Встановлюємо різець в динамометр УДМ-600 (рис. 4.1) та проводимо обточування прутка з вищевказаними режимами різання. В процесі обточування визначаємо силу різання P_Y за показами динамометра. Якість поверхні після оброблення (рис. 4.2) яскраво свідчить про несталість ТОС.

Для моделювання процесів, що відбуваються в ТОС, за допомогою прикладної програми необхідно визначити приведену масу m та жорсткість C_Y із проведеного експерименту.



Рисунок 4.1 – Динамометр УДМ-600



Рисунок 4.2 – Якість поверхні після оброблення без компенсації вібрацій

Жорсткість C_Y визначаємо за наступною формулою:

$$C_Y = \frac{P_Y}{\delta_Y}, \quad (4.1)$$

де P_Y – радіальна складова сила різання, Н; δ_Y – прогин деталі у напрямку осі Y , мм.

Сила різання P_Y згідно показів динамометра становить 745 Н. Прогин деталі Δ_Y вимірюємо штангенциркулем. Він становить 0,2 мм.

Розраховуємо жорсткість:

$$C_Y = \frac{745}{0,2} = 3725 \text{ Н/мм} \quad (4.2)$$

Далі необхідно визначити приведену масу m . Існує формула для визначення власної колової частоти коливань ТОС:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C_Y}{m}} \quad (4.3)$$

Звідси визначаємо приведену масу m :

$$m = \frac{C_Y}{\omega_0^2} \quad (4.4)$$

Для визначення власної колової частота коливань ТОС скористаємось наступною формулою:

$$\omega_0 = 2\pi\nu, \quad (4.5)$$

де ν – власна частота коливань ТОС, Гц.

Частоту коливань ТОС визначимо за кількістю слідів від вібрацій (рис. 4.2):

$$\nu = \frac{Nn}{60}, \quad (4.6)$$

де N – кількість слідів від вібрацій, n – частота обертання шпинделя.

$$\nu = \frac{81 \cdot 1600}{60} = 2160 \text{ Гц} \quad (4.7)$$

Тоді власної колова частота коливань ТОС:

$$\omega_0 = 2 \cdot 3,14 \cdot 2160 = 13565 \text{ рад/с}, \quad (4.8)$$

Отже приведена маса:

$$m = \frac{3723 \cdot 10^3}{13565^2} = 0,02 \text{ кг} \quad (4.9)$$

Моделюємо процеси, що відбуваються в ТОС за допомогою прикладної програми (рис. 4.3-4.4) і оцінюємо сталість ТОС за діаграмою Найквіста (рис. 4.5).

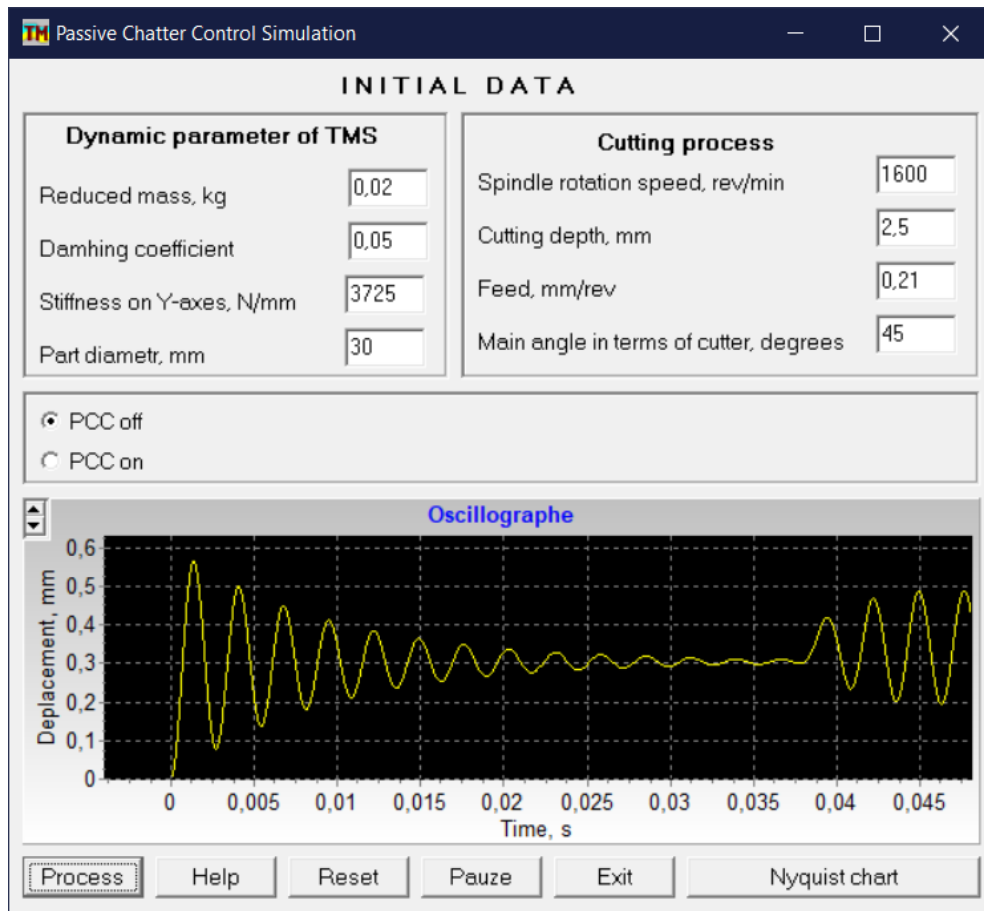


Рисунок 4.3 – Головний інтерфейс програми моделювання без компенсації КОЛИВАНЬ

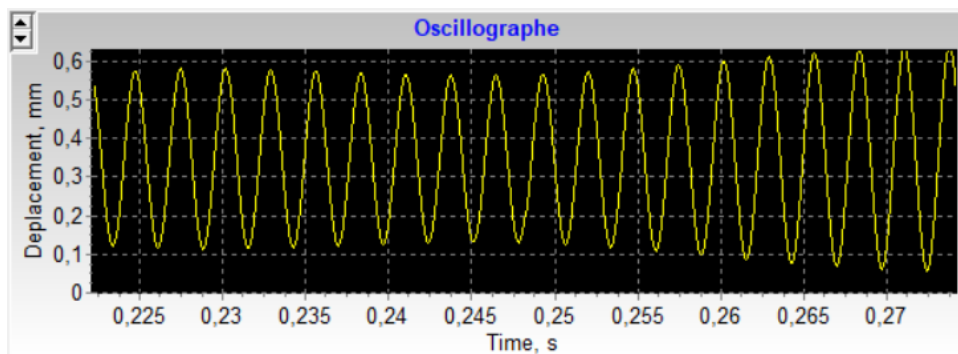


Рисунок 4.4 – Осцилограма процесу через 0,27с від початку різання без компенсації КОЛИВАНЬ

З осцилографа прикладної програми (рис. 4.4) видно, що система дуже швидко втрачає сталість, про що свідчить і діаграма Найквіста (рис. 4.5).

Отже теоретично отриманий результат повністю співпадає з практичним експериментом.

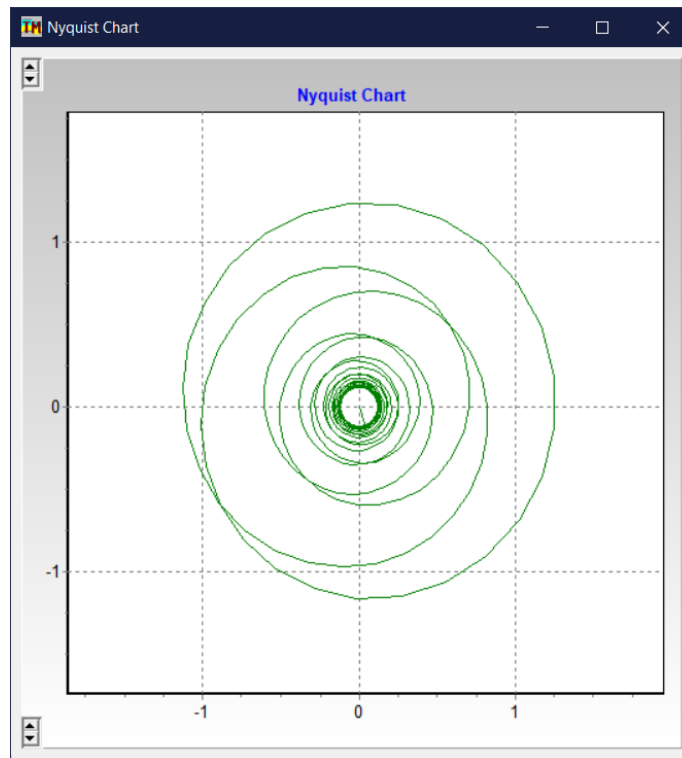


Рисунок 4.5 – Графік амплітудно-фазової характеристики (система нестала)

4.3 Експеримент з динамічним компенсатором коливань

Для гасіння коливань скористаємось динамічним компенсатором коливань. Спочатку треба змодельовати процеси, що відбуваються в пружній ТОС з динамічним компенсатором коливань. Для цього необхідні наступні параметри:

- маса компенсатора коливань m_1 ;
- жорсткість компенсатора коливань C_1 ;
- коефіцієнт в'язкого тертя λ .

Масу m_1 та жорсткість C_1 визначаємо за методикою описаною в розділі 3. Знайдено наступні оптимальні характеристики динамічного компенсатора

коливань: $m_1 = 0,1$ кг; $C_1 = 500$ Н/мм. ТОС буде сталою при : $m_1 = 0,1$ кг та $C_1 = 300 \dots 1150$ Н/мм

Для визначення коефіцієнта в'язкого тертя λ розглянемо диференційне рівняння згасаючих коливань:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + 2\beta \frac{dx}{dt} + \omega_0^2 x = 0, \quad (4.10)$$

де β – коефіцієнт загасання коливань, 1/с; ω_0 – колова частота коливань, рад/с.

$$2\beta = \frac{\lambda}{m}, \quad (4.11)$$

де m – приведена маса, кг

Звідси:

$$\lambda = 2\beta m, \quad (4.12)$$

Коефіцієнт згасання коливань визначається за наступною формулою:

$$\beta = \frac{\lambda_0}{T}, \quad (4.13)$$

де λ_0 – логарифмічний декремент затухання, T – період одного коливання, с.

Період одного коливання T визначаємо за рис. 4.2.

Логарифмічний декремент затухання визначаємо за наступною формулою:

$$\lambda_0 = \ln\left(\frac{A_1}{A_2}\right) = \ln\left(\frac{0,25}{0,19}\right) = 0,274, \quad (4.14)$$

де A_1 та A_2 – амплітуди двох послідовних коливань відповідно, мм.

Амплітуди A_1 та A_2 визначаємо за рис. 4.3.

Тоді підставивши (4.13) і (4.14) в (4.12) отримаємо:

$$\lambda = \frac{2m \cdot \ln\left(\frac{A_1}{A_2}\right)}{T} = \frac{2 \cdot 0,02 \cdot \ln\left(\frac{0,25}{0,19}\right)}{0,00275} = 4 \text{ кг/с} \quad (4.15)$$

Маємо всі необхідні дані для моделювання процесів, що відбуваються в ТОС за допомогою прикладної програми. Моделюємо (рис. 4.6-4.7) і оцінюємо сталість ТОС за діаграмою Найквіста (рис. 4.8).

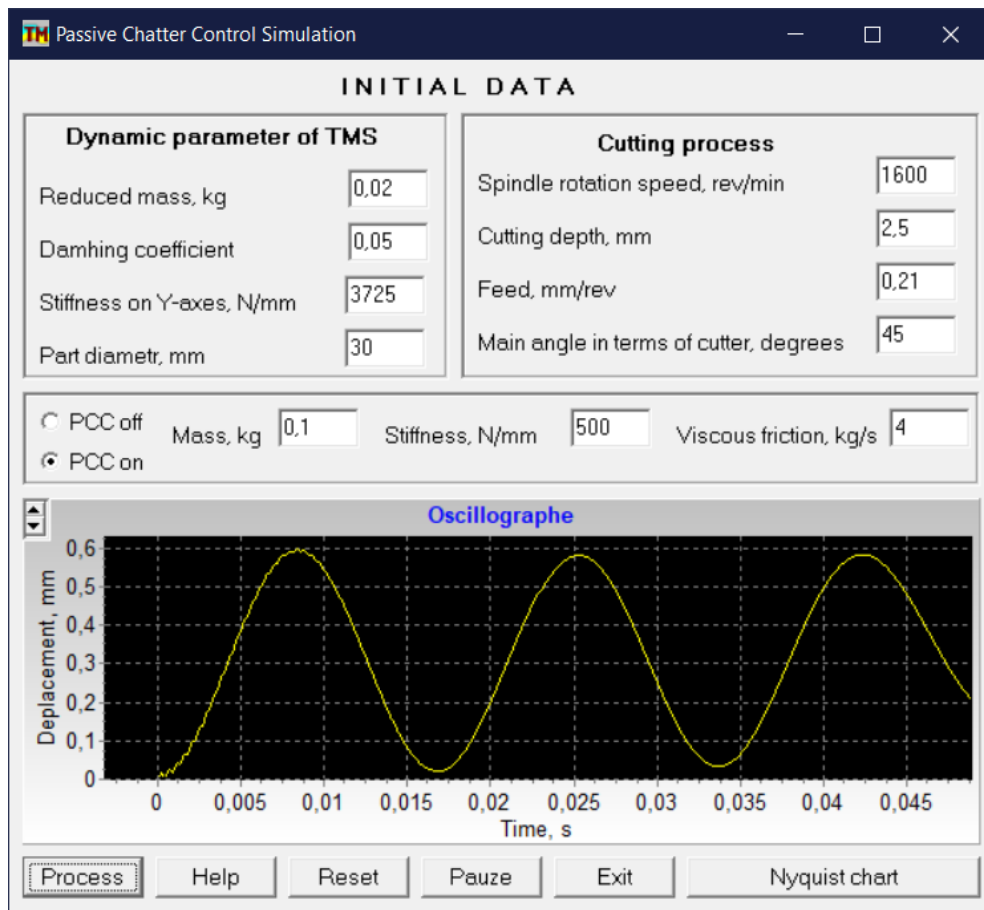


Рисунок 4.6 – Головний інтерфейс програми моделювання з компенсатором коливань

З осцилографа прикладної програми (рис. 4.7) видно, що динамічний компенсатор коливань гасить вібрації і забезпечує сталість ТОС, про що свідчить і діаграма Найквіста (рис. 4.8).

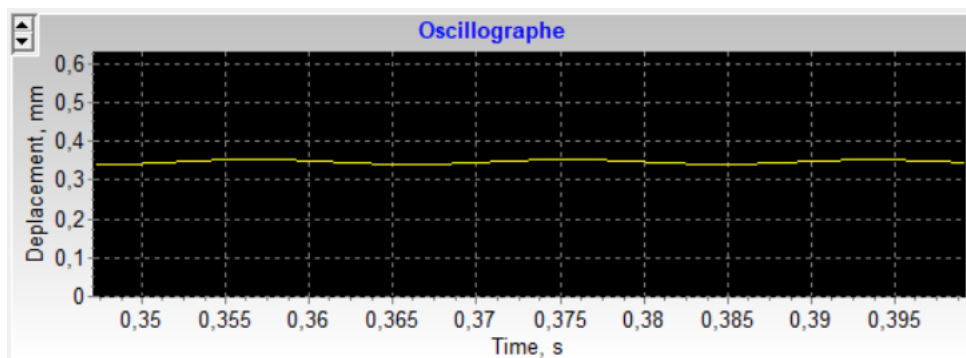


Рисунок 4.7 – Осцилограма процесу через 0,4с від початку різання з компенсатором коливань

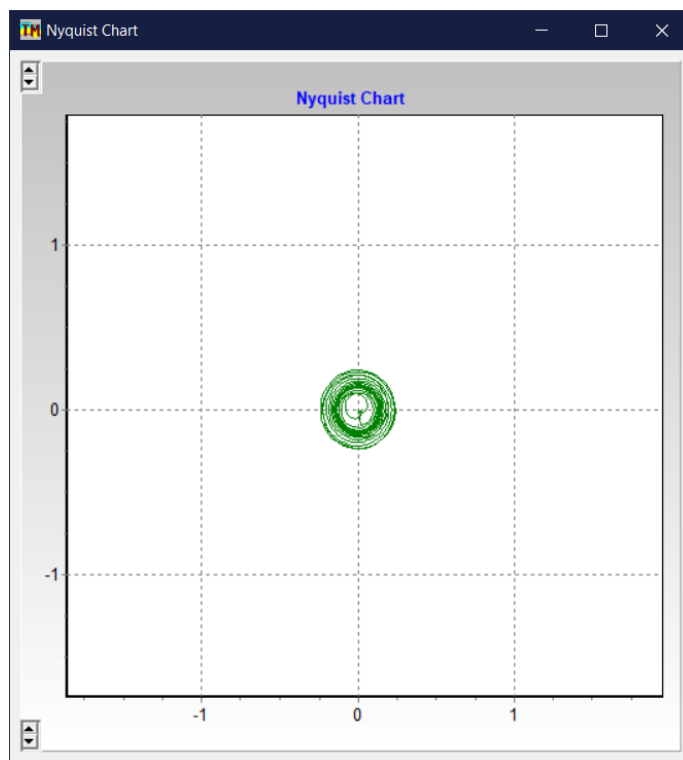


Рисунок 4.8 – Графік амплітудно-фазової характеристики (система стала)

Конструктивно динамічний компенсатор коливань було реалізовано наступним чином (рис 4.9). Додаткова маса представляє собою сталеву втулку, яка тримається за допомогою гвинта, що загвинчується у попередньо створений різьбовий отвір у державці різця. У якості демпфіруючого елемента використано гумову прокладку.

Втулка, що являє собою додаткову масу повинна важити 100 г. Внутрішній діаметр приймає рівний діаметру гвинта, тобто 8 мм. Зовнішній діаметр приймаємо 30 мм. Необхідно визначити довжину втулки. Для цього скористаємося наступною формулою:

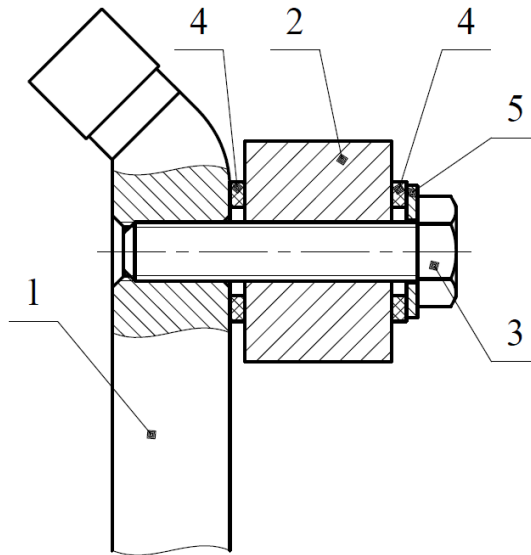
$$m = \rho V, \quad (4.16)$$

де m – маса втулки, г; ρ – густина сталі, г/мм³; V – об’єм втулки мм³.

Об’єм втулки:

$$V = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} l, \quad (4.17)$$

де D – зовнішній діаметр втулки, мм; d – внутрішній діаметр втулки, мм; l – довжина втулки, мм.



1 – Різець прохідний відігнутий, 2 – Сталева втулка 8×30×20,
 3 – Гвинт М8×40, 4 – Гумова прокладка 1/2, 5 – Шайба 8,6×18×1,5
 Рисунок 4.9 – Конструкція динамічного компенсатора коливань

Підставляємо (4.17) в (4.16) і визначаємо довжину втулки:

$$l = \frac{4m}{\rho\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 100}{0,0078 \cdot \pi \cdot (30^2 - 8^2)} = 19,5 \text{ мм} \quad (4.17)$$

Приймаємо довжину втулки 20 мм.

Розтяг-стиск гуми не підкорюється закону Гука про деформацію, оскільки в результаті розтягу-стиску змінюються розміри поперечного перерізу матеріалу. Тому жорсткість додаткової системи будемо регулювати зусиллям затягування гвинта. Правильно відрегульована жорсткість повинна дати позитивний результат (гасіння вібрацій) на практиці.

Встановлюємо різець з динамічний компенсатором коливань в динамометр (рис. 4.10) і проводимо експеримент не змінюючи режими різання.



Рисунок 4.10 – Різець з динамічний компенсатором коливань

Якість поверхні після оброблення (рис. 4.11) свідчить про сталість ТОС. Отже результати експерименту співпадають з теоретично отриманими результатами.

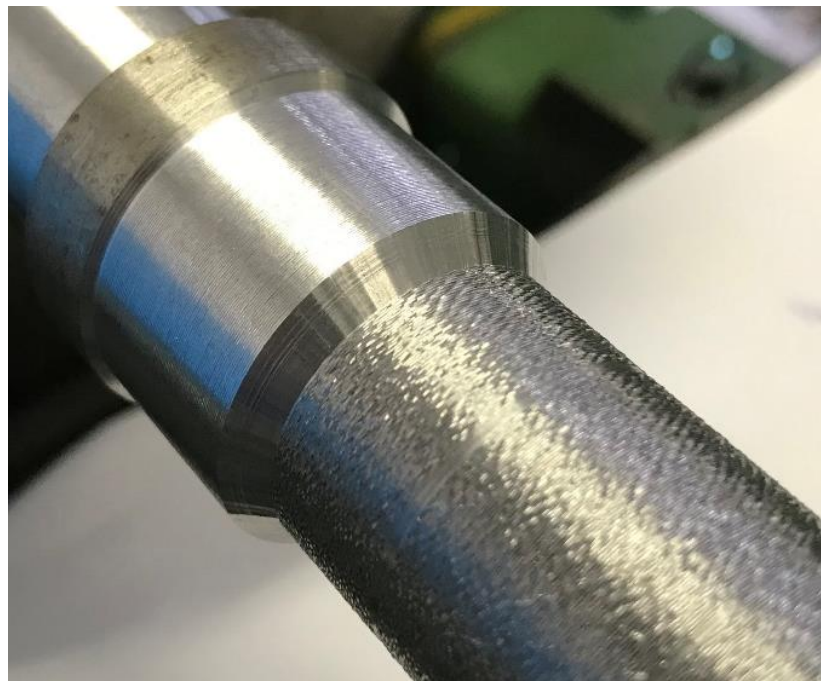
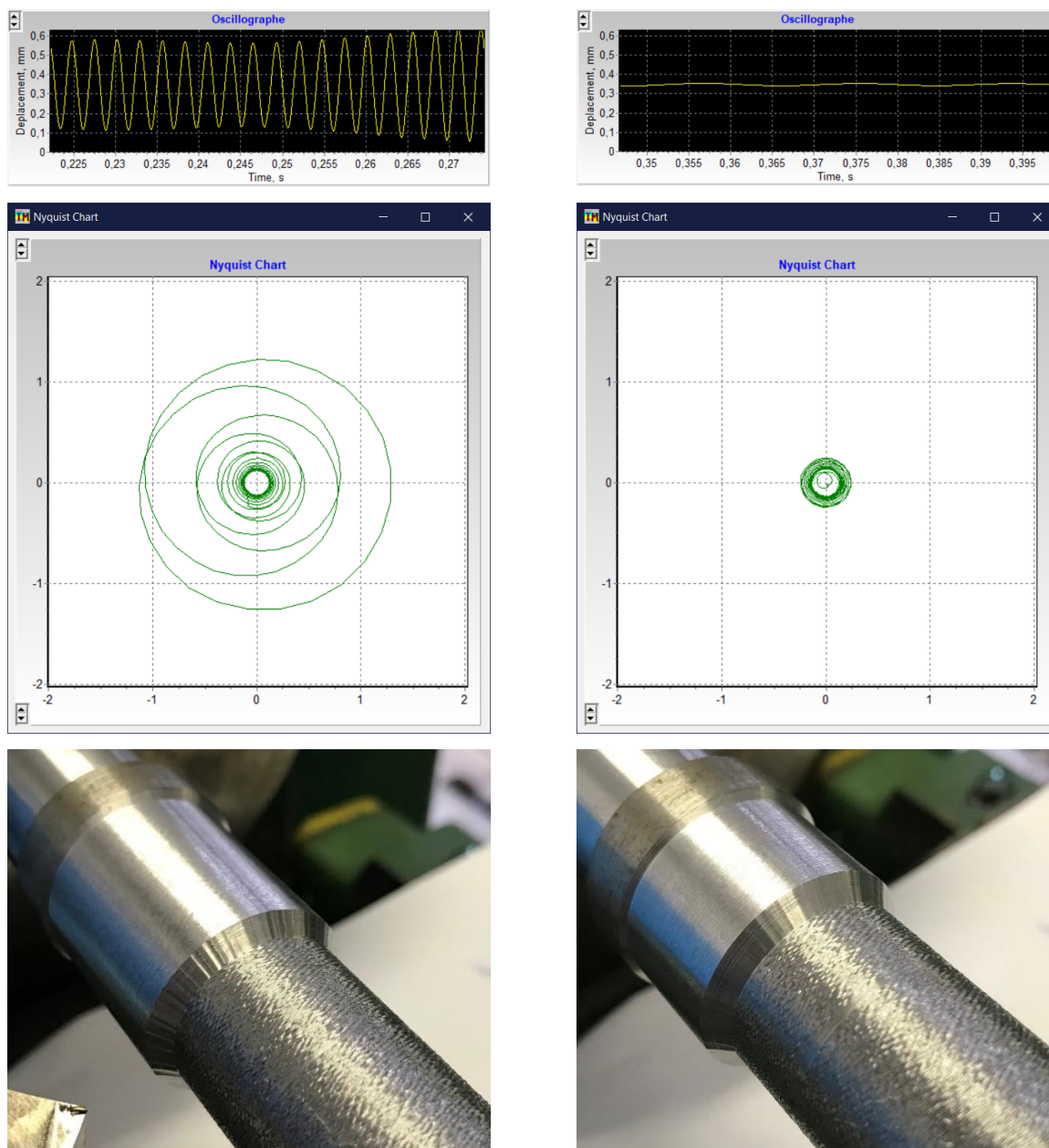


Рисунок 4.11 – Якість поверхні після оброблення з динамічним компенсатором коливань

4.4 Висновки

В ході проведення експерименту було виявлено, що теоретично отримані результати повністю співпадають з результатами, отриманими на практиці (рис. 4.12, а-б). Правильно підібрані характеристики динамічного компенсатора коливна покращують якість оброблюваної поверхні.



а)

б)

Рисунок 4.12 – Отримані результати (а) – без компенсації коливань, (б) – з динамічний компенсатором коливань

РОЗДІЛ 5

Розробка стартап-проекту

5.1 Вступ до розробки стартап-проекту

Стартап – це нещодавно створена компанія (можливо, ще не зареєстрована офіційно, але планує стати офіційною), що знаходиться на стадії розвитку і будує свій бізнес на основі інноваційних ідей, або на основі технологій, які нещодавно з’явилися.

Однією з основних причин створення, успішного розвитку та подальшого існування стартапів вважають неповороткість і повільність великих корпорацій, які успішно використовують уже наявні продукти, а розробкою і створенням нових здебільшого майже не займаються. Тому стартапи, завдяки своїй мобільності в плані втілення нових ідей складають конкуренцію великим корпораціям.

Основним ресурсом для створення нового стартапу служить хороша новаторська ідея. Власне за свіжими і незвичайними ідеями женеться більшість і часто, купуючи їх, не шкодують великі суми вкладень. Сама ідея, що не має ніякого матеріального втілення, а існує тільки на папері, або «на словах» (план стартапу), може коштувати дуже багато. Іншим фактором успішності цієї ідеї є її затребуваність (ступінь необхідності для споживача), адже ідея може бути незвичайною і новою, але користі від неї буде мінімум.

Що стосується України, існує дуже багато різних компаній, які надають свої послуги у вигляді навчання і натхнення, мотивації до успіху підприємців, молоді та дітей. Це дуже зручно і вигідно, тому що людині допомагають реалізувати свій бізнес професіонали. Але будь-який бізнес вимагає зазвичай вкладення чималих коштів, які в нашій країні, знайти дуже важко, враховуючи те, що банківська система в Україні надає жорсткі умови кредитування, а знайти інвесторів і зацікавити в нашій небагатій країні складно, а також існують ризики і тиск з боку конкурентів і влади.

5.2 Опис ідеї стартап-проекту

Вартість сучасного металообробного обладнання досить висока. Тому для досягнення його максимальної продуктивності і якості виготовлених деталей необхідно використовувати максимально допустимі режими різання, не підвищуючи вартості кінцевої продукції.

Основною ідеєю стартап-проекту є реалізація створеного програмного продукту для оцінки сталості ТОС з урахуванням оброблення за слідом для підприємств, що використовують токарне обладнання.

Таблиця 5.1 – Опис ідеї стартап-проекту

<i>Зміст ідеї</i>	<i>Напрямки застосування</i>	<i>Вигоди для користувача</i>
Оцінка сталості процесу точіння за критерієм Найквіста з урахуванням оброблення за слідом та пошук оптимальних параметрів динамічного компенсатора коливань	Поліпшення динамічних характеристик токарного обладнання	Усунення вібрацій при точінні за рахунок вибору оптимальних режимів різання або ж оптимальних параметрів динамічного компенсатора коливань
	Оптимізація режимів різання при точінні	Підвищення продуктивності токарного обладнання

Програмний продукт моделює процеси, що відбуваються при точінні в пружній ТОС. За допомогою цього моделювання можна оцінити сталість заданої ТОС та визначити оптимальні режими різання при яких ТОС буде сталою. Також є можливість моделювати процеси, що відбуваються при точінні в пружній ТОС з динамічним компенсатором коливань. Крім того, математична модель, що покладна в основу прикладної програми, враховує оброблення за слідом.

На сьогоднішній день відкритих рішень такого типу немає – існують лише закриті корпоративні рішення, які коштують дуже дорого. Ті що відкриті – не мають спрямування на підприємства.

Реалізація такої системи розглядається для виробництва, що має токарне обладнання і хоче досягти його максимальної продуктивності усуваючи вібрації, що виникають при точінні. Оскільки комерційними даними підприємств ми не володіємо буде розглянуто лише на прикладі відкритих даних, які можуть нас цікавити.

5.3 Визначення сильних, слабких та нейтральних характеристик ідеї проекту

Визначимо перелік слабких (W), сильних (S) та нейтральних характеристик (N) та властивостей ідеї проекту для формування його конкурентоспроможності. Для цього використаємо стандарту таблицю для типового WSN аналізу.

Таблиця 5.2 – Визначення сильних, слабких та нейтральних сторін стартап-проекту

№ п / п	Техніко- економічні характерист ики ідеї	(потенційні) товари/концепції конкурентів				W (слабка сторон а)	N (нейтр альна сторон а)	S (сильна сторон а)
		Мій проект	Конкур ент1	Конкур ент2	Конку- рент3			
1	Розмір капіталовкла день							+
2	Торгова марка					+		

Продовження таблиці 5.2

3	Популярність в продукції					+		
4	Рівень концентрації						+	
5	Швидкість поставок							+
6	Гнучкість ціни							+
7	Прибуток для покупця							+

5.4 Технологічний аудит проекту

Для того, щоб зрозуміти, як реалізувати ідею технічно нам необхідно провести технологічний аудит проекту за стандартними техніками – для початку цього буде достатньо. Основною ідеєю є реалізація програмного продукту для оцінки сталості ТОС, а тому, будемо шукати схожі технології, які дозволять нам вирішити дану задачу.

Виходячи з проаналізованих даних (табл. 5.3) було обрано наступне технологічне рішення: Продаж готової продукції для підприємства з наданням інструкції користувача для визначення вихідних даних. Таке рішення було прийняте виходячи з наявності та доступності технології.

Таблиця 5.3 – Технологічний аудит проекту

<i>№ n/n</i>	<i>Ідея проекту</i>	<i>Технології її реалізації</i>	<i>Наявність технологій</i>	<i>Доступність технологій</i>
1	Реалізація програмного продукту для оцінки сталості ТОС	Продаж готової продукції для підприємства з наданням інструкції користувача для визначення вихідних даних.	так	Так
2	Реалізація програмного продукту для оцінки сталості ТОС	Використання програмного продукту нашим спеціалістом, що визначить вихідні дані на підприємстві	Так, необхідне доопрацювання	Так

5.5 Аналіз ринкових можливостей стартап-проекту

Визначення ринкових можливостей, які можна використати під час ринкового впровадження проекту та ринкових загроз, які можуть перешкодити реалізації проекту, дозволяє спланувати напрями розвитку проекту із урахуванням стану ринкового середовища, потреб потенційних клієнтів та пропозицій проектів-конкурентів.

Визначаємо потенційні групи клієнтів, їх характеристики та формуємо орієнтовний перелік вимог до товару для кожної групи (табл. 5.4).

Таблиця 5.4 – Характеристика потенційних клієнтів стартап-проекту

<i>№ n/n</i>	<i>Потреба, що формує ринок</i>	<i>Цільова аудиторія (цільові сегменти ринку)</i>	<i>Відмінності у поведінці різних потенційних цільових груп клієнтів</i>	<i>Вимоги споживачів до товару</i>
1	Висока якість оброблюваної поверхні	Підприємці, виробництва	Вимоги до якості обробленої поверхні	Усунення вібрацій при точінні
2	Окупність токарного обладнання	Підприємці, виробництва	Висока продуктивність токарного обладнання	Надання оптимальних режимів різання

Після визначення потенційних груп клієнтів проводиться аналіз ринкового середовища з використання аналітичних систем. Тому складаємо таблиці факторів, що сприяють ринковому впровадженню проекту, та факторів, що йому перешкоджають (табл. 5.5-5.6).

Таблиця 5.5 – Фактори загроз

<i>№ n/n</i>	<i>Фактор</i>	<i>Зміст загрози</i>	<i>Можлива реакція компанії</i>
1	Спад виробництва в галузі машинобудування	Нема потреби у продукції	Створення продукції для інших галузей
2	Економічне відкриття кордонів	Поява нових технологій	Застосування нових технологій

Продовження таблиці 5.5

3	Зростання інфляції	Падіння платоспроможності, в тому числі підприємств з якими співпрацюємо	Гнучке ціноутворення
---	--------------------	--	----------------------

Таблиця 5.6 – Фактори можливостей

<i>№ n/n</i>	<i>Фактор</i>	<i>Зміст загрози</i>	<i>Можлива реакція компанії</i>
1	Політика протекціонізму	Захист вітчизняного виробника внаслідок чого буде розвиватися галузь споживача стартапу	Залучення у коло споживачів споріднених галузей
2	Стимулювання розвитку інноваційного підприємництва	Зменшення податкового тиску на стартап	Розширення масштабів стартапу

Таблиця 5.7 – Ступеневий аналіз конкуренції ринку

<i>Особливості конкурентного середовища</i>	<i>В чому проявляється дана характеристика</i>	<i>Вплив на діяльність підприємства (можливі дії компанії, щоб бути конкурентоспроможною)</i>
Тип конкуренції	Монополістична конкуренція	Конкуренція, ринкова ситуація, за якої відносно велика кількість невеликих виробників пропонують схожу але не ідентичну продукцію

Продовження таблиці 5.7

Рівень конкурентної боротьби	Національний рівень	Національна конкуренція і конкурентоспроможність окремих фірм, підприємств і організацій відбувається і проявляється на національному рівні
За галузевою ознакою	внутрішньогалузева	Застосування програмного продукту можливе лише на підприємствах машино-, авіа-, приладобудування
Конкуренція за видами товарів	Товарно-видова конкуренція	Відстеження тенденцій на ринку з можливістю появи на ринку продуктів-замінників
За характером конкурентних переваг	Цінова	Гнучке ціноутворення з урахуванням динаміки попиту. Удосконалення технології, що спрямована на підвищення базових переваг
За інтенсивністю - марочна/не марочна	Немарочна	Забезпечення масштабованості стартапу в найближчій перспективі для створення стійкого сприйняття стартапу як окремої бізнес одиниці

Після аналізу конкуренції проводимо більш детальний аналіз умов конкуренції в галузі за моделлю 5 сил М. Портера (табл. 5.8).

Таблиця 5.8 – Аналіз конкуренції в галузі з М. Портером

	<i>Прямі конкуренти в галузі</i>	<i>Потенційні конкуренти</i>	<i>Постачальники</i>	<i>Клієнти</i>	<i>Товари-замінники</i>
<i>Складові аналізу</i>	Конкурент 1; Конкурент 2; Конкурент 3	Прихильність споживачів до певних марок; Доступ до каналів збуту	немає необхідності в постачальниках	можливості впливати на ціни є	ціна замінника більш висока
<i>Висновки:</i>	Інтенсивність конкуренції середня	Можливість входу на ринок є; Потенційні конкуренти є	Постачальники не диктують умови роботи на ринку	Клієнти можуть вимагати використовувати більш сучасні технології	Обмеження для роботи на ринку через більш відомі фірми товарів замінників

Отже можливості виходу на ринок є.

На основі аналізу конкуренції, приведеного в табл. 5.8, а також із урахуванням характеристик ідеї проекту (табл. 5.2), вимог споживачів до товару (табл. 5.4) та факторів маркетингового середовища (табл. 5.5-5.6) визначаємо та обґрунтовується перелік факторів конкурентоспроможності. Аналіз оформлюється в табл. 5.9.

Таблиця 5.9 – Обґрунтування факторів конкурентоспроможності

<i>№ n/n</i>	<i>Фактор конкурентоспроможності</i>	<i>Обґрунтування (наведення чинників, що роблять фактор для порівняння конкурентних проектів значущим)</i>
1	Темп збільшення галузі	Можливість збільшити продаж
2	Приріст числа споживачів	Збільшення прибутку
3	Динаміка розширення ринку	Залучення нових споживачів
4	Ступінь оновлення продукції	Відповідність сучасним потребам споживачів
5	Ступінь оновлення технології	Нові можливості для удосконалення
6	Рівень насичення попиту	Підвищення ціни
7	Суспільне сприйняття товару	Стабільність продажу
8	Державне регулювання збільшення	Інвестиція у розвиток
9	Збільшення числа конкурентів	Обмін досвідом
10	Ступінь застарівання продукції	Виявлення слабких сторін продукту

За визначеними факторами конкурентоспроможності (табл. 5.9) проводиться аналіз сильних та слабких сторін стартап-проекту (табл. 5.10).

Фінальним етапом ринкового аналізу можливостей впровадження проекту є складання SWOT-аналізу (матриці аналізу сильних (Strength) та слабких (Weak) сторін, загроз (Troubles) та можливостей (Opportunities) (табл. 5.11) на основі виділених ринкових загроз та можливостей, та сильних і слабких сторін (табл. 5.10).

Таблиця 5.10 – Порівняльний аналіз сильних та слабких сторін проекту

№ n/n	Фактор конкурентоспроможності	Бали	Рейтинг товарів-конкурентів у порівнянні з «Конкурент 1»						
			-3	-2	-1	0	+1	+2	+3
1	Темп збільшення галузі	-1			+				
2	Приріст числа споживачів	0					+		
3	Динаміка розширення ринку	-1			+				
4	Ступінь оновлення продукції	1						+	
5	Ступінь оновлення технології	3						+	
6	Рівень насичення попиту	4					+		
7	Суспільне сприйняття товару	7							+
8	Державне регулювання збільшення	8					+		
9	Збільшення числа конкурентів	8				+			
10	Ступінь застарівання продукції	7			+				

Таблиця 5.11 – SWOT-аналіз стартап-проекту

<p><i>Сильні сторони:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> • досвідчена команда інженерів; • інвестиційна привабливість підприємства; • зважена цінова політика; • відсутність конкурентів у цій категорії; • популярність продукції; • врахування потреб споживачів 	<p><i>Слабкі сторони:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> • невідома торгова марка; • низька репутація компанії; • відсутність досвідчених менеджерів і маркетологів
<p><i>Можливості:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> • зростання фінансових доходів населення; 	<p><i>Загрози:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> • поява конкурентів; • економічний спад;

Продовження таблиці 5.11

<ul style="list-style-type: none"> • випуск нової продукції; • нові технології; • послуги з оренди продукції 	<ul style="list-style-type: none"> • нестабільна економічна ситуація країни; • зміна законодавства
---	--

Перелік ринкових загроз та ринкових можливостей складається на основі аналізу факторів загроз та факторів можливостей маркетингового середовища. Ринкові загрози та ринкові можливості є наслідками (прогнозованими результатами) впливу факторів, і, на відміну від них, ще не є реалізованими на ринку та мають певну ймовірність здійснення. Наприклад: зниження доходів потенційних споживачів – фактор загрози, на основі якого можна зробити прогноз щодо посилення значущості цінового фактору при виборі товару та відповідно, – цінової конкуренції (а це вже – ринкова загроза).

На основі SWOT-аналізу розробляються альтернативи ринкової поведінки (перелік заходів) для виведення стартап-проекту на ринок та орієнтовний оптимальний час їх ринкової реалізації з огляду на потенційні проекти конкурентів, що можуть бути виведені на ринок.

Визначені альтернативи аналізуються з точки зору строків та ймовірності отримання ресурсів (табл. 5.12).

Таблиця 5.12 – Альтернативи ринкового впровадження стартап-проекту

<i>№ n/n</i>	<i>Альтернатива (орієнтовний комплекс заходів) ринкової поведінки</i>	<i>Ймовірність отримання ресурсів</i>	<i>Строки реалізації</i>
1	Стратегія нейтралізації ринкових загроз сильними сторонами стартапу	Висока	2 роки

Продовження таблиці 5.12

2	Стратегія підсилення сильних сторін за рахунок ринкових можливостей	Висока	1 рік
3	Стратегія компенсації слабких сторін наявними ринковими можливостями.	Середня	2 роки
4	Стратегія виходу з ринку	Низька	Немає

5.6 Розроблення ринкової стратегії

Розроблення ринкової стратегії першим кроком передбачає визначення стратегії охоплення ринку: опис цільових груп потенційних споживачів (табл. 5.13).

Таблиця 5.13 – Вибір цільових груп потенційних споживачів

<i>№ п/п</i>	<i>Опис профілю цільової групи потенційних клієнтів</i>	<i>Готовність споживачів сприйняти продукт</i>	<i>Орієнтовний попит в межах цільової групи (сегменту)</i>	<i>Інтенсивність конкуренції в сегменті</i>	<i>Простота входу у сегмент</i>
1	Виробництво (продавець)	Готові	Високий	Середня	Низька
2	Виробництво (покупець)	Готові	Високий	Висока	Низька
3	Моніторингові групи	Готові	Середній	Висока	Висока

Проаналізувавши потенційні групи споживачів обираю наступні три цільові групи та визначено стратегію охоплення ринку. Оскільки компанія працює на одному сегменті, то використовуємо стратегію концентрованого маркетингу.

Для роботи в обраному сегменті ринку сформулюємо базову стратегію розвитку, а саме стратегію спеціалізації (табл. 5.14).

Таблиця 5.14 – Визначення базової стратегії розвитку

<i>Базова стратегія розвитку</i>	<i>Стратегія охоплення ринку</i>	<i>Ключові конкурентоспроможні позиції відповідно до обраної альтернативи</i>
Стратегія спеціалізації	концентрований маркетинг	<ul style="list-style-type: none"> • Дозволяє домогтися високої частки ринку в цільовому сегменті, але завжди веде до малої частки ринку в цілому; • великий розрив в цінах по відношенню до неспеціалізованих товарів конкурентів; • скорочення відмінностей у вимогах до товару з боку цільового сегмента і ринку в цілому; • вихід конкурентів на ще більш вузькі підсегмент цільового для компанії ринку

Стратегія спеціалізації передбачає концентрацію на потребах одного цільового сегменту, без прагнення охопити увесь ринок. Мета тут полягає в задоволенні потреб вибраного цільового сегменту краще, ніж конкуренти. Така стратегія може спиратися як на диференціацію, так і на лідерство по

витратах, або і на те, і на інше, але тільки у рамках цільового сегменту. Проте низька ринкова доля у разі невдалої реалізації стратегії може істотно підірвати конкурентоспроможність компанії.

Наступним кроком є вибір стратегії конкурентної поведінки (табл. 5.15). Обираємо стратегію наслідування лідера.

Таблиця 5.15 – Визначення базової стратегії конкурентної поведінки

<i>Чи є проект «першопрохідцем» на ринку?</i>	<i>Чи буде компанія шукати нових споживачів, або забирати існуючих у конкурентів?</i>	<i>Чи буде компанія копіювати основні характеристики товару конкурента, і які?</i>	<i>Стратегія конкурентної поведінки</i>
ні	буде забирати існуючих у конкурентів та шукати нових	ні	Стратегія наслідування лідера

На основі вимог споживачів з обраних сегментів до постачальника (стартап-компанії) та до продукту (див. табл. 5.4), а також в залежності від обраної базової стратегії розвитку (табл. 5.14) та стратегії конкурентної поведінки (табл. 5.15) розробляється стратегія позиціонування (табл. 5.16), що полягає у формуванні ринкової позиції (комплексу асоціацій), за яким споживачі мають ідентифікувати торгівельну марку/проект.

Таблиця 5.16 – Визначення стратегії позиціонування

<i>№ п/ п</i>	<i>Вимоги до товару цільової аудиторії</i>	<i>Базова стратегія я розвитку</i>	<i>Ключові конкурентоспромо жні позиції власного стартап- проекту</i>	<i>Вибір асоціацій, які мають сформувавши комплексну позицію власного проекту (три ключових)</i>
1	Простий і зрозумілий інтерфейс	Стратегія спеціалізації	<ul style="list-style-type: none"> • Відносно невисока ціна за необхідний програмний продукт; • швидкодія роботи; • підтримка та консультація від виробника 	<ul style="list-style-type: none"> • доступний продукт в даному сегменті; • використанні інформаційних технологій для моделювання процесів, що відбуваються в ТОС; • підвищення продуктивності токарного обладнання
2	Простота у використанні			
3	Простота отримання вихідних даних для моделювання			
4	Графічне представлення результатів моделювання			
5	Адекватність отриманих результатів			
6	Гасіння вібрацій на практиці			

5.7 Розроблення маркетингової програми стартап-проекту

Першим кроком є формування маркетингової концепції товару, який отримає споживач. Для цього у табл. 5.17 потрібно підсумувати результати попереднього аналізу конкурентоспроможності товару.

Таблиця 5.17 – Визначення стратегії позиціонування

<i>Потреба</i>	<i>Вигода, яку пропонує товар</i>	<i>Ключові переваги перед конкурентами (існуючі або такі, що потрібно створити)</i>
Технології, що забезпечать усунення вібрацій при точінні та підвищення продуктивності токарного обладнання	Усунення вібрацій при точінні за рахунок вибору оптимальних режимів різання або ж оптимальних параметрів динамічного компенсатора коливань	Оцінка сталості ТОС з урахуванням оброблення за слідом. Відносно недорого вартість програмного забезпечення.
	Підвищення продуктивності токарного обладнання	

Останньою складовою маркетингової програми є розроблення концепції маркетингових комунікацій, що спирається на попередньо обрану основу для позиціонування, визначену специфіку поведінки клієнтів (табл. 5.18).

Таблиця 5.18 – Визначення стратегії позиціонування

<i>№ п/ п</i>	<i>Специфіка поведінки цільових клієнтів</i>	<i>Канали комунікацій, якими користуються цільові клієнти</i>	<i>Ключові позиції, обрані для позиціонування</i>	<i>Завдання рекламного повідомлення</i>
1	Обережний вибір потенційних контрагентів, що зумовлено особливістю ринку з використання Інформаційних технологій	Інтернет-розсилки	Технологія	Привернути увагу до систем з аналітикою в реальному часі
2		Контекстна реклама	Технологія	
3		Спеціалізовані виставки, форуми	Технологія	

5.8 Висновки

Переглянувши всі позитивні і негативні риси методів усунення вібрацій при точінні, можемо зробити висновок, що представлена ідея є актуальною та цілком адекватною для застосування. Технологія є доступною в плані ціни та застосування на власних підприємствах чи заводах.

Оскільки ринок монополістична конкуренція, то бар'єри входу на ринок – високі. Наявна конкуренція високої концентрації середнього рівня інтенсивності. Для ринкової реалізації проекту обрано стратегію концентрованого маркетингу окремого сегменту, з яким планує взаємодіяти стартап, а саме галузі машино-, авіа- та приладобудування.

Розвиток запропонованого стартап-проекту буде пов'язаний з можливістю інтенсифікації економічного розвитку в Україні, бо життєздатність стартапу визначатиметься темпами зростання машинобудівної

промисловості та споріднених галузей, де необхідна максимальна продуктивність виробничого обладнання.

ВИСНОВКИ

В ході виконання магістерської дисертація на тему «Пасивні методи усунення вібрацій при обробленні різанням» було:

1. Розроблено математичну модель процесу різання (точіння) з урахуванням замкненості пружної технологічної обробляючої системи у вигляді одно масової динамічної системи з одним ступенем свободи та урахуванням оброблення за слідом з використанням запізнюючої ланки з часом запізнення, що дорівнює часу одного оберту заготовки.
2. Створено прикладну програму моделювання процесів, що відбуваються в технологічній обробляючій системі (ТОС) у часі з визначенням частотних амплітудно-фазових характеристик на комплексній площині.
3. Доведено, що критерій сталості Найквіста має застосовуватись до ТОС з урахуванням оброблення за слідом в наступному вигляді: «Система буде сталою, якщо графік її амплітудно-частотної характеристики не охоплює точку з координатами $[1, 0]$ ».
4. Доведено можливість побудови діаграми сталості в координатах «частота обертання – глибина різання» за допомогою створеної прикладної програми моделювання.
5. Розроблено методикау визначення оптимальних параметрів (маси і жорсткості) динамічного компенсатора коливань для заданої технологічної обробляючої системи.

Список використаних джерел

1. Eynian M. Frequency Domain Study of Vibrations Above and Under Stability Lobes in Machining Systems [Електронний ресурс] / Mahdi Eynian // Elsevier. – 2014. – Режим доступу до ресурсу: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S221282711400211X>.
2. Moon F. C., Kalmar-Nagy T. Nonlinear models for complex dynamics in cutting materials / The Royal Society, 2001, USA, Sibley School of Aerospace and Mechanical Engineering, pp. 695-711.
3. Мельничук П.П., Скочко Є.В. Аналіз динаміки технологічних систем при обробці деталей різанням / ВІСНИК ЖДТУ № 4 (51), с.69-72.
4. Асташев В.К., Корендясев Г.К. О моделях возбуждения автоколебаний при резании / ПРОБЛЕМЫ МЕХАНИКИ СОВРЕМЕННЫХ МАШИН, 2012, Т. 2, с.211-215.
5. Богомолов М.Н. Причины возникновения автоколебаний при резании / Научный альманах · 2017 · N 1-3(27), с.26-30.
6. Оргиян А.А., Ореховский В.А., Динамика стационарных систем металлорежущих станков / Праці Одеського політехнічного університету, 2012 Вип. 1(38), с.71-79.
7. Корендясев Г.К. О физических моделях возбуждения автоколебаний при резании / Вестник научно- технического развития, №7 (71), 2013, с.15-25.
8. Ahmadi K., Ismail F. Analytical stability lobes including nonlinear process damping effect on machining chatter. International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 51, Issue 4, 2011, p. 296-308.
9. Ahmadi K., Ismail F. Stability lobes in milling including process damping and utilizing multifrequency and semi-discretization methods. International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 54, 2012, p. 46-54.
10. Altintas Y., Eynian M., Onozuka H. Identification of dynamic cutting force coefficients and chatter stability with process damping. CIRP Annals – Manufacturing Technology, Vol. 57, Issue 1, 2008, p. 371- 374.
11. Altintas Y. Manufacturing automation : metal cutting mechanics, machine tool vibrations, and CNC design / Cambridge University Press, New York, NY 10013-2473, USA 2012, 366p.
12. Fansen Kong, Peng Liu, Xiaoming Wang Experimental Investigation of Evolution Process of Nonlinear Characteristics from Chatter Free to Chatter / Journal of Modern Physics, 2011, 2, 1041-1050, 1041-1050

13. Петраков Ю.В. Автоматичне управління процесами обробки матеріалів різанням / УкрНІАТ, Київ, 2003, 383с.
14. Петраков Ю.В., Драчев О.И. Моделирование процессов резания / ТНТ, 2013, 240с.
15. Петраков Ю.В., Драчев О.И. Автоматическое управление процессами резания / ТНТ, 2014, 408с.
16. Nicolescu M., Frangoudis C., Semere D., Archenti A., Rashid A. New paradigm in control of machining system's dynamics / Journal of Machine Engineering, Vol. 15, No. 3, 2015 pp.117-137
17. Цыпкин Я. З., Устойчивость систем с запаздывающей обратной связью, Автомат. и телемех.,1946, том 7, выпуск 2-3, с.107–129
18. John S. Agariou David A. Stephenson Metal Cutting Theory and Practice / Third Edition, 2016 by Taylor & Francis Group, LLC, 932 p.
19. Brandon C., Gegg I C., Steve Suh, Albert C.J. Luo Machine Tool Vibrations and Cutting Dynamics / Springer Science+Business Media, LLC 2011, 179 p.
20. Кудинов В.А. Динамика станков. М., Машиностроение, 1967, 360 с.
21. Mubarak A. M., FadulAlmula¹, Haitao Zhu², Hassan A. Wahab Damping effect on chatter stability of turning and milling processes / JVE INTERNATIONAL LTD. VIBROENGINEERING PROCEDIA. SEP 2017, VOL. 13. ISSN 2345-0533. 4
22. Жесткость и вибрации при токарной обработке. [Электронный ресурс] // СтанкоМашКомплекс. Тверской станкострительный завод. – Режим доступа до ресурсу: <https://stankomach.com/o-kompanii/articles/zhestkost-i-vibracii-pri-tokarnoj-obrabotke.html>.
23. Антивибрационный инструмент Sielent Tools [Электронный ресурс] // Sandvik Coromant – Режим доступа до ресурсу: <https://www.sandvik.coromant.com/sitecollectiondocuments/downloads/global/technical%20guides/ru-ru/c-1020-17.pdf>.
24. Каталог инструментов Atorn. Turning tools 2018.
25. Steben Y. Liang, Albert J. Shih. Analysis of Machining and Machine Tools.
26. Niels van Dijk. Active chatter control in high-speed milling processes.
27. Anderson W. Cut the chatter [Электронный ресурс] / Wade Anderson // Cutting tool engineering. – 2015. – Режим доступа до ресурсу: <https://www.ctemag.com/news/articles/cut-chatter>.
28. Machining Navi [Электронный ресурс] // Metal Tech – Режим доступа до ресурсу: <http://www.metaltch.by/catalog/sistema-chpu/okuma-s-intelligent-technology/machining-navi/>.

29. Петраков Ю. В., Трибрат К. О. Забезпечення динамічних характеристик технологічної оброблювальної системи / МАТЕРІАЛИ XVIII Міжнародної науково-практичної конференції, «МАШИНОБУДУВАННЯ ОЧИМА МОЛОДИХ: прогресивні ідеї – наука – виробництво», Краматорськ, 2018, с.152-155.

ДОДАТКИ



Диплом

ДРУГОГО СТУПЕНЯ

Нагороджується

ТРИБРАТ

Костянтин Олександрович

*за перемогу
у Всеукраїнському конкурсі студентських наукових робіт
зі спеціальності
«Прикладна механіка (технології машинобудування)»
(2018–2019 навч. р.)*

Голова галузевої конкурсної комісії,
перший проректор Житомирського державного
технологічного університету,
докт. екон. наук проф.



Олійник О.В.

26 квітня 2019 р.

м. Житомир

